





Informe sobre el modelo de zonificación de Airzone y su comparación con un sistema no zonificado.

1. INTRODUCCIÓN.	- 1 -
1.1 ANTECEDENTES Y OBJETIVOS.	- 1 -
1.2 METODOLOGÍA.	- 9 -
1.4 DIMENSIONADO DE LOS EQUIPOS SELECCIONADOS.	- 10 -
1.5 MODELO DEL EDIFICIO.	- 12 -
2. RESULTADOS.	- 13 -
2.1 GRADO DE CONFORT.	- 15 -
2.2 CONSUMO ELÉCTRICO.	- 18 -
3. CONCLUSIONES.	- 28 -
4. ANEXOS DE CÁLCULO.	- 29 -
A. EQUIPOS DE ENSAYO UTILIZADOS Y ERRORES ASOCIADOS A LAS MEDIDAS.	- 29 -
B. MODELO DE DISTRIBUCIÓN DE LOS CAUDALES DE IMPULSIÓN DE UN SISTEMA ZONIFICADO.	- 33 -
C. MODELO DE COMPORTAMIENTO DEL EQUIPO INVERTER DE EXPANSIÓN DIRECTA A PLENA CARGA.	- 43 -
D. MODELO DE COMPORTAMIENTO DEL EQUIPO INVERTER DE EXPANSIÓN DIRECTA A CARGA PARCIAL EN MODO FRÍO.	- 64 -
E. CÁLCULO DEL CONSUMO ELÉCTRICO DE UN EQUIPO INVERTER.	- 68 -
F. IMPLEMENTACIÓN DE LOS MODELOS DE EQUIPOS EN TRNSYS.	- 70 -
G. COEFICIENTES DE LAS CURVAS DE MODIFICACIÓN DE LA CAPACIDAD Y EFICIENCIA CALORÍFICA NOMINALES DEL EQUIPO.	- 76 -
H. DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO.	- 78 -
4. BIBLIOGRAFÍA.	- 88 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

1. Introducción.

1.1 Antecedentes y objetivos.

Para los países desarrollados se calcula que el 40% del consumo final de energía se produce en los edificios, y que aproximadamente el 50% es atribuible a los sistemas de refrigeración y calefacción. Prueba del creciente interés en la reducción del consumo energético en la edificación es la publicación en algunas Comunidades Autónomas Españolas, como la de Andalucía, de órdenes que establecen las bases reguladoras de un programa de incentivos para el desarrollo energético sostenible. En Andalucía, esta orden se publica el 4 de Febrero de 2009, y se adapta a lo preceptuado en el Decreto 23/2009, de 27 de enero, por el que se establece el marco regulador de las ayudas a favor del medio ambiente y el desarrollo energético sostenible de Andalucía. En concreto, la citada Orden tiene el objetivo de contribuir a la mejora de la protección ambiental mediante el fomento del ahorro de energía, tanto en las nuevas instalaciones que se proyectan, incidiendo en la mejora de la eficiencia en el uso de la energía, en los centros principales de consumo, así como en sectores concretos en los que, progresivamente, está aumentando el uso de la energía.

En el sector residencial y de servicios de pequeña y mediana potencia se utilizan con frecuencia sistemas todo-aire con máquinas inverter de expansión directa y una red de conducto de caudal constante. Este tipo de sistema se basa en el control de la temperatura de una única zona, de tal forma que esta temperatura se mantendrá dentro del intervalo de confort. En cuanto al resto de zonas, aún estando bien diseñada la red de conductos y elegida la potencia máxima del equipo, si no presentan un perfil de carga parecido al de la zona de control, sus temperaturas pueden situarse fuera del rango de confort. En el gráfico 1 se muestra un esquema del sistema inverter no zonificado modelado.

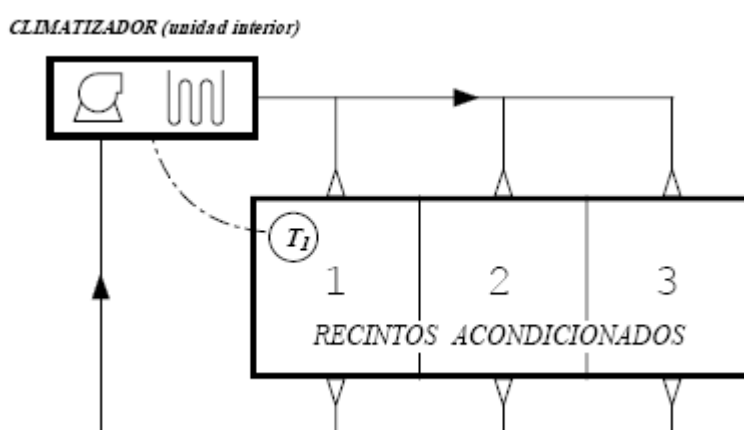




Gráfico 1: Esquema de un sistema no zonificado.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 1 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

Alternativamente a estos sistemas, surgen los sistemas de zonificación por aire. A diferencia del sistema anterior, el sistema zonificado se basa en el control independiente de la temperatura de cada una de las zonas. Para ello se hace uso de compuertas motorizadas de zona, las cuales al ser controladas a través de termostatos, consiguen mantener la temperatura requerida en cada zona. En cuanto al exceso de caudal, que ha impulsado el ventilador y que no han requerido las zonas, existen dos formas de tratarlo. Por un lado, utilizar un ventilador de velocidad variable que adapte el caudal impulsado al demandado, y por otro, implantar una compuerta de bypass que retorne el caudal sobrante a la batería de la unidad interior. Los dos sistemas de zonificación planteados se estudian en el presente informe, y se comparan desde el punto de vista de consumo eléctrico anual. La idea es la de determinar la conveniencia de eliminar o no el bypass en este tipo de instalaciones, debido a la tendencia de los fabricantes de equipos de expansión directa a introducir cada vez más pasos de velocidad en el ventilador de la unidad interior. En el gráfico 2 se muestra un esquema de un sistema zonificado con bypass.

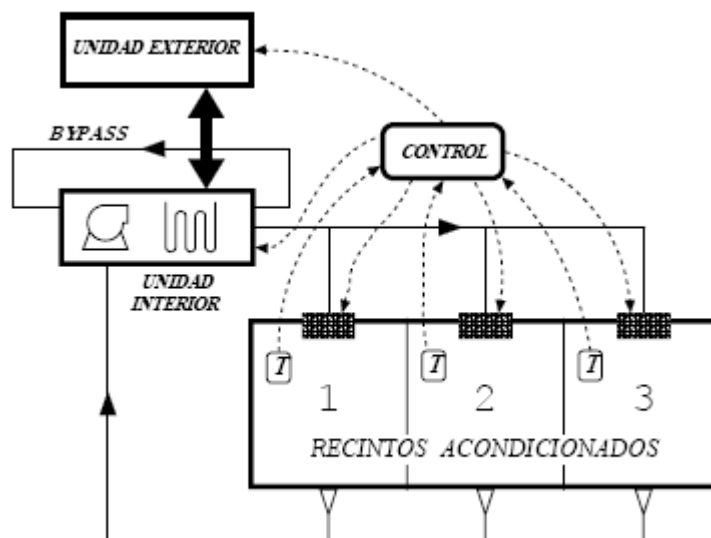




Gráfico 2: Esquema de un sistema de zonificación con bypass.

Las principales ventajas que presenta este sistema de zonificación son dos. Por un lado, la carga combatida es menor puesto que sólo se climatizan aquellas zonas en las que hay ocupación y demanda. Como consecuencia, se consiguen dos aspectos positivos que se enumeran a continuación:

1. Los equipos inverter de expansión directa presentan tres regímenes de funcionamiento. En uno de estos estadios de trabajo, que se conoce como trabajo a carga parcial, el coeficiente de eficiencia del equipo (COP) mejora proporcionalmente a la reducción de carga combatida por el equipo. Es decir, cuanto menor sea esta carga combatida, mayor será el COP de trabajo del equipo. En el gráfico 3 mostramos la curva de comportamiento a carga parcial, que a través de la herramienta Calener-BD, se define para el modelo RXYSQ4PV de la generación Mini VRV-III de Daikin.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 2 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

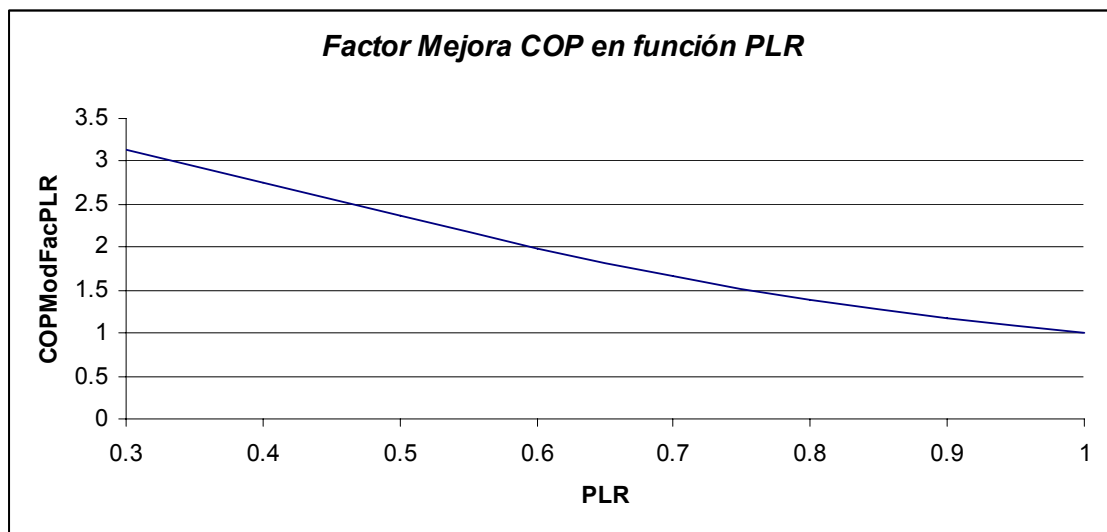


Gráfico 3: Curva de comportamiento a carga parcial de un equipo de climatización inverter.



2. La potencia de la máquina requerida será menor, lo cual se traduce en un menor coste de inversión inicial en el equipo.

La segunda de las ventajas, se refiere al confort conseguido. Mientras que con un sistema no zonificado sólo se controla una de las zonas, las compuertas motorizadas de las que dispone el sistema zonificado permiten, siempre y cuando la máquina esté bien seleccionada, mantener el confort en todas ellas

En cuanto a los inconvenientes del sistema, están relacionados con la reducción del COP. Los factores que afectan a esta reducción, son los que se enumeran a continuación:

1. El caudal de impulsión retornado a la batería de la unidad interior, hace que la misma trabaje con temperaturas de retorno más desfavorables. Este efecto lo eliminamos en el caso de trabajar con un sistema zonificado sin bypass.
2. La compuerta de bypass del sistema no es ideal, es decir, no es capaz de evacuar todo el caudal que no es impulsado a las zonas que no se encuentran en demanda. Este efecto da lugar a sobrepresiones en la red de conducto, que hacen que no se trabaje en un rango de presiones nominales y por tanto varíe el caudal de impulsión total del ventilador. En el caso de un sistema sin bypass, como el número de velocidades del ventilador no es tan elevado como para adaptarse a todas las situaciones, este efecto también será apreciable.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 3 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

Los ensayos experimentales, a los que se han sometido los equipos de expansión directa, han demostrado que el hacer trabajar a la batería y ventilador fuera de los rangos nominales de temperaturas y presiones, supone una reducción del COP del equipo.

Como es sabido, el consumo eléctrico de los equipos de climatización depende de dos factores, la carga combatida y el COP de trabajo de los mismos.



$$Pot. Eléctrica = \frac{Q_{total}}{COP}$$

De esta forma, si analizamos por separado cada uno de los efectos que el sistema de zonificación produce sobre el equipo, comprobamos que por un lado conseguimos reducir la carga combatida, pero que existen factores que mejoran y otros que empeoran el COP. En este sentido, aparece la necesidad de obtener un modelo matemático del sistema inverter con zonificación que permita evaluar de forma conjunta todos estos factores, y así determinar si el consumo global del equipo aumenta o se reduce en relación al consumo de un sistema inverter no zonificado.

Actualmente no existe una herramienta que calcule el ahorro que un sistema inverter con zonificación por aire, con o sin bypass, puede conseguir con respecto a un sistema inverter sin zonificación. Así, el trabajo propuesto avanza al considerarse un sistema multizona con una formulación detallada de los mecanismos de transferencia de calor en edificios, al que se le acopla un sistema inverter de climatización, para simular sus condiciones reales de funcionamiento. La diferencia con otros programas de cálculo de carga horario, radica en el hecho de que mediante este acoplamiento, somos capaces de discretizar qué zonas están o no en demanda, y así plantear un balance térmico de evolución libre de temperatura en aquellas zonas que estén inactivas. Este efecto es de gran importancia ya que hace que varíen las condiciones de contorno de las zonas que si permanecen activas, y por tanto la carga térmica de los mismos se verá alterada con respecto al cálculo básico en el que todos los espacios están climatizados.

La Corporación Altra, a través de su división Airzone, fabricante de sistemas de zonificación por aire integrados con el equipo inverter, propone evaluar la conveniencia de un sistema de este tipo, desde el punto de vista del confort de los ocupantes, demanda térmica y consumos eléctricos anual, con respecto a un sistema inverter no zonificado. Los sistemas de zonificación desarrollados por la Corporación Altra, a través de su división Airzone, varían desde el punto de vista del control. Así, la comparación se realizará teniendo en cuenta algunos de ellos. Esto ayudará a determinar qué estrategias de control repercuten en un mayor ahorro energético. Los sistemas implementados son los que se enumeran a continuación.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 4 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

1) Sistema de zonificación con integración entre sistema y equipo.

La principal ventaja que presenta este sistema es la presencia de una pasarela de comunicación entre el sistema de zonificación y el termostato del equipo de climatización. De esta forma, desde la placa de control del sistema de zonificación, es posible controlar las siguientes variables.

1. Modo de funcionamiento del equipo: el modo de trabajo del equipo (refrigeración, calefacción o ventilación) será el que la mayoría de las zonas demanden. Aquellas zonas que se encuentren en inversión térmica, es decir, el equipo trabaje en el modo contrario al que ella demanda, se mantendrán cerradas.
2. Temperatura de consigna del equipo de climatización: se tomará la temperatura mínima o máxima de las temperaturas definidas por el usuario en las zonas activas, según el modo de funcionamiento sea de refrigeración o calefacción respectivamente.
3. Velocidad de trabajo del ventilador: puesto que los equipos de climatización normalmente disponen de dos velocidades de trabajo del ventilador, se fijará una u otra en función del número de zonas activas en cada momento. El criterio fijado se hace depender del porcentaje de zonas activas con respecto al total, teniendo en cuenta que la zona maestra, la que normalmente presenta una mayor demanda térmica, tiene un peso doble. Es decir, en esta evaluación del número de zonas en demanda, todas las zonas tienen un valor igual a la unidad, mientras que la zona maestra vale dos.

En el gráfico 4 se define un esquema gráfico del intercambio de información establecido entre el termostato del equipo y la pasarela de comunicaciones del sistema de zonificación.

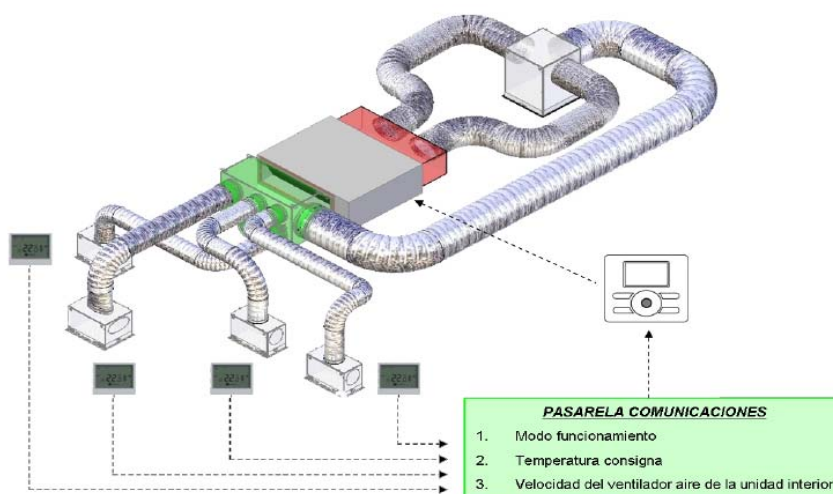




Gráfico 4: Sistema de control con pasarela de comunicaciones.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 5 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

La introducción de varios pasos de velocidad en el ventilador de la unidad interior, hace pensar en la viabilidad de eliminar la compuerta de bypass, y convertir el sistema inverter con zonificación integrada y bypass, en un sistema de caudal variable. En este sentido, se evaluará este mismo sistema de control con integración entre máquina y sistema, en una instalación con y sin bypass. La única diferencia entre ambos modelos estará en el método establecido para el cálculo de los caudales de impulsión por zona. Esto nos ha obligado a ensayar la misma instalación, con y sin bypass, y determinar la variación en términos de evolución de presiones y caudales, que existe entre ambos modelos.



2) *Sistema de control con pasarelas de comunicación y sistema de gestión de la energía consumida.*

El pasado 27 de noviembre de 2009, se publicó en el Boletín Oficial del Estado (BOE) el Real Decreto 1826/2009 que modifica el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE). Este Real Decreto, establece limitaciones en lo referente a la temperatura interior a mantener dentro de los locales habitables tanto en invierno como en verano. Concretamente, fija una temperatura mínima en verano de 26°C, mientras que en invierno será de 21°C.

En este sentido, con el objetivo de seguir la tendencia marcada por el citado Real Decreto, la Corporación Altra, a través de su división Airzone, se plantea la idea de gestionar energéticamente los equipos inverter de expansión directa siguiendo dos posibilidades de control. Las hipótesis seguidas por cada una de ellas, se definen a continuación:

- A. *BlueFace*: este sistema de gestión energética, independientemente del comportamiento del sistema, restringe las temperaturas de consigna de cada zona a las definidas en el RITE, o en su caso a temperaturas más favorables, es decir, temperaturas mayores de 26°C en modo frío o menores de 21°C en modo calor. Este sistema de gestión es muy útil en instalaciones de edificios públicos, donde el Real Decreto que regula las temperaturas de consigna es de obligado cumplimiento. Este no es el caso de las viviendas, ya que convencer al usuario de mantener siempre las mismas temperaturas de consigna fijas, puede resultar algo complicado. En este sentido, se ha trabajado en otro sistema de gestión, en el cual partimos de las temperaturas de consigna definidas por el usuario, y únicamente se modificarán en aquellas situaciones en las que el equipo trabaja a plena carga. Este sistema de gestión, conocido como *Enerface*, se define a continuación.
- B. *Enerface*: a diferencia del sistema de gestión anterior, se trata de un sistema menos restrictivo desde el punto de vista del confort. El objetivo del mismo será el de evaluar las condiciones de operación del equipo, y conociendo el comportamiento del mismo en diferentes puntos de trabajo, configurar el sistema de climatización para que éste trabaje siempre en el punto de mayor eficiencia posible.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 6 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	



El algoritmo estará integrado en la pasarela de comunicaciones, que se coloca entre la placa de control del sistema de zonificación y el equipo inverter de climatización. Así, dispondrá de información sobre la actuación requerida por el usuario y la respuesta que la misma provoca en el equipo. De esta forma, la evaluación de la respuesta del equipo, será la que permita determinar los casos en los cuales el algoritmo tomará el control sobre la actuación del equipo. Las actuaciones del algoritmo irán encaminadas a evitar que la máquina trabaje fuera del régimen inverter, es decir, a plena carga o en ciclos de encendido y apagado, donde el coeficiente de eficiencia del equipo se reduce. Según las variables que el sistema de zonificación es capaz de controlar a través de la pasarela de comunicaciones, ver gráfico 4, las actuaciones que llevará a cabo el algoritmo serán las que se definen a continuación:

- 1 Cuando todas las zonas activas entran en un estado de no demanda, la placa de control del sistema apaga el equipo. Puesto que la histéresis de control de las zonas es menor que la del equipo, puede darse el caso que apaguemos el equipo por cierre de todas las zonas, sin que éste haya alcanzado su régimen mínimo de funcionamiento. En estos casos, se aumenta el grado de histéresis de la zona, para que el equipo siga reduciendo su régimen de trabajo, en vez de imponerle un ciclo de apagado.
- 2 Para evitar el segundo de los casos, es decir, un régimen de trabajo a plena carga del equipo, se actúa para conseguir reducir la demanda térmica que debe de combatir el equipo. Según las variables que controlamos a través de la pasarela de comunicaciones, se consigue modificando las temperaturas de consigna del equipo. Así, se parte de las temperaturas de consigna marcadas por el usuario, y en el caso de detectar un régimen de trabajo a plena carga, se desplaza la temperatura de consigna del equipo hasta conseguir un estado de trabajo a carga parcial, pero sin llegar a sobrepasar las temperaturas de confort establecidas por IDAE. Estos cambios de consigna se invertirán, y por tanto se conducirá gradualmente a la marcada por el usuario, cuando la demanda térmica se reduzca y se detecte la consecuente reducción de consumo eléctrico.

Así, a diferencia del control propuesto en el RITE, el algoritmo de ahorro energético únicamente modificará las condiciones de operación requeridas por el usuario en determinadas situaciones, y las mantendrá en el resto. Esta idea se traduce en una reducción del consumo eléctrico del equipo a la misma vez que se mantiene, durante el mayor tiempo posible, las condiciones de confort establecidas por el usuario.

Dentro de las variables que procesa el algoritmo, la de mayor peso sobre la decisión final es el consumo eléctrico del equipo. Para registrarlo, se ha añadido un sensor de corriente a la placa de control del sistema de zonificación. El mismo aporta información sobre la intensidad eléctrica de consumo del equipo, y después de compararla con el valor máximo

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 7 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

especificado por el fabricante, permite conocer el factor de trabajo del equipo a carga parcial (PLR).

Según lo definido en el párrafo anterior, si además de la reducción de demanda térmica que se consigue a través de un sistema zonificado, se añade al mismo un algoritmo de gestión de la temperatura de consigna, se consigue reducir aún más el factor de carga parcial, y como consecuencia la mejora del coeficiente de eficiencia será mayor.

Según ASHRAE [16], el siguiente gráfico muestra las zonas de confort donde el 80% de las personas, con una actividad sedentaria o levemente activa y un nivel de vestimenta de 0.5 y 0.9 clo en verano e invierno respectivamente, se encuentran en una situación térmica aceptable. Esta zona de confort varía en función de la actividad y el nivel de vestimenta, siguiendo las siguientes tendencias:

- Un aumento del nivel de vestimenta de 0.1 clo, da lugar a una reducción de los límites de temperatura operativa de 0.6 °C y viceversa.
- Un incremento de la actividad a realizar en la zona de 1.2 met, hace que los límites de temperatura operativa se reduzca 1.4°C y viceversa.

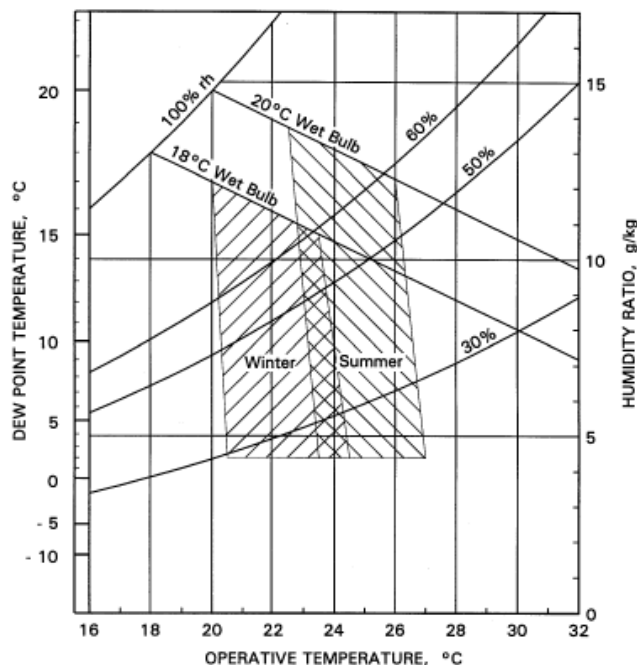




Gráfico 5: Rangos de confort de las temperaturas operativas con niveles de vestimenta adecuados a verano e invierno para una actividad sedentaria.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 8 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

Los niveles de actividad y vestimenta, para los cuales se han definido los intervalos de confort del gráfico 5, son adecuados para viviendas. De esta forma, la temperatura operativa que garantiza el sistema de gestión energética Enerface, que no es menor de 21 °C en invierno, ni superior a 26°C en verano, estará dentro de los intervalos de confort definidos por ASHRAE.

1.2 Metodología.

La monitorización y registro de los parámetros de funcionamiento de los sistemas propuestos para su posterior comparación, es costosa y complicada debido a la necesidad de comparar varios sistemas de climatización diferentes sometidos a las mismas condiciones de operación a lo largo de un periodo de tiempo amplio, como mínimo un año, y en distintas localidades. Por este motivo, se ha optado por la simulación térmica de edificios ya que presenta una alternativa económica y fiable.

El presente estudio se ha resuelto haciendo uso de unos de los programas de simulación más avanzados del mercado, TRNSYS. Sobre esta plataforma de cálculo, se han implementado los modelos matemáticos de todos los sistemas de climatización definidos en el apartado anterior. Estos modelos se han obtenido a través de los ensayos experimentales de un equipo de expansión directa en una doble cámara climática. La misma está compuesta por dos cámaras adosadas pero independientes en cuanto a su actuación, puesto que pueden ser programadas para garantizar distintas condiciones de temperatura y humedad. En este sentido una de ellas alberga la unidad exterior y la otra la interior, tal y como se puede apreciar en el gráfico 6.

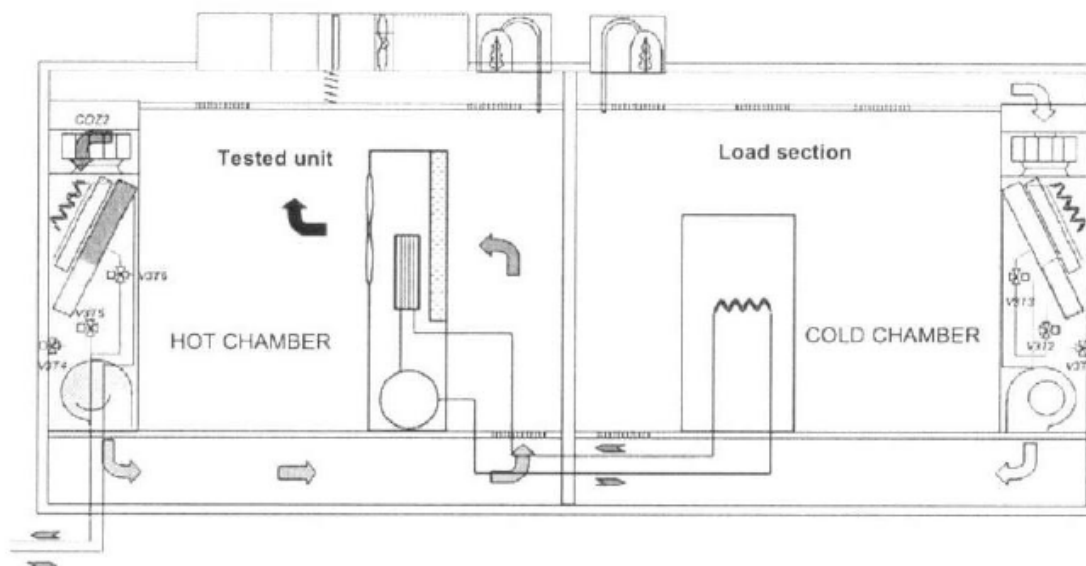




Gráfico 6: Situación del equipo de expansión directa en el interior de las cámaras climáticas.

Ambas cámaras climáticas se encuentran conectadas entre sí y con el exterior a través de pasamuros, lo cual permite pasar a través de ellos las tuberías de refrigerante y los cables de transmisión de los sensores de medida.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 9 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

De esta forma, se cuantifica la variación de las propiedades nominales del equipo, carga máxima y COP, en función de las temperaturas y contenido de humedad del aire de retorno a ambas baterías, además del caudal de impulsión de la unidad interior. La idea es la de determinar el comportamiento del equipo dentro del rango de condiciones trabajo a las que se va a ver sometido en una instalación real. Así, conseguiremos un buen acoplamiento entre edificio y sistema.

1.4 Dimensionado de los equipos seleccionados.

El dimensionado del equipo se realiza teniendo en cuenta que el rango de confort del usuario se establecerá entre 23 y 24°C. Así, si la temperatura en evolución libre de cualquiera de las zonas se mantiene en este margen de confort, el sistema de climatización permanece desconectado. Por otro lado, si la temperatura es superior o inferior a los márgenes establecidos, el sistema trabajará en modo frío o calor respectivamente. De esta forma, cuando el equipo trabaja en modo calor, trata de mantener la temperatura de la zona controlada en 23°C y cuando lo hace en modo frío, en 24°C.

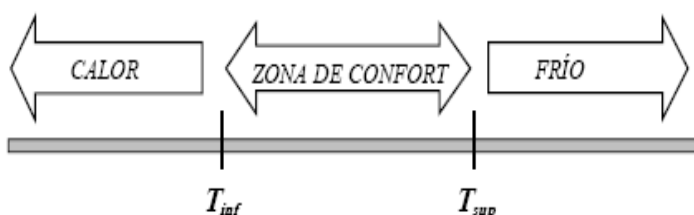


Gráfico 7: Definición de los rangos de trabajo del equipo en función de las temperaturas de trabajo.



En un sistema no zonificado, la red de distribución no dispone de ningún elemento que nos permita tratar por separado las necesidades de cada zona. Así, para asegurar la posibilidad de cubrir la carga punta en todas ellas, la potencia nominal del equipo debe tomarse igual o superior a la suma de cargas sensibles puntas de las zonas aún no siendo simultáneas.

Así, los valores de demandas térmicas en las diferentes localidades estudiadas, se resumen en las tablas 1, 2 y 3. En ellas, los valores positivos indican las cargas de refrigeración y los negativos de calefacción.

MADRID						
CARGAS	SALÓN	COCINA	D.PADRES	D.NIÑOS	OFICINA	SUMA DE PUNTAS
Q_{REFRIGERACIÓN} (W)	2240	1474	1695	1090	1147	7646
Q_{CALEFACCIÓN} (W)	-2146	-2296	-1135	-874	-1342	-7793

Tabla 1: Resumen de cargas sensibles máximas no simultáneas de un sistema inverter no zonificado para la ciudad de Madrid.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 10 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

BARCELONA						
CARGAS	SALÓN	COCINA	D.PADRES	D.NIÑOS	OFICINA	SUMA DE PUNTAS
$Q_{REFRIGERACIÓN} (W)$	2073	1185	1622	1011	1000	6891
$Q_{CALEFACCIÓN} (W)$	-1656	-1800	-856	-666	-1044	-6022

Tabla 2: Resumen de cargas sensibles máximas no simultáneas de un sistema inverter no zonificado para la ciudad de Barcelona.

VALENCIA						
CARGAS	SALÓN	COCINA	D.PADRES	D.NIÑOS	OFICINA	SUMA DE PUNTAS
$Q_{REFRIGERACIÓN} (W)$	2033	1259	1574	993	1013	6872
$Q_{CALEFACCIÓN} (W)$	-1519	-1696	-777	-612	-951	-5554

Tabla 3: Resumen de cargas sensibles máximas no simultáneas de un sistema inverter no zonificado para la ciudad de Valencia.

Según este estudio de cargas sensibles, el modelo PUAZ-RP125 de Mitsubishi, con una carga sensible nominal de frío de 8610 W y de 13900 W de calor cubre las necesidades del edificio estudiado en las localidades de Madrid, Valencia y Barcelona. Las características de los equipos seleccionados se resumen en la tabla 4.

Propiedades	PUAZ-RP125
$Q_{total,frío} =$	12300 W
$COP_{FRÍO} =$	2.49
$SHR =$	0.7
$Q_{sens,frío} =$	8610 W
$Q_{total,calor} =$	13900 W
$COP_{CALOR} =$	2.89
$C_{nominal,alta} =$	2520 m ³ /h
$C_{nominal,baja} =$	2010 m ³ /h



Tabla 4: Propiedades del equipo seleccionado.

Por el contrario, en un sistema zonificado, la red de distribución de aire dispone de compuertas motorizadas que permiten ajustar el aporte térmico del sistema a la demanda de cada zona por separado. De esta forma, el equipo debe dimensionarse teniendo en cuenta la máxima carga sensible simultánea de las zonas. La tabla 5 muestra los valores de las máximas cargas sensibles simultáneas de cada una de las ciudades estudiadas, donde los valores positivos indican las cargas de refrigeración y los negativos de calefacción.

CARGA MÁXIMAS SIMULTÁNEAS	CIUDAD			
	Madrid	Barcelona	Valencia	Bilbao
$Q_{REFRIGERACIÓN} (W)$	6129	5505	5322	4611
$Q_{CALEFACCIÓN} (W)$	-7883	-5929	-5545	-6802

Tabla 5: Resumen de cargas sensibles máximas simultáneas para las ciudades estudiadas.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 11 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

Según este estudio de cargas, el modelo PUAZ-RP100GA de Mitsubishi, con una carga sensible nominal de frío de 6720 W y de 10300 W de calor, cubre las necesidades del edificio estudiado en las localidades de Madrid, Valencia y Barcelona. Las características del equipo seleccionado se resumen en la tabla 6.

<i>Propiedades</i>	<i>PUAZ-RP100GA</i>
$Q_{total.frio} =$	9600 W
$COP_{FRIO} =$	2.41
$SHR =$	0.7
$Q_{sens.frio} =$	6720 W
$Q_{total.calor} =$	10300 W
$COP_{CALOR} =$	2.81
$C_{nominal,alta} =$	1980 m ³ /h
$C_{nominal,baja} =$	1560 m ³ /h

Tabla 6: Propiedades del equipo seleccionado.

De esta forma, para la vivienda seleccionada, se deduce que la elección de un sistema zonificado implica la reducción de potencia del equipo seleccionado. Si eligiéramos un modelo superior, el equipo quedaría sobredimensionado y no aprovecharíamos al máximo, el régimen inverter del mismo. Como es conocido, el flujo másico de refrigerante no puede hacerse arbitrariamente pequeño, existe una velocidad mínima para la cual el equipo deja de funcionar como un sistema inverter para convertirse en un todo-nada. Esta medida de reducción de potencia del equipo, pretende evitar este tipo de situaciones.

1.5 Modelo del edificio.

La vivienda simulada en las localidades de Madrid, Valencia, Barcelona y Bilbao, es una vivienda unifamiliar cuyo plano en planta y orientaciones se muestran en el gráfico 8.

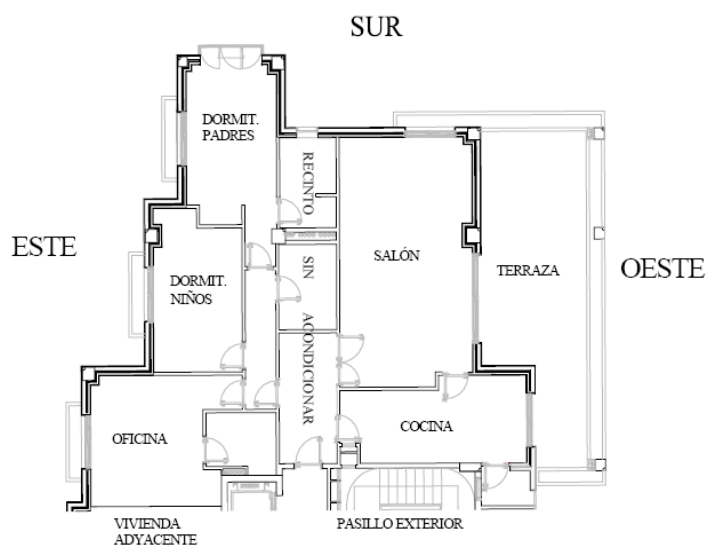




Gráfico 8: Planta de la vivienda

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 12 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

Como se puede comprobar, la vivienda presenta cinco zonas climatizadas (Salón, cocina, oficina, dormitorio padres y dormitorio niños), y el resto se considerará una única zona no acondicionada. La superficie de la zona climatizada es de 121 m², los cuales se encuentran distribuidos según se define en la tabla 7.

SUPERFICIE (m²)				
Salón	Cocina	Dormitorio Padres	Dormitorio Niños	Oficina
38.7	21.1	18.6	18.6	24

Tabla 7: Superficie de cada una de las estancias de la vivienda estudiada

Puesto que en un sistema zonificado no se combate la carga térmica de las zonas en las que no hay ocupación, es importante determinar el perfil de uso de cada estancia. En la tabla 8 se define el perfil de uso utilizado.

	SALÓN	COCINA	OFICINA	D. NIÑOS	D. PADRES
0:00-7:00	0	0	0	1	1
7:00-7:30	0	1	0	1	1
7:30-8:00	0	1	0	1	1
8:00-10:00	1	1	0	1	0
10:00-16:00	1	1	0	1	0
16:00-17:00	1	1	0	0	0
17:00-20:00	1	1	1	0	0
20:00-20:30	0	1	0	0	0
20:30-23:00	1	0	0	0	1
23:00-24:00	0	0	0	1	1



Tabla 8: Perfil de uso de la vivienda.

2. Resultados.

Una vez concretada la vivienda y los modelos de los equipos inverter de climatización, se integran para obtener, en cada hora del año, las condiciones interiores de todas las zonas y las de operación de la máquina (potencia térmica cedida, consumo eléctrico, COP, etc.), así como el valor de todos los flujos de calor y masa implicados.

Según se definió en la introducción, el objetivo del presente estudio es el de comparar la conveniencia de un sistema inverter zonificado con integración con las distintas configuraciones de control propuestas por la Corporación Altra, a través de su división Airzone, con un sistema inverter no zonificado. Los criterios de comparación que se utilizan son el consumo eléctrico anual y el grado de confort aportado por cada uno de ellos. Así, el presente apartado se dividirá en dos partes, por un lado se comprueba los niveles de confort aportados, y por otro lado se estudia el consumo eléctrico anual asociado a los mismos.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 13 -



	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

Según los resultados experimentales obtenidos, en un sistema zonificado, el efecto de sobrepresión que se produce en la red de impulsión de aire debido a la apertura y cierre de zonas, da lugar a una reducción del COP del equipo. Esta reducción se ha definido experimentalmente cuando el equipo trabaja a plena carga, pero su influencia sobre el comportamiento a carga parcial no ha podido comprobarse. Además, los fabricantes de equipos de climatización no aportan ningún dato al respecto. Ante esta falta de información, se ha decidido no tener en cuenta este efecto sobre el comportamiento del equipo a carga parcial, y mantenerlo cuando trabaja a plena carga.

Además de la anterior, las hipótesis de cálculo tenidas en cuenta en los modelos propuestos son las que se enumeran a continuación:

- 4 La red de conducto se supone adiabática, es decir, está perfectamente aislada térmicamente y por lo tanto no se producen pérdidas de energía a través de la misma.
- 5 No se consideran modificaciones de temperatura de consigna por parte del usuario, ya que cualquier criterio resultaría arbitrario. En contra, los sistemas de gestión de energía sí que podrán variar las temperaturas de consigna, según las hipótesis de control definidas en la introducción.
- 6 Se considera que todas las zonas se encuentran en sobrepresión y por lo tanto no se producen infiltraciones. Esto se consigue retornando una cantidad de aire menor a la impulsada en cada zona.
- 7 El retorno se considera conducido y al igual que la red de conductos de impulsión será totalmente adiabática.
- 8 No ocurren movimientos de aire entre las zonas de la vivienda, salvo a través del equipo.
- 9 La cálculo de los distintos modelos de climatización propuestos se ha realizado considerando condiciones estacionarias. Esto quiere decir, que en cada paso de simulación, consideramos que el sistema mantiene una respuesta constante, sin tener en cuenta la evolución dinámica hasta conseguir alcanzar este estado estacionario. Este efecto tiene mayor importancia en procesos encendido y apagado de la máquina. Tal y como podemos ver en el gráfico 9, en estas situaciones el equipo tarda un tiempo en alcanzar el régimen de trabajo requerido.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 14 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

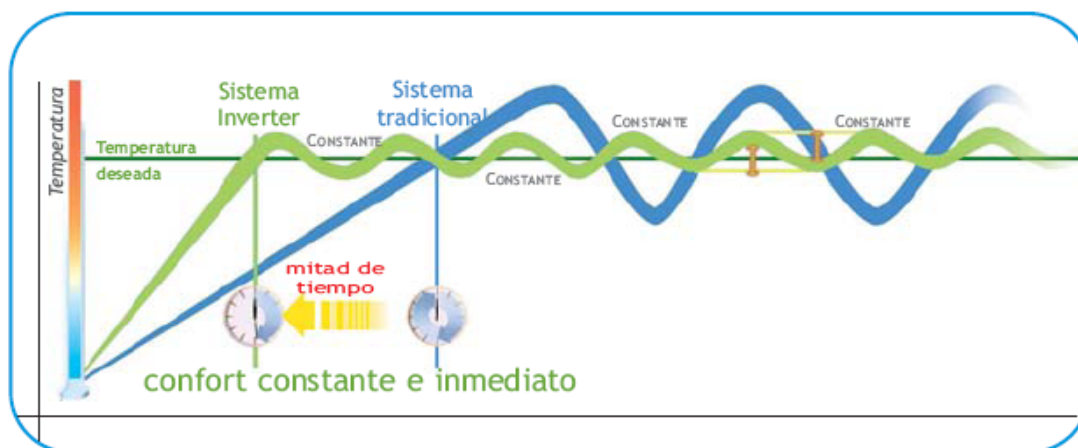


Gráfico 9: Evolución del arranque de un equipo de climatización.



Este tiempo de puesta en régimen del equipo se ha reducido mucho en los equipos inverter.

2.1 Grado de confort.

Los casos en los que se produce disconfort en una zona, y que por tanto hemos tenido en cuenta para realizar este estudio, son los que se enumeran a continuación.

1. En cada instante la máquina únicamente funciona en un modo, de manera que el sistema no puede hacer frente a las inversiones térmicas simultáneas que puedan ocurrir en la vivienda.
2. El equipo puede tener limitaciones de potencia. El equipo ha sido seleccionado en función de su potencia nominal pero las distintas condiciones de trabajo del mismo hacen que varíen, y por tanto en algunos no llegar a cubrir toda la demanda.
3. En el caso no zonificado solamente hay una zona con temperatura controlada. Así, el resto de zonas, que no presenten un perfil de carga parecido al de la zona de control, permanecerán en disconfort.
4. En un sistema zonificado, las horas de disconfort se deben al tiempo de puesta en régimen de una zona, que en pasos de tiempo anteriores estaba desocupada. La inercia térmica a vencer será elevada, y en algunos casos puede ocurrir que la demanda de una zona supere la carga punta que sirvió para elegir su flujo másico. Como consecuencia, el sistema no es capaz de inyectar en la zona el total de la energía demandada y su temperatura tardará un tiempo en llegar a consigna. Este efecto se puede comprobar en el gráfico 10, donde se muestra la evolución de la temperatura de la oficina el 14 de Junio en la ciudad de Madrid.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 15 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

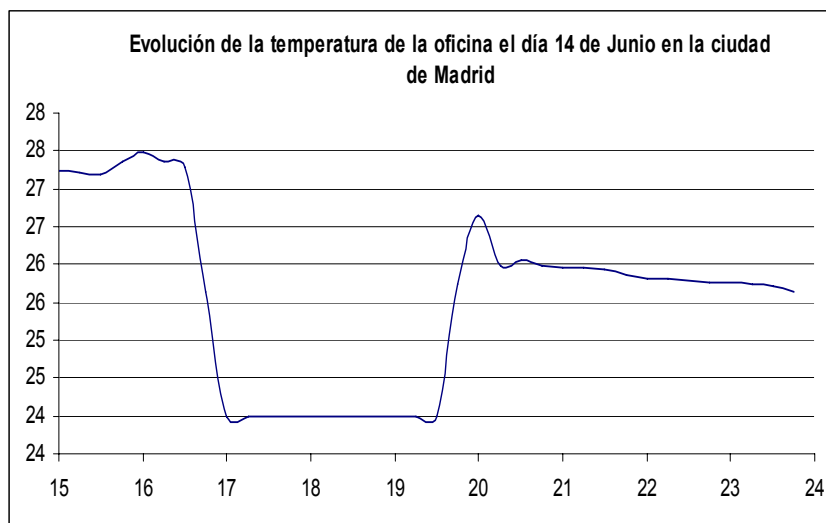


Gráfico 10: Evolución de la temperatura de la oficina el 14 de Junio en la ciudad de Madrid.

El control del sistema no zonificado depende de la demanda del salón según el rango de confort establecido, siendo las condiciones en las restantes zonas resultado de la coyuntura de cada momento. En el gráfico 11 se muestran las temperaturas que este sistema consigue en cada habitación.

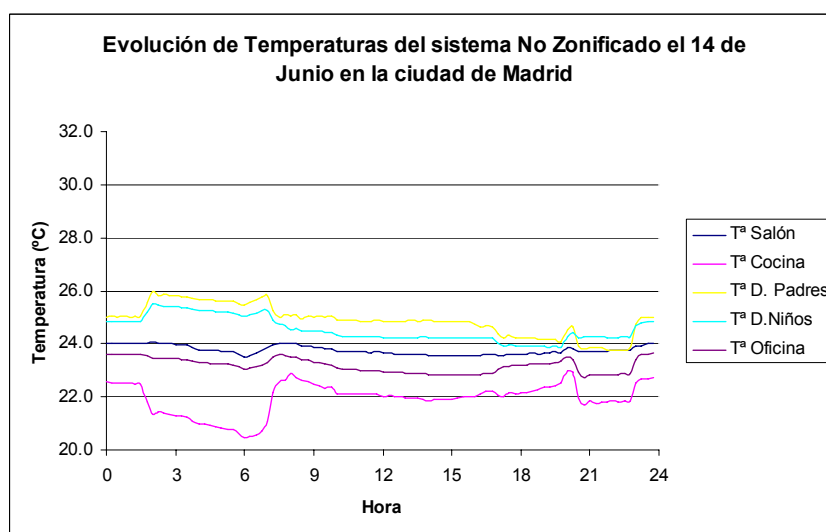




Gráfico 11: Evolución de temperaturas de las zonas al utilizar un sistema inverter no zonificado el 21 de Julio en la ciudad de Madrid.

Como se puede apreciar, la temperatura del salón se mantiene en su valor de consigna de 24 °C. Las oscilaciones que se producen se concentran en el intervalo de 23.5 a 24°C, que es el intervalo que se ha utilizado en la programación del modelo para definir la demanda del sistema, y así conseguir reducir el número de iteraciones a realizar y por tanto reducir el tiempo computacional del modelo. La temperatura del resto de modelos variará en función del perfil de demanda definido. Así, se puede comprobar como la cocina experimenta un aumento importante de temperatura a las 20.30, momento en el que según el perfil de ocupación definido en la vivienda, toda la

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 16 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

familia se concentra para cenar. Este efecto, aunque en menor medida se aprecia también en el resto de zonas.

A diferencia del sistema no zonificado, con un sistema zonificado se consigue controlar por separado la temperatura de cada zona y dejar de climatizar las zonas desocupadas.

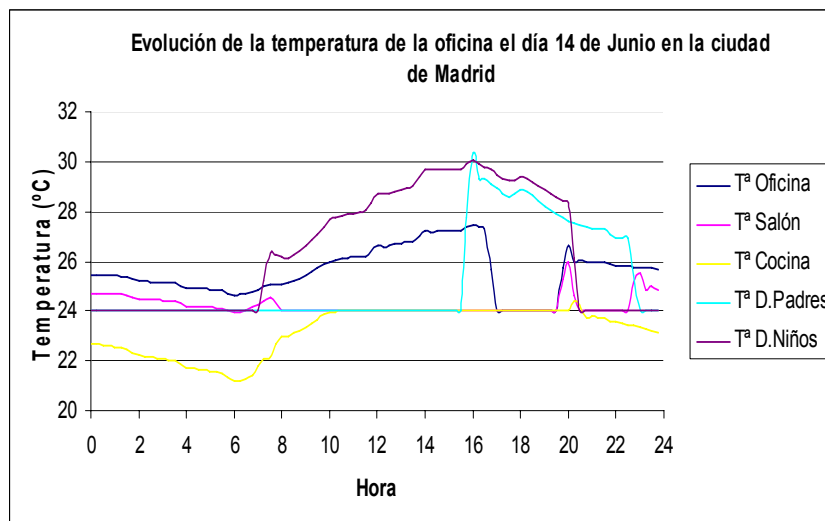




Gráfico 12: Evolución de temperaturas de las zonas al utilizar un sistema inverter con zonificación integrada el 14 de Junio en la ciudad de Madrid.

En el gráfico 12 se puede apreciar un fenómeno de inversión térmica en la cocina. Según el perfil de ocupación definido en la vivienda, la cocina está ocupada a partir de las 7 de la mañana, y a pesar de que su temperatura es menor a 23°C y por lo tanto demanda calor, el equipo trabaja en modo frío, ya que el número de zonas demandando frío supera a las que demandan calor.

En la tabla 9 se muestran los porcentajes de confort que se han conseguido para cada sistema en las cuatro localidades estudiadas. Para obtenerlos, se han diferenciado los pasos de tiempo en los que el sistema trabaja en modo frío y calor según la banda de confort térmico definida en el gráfico 13. Así, en el estudio de confort no se tienen en cuenta aquellas situaciones en las que con el equipo desconectado, la temperatura de las zonas se mantiene en la franja de confort. En aquellos casos en los que el equipo se encuentre activo, definiremos una histéresis de 1°C centrado en la temperatura de consigna, para determinar si la zona se encuentra o no en confort.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 17 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

CIUDAD	ZONA	HORAS EN CONFORT (%)			
		SISTEMA ZONIFICADO		SISTEMA NO ZONIFICADO	
		Modo Frio	Modo Calor	Modo Frio	Modo Calor
MADRID	Salón	97.9 %	93.6 %	84.0 %	88.6 %
	Cocina	99.9 %	96.0 %	0.5 %	42.4 %
	D. Padres	98.8 %	98.6 %	49.8 %	8.8 %
	D. Niños	97.8 %	98.0 %	80.5 %	25.9 %
	Oficina	92.6 %	89.0 %	21.7 %	51.1 %
BARCELONA	Salón	98.1 %	96.4 %	99.7 %	91.2 %
	Cocina	99.8 %	97.5 %	1.9 %	53.4 %
	D. Padres	98.9 %	98.6 %	48.4 %	17.0 %
	D. Niños	98 %	98.0 %	83.12 %	43.7 %
	Oficina	93.0 %	91.9 %	38.0 %	68.5 %
VALENCIA	Salón	98.1 %	96.3 %	98.8 %	90.3 %
	Cocina	99.8 %	97.5 %	1.1 %	58.5 %
	D. Padres	98.9 %	98.6 %	42.8 %	16.7 %
	D. Niños	98.1 %	97.9 %	77.7 %	41.4 %
	Oficina	92.9 %	92.3 %	35.6 %	68.0 %

Tabla 9: Porcentajes de horas de confort para ambos sistemas.

Según los resultados obtenidos, comprobamos que el sistema no zonificado es únicamente capaz de asegurar un porcentaje elevado de confort en la zona controlada, en este caso el salón. Por otro lado, el sistema zonificado es capaz de asegurarlo en todas las zonas de forma independiente. Sólo en la oficina no se llega a obtener un 95% de confort en ambos modos. Esto se debe a la gran inercia térmica que se debe vencer en la misma como consecuencia de que sólo se encuentre activa 3 horas al día, de las 17 a 20 h.



2.2 Consumo eléctrico.

El siguiente apartado se va a dividir a su vez en dos partes. Por un lado, se comparan los resultados anuales de energía térmica aportada, COP y consumo eléctrico para los sistemas inverter no zonificados e inverter con zonificación integrada con y sin bypass. Posteriormente, pasaremos a definir los mismos resultados asociados a los dos sistemas de gestión de energía que se han definido en la introducción (Enerface y Blueface).

2.2.1 COMPARACIÓN DEL SISTEMA INVERTER NO ZONIFICADO Y UN INVERTER ZONIFICADO CON INTEGRACIÓN.

Esta comparación se establece entre un sistema inverter zonificado con integración y con bypass, a través de cuya placa de control podemos fijar el modo de funcionamiento, velocidad del ventilador y temperatura de consigna del equipo inverter, y un sistema inverter no zonificado. En las tablas 10 y 11 se muestran los resultados obtenidos para la comparación de estos sistemas para las distintas ciudades estudiadas.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 18 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

CIUDAD	SISTEMA	MODO FRIO				MODO CALOR		
		Q_{TOTAL} (kWh/año)	$Q_{SENSIBLE}$ (kWh/año)	Consumo (kWh/año)	COP	Q_{TOTAL} (kWh/año)	Consumo (kWh/año)	COP
Madrid	Zonificado Integrado	6474	6458	1887	3.43	12129	3646	3.33
	No Zonificado	7991	7987	2431	3.29	16253	4136	3.93
Barcelona	Zonificado Integrado	5973	5972	1677	3.56	7867	2192	3.59
	No Zonificado	7486	7424	2244	3.34	11255	3078	3.66
Valencia	Zonificado Integrado	7688	7675	2096	3.67	5948	1760	3.38
	No Zonificado	10453	9890	3103	3.37	8971	2501	3.59

Tabla 10: Energía térmica aportada, consumo eléctrico y COP anuales del sistema inverter no zonificado y un inverter zonificado con integración y con bypass.



CIUDAD	SISTEMA	Consumo Total (kWh)	AHORRO CONSUMO ELÉCTRICO ANUAL			AHORRO DEMANDA TÉRMICA ANUAL	
			Ahorro Frío (%)	Ahorro Calor (%)	Ahorro Total (%)	Ahorro Frío (%)	Ahorro Calor (%)
Madrid	Zonificado Integrado	5533	22.4%	11.8%	15.7%	19.1%	25.4%
	No Zonificado	6567					
Barcelona	Zonificado Integrado	3869	25.3%	28.8%	27.3%	19.6%	30.1%
	No Zonificado	5322					
Valencia	Zonificado Integrado	3856	32.5%	29.6%	31.2%	22.4%	33.7%
	No Zonificado	5604					

Tabla 11: Porcentajes de ahorro de energía térmica aportada y consumo eléctrico del sistema inverter zonificado con integración y con bypass frente a un sistema inverter no zonificado.

Según estos resultados se podrían extraer las siguientes conclusiones:

1. El sistema inverter con zonificación integrada, además de aumentar el grado de confort en todas las zonas de la vivienda, es capaz de asegurar un ahorro eléctrico anual que oscila entre el 15 y el 31% en las ciudades de Madrid y Valencia respectivamente.
2. El sistema inverter con zonificación integrada proporciona una reducción de energía térmica aportada entre el 23 y el 28% con respecto a un sistema inverter no zonificado. Este valor de reducción de la energía térmica aportada está en concordancia con los resultados de ahorro eléctrico anual establecidos en el punto anterior.
3. El sistema inverter con zonificación integrada consigue una mayor reducción de la energía térmica aportada a combatir en modo calor. Esto se debe a que la demanda de calefacción es mayoritaria durante las noches de invierno, cuando el sistema zonificado únicamente combate la demanda de los dormitorios. Así, el ahorro derivado de no acondicionar el resto de la vivienda es grande. Por otro lado, la máxima demanda de frío coincide en las horas centrales del día, momento en el cual es máximo el número de zonas ocupadas de un sistema zonificado. Estos

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 19 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

casos se pueden observar en los gráficos 13 y 14, donde se comparan los niveles de energía térmica aportada por ambos sistemas.

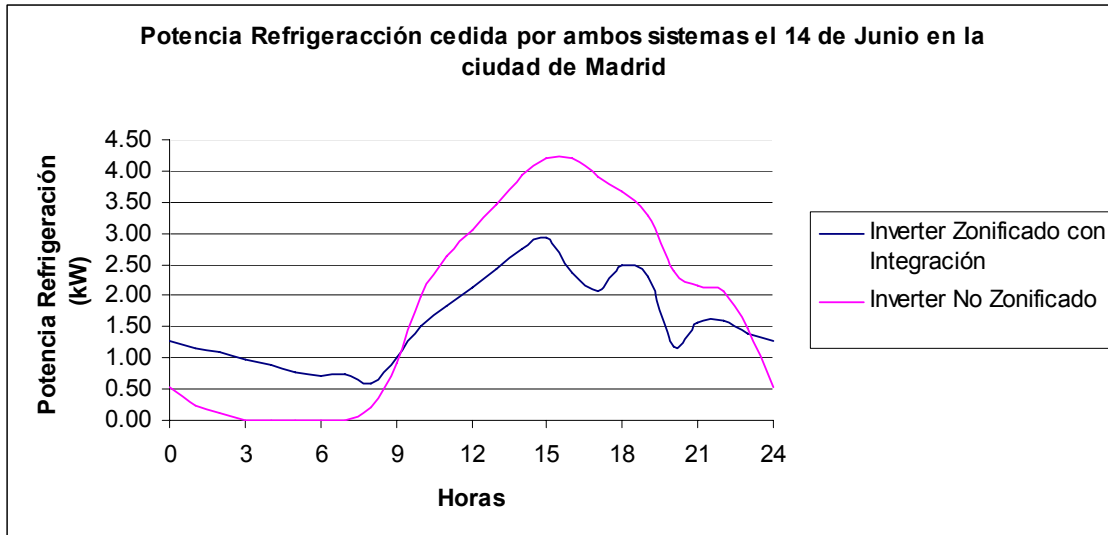


Gráfico 13: Comparación de la energía térmica aportada de refrigeración entre un sistema inverter con zonificación integrada y un inverter no zonificado el 14 de Junio en la ciudad de Madrid

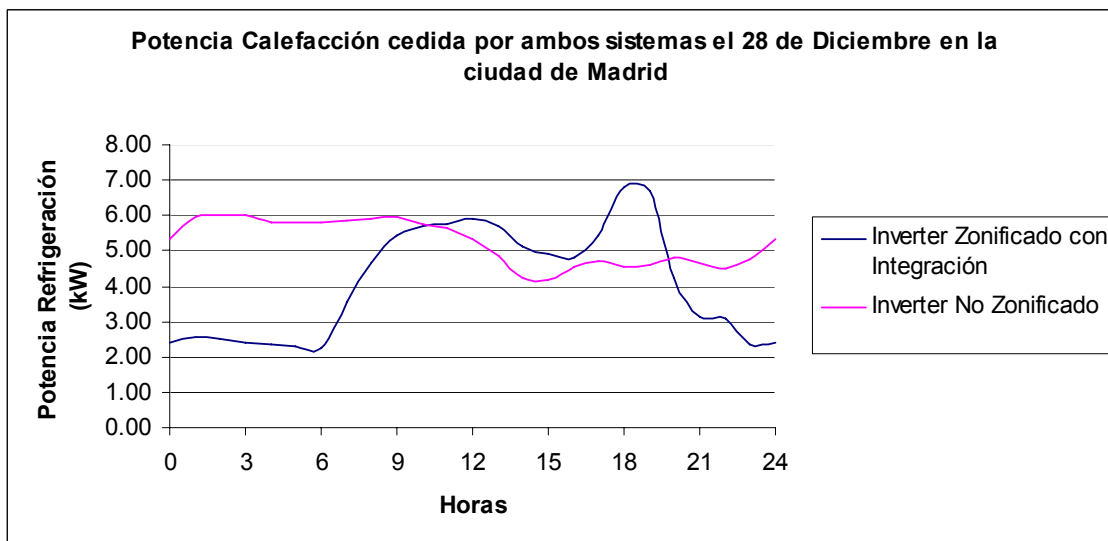




Gráfico 14: Comparación de la energía térmica aportada de calefacción entre el sistema inverter con zonificación integrada y un inverter no zonificado obtenido el 28 de Diciembre en la ciudad de Madrid.

A pesar de la mayor reducción de energía térmica aportada en modo calor, excepto en la ciudad de Barcelona, el ahorro eléctrico anual que se consigue en modo frío es mayor. La explicación la se encuentra en la curva de comportamiento de los equipos inverter a carga parcial y su límite inferior de trabajo. Tal y como definimos en la introducción, los equipos inverter consiguen mejorar el COP a medida que se reduce el factor de carga parcial (PLR), hasta alcanzar un valor límite de $PLR=0.25$. Por debajo del mismo, el equipo pasa a comportarse como un sistema todo-nada y por tanto su COP empeora. Debido a que, en todas las

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 20 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

localidades estudiadas el equipo se ha dimensionado atendiendo a la demanda de frío, el equipo queda sobredimensionado en modo calor. En estos casos, la capacidad nominal de calefacción es mucho mayor que la demanda térmica, y por tanto, el número de pasos de tiempo en los que el sistema trabaja por debajo del límite inferior del PLR aumenta con respecto a un sistema no zonificado.

4. Por último, el coeficiente de eficiencia del equipo (COP) mejora en modo frío y empeora en modo calor, si lo comparamos con un sistema inverter no zonificado. Este hecho se debe a lo explicado anteriormente. La importante reducción de energía térmica aportada que se produce en modo calor en un sistema inverter zonificado con integración, hace que aumentemos el número de horas que el equipo trabaja por debajo del límite de regulación de un equipo inverter.

El sistema de zonificación que se ha comparado en este apartado, es un sistema con compuerta de sobrepresión (bypass). Como se definió en la introducción, el aumento de número de velocidades del ventilador de la unidad interior, hace que se plantee la posibilidad de eliminar el bypass y considerar el sistema sin bypass. Por este motivo, se ha decidido integrar el modelo del sistema sin bypass en la misma vivienda tipo, y determinar su comportamiento en términos de consumo eléctrico anual para compararlo con el sistema con bypass. La comparación de ambos sistemas se ha realizado bajo las mismas condiciones, es decir, suponiendo que en ambos casos existe una pasarela de integración entre máquina y sistema, y que el equipo presenta dos pasos de velocidad. Los resultados obtenidos se resumen en las tablas 12 y 13.



CIUDAD	SISTEMA	MODO FRIO				MODO CALOR		
		Q_{TOTAL} (kWh/año)	$Q_{SENSIBLE}$ (kWh/año)	Consumo (kWh/año)	COP	Q_{TOTAL} (kWh/año)	Consumo (kWh/año)	COP
Madrid	Sin Bypass	6493	6457	1846	3.52	12065	3594	3.36
	Bypass	6474	6458	1887	3.43	12129	3646	3.33
Barcelona	Sin Bypass	5979	5972	1615	3.70	7864	2081	3.78
	Bypass	5973	5972	1677	3.56	7867	2192	3.59
Valencia	Sin Bypass	7711	7674	2091	3.69	5947	1667	3.57
	Bypass	7688	7675	2096	3.67	5948	1760	3.38

Tabla 12: Energía térmica aportada, consumo eléctrico y COP anuales del sistema inverter zonificado con integración, con y sin bypass.

CIUDAD	SISTEMA	Consumo Total (kWh)	AHORRO ELÉCTRICO ANUAL		
			Ahorro Frío (%)	Ahorro Calor (%)	Ahorro Total (%)
Madrid	Sin Bypass	5440	2.1%	1.4%	1.7%
	Bypass	5533			
Barcelona	Sin Bypass	3696	3.7%	5.0%	4.4%
	Bypass	3869			
Valencia	Sin Bypass	3758	0.2%	5.2%	2.5%
	Bypass	3856			

Tabla 13: Porcentajes de ahorro eléctrico del sistema inverter zonificado con integración y sin bypass con respecto al mismo sistema con bypass.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 21 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

Según los resultados obtenidos, los consumos eléctricos anuales del sistema inverter zonificado con integración y sin bypass, mejoran entre un 1.7 y 4.5% anual. Al eliminar el efecto de degradación del COP debido a las sobrepresiones de la red de conductos, la principal diferencia entre ambos sistemas radica en las temperaturas de retorno a la batería de la unidad interior. Este efecto es más desfavorable en un sistema con bypass, siendo éste el motivo por el cual se justifica su mayor consumo eléctrico anual.

Puesto que se ha demostrado que el mismo sistema inverter zonificado con integración presenta un mejor comportamiento energético anual al eliminar el bypass, a partir de esta parte del estudio, todos los sistemas inverter zonificados integrados se considerarán sin este elemento de la instalación. Esto afectará a la red de distribución de aire y por lo tanto a los caudales impulsados por cada una de las zonas. En las tablas 14 y 15 se muestran los resultados de caudales de impulsión por zona y total medidos experimentalmente sobre la misma instalación de tres zonas, con y sin bypass. La selección de velocidad de trabajo del ventilador es la misma que la Corporación Altra mantiene en su sistema de control, y depende del número de zonas abiertas. Por encima del 50% de las zonas abiertas, la velocidad de trabajo del ventilador será alta, y baja en el resto de casos.

Velocidad del Ventilador	C_{zona 1} (m³/h)	C_{zona 2} (m³/h)	C_{zona 3} (m³/h)	C_{bypass} (m³/h)	C_{total} (m³/h)	P_{est,vent} (Pa)
ALTA	379	486	471	0	1336	59
	432	643	---	179	1254	64
BAJA	---	553	---	125	678	54



Tabla 14: Relación de caudales por zona y total en una instalación de 3 zonas con bypass.

Velocidad del Ventilador	C_{zona 1} (m³/h)	C_{zona 2} (m³/h)	C_{zona 3} (m³/h)	C_{total} (m³/h)	P_{est,vent} (Pa)
ALTA	379	486	471	1336	59
	518	589	---	1107	74
BAJA	---	544	---	544	62

Tabla 15: Relación de caudales por zona y total en una instalación de 3 zonas sin bypass.

Como se puede observar, la variación del comportamiento entre ambos sistemas no es muy alta. La presión estática que debe de vencer el ventilador aumenta entre 10 y 12 Pa en un sistema sin bypass, lo que hace que los caudales totales de impulsión se reduzcan entre 134 y 147 m³/h. Aun así, los caudales por zona no se ven muy afectados, obteniéndose variaciones que oscilan entre los 86 y 54 m³/h a velocidad alta, y de 11 m³/h a baja velocidad. Como consecuencia, se deduce que la configuración actual de los equipos de expansión directa, con varios pasos de velocidad del ventilador de la unidad interior, hace que la eliminación del bypass no tenga un gran efecto sobre el sistema actual.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 22 -

	INFORME	FECHA	
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

2.2.2 COMPARACIÓN DEL SISTEMA NO ZONIFICADO Y ZONIFICADO CON UN SISTEMA DE GESTIÓN ENERGÉTICA



Los dos sistemas de gestión energética que se van a tener en cuenta en el siguiente apartado son los conocidos comercialmente como *BlueFace* y *Enerface*. El primero de ellos mantiene fijas las temperaturas de consigna en todas las zonas según el RITE, por otro lado, *Enerface* comprobará las condiciones de operación del equipo, y conociendo el comportamiento del mismo en diferentes puntos de trabajo, lo configurará para que éste trabaje siempre en el punto de mayor eficiencia posible. De esta forma, se consigue reducir el número de horas de trabajo a plena carga, a la misma vez que se mejora el régimen de trabajo a carga parcial. Los resultados obtenidos al compararlos con el sistema inverter zonificado con integración y sin bypass, y un sistema inverter no zonificado, se resumen en la tabla 16.

CIUDAD	SISTEMA	MODO FRÍO				MODO CALOR		
		Q_{TOTAL} (kWh/año)	$Q_{SENSIBLE}$ (kWh/año)	Consumo (kWh/año)	COP	Q_{TOTAL} (kWh/año)	Consumo (kWh/año)	COP
MADRID	<i>Pasarela BlueFace</i>	4787	4787	1280	3.74	9514	2623	3.63
	<i>Pasarela Enerface</i>	5857	5857	1469	3.99	11267	2899	3.89
	Zonificado Integrado	6493	6457	1846	3.52	12065	3594	3.36
	No Zonificado	7991	7987	2431	3.29	16253	4136	3.93
BARCELONA	<i>Pasarela BlueFace</i>	4203	4203	1091	3.85	5483	1533	3.58
	<i>Pasarela Enerface</i>	5414	5410	1374	3.94	7648	1924	3.98
	Zonificado Integrado	5979	5972	1615	3.70	7864	2081	3.78
	No Zonificado	7486	7424	2244	3.34	11255	3078	3.66
VALENCIA	<i>Pasarela BlueFace</i>	5611	5611	1463	3.84	3930	1153	3.41
	<i>Pasarela Enerface</i>	6768	6742	1648	4.11	5833	1578	3.70
	Zonificado Integrado	7711	7674	2091	3.69	5947	1667	3.57
	No Zonificado	10453	9890	3103	3.37	8971	2501	3.59

Tabla 16: Energía térmica aportada, consumo eléctrico y COP anuales de los sistemas inverter zonificados con integración, con y sin sistema de gestión energética, con un sistema inverter no zonificado.

En la tabla 17 se muestran los porcentajes de ahorro de los tres sistemas inverter zonificados con integración, con y sin sistema de gestión energética, con respecto a un sistema inverter no zonificado.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 23 -



	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

CIUDAD	SISTEMA	Consumo Total (kWh)	AHORRO CONSUMO ELÉCTRICO ANUAL			AHORRO DEMANDA TÉRMICA ANUAL	
			Ahorro Frio (%)	Ahorro Calor (%)	Ahorro Total (%)	Ahorro Frio (%)	Ahorro Calor (%)
Madrid	<i>Pasarela BlueFace</i>	3903	47.3%	36.6%	40.6%	40.1%	41.5%
	<i>Pasarela Enerface</i>	4368	39.6%	29.9%	33.5%	26.7%	30.7%
	<i>Zonificado Integrado</i>	5440	24.1%	13.1%	17.2%	19.2%	25.8%
Barcelona	<i>Pasarela BlueFace</i>	6567	51.4%	50.2%	50.7%	43.4%	51.3%
	<i>Pasarela Enerface</i>	2624	38.8%	37.5%	38.0%	27.1%	32.0%
	<i>Zonificado Integrado</i>	3298	28.0%	32.4%	30.6%	19.6%	30.1%
Valencia	<i>Pasarela BlueFace</i>	3696	52.9%	53.9%	53.3%	43.3%	56.2%
	<i>Pasarela Enerface</i>	5322	46.9%	36.9%	42.4%	31.8%	35.0%
	<i>Zonificado Integrado</i>	2616	32.6%	33.3%	32.9%	22.4%	33.7%

Tabla 17: Porcentajes de ahorro eléctrico de los sistemas inverter zonificados con integración, con y sin sistema de gestión energética, con respecto a un sistema inverter no zonificado

En los gráficos 15 y 16 se expresan estos resultados de manera gráfica, de esta forma se pueden comprobar los distintos pasos de mejora de la eficiencia energética que muestran los sistemas inverter zonificados con integración estudiados, frente a un sistema inverter no zonificado tradicional.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 24 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

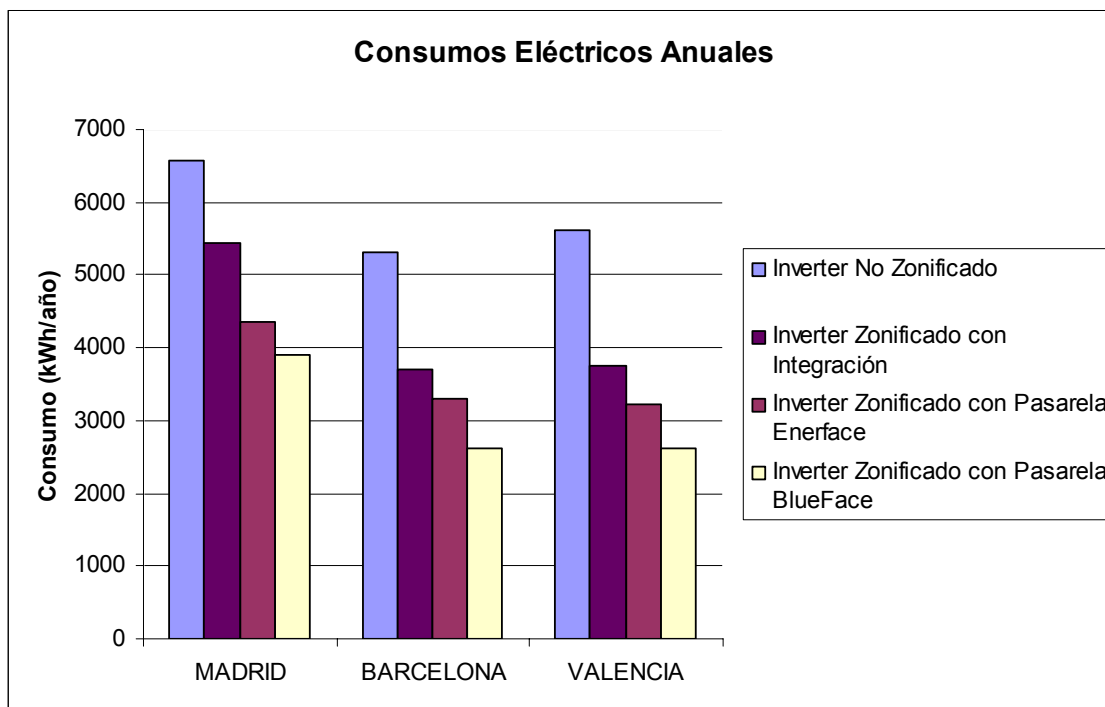


Gráfico 15: Comparación de los consumo eléctricos anuales de los sistemas inverter zonificados con integración, con y sin sistema de gestión energética, frente al sistema inverter no zonificado

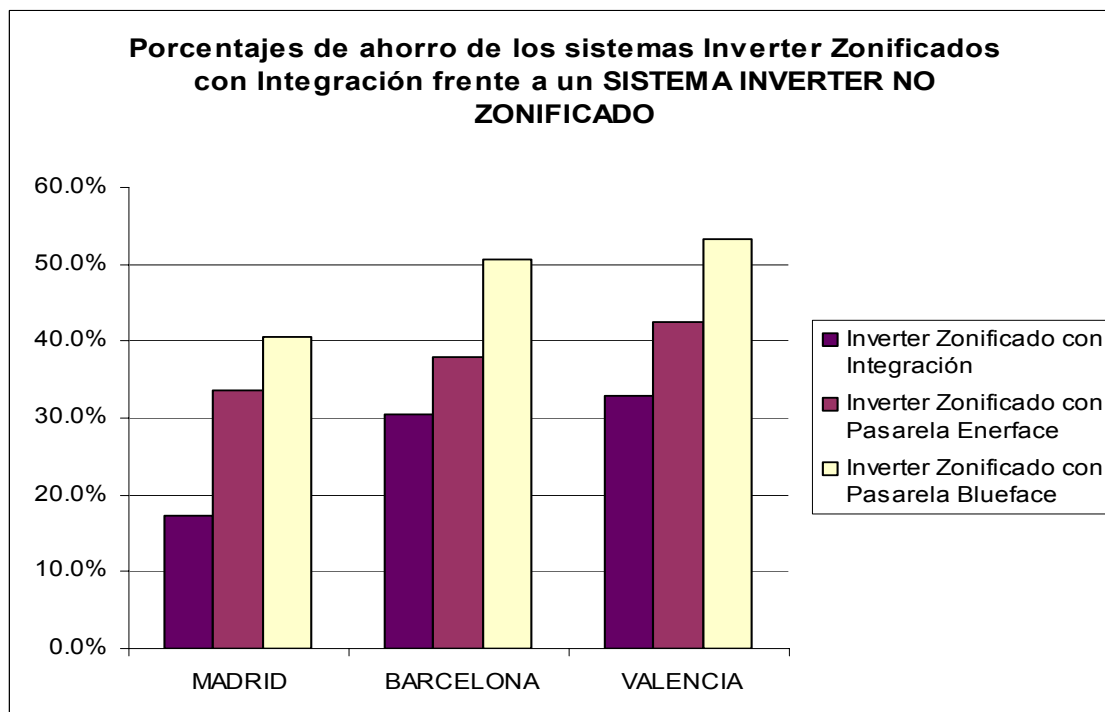




Gráfico 16: Comparación de los ahorros energéticos anuales de los sistemas zonificados con integración, con y sin sistema de gestión energética, frente al sistema inverter no zonificado.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 25 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

Estos resultados de porcentajes de ahorro se han obtenido al establecer como referencia el sistema inverter no zonificado. En cambio, en la tabla 18 se definen los resultados de ahorro estableciendo como referencia el sistema inverter zonificado con integración. De esta forma, se puede conocer el grado de mejora que aportan los nuevos sistemas de gestión sobre el mismo.

CIUDAD	SISTEMA	Consumo Total (kWh)	AHORRO CONSUMO ELÉCTRICO ANUAL			AHORRO DEMANDA TÉRMICA ANUAL	
			Ahorro Frio (%)	Ahorro Calor (%)	Ahorro Total (%)	Ahorro Frio (%)	Ahorro Calor (%)
Madrid	Pasarela BlueFace	3903	30.7%	27.0%	28.3%	28.5%	21.1%
	Pasarela Enerface	4368	20.4%	19.3%	19.7%	9.3%	6.6%
Barcelona	Pasarela BlueFace	6567	32.4%	26.3%	29.0%	32.7%	30.3%
	Pasarela Enerface	2624	14.9%	7.5%	10.8%	9.4%	2.7%
Valencia	Pasarela BlueFace	3696	30.0%	30.8%	30.4%	30.6%	33.9%
	Pasarela Enerface	5322	21.2%	5.3%	14.2%	12.1%	1.9%

Tabla 18: Porcentajes de ahorro eléctrico de los sistemas inverter zonificados con pasarela Blueface y Enerface con respecto a un sistema inverter zonificado con integración.

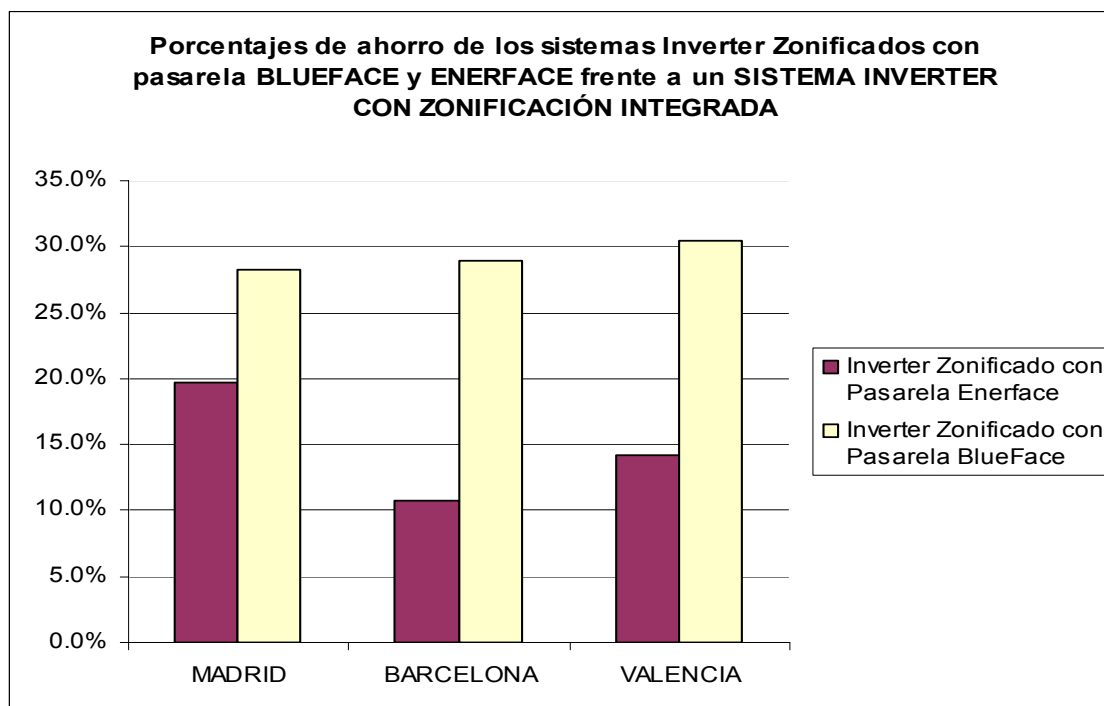




Gráfico 17: Comparación de los ahorros en consumo eléctrico anuales de los sistemas inverter zonificados con pasarela Blueface y Enerface con respecto a un sistema inverter con zonificación integrada.



Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 26 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

Los resultados obtenidos son los esperados puesto que todas las actuaciones llevadas a cabo con los sistemas de gestión energética, van encaminadas a reducir la demanda térmica del equipo. A continuación se enumeran las conclusiones extraídas del estudio de los resultados obtenidos.

1. El sistema inverter zonificado con pasarela Blueface proporciona una reducción entre el 41% y 56% de la energía térmica anual aportada por el equipo, si lo comparamos con un sistema inverter no zonificado con temperaturas de consigna de 23 y 24°C en invierno y verano respectivamente. En cambio, si se compara con un sistema inverter zonificado con integración, pero sin ningún sistema de gestión, el ahorro en energía térmica anual aportada estaría entre el 25% y 32%. Esta reducción en energía térmica aportada, se traduce en un ahorro eléctrico anual entre el 41% y 53% con respecto a un sistema inverter no zonificado, y entre el 28% y 30% respecto al sistema inverter zonificado con integración.
2. El sistema inverter zonificado con pasarela Enerface proporciona una reducción de la energía térmica anual aportada entre el 31% y 35%, si se compara con un sistema inverter no zonificado con temperaturas de consigna de 23 y 24°C en invierno y verano respectivamente. En cambio, si se compara con un sistema inverter zonificado con integración, pero sin ningún sistema de gestión, la reducción de energía térmica anual aportada estaría entre el 7% y 8%. Esta reducción de energía térmica anual aportada, se traduce en un ahorro eléctrico anual entre el 34% y 42% con respecto a un sistema inverter no zonificado, y entre el 11% y 20% respecto al sistema inverter zonificado con integración.
3. Si se comparan los resultados de ahorro eléctrico anual conseguidos por el sistema zonificado con pasarela BlueFace y EnerFace, se comprueba que mientras que en el sistema zonificado con pasarela BlueFace el ahorro eléctrico anual es igual al de energía térmica anual aportada, el del sistema zonificado con pasarela Enerface es mayor. Esto se debe a que el equipo utilizado en las simulaciones ha sido dimensionado para mantener las temperaturas de consigna de 23 y 24°C en invierno y verano respectivamente. De esta forma, al hacerlo trabajar con temperaturas de 21 y 26°C, el equipo queda sobredimensionado en determinadas épocas del año, y aumentar el número de horas en las cuales el equipo trabaja como un sistema todo-nada. Así, el sistema zonificado con pasarela BlueFace no consigue mejorar del factor de eficiencia del equipo. Por el contrario, el sistema zonificado con pasarela EnerFace, que únicamente actúa sobre el equipo en periodos de tiempo en los cuales el equipo trabaja en un régimen alto de trabajo, sí que consigue mejorar el coeficiente de eficiencia del equipo, y por tanto, los ahorros eléctricos anuales son mayores que los de energía térmica aportada.
4. En líneas generales, el sistema BlueFace consigue un mayor ahorro eléctrico anual que un sistema Enerface, pero se consigue a costa de reducir el confort del usuario las 24 horas del día. Como se puede observar en el gráfico 17, la diferencia de ahorro eléctrico entre ambos sistemas es menor el Madrid que en el resto de localidades. Esto se debe a que Madrid presenta un invierno y verano con climas extremos, y por este motivo el sistema de gestión Enerface encontrará más situaciones en las que actuar. En localidades de costa, como pueden ser Valencia y Barcelona, los inviernos no son tan extremos y por tanto, si el equipo de climatización está bien seleccionado, será capaz de mantener las condiciones definidas por el usuario sin llegar a periodos de trabajo a plena carga. Así, en estas

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 27 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	



localidades, el ahorro conseguido por el sistema Enerface corresponde exclusivamente a periodos de funcionamiento del equipo en modo frío, mientras que un sistema BlueFace, al actuar sobre el equipo independientemente de la respuesta del mismo, conseguirá importantes ahorros en ambos modos de funcionamiento del equipo.

3. Conclusiones.

Las conclusiones finales del estudio se definen a continuación:

- 1 La prescripción de un sistema inverter con zonificación integrada frente a un inverter no zonificado, implica una reducción de la energía térmica que se combate, y por tanto la posibilidad de seleccionar un equipo de menor potencia térmica. Esta reducción de potencia es aconsejable para evitar que el equipo quede sobredimensionado, y por tanto aumente el número de horas en las que el mismo trabaja como un sistema todo-nada. De esta forma, un sistema inverter con zonificación integrada consigue reducir el coste inicial de la inversión en el equipo de climatización.
- 2 El sistema inverter zonificado con integración y sin bypass presenta un ahorro en consumo eléctrico anual entre el 1.7% y 4.5%, frente al mismo sistema con bypass.
- 3 El sistema inverter con zonificación integrada y sin bypass presenta un ahorro de consumo eléctrico anual entre el 17% y el 32% frente a un sistema inverter no zonificado.
- 4 La reducción de consumo eléctrico que aporta el sistema zonificado con integración, también va acompañada de un aumento considerable del confort térmico del usuario. Mientras que el sistema inverter zonificado con integración es capaz de mantener un nivel de confort por encima del 90% en todas las zonas, el sistema inverter no zonificado sólo es capaz de mantener estos niveles en la zona de control
- 5 El sistema inverter zonificado con pasarela Blueface presenta un ahorro de consumo eléctrico anual entre el 41% y 53%, frente a un sistema inverter no zonificado, y entre el 28% y 30% si se compara con un sistema zonificado con integración.
- 6 El sistema inverter zonificado con pasarela Enerface presenta un ahorro de consumo eléctrico anual entre el 33% y 42%, frente a un sistema inverter no zonificado, y entre el 10% y el 19% si se compara con un sistema con zonificación integrada.
- 7 El ahorro de consumo eléctrico anual que aporta la pasarela Blueface es mayor que el de la pasarela Enerface. A pesar de ello, lo consigue a costa del confort del usuario ya que mantiene las temperaturas de consigna fijas en 21 y 26°C en invierno y verano respectivamente.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 28 -

	INFORME	FECHA	
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

4. Anexos de cálculo.

A. Equipos de ensayo utilizados y errores asociados a las medidas.

Los sensores de medida utilizados se dividen en dos grandes grupos, los utilizados para medir sobre el circuito del refrigerante y los que miden las propiedades del aire a las entrada o salida de las baterías de la unidad exterior e interior. El primer grupo está compuesto por 4 sondas de superficie PT-100 que nos ayudan a comprender cómo trabaja el equipo cuando entra en un ciclo de desescarche, mientras que el resto, tres sondas de temperatura y humedad relativa y dos termoanemómetros de hilo caliente, permiten determinar la capacidad calorífica del equipo en cada caso. En los gráficos 18 y 19 se define la colocación de cada una de ellas sobre el equipo, así como sus rangos y precisiones de medida.

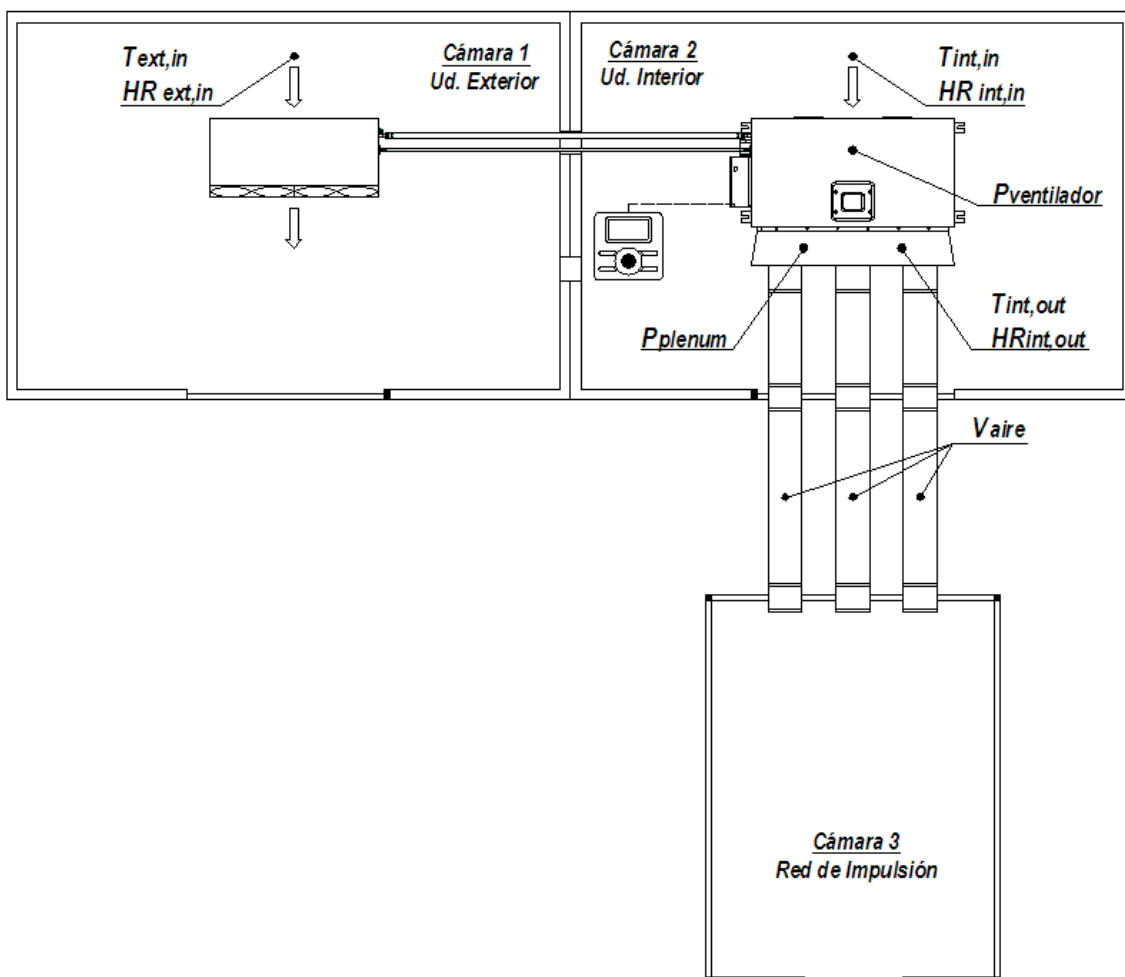




Gráfico 18: Esquema en planta de la colocación de los equipos de medida en la instalación ensayada

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 29 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

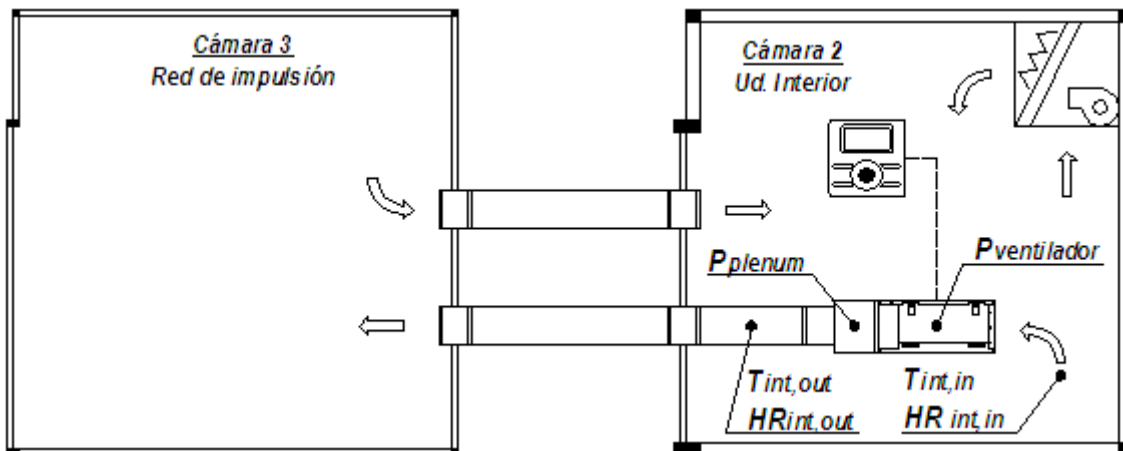


Gráfico 19: Esquema en perfil de la colocación de los equipos de medida en la instalación ensayada



Nomenclatura	Descripción	Rango	Precisión	Unidades
$T_{ext,in}$	Temperatura seca del aire a la entrada de la batería de la unidad exterior	-20 a 80	± 0.2	$^{\circ}\text{C}$
$HR_{ext,in}$	Humedad relativa del aire a la entrada de la batería de la unidad exterior	0 a 100	± 1.7	%
$T_{int,in}$	Temperatura seca del aire a la entrada de la batería de la unidad interior	-20 a 80	± 0.2	$^{\circ}\text{C}$
$HR_{int,in}$	Humedad relativa del aire a la entrada de la batería de la unidad interior	0 a 100	± 1.7	%
$T_{int,out}$	Temperatura seca del aire a la salida de la batería de la unidad interior	-20 a 80	± 0.2	$^{\circ}\text{C}$
$HR_{int,out}$	Humedad relativa del aire a la salida de la batería de la unidad interior	0 a 100	± 1.7	%
$T_{r,1}$	Temperatura de succión del compresor	-50 a 350	± 0.1	$^{\circ}\text{C}$
$T_{r,2}$	Temperatura de evaporación	-50 a 350	± 0.1	$^{\circ}\text{C}$
$T_{r,3}$	Temperatura de condensación	-50 a 350	± 0.1	$^{\circ}\text{C}$
$T_{r,4}$	Temperatura de descarga del compresor	-50 a 350	± 0.1	$^{\circ}\text{C}$

Tabla 19: Tabla de los equipos de medida utilizados y sus rangos de precisión.

Además de los sensores nombrados en la tabla 19, se han utilizado un analizador de redes para realizar la lectura del consumo total del equipo de expansión directa y un sensor de presión diferencial, para determinar los cambios de presión que se producen en la red de conductos al trabajar con un sistema de zonificación. La precisión de medida del analizador de potencia es del 0.5% en la lectura del valor de la tensión y del 1.5% en el de la intensidad, mientras que la del sensor de presión diferencial es del 0.25%. Todas las señales de medida se leen a través del sistema de adquisición de 2640A de Fluke con un paso de tiempo de 1 segundo.

Con todas estas medidas, se puede determinar el comportamiento del equipo siguiendo la formulación que se describe a continuación;

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 30 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

1. Modo Frio

$$Q_{tot} = V_{aire} \times \rho_{aire} \times (h_{int,in} - h_{int,out})$$

$$Q_{sens} = V_{aire} \times C_p \times \rho_{aire} \times (T_{int,in} - T_{int,out})$$

$$Q_{lat} = Q_{tot} - Q_{sens}$$

$$COP = \frac{Q_{tot}}{P_{electrica}}$$

2. Modo Calor

$$Q_{tot} = V_{aire} \times \rho_{aire} \times (h_{int,out} - h_{int,in})$$

$$COP = \frac{Q_{tot}}{P_{electrica}}$$



donde:

- V_{aire} es el caudal total de aire impulsado por el ventilador de la unidad interior (m^3/seg).
- ρ_{aire} es la densidad del aire en las condiciones de impulsión ($kg_{aire\ seco}/m^3$).
- C_p es el calor específico del aire en las condiciones de impulsión ($kJ/K\ kg_{aire\ seco}$).
- $h_{int,in}$ y $h_{int,out}$ son las entalpías del aire en condiciones de entrada y salida de la batería de la unidad interior ($kJ/kg_{aire\ seco}$).
- $P_{eléctrica}$ es el consumo eléctrico global del equipo, incluyendo consumo de ventiladores y electrónica, medido a través del analizador de redes (kW).

El cálculo del error de las magnitudes que no se miden directamente, sino que se calculan en función de otras, se obtiene a través de la propagación de los errores de las mismas. Un modo de minimizar la incidencia de los errores estadísticos, es realizar varias mediciones del mesurando. Dado el carácter al azar de este tipo de errores, al promediar los resultados, el promedio estará menos afectado de las desviaciones estadísticas que los valores individuales. El procedimiento que se describe a continuación, es un método para determinar las incertidumbres asociadas al promedio.

Supongamos que se han hecho N mediciones de una misma magnitud con resultados $x_1, x_2, \dots, x_j, \dots, x_N$. Estas N determinaciones pueden ser consideradas una muestra de todas las posibles mediciones que se podrían realizar. De esta forma, puede demostrarse que el mejor estimador de la magnitud x viene dado por el promedio de los valores.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 31 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

$$\bar{x} = \frac{\sum_{j=1}^N x_j}{N}$$

De acuerdo con la teoría de errores de gauss, en la que se supone que éstos se producen por causas aleatorias, se toma el error cuadrático medio (S_x) como la mejor estimación del error.

$$S_x = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^N (x_j - \bar{x})^2}{N}}$$

Este error cuadrático medio será el error asociado a la medida, siempre y cuando sea menor al error instrumental. De esta forma, conocido el error de precisión de cada equipo de medida (δx_i), compararemos este error con el error cuadrático medio y nos quedaremos con el mayor de los dos.

$$\Delta x = \text{Mayor}(S_x, \delta x_i)$$



En cuanto a las magnitudes que no se miden directamente, sino que se obtienen por relación con otras cantidades, se aplica la ley de propagación del error de Gauss. La misma nos dice que dada una magnitud V, función de los parámetros x, y z, etc., es decir:

$$V = V(x, y, z, \dots)$$

Y que x, y, z etc., sí se midieron directamente y conocemos sus errores, a los que designamos como Δx , Δy , Δz , etc. Entonces se puede demostrar que el error en V vendrá dado por:

$$\delta V = \sqrt{\left(\frac{\partial V}{\partial x}\right)^2 \Delta x^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial y}\right)^2 \Delta y^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial z}\right)^2 \Delta z^2 + \dots}$$

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 32 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	<i>8-3-11</i>	

B. Modelo de distribución de los caudales de impulsión de un sistema zonificado.

Los sistemas no zonificados no disponen de ningún elemento capaz de regular los caudales de impulsión en cada zona. En este sentido, no se produce ninguna variación sobre la red de distribución de aire, y por tanto se supone que los caudales de impulsión, tanto del ventilador como de las zonas, se mantienen constantes e igual a los nominales.

Por otro lado, en un sistema zonificado, además de estos elementos de regulación, disponemos de otro elemento característico conocido como bypass, que será el encargado de evacuar el caudal de aire correspondiente a aquellas zonas que permanecen cerradas. Este elemento no es ideal, y por tanto al no ser capaz de evacuar todo el caudal que debería, da lugar a variaciones de presión en el interior de la red de conductos. Estas variaciones de presión, se traducen en una variación de los caudales de impulsión del equipo y como consecuencia de los caudales de impulsión en zona. Si revisamos la curva de funcionamiento de un ventilador (gráfico 20), comprobamos que un aumento de presión conlleva una reducción del caudal total de impulsión.

Rendimiento del ventilador <70Pa>

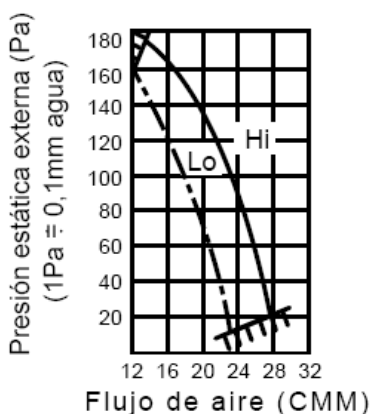




Gráfico 20: Curva de funcionamiento de un ventilador

Este fenómeno nos obliga a definir un modelo, que en función del número de zonas que permanecen abiertas nos permita determinar el caudal de impulsión por zonas y bypass. La instalación con la que se ha trabajado se define en el gráfico 21. La misma dispone de tres zonas, con conductos de distribución de aire individuales de 200x200 mm.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 33 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

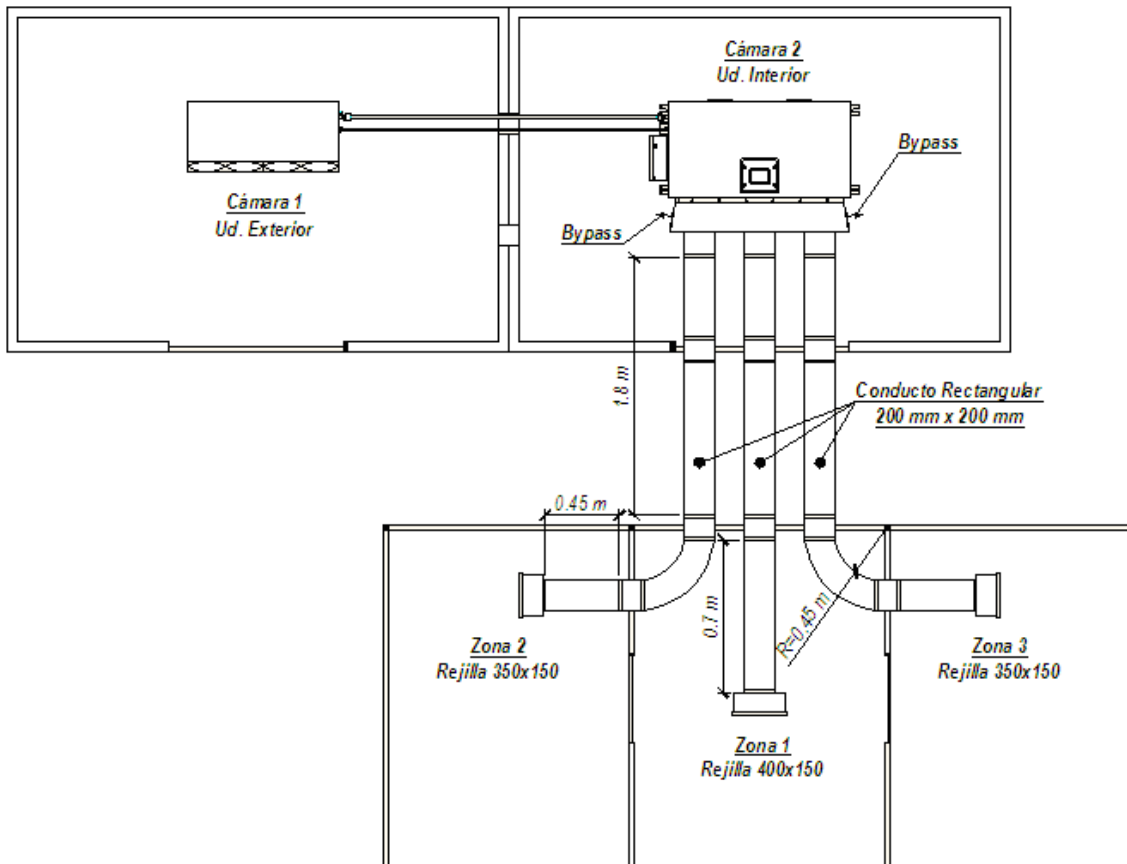




Gráfico 21: Esquema de la instalación de distribución de aire ensayada.

B.1 DETERMINACIÓN DE LA CURVA RESISTENTE DEL VENTILADOR.

En primer lugar, se debe determinar la curva resistente del ventilador de impulsión. La curva que proporciona el fabricante no ha sido calculada en condiciones reales de funcionamiento del mismo, motivo por el cual se ha decidido definirla experimentalmente. Para ello, sobre la misma instalación sobre la que se define el modelo de distribución de aire de un sistema de zonificación (gráfico 21), bloqueamos la salida del bypass de tal forma que todo el caudal de impulsión de aire salga a través de las zonas. Midiendo este caudal y la presión estática a la salida del ventilador para varias configuraciones de apertura y cierre de zonas, lo que supone hacer trabajar al ventilador en diferentes condiciones de presión, queda definida la curva resistente del ventilador. En la tabla 20 se muestran los resultados de caudales y presiones obtenidos, mientras que en el gráfico 22 se definen las curvas obtenidas para ambas velocidades del ventilador de la unidad interior ensayada.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 34 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

VELOCIDAD ALTA					
$V_{\text{zona 1}} (m^3/h)$	$V_{\text{zona 2}} (m^3/h)$	$V_{\text{zona 3}} (m^3/h)$	$V_{\text{total}} (m^3/h)$	$V_{\text{total}} (m^3/min)$	$P_{\text{est, vent}} (Pa)$
379	486	471	1336	22	59
518	589	---	1107	18	74
---	670	---	670	11	97

VELOCIDAD BAJA					
$V_{\text{zona 1}} (m^3/h)$	$V_{\text{zona 2}} (m^3/h)$	$V_{\text{zona 3}} (m^3/h)$	$V_{\text{total}} (m^3/h)$	$V_{\text{total}} (m^3/min)$	$P_{\text{est, vent}} (Pa)$
263	339	307	909	15	30
389	443	---	832	14	42
---	544	---	544	9	62

Tabla 20: Datos experimentales de caudales y presiones en una instalación sin bypass.

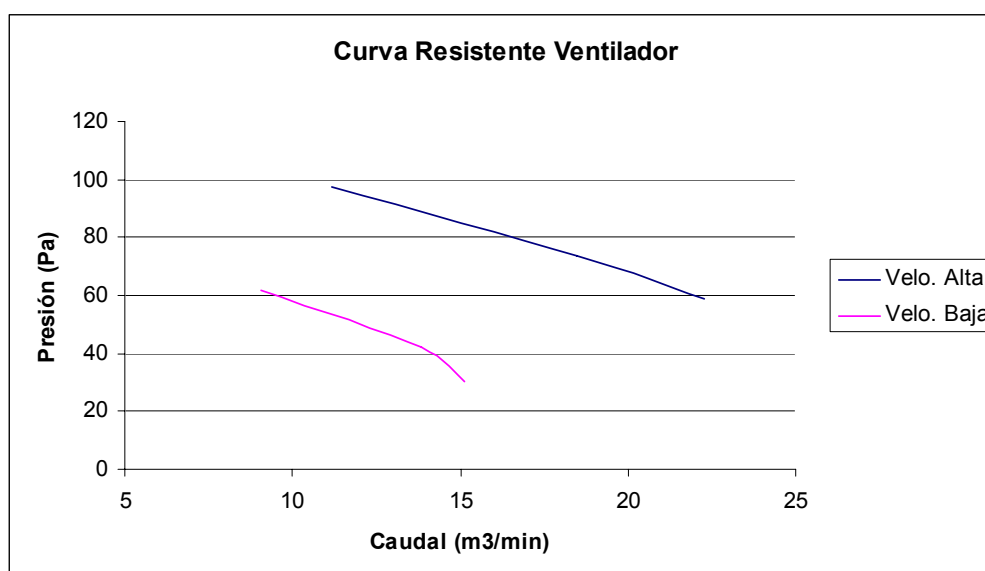


Gráfico 22: Curva resistente experimental del ventilador a velocidad alta y baja.



Si se ajustan los resultados, se pueden obtener los coeficientes de las curvas características del ventilador. El conocimiento de los mismos, permitirá en futuros ensayos ser capaces de determinar el caudal de impulsión total del ventilador, simplemente midiendo el valor de presión estática a la salida del mismo. El modelo de curvas obtenidas y los coeficientes de las mismas se representan a continuación.

$$V \left(\frac{m^3}{\text{min}} \right) = a + b \times [P(Pa)] + c \times [P(Pa)]^2$$

Coeficientes	Velocidad Alta	Velocidad Baja
a =	30.1785	13.1578
b =	-0.0381739	-0.190625
c =	-0.00162777	-0.00414062

Tabla 21: Coeficientes de las curvas resistentes del ventilador.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 35 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

B.2 MODELO DE CÁLCULO DEL CAUDAL DE AIRE TOTAL DEL VENTILADOR Y DE BYPASS EN UN SISTEMA ZONIFICADO CON BYPASS.

Una vez definida la curva característica del ventilador, estamos en predisposición de determinar el modelo de distribución de caudales del sistema de zonificación. Para ello, sobre la misma instalación (ver gráfico 21) se desbloquea el bypass, y para distintas secuencias de apertura y cierre de zonas, se mide la presión estática a la salida del ventilador (P) y el caudal de aire impulsado por cada una de las zonas (V_{zonas}).



En primer lugar, utilizando el valor de la presión estática a la salida del ventilador, a través de la ecuación que define la curva resistente del ventilador, se calcula el caudal de impulsión total del ventilador (V_{total}). Así, la diferencia entre este caudal y el medido en cada una de las zonas (V_{zonas}), permite conocer el caudal de bypass (V_{bypass}).

$$1. - P \Rightarrow V_{total} \left(\frac{m^3}{min} \right) = a + b \times [P(Pa)] + c \times [P(Pa)]^2$$

$$2. - V_{bypass} = V_{total} - V_{zonas}$$

Los resultados experimentales obtenidos se resumen en la tabla 22. Puesto que la instalación ensayada dispone de 3 zonas, el número de secuencias de apertura y cierre de zonas a estudiar sería de 7 por cada una de las velocidades de impulsión del ventilador. Para reducir el número de medidas experimentales a realizar, se ha tomado una sola secuencia de apertura de 2 y 1 zona activa. Con estos ensayos se pretende definir, dentro de un amplio rango de presiones en la red de distribución de aire, el comportamiento de la misma. En este sentido, no es necesario reproducir todos los escenarios de apertura y cierre de zonas, sino que los escenarios estudiados, abarquen los límites de presiones de trabajo de la instalación de aire en condiciones normales de trabajo.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 36 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

	$V_{zona\ 1}\ (m^3/h)$	$V_{zona\ 2}\ (m^3/h)$	$V_{zona\ 3}\ (m^3/h)$
Velocidad Alta	379	486	471
	432	643	---
	---	656	---
Velocidad Baja	263	339	307
	333	514	---
	---	553	---

	Nº Zonas ON	$P_{est,\ vent}\ (Pa)$	$V_{total}\ (m^3/h)$	$V_{zonas}\ (m^3/h)$	$V_{bypass}\ (m^3/h)$
Velocidad Alta	3	58.59	1336	1336	0
	2	64.71	1254	1075	179
	1	79.08	1019	656	363
Velocidad Baja	3	30.17	909	909	0
	2	41.13	846	846	0
	1	54.30	678	553	125

Tabla 22: Datos experimentales de caudales y presiones en una instalación con bypass.



Una vez se han obtenido los resultados experimentales, la idea es la de determinar una serie de curvas experimentales, que en función del número de zonas abiertas, permitan estimar el caudal total de impulsión del ventilador y de paso a través del bypass. El hecho de trabajar con el número de zonas abiertas como variable de definición de los caudales, presenta el inconveniente de que todas las zonas se ponderan de la misma forma, independientemente de que el caudal de impulsión de cada una sea muy diferente. Como sabemos, el caudal de impulsión por zona dependerá de las pérdidas de carga que se produzcan en la red de conductos de cada una de ellas. Para tener en cuenta este efecto, se ha decidido trabajar con el porcentaje de caudal correspondiente a las zonas activas con respecto al total, ambos medidos en condiciones nominales (PV_{zonas}), es decir, con todas las zonas abiertas.

$$PV_{zonas} = \frac{\sum_{i=1}^{Zonas\ ON} V_{nom,zona\ i}}{V_{nom,total}}$$

donde:

- $V_{nom,zona\ i}$ es el caudal de impulsión por cada una de las zonas en condiciones nominales, es decir, con todas las zonas activas (m^3/h).
- $V_{nom,total}$ es el caudal de impulsión total del ventilador en condiciones nominales, es decir, con todas las zonas activas (m^3/h).

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 37 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

En la tabla 23 se definen los caudales experimentales medidos en condiciones nominales de trabajo de la instalación, es decir, con todas las zonas abiertas, y los valores de porcentajes de caudal correspondiente a las zonas activas con respecto al total (PV_{zonas}).

	$V_{nom,zona 1} (m^3/h)$	$V_{nom,zona 2} (m^3/h)$	$V_{nom,zona 3} (m^3/h)$	$V_{nom,total} (m^3/h)$
Velo. Alta	379	486	471	1336
Velo. Baja	263	339	307	909

	Zona 1	Zona 2	Zona 3	Zonas ON $\sum_{i=1} V_{nom,zona i}$	$V_{nom,total}$	PV_{zonas}
Velo. Alta	ON	ON	ON	1336	1336	1
	ON	ON	OFF	865		0.65
	OFF	ON	OFF	486		0.36
Velo. Baja	ON	ON	ON	909	909	1
	ON	ON	OFF	602		0.66
	OFF	ON	OFF	339		0.37

Tabla 23: Cálculo de los porcentajes de caudal nominal con respecto al total en condiciones nominales.

De esta forma, en vez de trabajar con el número de zonas abiertas, como variable para determinar el comportamiento de la red de distribución de aire, lo haremos con los porcentajes de caudal de las zonas activas. Así, diferencia el comportamiento de la red dependiendo del caudal de impulsión asociado a la zona afectada, que es inversamente proporcional a las pérdidas de carga que se producen en la misma. La tabla 24 muestra las medidas experimentales asociadas a este parámetro.



	PV_{zonas}	$P_{est, vent} (Pa)$	$V_{total} (m^3/h)$	$V_{zonas} (m^3/h)$	$V_{bypass} (m^3/h)$
Velocidad Alta	1	58.59	1336	1336	0
	0.65	64.71	1254	1075	179
	0.36	79.08	1019	656	363
Velocidad Baja	1	30.17	909	909	0
	0.66	41.13	846	846	0
	0.37	54.30	678	553	125

Tabla 24: Medidas experimentales de caudales y presiones asociados a los porcentajes de caudales de las zonas activas.

Si normalizamos las medidas experimentales de la tabla 24 con respecto a los caudales nominales de impulsión del ventilador (1336 m³/h y 909 m³/h a velocidad alta y baja respectivamente), los pares de valores que nos permitirán definir las curvas de comportamiento de la red de distribución de aire, son los que se representan en la tabla 25.

$$\text{Porcentaje } V_{total} = f(PV_{zonas}) = \frac{V_{total}}{V_{nom,total}}$$

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 38 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

Velocidad	PV _{zonas}	Porcentaje V _{total}
Alta	1	1
	0.65	0.94
	0.36	0.76
Baja	1	1
	0.66	0.93
	0.37	0.75

Tabla 25: Coeficientes de reducción de caudal total de impulsión en función del número de zonas abiertas en una instalación con bypass.

En cuanto al cálculo del caudal de bypass, se define como un porcentaje del caudal total de impulsión del ventilador en cada secuencia de apertura y cierre de zonas. Así, la tabla 26 muestra los resultados obtenidos.

$$\text{Porcentaje } V_{\text{bypass}} = f(PV_{\text{zonas}}) = \frac{V_{\text{bypass}}}{V_{\text{total}}}$$

Velocidad	PV _{zonas}	V _{total} (m ³ /h)	V _{bypass} (m ³ /h)	Porcentaje V _{bypass}
Alta	1	1336	0	0
	0.65	1254	179	0.14
	0.36	1019	363	0.36
Baja	1	909	0	0
	0.66	846	0	0
	0.37	678	125	0.18

Tabla 26: Coeficientes de cálculo del caudal de bypass en función del número de zonas abiertas en una instalación con bypass.

Ajustando los coeficientes obtenidos, se obtienen los coeficientes de las curvas características del modelo de distribución de aire del sistema de zonificación de Airzone (tabla 27).

$$\text{Porcentaje } V_{\text{total}} = a + b \times [PV_{\text{zonas}}] + c \times [PV_{\text{zonas}}]^2$$



$$\text{Porcentaje } V_{\text{bypass}} = d + e \times [PV_{\text{zonas}}] + f \times [PV_{\text{zonas}}]^2$$

Coeficientes	Velocidad Alta	Velocidad Baja
a =	0.372291	0.359558
b =	1.32968	1.29887
c =	-0.70197	-0.658424
d =	0.764224	0.650246
e =	-1.32457	-1.63547
f =	0.560345	0.985222

Tabla 27: Coeficientes de correlación de los factores de reducción del caudal total de impulsión en función del número de zonas abiertas en una instalación con bypass

Así, la secuencia de cálculo del modelo de distribución de aire con bypass seguirá los pasos que se definen a continuación. Para trabajar con el mismo, será necesario definir una serie de valores de entrada como son, los caudales nominales de impulsión del ventilador a ambas velocidades y los porcentajes de distribución de los

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 39 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

mismos a través las zonas también en condiciones nominales, es decir, con todas las zonas abiertas.

1. Conocidas el número de zonas activas y sus caudales nominales de impulsión, se calcula el porcentaje de caudal nominal (PV_{zonas}). Siguiendo las pautas de control del sistema de zonificación de la Corporación Altra, se define la velocidad alta de trabajo del ventilador, siempre y cuando este factor tome un valor mayor o igual a 0.6.

$$PV_{zonas} = \frac{\sum_{i=1}^{Zonas\ ON} V_{nom,i}}{V_{nom,total}}$$

2. En función de la velocidad de trabajo del ventilador y del porcentaje de caudal nominal, se calcula el caudal total de impulsión del ventilador en cada situación de trabajo (V_{total}). Para ello, se hace uso de los coeficientes de la ecuación del porcentaje de caudal total definidos en la tabla 27.

$$Porcentaje\ V_{total} = a + b \times [PV_{zonas}] + c \times [PV_{zonas}]^2$$

$$V_{total} = Porcentaje\ V_{total} \times V_{nom,total}$$

3. El caudal de paso a través del bypass (V_{bypass}) se define como un porcentaje del caudal total de impulsión de trabajo del ventilador (V_{total}). De esta forma, se obtiene siguiendo la siguiente formulación.

$$Porcentaje\ V_{bypass} = d + e \times [PV_{zonas}] + f \times [PV_{zonas}]^2$$

$$V_{bypass} = Porcentaje\ V_{bypass} \times V_{total}$$

4. En cuanto al caudal de impulsión por zonas (V_{zonas}), se calcula como la diferencia entre el caudal total de impulsión del ventilador y del caudal de bypass.



$$V_{zonas} = V_{total} - V_{bypass}$$

5. Para calcular los caudales de impulsión por cada una de las zonas, se ha tomado como hipótesis que el porcentaje de distribución de caudales por zona, en cualquiera de los escenarios de apertura y cierre de zonas, se mantiene constante. De esta forma, los caudales de impulsión por cada una de las zonas activas ($V_{zonas,zona\ i}$) se calculan mediante las siguientes expresiones.

$$Porcentaje\ V_{zonas,i} = \frac{V_{nom,zona\ i}}{\sum_{i=1}^{Zonas\ ON} V_{nom,zona\ i}}$$

$$V_{zonas,i} = Porcentaje\ V_{zonas,i} \times V_{zonas}$$

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 40 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

B.3 MODELO DE CÁLCULO DEL CAUDAL DE AIRE TOTAL DEL VENTILADOR EN UN SISTEMA ZONIFICADO SIN BYPASS.

Por otro lado, si hacemos uso de los valores experimentales obtenidos para la definición de la curva característica del sistema, podemos determinar el comportamiento de la red de distribución del sistema zonificado por aire sin bypass, ya que la misma se obtuvo sobre una instalación con el bypass bloqueado.

Si seguimos el mismo modelo utilizado para definir el comportamiento del sistema con bypass, los resultados obtenidos en función del porcentaje de caudal nominal correspondiente a las zonas activas con respecto al total (PV_{zonas}), son los que se resumen en las tablas 28 y 29.

	PV_{zonas}	Porcentaje V_{total}
Velo. Alta	1	1
	0.65	0.83
	0.36	0.50
Velo. Baja	1	1
	0.66	0.92
	0.37	0.6

Tabla 28: Coeficientes de reducción de caudal total de impulsión en función del número de zonas abiertas en una instalación sin bypass

Coeficientes	Velocidad Alta	Velocidad Baja
a =	-0.148122	-0.144789
b =	2.16721	2.52281
c =	-1.01909	-1.37802

Tabla 29: Coeficientes de correlación de los factores de reducción del caudal total de impulsión en función del número de zonas abiertas en una instalación sin bypass

En este caso, únicamente se debe de obtener una curva que defina la reducción del caudal de impulsión total del ventilador en función del número de zonas abiertas, ya que no disponemos de bypass y por tanto el caudal del mismo será nulo. El modelo de curva definido es el siguiente.

$$\text{Porcentaje } V_{total} = a + b \times [PV_{zonas}] + c \times [PV_{zonas}]^2$$



$$V_{total} = \text{Porcentaje } V_{total} \times V_{nom,total}$$

$$V_{zonas} = V_{total}$$

En cuanto al caudal de impulsión por cada una de las zonas ($V_{zonas,zona i}$), se considera en mismo método de cálculo que se ha definido para el caso del sistema con bypass.

Como se puede comprobar en los gráficos 23 y 24, para una misma secuencia de zonas activas (igual valor de PV_{zonas}), los porcentajes de reducción de caudal total de impulsión se reducen en un sistema sin bypass. Esto se debe a que en este tipo de instalaciones los niveles de sobrepresión serán mayores y por tanto, si recordamos la curva característica de un ventilador, a mayor nivel de presión, el caudal de impulsión

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 41 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

disminuye. Este efecto se produce en los dos regímenes de trabajo del ventilador, aunque es más apreciable a velocidad alta.

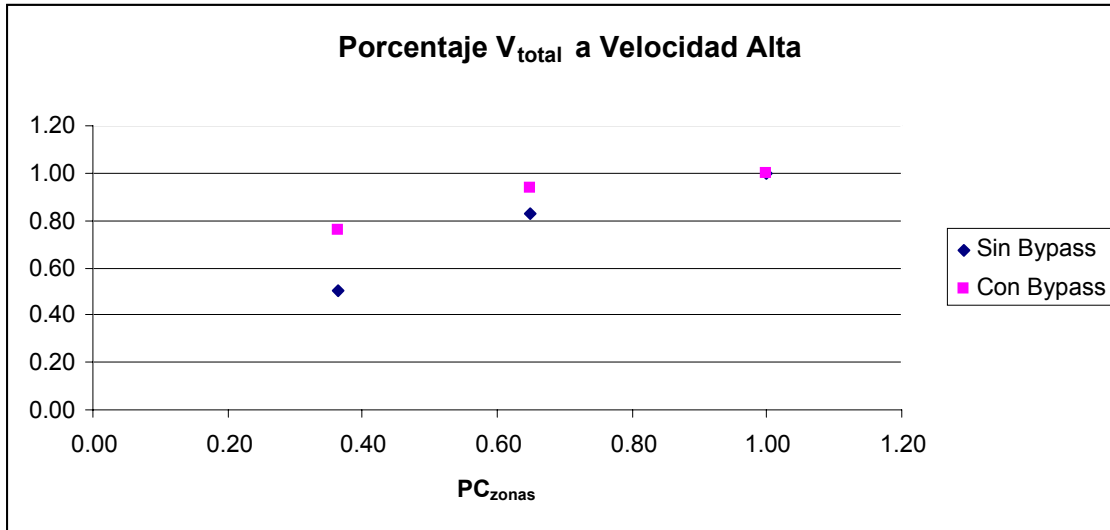


Gráfico 23: Comparación del comportamiento de los sistemas zonificados con y sin bypass en función de la reducción del caudal total de impulsión a velocidad alta de trabajo del ventilador

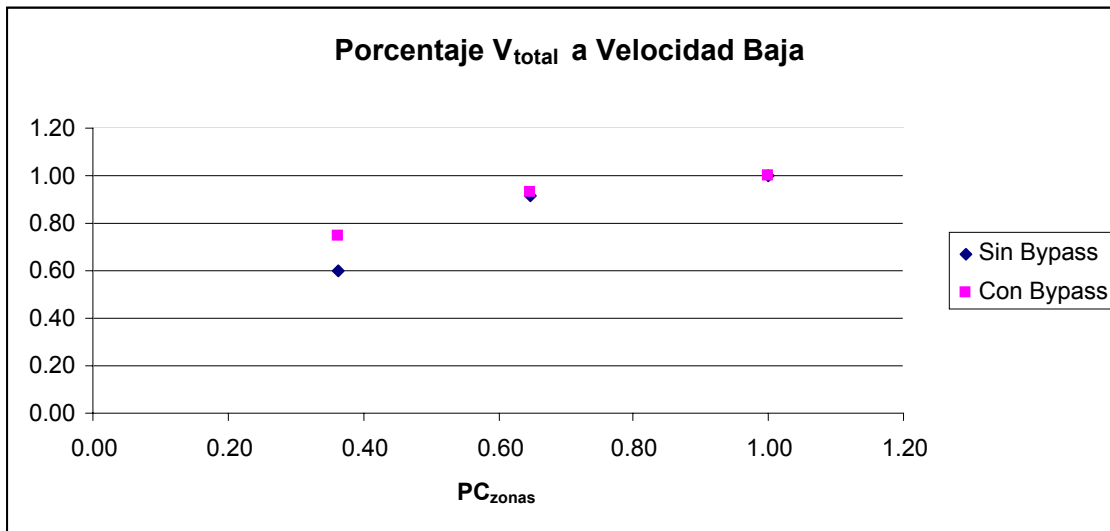




Gráfico 24: Comparación del comportamiento de los sistemas zonificados con y sin bypass en función de la reducción del caudal total de impulsión a velocidad baja de trabajo del ventilador

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 42 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	<i>8-3-11</i>	

C. Modelo de comportamiento del equipo inverter de expansión directa a plena carga.

C.1 METODOLOGÍA DE ENSAYO.



En estos tipos de ensayos, el termostato del equipo, que dispone de la sonda de control de temperatura, se sitúa en la cámara climática que alberga la unidad interior (ver Gráfico 18). De esta forma, para conseguir que el equipo trabaje a plena carga, se debe fijar una temperatura de consigna en el equipo, menor en el caso de refrigeración y mayor en calefacción, a la que mantenemos en el interior de la cámara que alberga la unidad interior. Así, el equipo, a través del sensor de temperatura, detectará que el equipo no es capaz de alcanzar la temperatura deseada, y comenzará a trabajar a plena carga. En principio con un solo grado de diferencia entre la consigna del equipo y la temperatura interior de la cámara, sería suficiente para obtener este comportamiento. El problema es que cualquier alteración que se produzca durante los ensayos, puede hacer variar la temperatura interior de la cámara, y dar lugar a una modificación del comportamiento del equipo que haría que se perdiera la condición de estado estacionario, que necesitamos para dar por válido el ensayo.

C.2 MODO DE REFRIGERACIÓN.

Los ensayos realizados sobre el equipo, tienen como objetivo definir el comportamiento del equipo a plena carga en función de 4 parámetros, la temperatura seca y de bulbo húmedo de entrada a la batería de la unidad interior ($T_{e,in}$, $T_{wbe,in}$) la temperatura seca de retorno a la batería de la unidad exterior ($T_{c,in}$), y el caudal total de impulsión a través de la batería de la unidad interior (V_{aire}).

Las condiciones de retorno a la batería de la unidad interior ensayadas, se encuentran dentro del área del diagrama psicrométrico que se definen en el gráfico 25. En concreto, se han fijado cinco puntos de temperatura seca, que varían desde los 18 a los 27°C, y dos puntos de humedad relativa, 50 y 65%. La combinación de ambos factores da lugar a 15 puntos de ensayo por temperatura seca exterior, la cual se hará modificar desde los 30°C a los 45°C.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 43 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

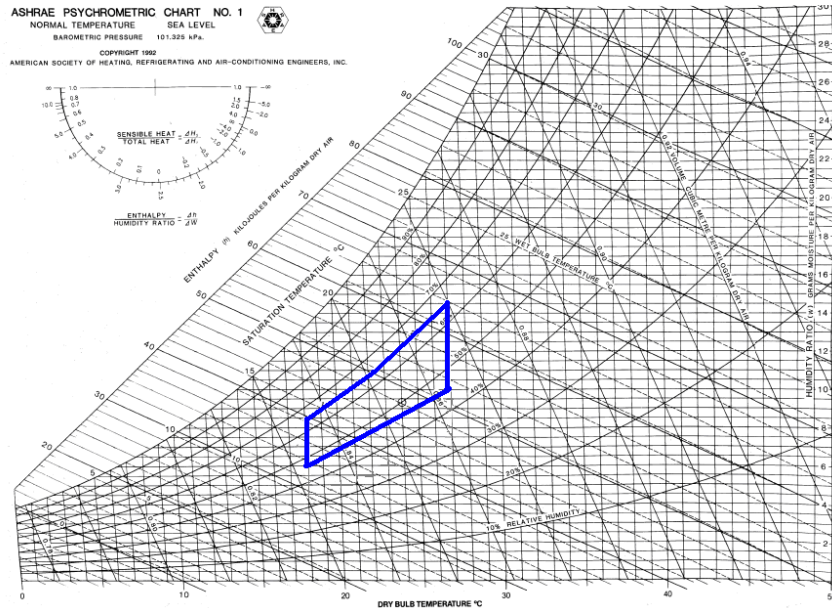


Gráfico 25: Situación de las condiciones de retorno de aire ensayadas.

El objetivo consiste en determinar un modelo de comportamiento del equipo, en el que tanto la capacidad total como el COP dependan de la temperatura de bulbo húmedo interior ($T_{ewb,in}$), la temperatura seca exterior ($T_{c,in}$) y del caudal de aire de impulsión a través de la batería de la unidad interior (V_{aire}), mientras que la capacidad sensible lo haga además de los factores anteriores, de la temperatura seca interior ($T_{e,in}$).

$$Q_{total} = m_{aire} \times \rho_{aire} \times (h_{e,in} - h_{e,out}) \Rightarrow Q_{total} = f(T_{ewb,in}, T_{c,in})$$

$$Q_{sensible} = m_{aire} \times \rho_{aire} \times C_p \times (T_{e,in} - T_{e,out}) \Rightarrow Q_{sens} = f(T_{ewb,in}, T_{e,in}, T_{c,in})$$



$$P_{electrico} = V(V) \times I(A) \times \cos \varphi$$

$$EER = \frac{Q_{total}}{P_{electrico}} \Rightarrow EER = f(T_{ewb,in}, T_{c,in})$$

donde:

- Q_{total} es la potencia total de refrigeración cedida por el intercambiador de calor de la unidad interior (kW).
- V_{aire} es el caudal de aire impulsado por la unidad interior (m^3/s).
- ρ_{aire} es la densidad del aire de impulsión de la unidad interior ($kg_{aire} \text{ seco}/m^3$).
- C_p es el calor específico del aire de impulsión de la unidad interior ($kJ/kg_{aire} \text{ seco} \text{ K}$).
- $T_{e,out}$ y $T_{e,in}$ son las temperaturas de salida y entrada de aire en la batería de la unidad interior ($^{\circ}C$).

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 44 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

- $h_{e,out}$ y $h_{e,in}$ son las entalpías salida y entrada de aire en la batería de la unidad interior (kJ/kg_{aire seco}).
- $P_{eléctrico}$ es la potencia activa consumida por el equipo (kW).
- V es la tensión eléctrica de alimentación del equipo (V).
- I es la intensidad eléctrica de consumo del equipo (A).
- $\cos \varphi$ es el factor de potencia de trabajo del equipo.

Los resultados obtenidos se resumen en las tablas 30 y 31:

		CAPACIDAD REFRIGERACIÓN (W)							
		$T_{c,in}$ (°C)							
		30		35		40		45	
$T_{ewb,in}$ (°C)	12	4761	± 948	5084	± 744	5158	± 827	---	---
	13.5	5926	± 825	6228	± 835	5381	± 805	3637	± 761
	15.5	7796	± 873	7312	± 780	5759	± 814	3972	± 788
	17.5	---	---	7667	± 884	6344	± 861	4907	± 845
	19.5	---	---	8492	± 821	6894	± 915	4864	± 893



Tabla 30: Resumen de las capacidades totales del equipo en las distintas condiciones ensayadas.

		EER							
		$T_{c,in}$ (°C)							
		30		35		40		45	
$T_{ewb,in}$ (°C)	12	2.5	± 0.5	2.1	± 0.3	1.8	± 0.3	---	---
	13.5	2.6	± 0.4	2.0	± 0.3	1.7	± 0.3	1.4	± 0.3
	15.5	2.8	± 0.3	2.2	± 0.2	1.9	± 0.3	1.6	± 0.3
	17.5	---	---	2.3	± 0.3	2.2	± 0.3	2.0	± 0.3
	19.5	---	---	2.6	± 0.3	2.4	± 0.3	2.1	± 0.4

Tabla 31: Resumen de los coeficientes de eficiencia del equipo en las distintas condiciones ensayadas.

Como se puede comprobar, la capacidad total de refrigeración del equipo y su coeficiente de eficiencia aumentan a medida que aumenta la temperatura de bulbo húmedo de entrada en el intercambiador de calor de la unidad interior y se reduce la temperatura de retorno a la unidad exterior. Este efecto de la temperatura exterior sobre la capacidad total se aprecia en todos los casos de temperatura de bulbo húmedo ensayados, excepto para el valor de 12°C y en uno de los casos de 13.5°C, en concreto al pasar de 35 a 30 °C. En estos casos, se ha observado un ligero aumento de la capacidad total al aumentar la temperatura exterior. Si observamos el resto de casos de temperatura de bulbo húmedo ensayados, a medida que la misma disminuye, el efecto del aumento de la temperatura exterior disminuye. Además, los márgenes de error con los que se trabajan son mayores que el aumento de la capacidad total obtenido. De esta forma, se deduce que la capacidad total del equipo disminuye al aumentar la temperatura exterior pero, como este efecto disminuye al reducir la temperatura de bulbo húmedo interior, los márgenes de error no permiten observarlo.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 45 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

En cuanto a la curva de modificación de la carga sensible en función de la temperatura, el modelo de una curva bicuadrática en función de la temperatura de bulbo húmedo interior y la temperatura seca exterior, no refleja bien el comportamiento de la batería. Se ha demostrado experimentalmente, que trabajando con dos condiciones de entrada de aire distintas, con la misma temperatura de bulbo húmedo y diferente temperatura seca, los valores de carga sensible obtenidos no se mantienen constantes (ver tabla 32). Por este motivo, será necesario introducir una tercera variable al modelo que define la carga sensible del equipo, que será la temperatura seca interior. En la tabla 33 se muestran los resultados obtenidos para cada una de las condiciones de ensayo.

$T_{ewb,in}$ (°C)	$T_{e,in}$ (°C)	$Q_{sensible}$ (W)
15.5	20	3865
15.5	22	5661

Tabla 32: Comparación de la capacidad sensible del equipo al mantener la $T_{ewb,in}$ y variar $T_{e,in}$:

SensCapModFacTemp													
		$HR_{e,in} = 50\%$						$HR_{e,in} = 65\%$					
		$T_{c,in} = 35^{\circ}C$		$T_{c,in} = 40^{\circ}C$		$T_{c,in} = 45^{\circ}C$		$T_{c,in} = 35^{\circ}C$		$T_{c,in} = 40^{\circ}C$		$T_{c,in} = 45^{\circ}C$	
$T_{e,in}$ (°C)	18	4618	±304	4632	±308	---	---	3735	±269	3455	±257	---	---
	20	5170	±298	4853	±288	4060	±257	3865	±249	3548	±239	2839	±222
	22	5661	±303	4937	±275	4242	±253	3800	±240	3410	±230	2620	±213
	25	5920	±291	5275	±272	4485	±251	---	---	---	---	---	---
	27	6132	±289	5599	±273	4592	±273	---	---	---	---	---	---

Tabla 33: Comparación de la capacidad sensible del equipo al mantener la $T_{ewb,in}$ y variar $T_{e,in}$:

En el caso de la capacidad sensible se comprueba que, al igual que la capacidad total y del coeficiente de eficiencia, se reduce al aumentar la temperatura seca exterior y disminuir la temperatura seca interior. Por otro lado, un aumento de la humedad relativa interior da lugar a una reducción de la capacidad sensible. Además, se comprueba que el efecto de la temperatura exterior se minimiza al disminuir la temperatura seca interior, tal y como ocurría con la capacidad total.



Por último, se debe de comprobar el efecto del caudal de aire de paso a través de la batería de la unidad interior. Para ello, manteniendo las mismas condiciones de retorno a ambas baterías ($T_{c,in} = 35^{\circ}C$, $T_{ewb,in} = 19^{\circ}C$, $T_{e,in} = 27^{\circ}C$), se reproducen distintas secuencias de apertura y cierre de compuertas. Los resultados que obtenidos se definen en la tabla 34.

Caudal (m^3/h)	Capacidad Total (W)		Capacidad Sensible (W)		EER	
	Valor	Error	Valor	Error	Valor	Error
1374	7004	± 710	5439	± 358	2.3	± 0.4
1171	6007	± 506	5206	± 295	2.2	± 0.4
826	6091	± 431	4097	± 244	2.0	± 0.3
623	4992	± 306	3070	± 174	1.6	± 0.3

Tabla 34: Resumen de los resultados obtenidos al variar el caudal de impulsión a través de la batería.

Si se normalizan estos resultados con respecto a los obtenidos en condiciones nominales de funcionamiento del equipo ($T_{c,in} = 35^{\circ}C$, $T_{e,in} = 27^{\circ}C$, $T_{ewb,in} = 19^{\circ}C$, $V_{aire} = 1374 m^3/h$), se obtendrían unos factores que describen el cambio que experimenta la capacidad total y sensible y el EER del equipo en condiciones distintas a las

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 46 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

nominales. Los factores de modificación obtenidos para las distintas condiciones de temperatura ensayadas, son los que se resumen en la tabla 35.

TotCapTempModFac						EERTempModFac					
$T_{c,in}$ (°C)						$T_{c,in}$ (°C)					
30						30					
35						35					
40						40					
45						45					
$T_{ewb,in}$ (°C)	12	0.56	0.6	0.61	---	$T_{ewb,in}$ (°C)	12	0.96	0.80	0.67	---
	13.5	0.7	0.73	0.63	0.43		13.5	0.99	0.77	0.65	0.53
	15.5	0.92	0.86	0.68	0.47		15.5	1.05	0.85	0.74	0.61
	17.5	---	0.9	0.75	0.58		17.5	---	0.89	0.85	0.77
	19.5	---	1	0.81	0.57		19.5	---	1	0.93	0.78

SensCapModFacTemp							
$HR_{e,in} = 50\%$							
$HR_{e,in} = 65\%$							
$T_{c,in}=35\text{ °C}$		$T_{c,in}=40\text{ °C}$			$T_{c,in}=45\text{ °C}$		
$T_{c,in}=35\text{ °C}$		$T_{c,in}=40\text{ °C}$			$T_{c,in}=45\text{ °C}$		
$T_{e,in}$ (°C)	18	0.75	0.76	---	0.61	0.56	---
	20	0.84	0.79	0.66	0.63	0.58	0.46
	22	0.92	0.81	0.69	0.62	0.56	0.43
	25	0.97	0.86	0.73	---	---	---
	27	1	0.91	0.75	---	---	---

V_{aire} (m ³ /h)	$FFF = \frac{V_{aire}}{V_{aire,nom}}$	TotCapModFacFFF	SensCapModFacFFF	EERModFacFFF
1429	1	1	1	1
1289	0.852	0.957	0.974	0.946
921	0.601	0.870	0.753	0.848
720	0.453	0.713	0.565	0.701

Tabla 35: Factores de modificación de la capacidad total, sensible y coeficiente de eficiencia del equipo ensayado.

Estos factores pueden ser ajustados, de tal forma que se obtengan dos curvas para cada una de las propiedades estudiadas, capacidad total y sensible y EER, que nos permitan calcular estos factores de modificación para cualquier valor de temperatura y caudal dentro de los intervalos ensayados.

Capacidad Total

$$TotCapModFacTemp = a + b(T_{ewb,in}) + c(T_{ewb,in})^2 + d(T_{c,in}) + e(T_{c,in})^2 + f(T_{c,in})(T_{ewb,in})$$

$$TotCapModFacFFF = a + b \times FFF + c \times FFF^2$$

$$Q_{total} = Q_{total,PC} \times TotCapModFacTemp \times TotCapModFacFFF$$



Coeficiente de Eficiencia

$$EERModFacTemp = a + b(T_{ewb,in}) + c(T_{ewb,in})^2 + d(T_{c,in}) + e(T_{c,in})^2 + f(T_{c,in})(T_{ewb,in})$$

$$EERCapModFacFFF = a + b \times FFF + c \times FFF^2$$

$$EER = EER_{PC} \times EERModFacTemp \times EERModFacFFF$$

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 47 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

Capacidad Sensible

$$SensCapModFacTemp = a + b(T_{ewb,in}) + c(T_{ewb,in})^2 + d(T_{e,in}) + e(T_{e,in})^2 + f(T_{c,in}) + g(T_{c,in})^2$$

$$SensCapModFacFFF = a + b \times FFF + c \times FFF^2$$

$$Q_{sens} = Q_{sens,PC} \times SensCapModFacTemp \times SensCapModFacFFF$$

Las curvas obtenidas se puede observaren los gráficos 26, 27, 28 y 29. En ellas, se aprecia el efecto de cada una de las variables independientes por separado. Para una temperatura exterior fija, una reducción de la temperatura interior produce una reducción de la capacidad total y eficiencia de la máquina. Por otra lado, para una temperatura interior fija, a medida que aumenta la temperatura exterior también se reduce la capacidad total y eficiencia del equipo.

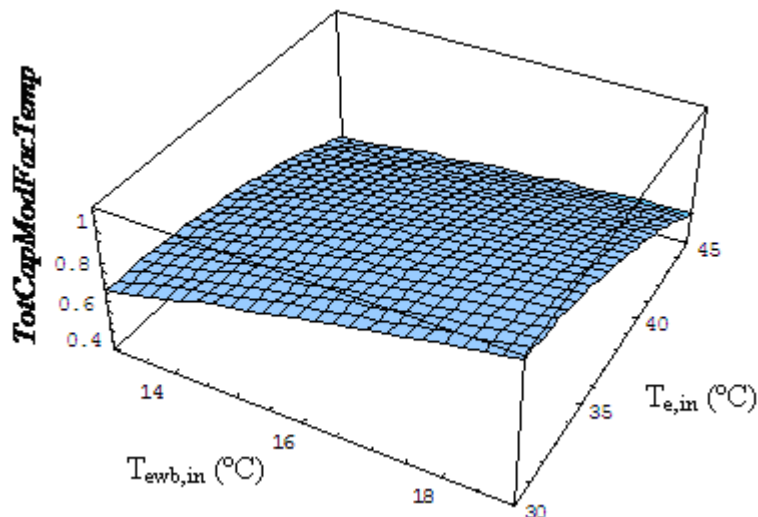


Gráfico 26: Curva bicuadrática de modificación de la capacidad total por efecto de la temperatura.

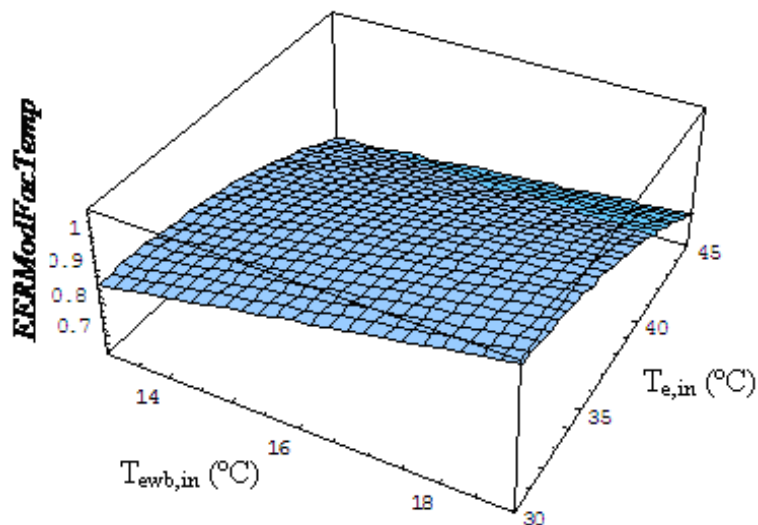




Gráfico 27: Curva bicuadrática de modificación del coeficiente de eficiencia por efecto de la temperatura.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 48 -

	INFORME	FECHA	
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

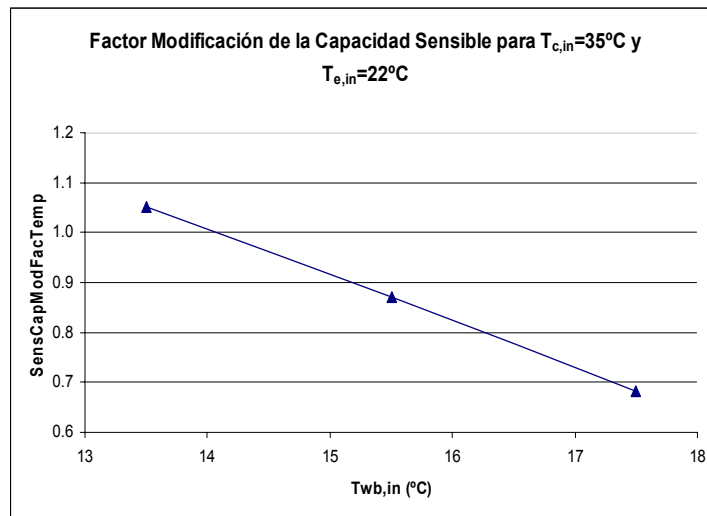


Gráfico 28: Curva bicuadrática de modificación de la capacidad sensible por efecto de la temperatura.

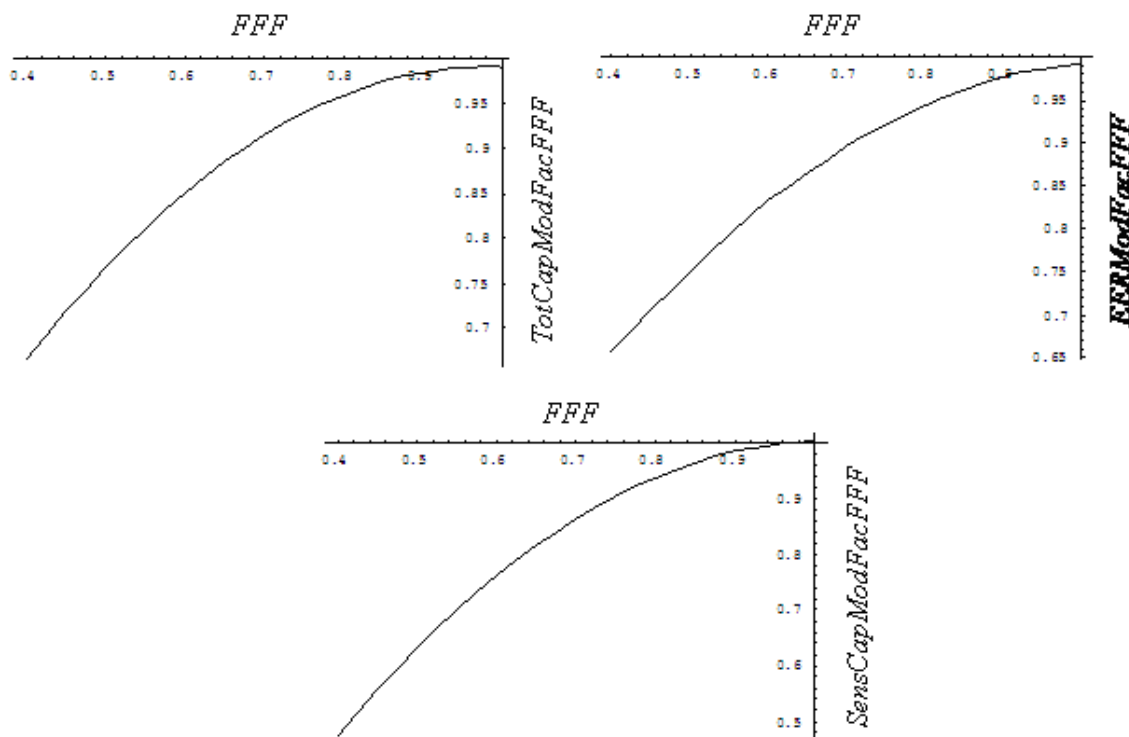




Gráfico 29: Curvas cuadráticas de modificación de la capacidad total y sensible y del coeficiente de eficiencia por efecto del caudal.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 49 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

C.3 MODO DE CALEFACCIÓN.

Los ensayos realizados sobre el equipo, para obtener su modelo matemático de trabajo del equipo a plena carga en modo calor, se clasifican en dos tipos. Por un lado, los destinados a definir el comportamiento del mismo cuando el evaporador trabaja en condiciones de intercambio de calor sensible, es decir, no existe condensación de agua en la batería de la unidad exterior. Mientras que el segundo grupo de ensayos, tiene como objetivo definir el comportamiento del equipo durante el proceso de desescarche y por lo tanto, persigue un intercambio sensible y latente en el evaporador. Será precisamente el agua condensada a través del intercambio latente, la que se congelará sobre la superficie de la batería debido a las bajas temperaturas de evaporación. De esta forma, obtendremos el comportamiento del equipo en tres situaciones:

1. Situación 1: Sin condensación de agua sobre la batería de la unidad exterior.

En estas condiciones de trabajo conseguiremos determinar los parámetros de trabajo más óptimos del equipo. Esta condensación de agua puede dar lugar a una reducción del coeficiente de intercambio térmico de la batería, y además, puede llegar a congelarse, e impedir el paso de aire a través de la misma.

2. Situación 2: Con condensación de agua sobre la batería de la unidad exterior pero sin llegar a producirse el ciclo de desescarche.

Representa aquellos casos en los que se está empezando a acumular hielo en la batería, pero el sistema de control de inicio del desescarche del equipo no se ha activado aún. Los efectos de la acumulación de hielo en la batería de la unidad exterior del equipo ensayado, se observan en el gráfico 30. En él se representan la evolución de las temperaturas de retorno e impulsión de la unidad interior, así como la temperatura de evaporación.

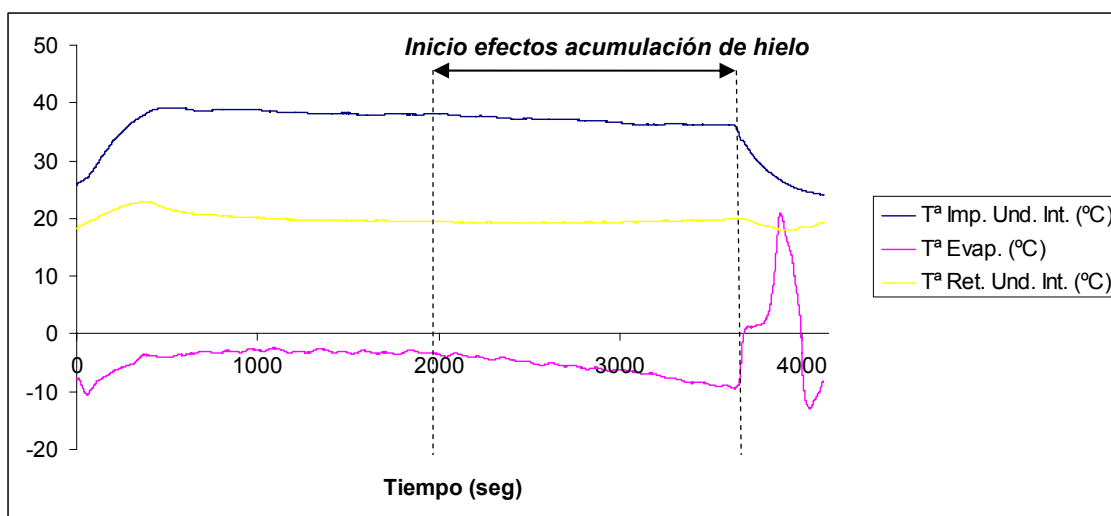




Gráfico 30: Efectos de la acumulación de hielo en la batería del evaporador.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 50 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

A partir del minuto 35 de ensayo, se puede ver cómo la temperatura de evaporación comienza a bajar debido a que, la acumulación de hielo en las lamas del intercambiador de calor evita el paso de aire a través de la misma. Como consecuencia, la capacidad calorífica del equipo también se ve reducida, y para una misma temperatura de retorno la temperatura de impulsión baja.

En cuanto al control de inicio del proceso de descongelación de los equipos comerciales, es normalmente algo sencillo. En concreto, el del equipo ensayado se basa en la supervisión de cuatro parámetros como son la temperatura del área del intercambiador de calor de la unidad exterior, la presión de evaporación, la temperatura seca exterior y el tiempo de funcionamiento del compresor integrado. La lógica de control que sigue el equipo se define en el gráfico 31.

- AND {
- El tiempo de funcionamiento del compresor es de 25 min. o más desde la finalización del anterior proceso de descongelación
- OR {
- Se alcanza el tiempo límite de funcionamiento en continuado calefacción
 - La temperatura saturada de baja presión (T_e) está dentro de los límites de solicitud de descongelación
 - La temperatura del área de la batería de la unidad exterior (T_b) está dentro de los límites de solicitud de descongelación

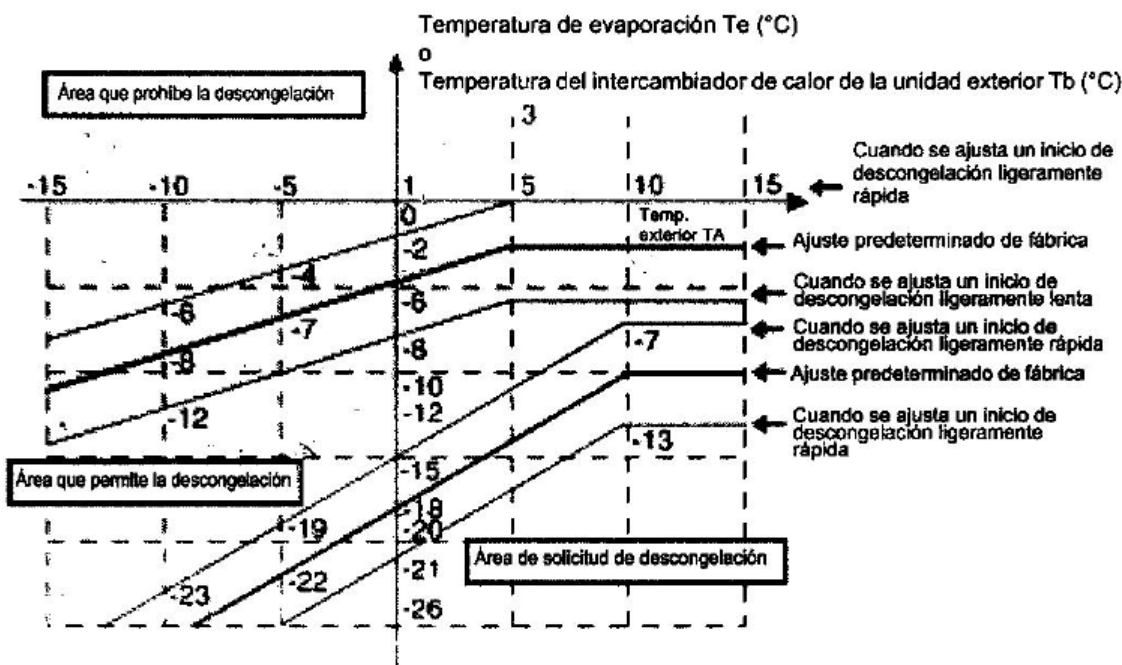




Gráfico 31: Lógica de control del proceso de descongelación del equipo ensayado.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 51 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

De la lógica de control anterior se puede deducir que, siempre que el compresor haya estado trabajando de forma continuada un tiempo mayor de 25 minutos, se iniciará un proceso de descongelación cuando la temperatura del área de la batería de la unidad exterior o la saturada de baja presión estén dentro del área de solicitud de descongelación definida por el gráfico 31.

3. *Situación 3: Con condensación de agua sobre la batería de la unidad exterior y ciclo de desescarche incluido.*



Con esta parte del modelo se tiene en cuenta la reducción de la capacidad calorífica y del coeficiente de eficiencia del equipo, cuando la acumulación de hielo sobre la batería de la unidad exterior llega a dar lugar a un ciclo de descongelación.

De esta forma, el modelo de la batería de calor propuesto calcula los parámetros de funcionamiento de la misma en su situación óptima de trabajo, es decir, sin condensación de agua sobre la batería de la unidad exterior (situación 1), y posteriormente aplicará los factores de modificación de los mismos, en los casos de trabajo del equipo en el resto de situaciones. Para ello, será necesario determinar una serie de variables de control que definan la situación de trabajo del equipo.

C.3.1 Comportamiento en condiciones estacionarias sin condensación de agua sobre la batería de la unidad exterior.

En este caso, puesto que se busca un intercambio de calor en el evaporador únicamente sensible, se desconecta el control de humedad de ambas cámaras. De esta forma, en el interior de la cámara que alberga la unidad exterior se producirá un equilibrio de carga latente, y como consecuencia se evitará la condensación de agua sobre la batería de la misma. En este sentido, la humedad relativa exterior alcanzará un valor de equilibrio que se mantendrá constante a lo largo de los ensayos. Este efecto se puede comprobar en el gráfico 32. En el mismo se representa, la evolución de la humedad relativa exterior (HR_{exterior}), el valor de humedad relativa exterior medio en el que se estabiliza en ensayo ($HR_{\text{exterior, media}}$), así como los márgenes superior e inferior asociados al error de medida de la humedad relativa exterior, que según los errores de precisión de medida de los equipos de medida utilizados, ver tabla 19, es de ± 1.7 .

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 52 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

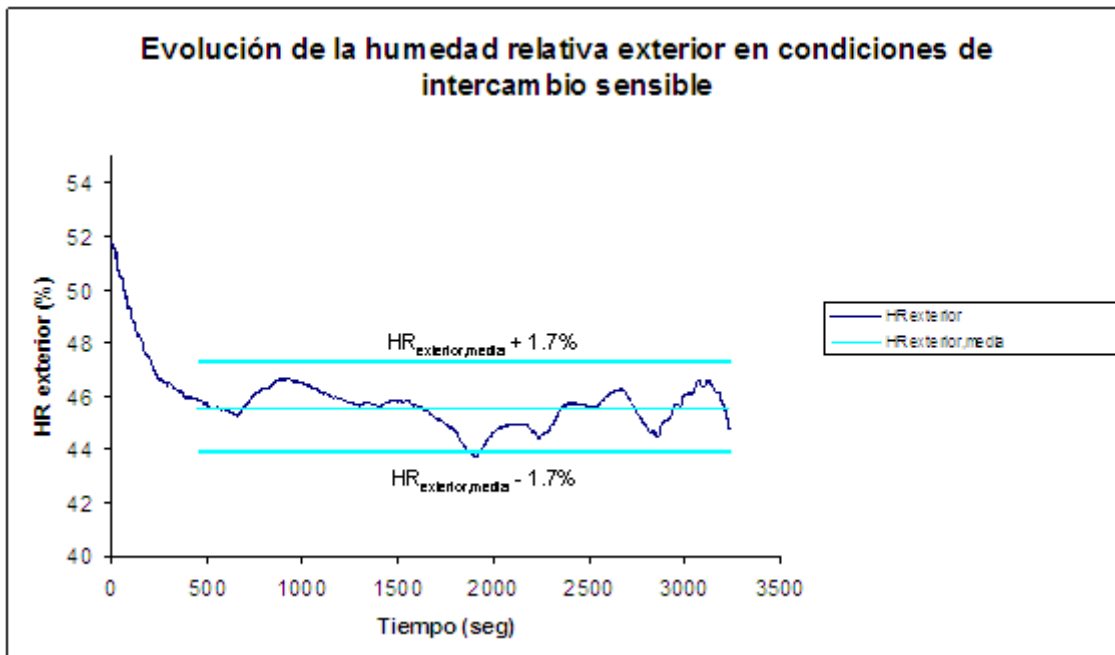


Gráfico 32: Evolución de la humedad relativa exterior en condiciones de intercambio sensible.

Como se puede comprobar, la humedad relativa exterior, como consecuencia del efecto de secado del aire debido al trabajo de la unidad evaporadora, se va reduciendo hasta estabilizarse. Además, si calculamos el valor medio en el que estabiliza, y le aplicamos los márgenes de error de medida, se comprueba que el valor medido en cada momento no llega a superar los márgenes de error. En este sentido, se puede afirmar que el intercambio de calor en la unidad exterior ha sido únicamente sensible.

De esta forma, para una serie de condiciones de temperaturas seca interior y exterior definidas, se calcula la capacidad calorífica y eficiencia del equipo haciendo uso de las siguientes ecuaciones.

$$Q_{total,cond.secas} = V_{aire} \times \rho_{aire} \times C_p \times (T_{c,out} - T_{c,in})$$



$$P_{electrico} = V \times I \times \cos \varphi$$

$$COP = \frac{Q_{total,cond.secas}}{P_{electrico}}$$

donde:

- Q_{total} es la potencia calorífica cedida por el intercambiador de calor de la unidad interior (kW).
- V_{aire} es el caudal de aire impulsado por la unidad interior (m^3/s).
- ρ_{aire} es la densidad del aire de impulsión de la unidad interior ($kg_{aire\ seco}/m^3$).

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 53 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

- C_p es el calor específico del aire de impulsión de la unidad interior ($\text{kJ/kg}_{\text{aire seco}} \text{K}$).
- $T_{c,\text{out}}$ y $T_{c,\text{in}}$ son las temperaturas de salida y entrada de aire en la batería de la unidad interior ($^{\circ}\text{C}$).
- $P_{\text{eléctrico}}$ es la potencia activa consumida por el equipo (kW).
- V es la tensión eléctrica de alimentación del equipo (V).
- I es la intensidad eléctrica de consumo del equipo (A).
- $\cos \varphi$ es el factor de potencia de trabajo del equipo.

Los resultados obtenidos se resumen en las tablas 36 y 37:

		CAPACIDAD CALORÍFICA (W)							
		$T_{e,\text{in}} (^{\circ}\text{C})$							
		-3		2		7		12	
$T_{c,\text{in}} (^{\circ}\text{C})$	20	8063	± 508	8178	± 495	8796	± 525	9771	± 575
	22	7250	± 459	7934	± 491	8732	± 530	8858	± 536
	25	6725	± 446	7196	± 468	7717	± 488	7774	± 485
	27	6039	± 423	6914	± 462	6843	± 448	7517	± 492

Tabla 36: Resumen de las capacidades caloríficas del equipo en las distintas condiciones ensayadas



		COP							
		$T_{e,\text{in}} (^{\circ}\text{C})$							
		-3		2		7		12	
$T_{c,\text{in}} (^{\circ}\text{C})$	20	2.3	± 0.1	2.3	± 0.1	2.5	± 0.2	2.8	± 0.2
	22	2.1	± 0.1	2.2	± 0.1	2.6	± 0.2	2.6	± 0.2
	25	1.9	± 0.1	2.1	± 0.1	2.4	± 0.2	2.2	± 0.1
	27	1.7	± 0.1	2.0	± 0.1	2.0	± 0.1	2.3	± 0.2

Tabla 37: Resumen de los coeficientes de eficiencia del equipo en las distintas condiciones ensayadas.

Como se puede comprobar la capacidad calorífica del equipo y su coeficiente de eficiencia aumentan a medida que se reduce la temperatura de entrada en el intercambiador de calor de la unidad interior y aumenta la de entrada en el de la unidad exterior.

Además, se debe comprobar el efecto del caudal de aire de paso a través de la unidad interior. Para ello, manteniendo las mismas condiciones de retorno a ambas baterías ($T_{c,\text{in}} = 20^{\circ}\text{C}$, $T_{e,\text{in}} = 7^{\circ}\text{C}$), se reproducen distintas secuencias de apertura y cierre de compuertas. Los resultados obtenidos se definen en la tabla 38.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 54 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

Caudal (m ³ /h)	Capacidad (W)		COP	
	Valor	Error	Valor	Error
1429	8796	± 526	2.52	± 0.41
1289	8341	± 472	2.43	± 0.39
921	6532	± 423	1.90	± 0.31
720	5787	± 430	1.76	± 0.29

Tabla 38: Resumen de los resultados obtenidos al variar el caudal de impulsión.

Si se normalizan estos resultados con respecto a los obtenidos en condiciones nominales de funcionamiento del equipo ($T_{c,in} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{e,in} = 7\text{ }^{\circ}\text{C}$, $V_{aire} = 1429\text{ m}^3/\text{h}$), se obtendrían unos factores que describen el cambio que experimenta la capacidad calorífica y eficiencia energética del equipo en condiciones distintas a las nominales. Los factores de modificación obtenidos para las distintas condiciones de temperatura ensayadas, son los que se resumen en la tabla 39.

TotCapTempModFac					COPTempModFac						
$T_{e,in}\text{ (}^{\circ}\text{C)}$					$T_{e,in}\text{ (}^{\circ}\text{C)}$						
-3					-3						
2					2						
7					7						
12					12						
$T_{c,in}\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	20	0.92	0.93	1.00	1.11	$T_{c,in}\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	20	0.92	0.93	1.00	1.11
	22	0.82	0.90	0.99	1.01		22	0.82	0.90	0.99	1.01
	25	0.76	0.82	0.88	0.88		25	0.76	0.82	0.88	0.88
	27	0.69	0.79	0.78	0.85		27	0.69	0.79	0.78	0.85

$m_{aire}\text{ (m}^3/\text{h)}$	$FFF = \frac{V_{aire}}{V_{aire,nom}}$	TotCapModFacFFF	COPModFacFFF
1429	1	1	1
1289	0.902	0.948	0.964
921	0.644	0.743	0.753
720	0.503	0.658	0.699

Tabla 39: Factores de modificación de la capacidad calorífica y coeficiente de eficiencia del equipo ensayado.



Estos factores pueden ser interpolados, de tal forma que se obtengan dos ecuaciones bicuadráticas que permitan calcular estos factores de modificación para cualquier valor de temperatura dentro de los intervalos ensayados. Las dos curvas presentan dos variables independientes, la temperatura seca del aire a la entrada de la batería de la unidad interior ($T_{c,in}$) y la temperatura seca a la entrada de la batería de la unidad exterior ($T_{e,in}$).

$$TotCapTempModFac = a + b(T_{c,in}) + c(T_{c,in})^2 + d(T_{e,in}) + e(T_{e,in})^2 + f(T_{c,in})(T_{e,in})$$

$$COPTempModFac = a + b(T_{c,in}) + c(T_{c,in})^2 + d(T_{e,in}) + e(T_{e,in})^2 + f(T_{c,in})(T_{e,in})$$

Las curvas obtenidas se puede observar en los gráficos 33, 34 y 35. En ellas, se aprecia el efecto de cada una de las variables independientes por separado. Para una temperatura exterior fija, una reducción de la temperatura interior produce un aumento de la capacidad calorífica y del coeficiente de eficiencia de la máquina. Por otra lado, para una temperatura interior fija, a medida que aumenta la temperatura exterior también aumenta la capacidad calorífica y eficiencia del equipo.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 55 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

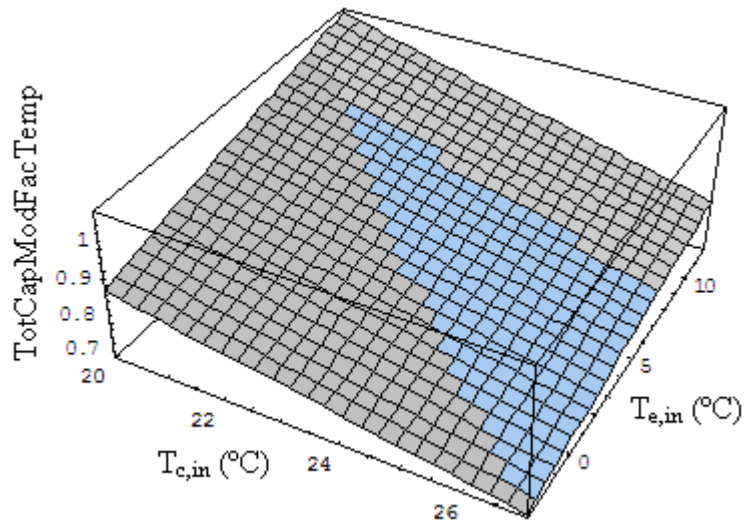


Gráfico 33: Curva bicuadrática de modificación de la capacidad calorífica nominal por efecto de la temperatura.

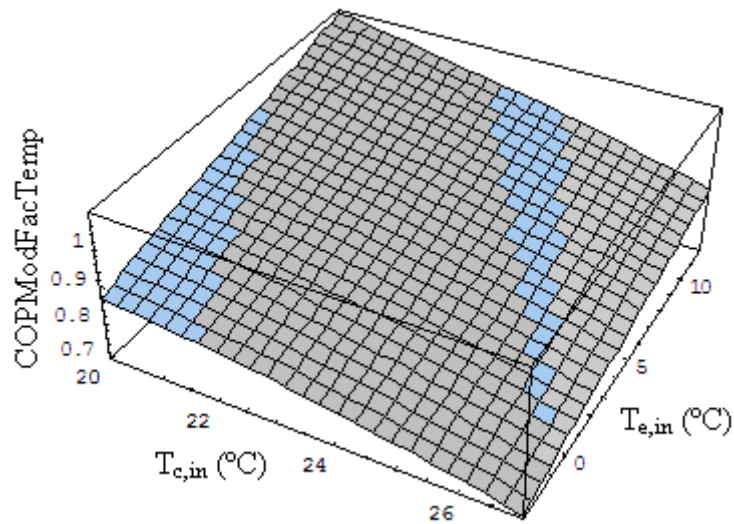


Gráfico 34: Curva bicuadrática de modificación del coeficiente de eficiencia nominal por efecto de la temperatura.

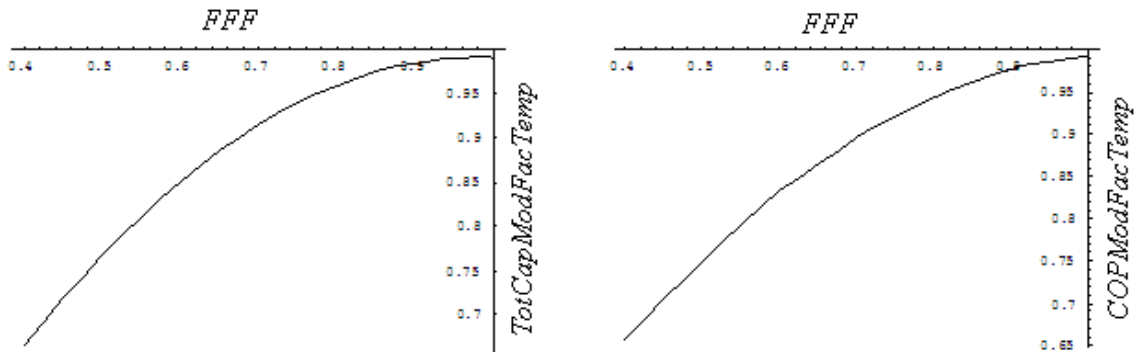




Gráfico 35: Curvas cuadráticas de modificación de la capacidad total y coeficiente de eficiencia por efecto del caudal.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 56 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

Además, a través de este tipo de ensayos se obtiene una ecuación que permite predecir la temperatura de evaporación. Según otros autores como Hart [2], la temperatura de evaporación depende de la temperatura seca exterior. Ajustando los datos registrados de ambas variables, se obtiene la siguiente ecuación lineal.

$$T_{evap} = m \times T_{e,in} + n$$

donde:

- T_{evap} es la temperatura de evaporación del equipo (°C).
- $T_{e,in}$ es la temperatura de entrada de aire en el intercambiador de calor de la unidad exterior (°C).

$T_{e,in}$ (°C)	T_{evap} (°C)
12.4	-1.2
10.0	-2.6
7.2	-6.2
3.9	-7.7
2.0	-12.4
-3.2	-13.3
-8.1	-16.9

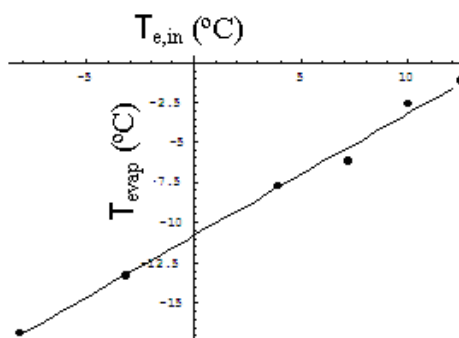


Gráfico 36: Evolución de la temperatura de evaporación en función de la temperatura exterior

Para el modelo propuesto, la temperatura de la batería de la unidad exterior puede asumirse igual a la temperatura de evaporación.



Por último, este tipo de ensayos permite estudiar en qué condiciones de entrada de aire a la batería de la unidad exterior, no llega a producirse condensación de agua al contacto con la superficie de la misma.

Tal y como establece Conde [1], la condensación de agua sobre la batería y la posterior formación de hielo, puede depender de varios fenómenos como su geometría, el intercambio másico y el flujo de aire de paso a través del mismo. Puesto que en los ensayos realizados no fue posible variar la geometría de la misma, la variación en el comportamiento del equipo se relacionará con un coeficiente identificativo del intercambio másico producido. Este coeficiente lo denominaremos, coeficiente de intercambio másico (CIM), y será calculado como sigue:

$$CIM = \frac{W_{e,in} - W_{sat,Tevap}}{W_{sat,Tevap}}$$

donde:

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 57 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

- $W_{e,in}$ es el contenido de humedad del aire a la entrada del evaporador ($gr_{agua}/kg_{aire\ seco}$).
- $W_{sat,Tevap}$ es el contenido de humedad de aire saturado a la temperatura de evaporación ($gr_{agua}/kg_{aire\ seco}$).

Como se justificó al inicio del presente apartado, el intercambio de calor que se produce en la batería de la unidad exterior es únicamente sensible. Así, en este tipo de ensayos, como llega a producirse condensación ni formación de hielo sobre la batería de la unidad exterior, se determina el valor que toma el coeficiente de intercambio másico en esta serie de condiciones de trabajo.

$T_{ext} (°C)$	$W_{e,in}$ ($gr_{agua}/kg_{aire\ seco}$)	$W_{sat,Tevap}$ ($gr_{agua}/kg_{aire\ seco}$)	CIM	ΔCIM
-3	1.26	1.19	0.060	± 0.135
2	1.75	1.71	0.022	± 0.186
7	2.34	2.24	0.043	± 0.077
12	3.15	3.43	-0.082	± 0.266

Tabla 40: Cálculo del coeficiente de intercambio másico en condiciones de intercambio sensible.

Los resultados representados en la tabla 40, indican que el valor de CIM se anula en las condiciones de intercambio sensible en el evaporador. En todos los casos estudiados, su valor se encuentra dentro del intervalo marcado por su error asociado. Esto nos indica que el valor obtenido está asociado al error de medida, y por lo tanto podemos considerar que el valor de CIM es nulo en condiciones de intercambio sensible en la batería de la unidad exterior.



C.3.2 Evaluación del efecto de los ciclos de desescarche.

El objetivo de este tipo de ensayos es determinar el efecto que los ciclos de desescarche tienen sobre la capacidad calorífica y el coeficiente de eficiencia del equipo. Para ello mantenemos la temperatura de retorno a la batería de la unidad interior constante a 20°C y variamos la temperatura y contenido de humedad de retorno al intercambiador de calor de la unidad exterior. Para una misma temperatura exterior, variamos la humedad relativa desde un valor máximo del 80% hasta un mínimo marcado por el 50%.

Para el análisis de la capacidad calorífica y del coeficiente de eficiencia del equipo en estas nuevas condiciones de trabajo, el ciclo de trabajo se divide en dos periodos, tal y como se muestra en el gráfico 37.

- 1) **Periodo 1:** engloba el periodo de tiempo de trabajo estacionario a las condiciones de ensayo fijadas. Es decir, como se comportaría el equipo en esas condiciones de trabajo ($T_{e,in}$, $W_{e,in}$), si no llegara a comenzar el proceso de descongelación. El conocimiento de este comportamiento, nos servirá para comprobar si un aumento del contenido de humedad sobre el evaporador produce algún efecto sobre la capacidad calorífica y eficiencia antes de iniciar el desescarche.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 58 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

2) Periodo 2: esta etapa engloba el ciclo completo de desescarche. Es decir, desde que el equipo arranca en modo calor después del anterior ciclo de desescarche, hasta que tras la inversión de ciclo, el equipo vuelve a arrancar en modo calor.

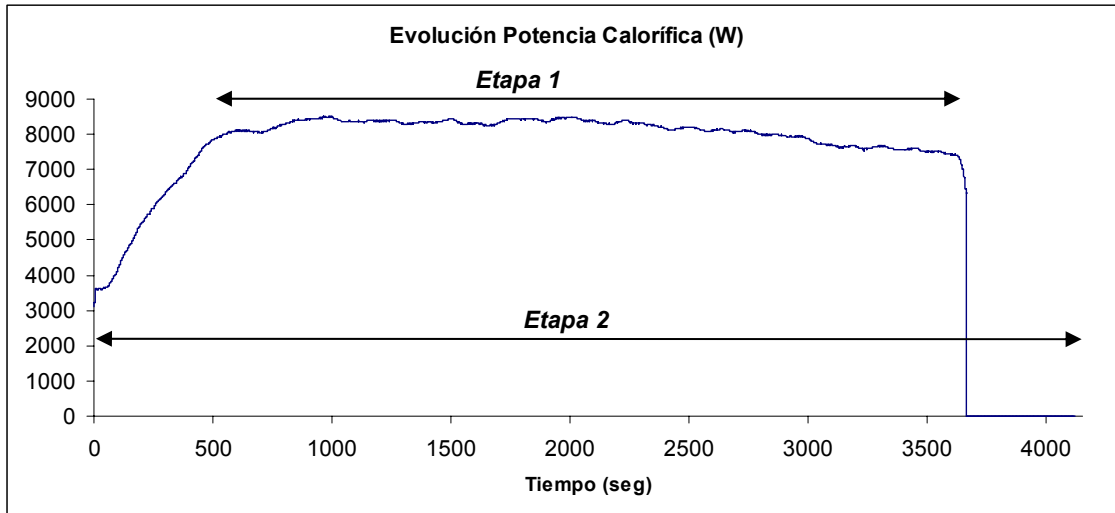




Gráfico 37: Definición de las etapas del ciclo de desescarche.

En las tablas 41 y 42 se resumen los resultados obtenidos para ambas etapas. Además, se definen los factores de modificación con respecto a los resultados obtenidos para las condiciones de intercambio sensible a las mismas condiciones de temperaturas exterior e interior. De esta forma, como se dijo anteriormente estos factores definirán la degradación del COP y la capacidad calorífica en los casos en los que existe condensación de agua sobre la batería de la unidad exterior.

$$F_{ModDesQCalor}^{Periodo\ i} = \frac{Q_{calor, periodo\ i}(T_{ext}, T_{int})}{Q_{calor, cond. sec\ as}(T_{ext}, T_{int})}$$

$$F_{ModDesCOP}^{Periodo\ i} = \frac{COP_{calor, periodo\ i}(T_{ext}, T_{int})}{COP_{calor, cond. sec\ as}(T_{ext}, T_{int})}$$

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 59 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

Resultados Etapa 1							
$T_{ext,seca}$ (°C)	HR_{ext} (%)	Q_{calor} (W)	ΔQ_{calor}	COP_{total}	ΔCOP	$FModDesQCalor$ Etapa 1	$FModDesCOP$ Etapa 1
2.2	55	8152	± 495	2.2	± 0.2	0.97	1.00
2.0	66	8125	± 494	2.2	± 0.2	0.96	0.99
2.4	76	8074	± 492	2.2	± 0.2	0.96	0.98
1.9	87	8088	± 472	2.2	± 0.2	0.96	0.99
4.2	52	8330	± 503	2.4	± 0.2	0.98	1.00
4.3	63	8363	± 506	2.4	± 0.2	0.98	0.98
4.4	73	8282	± 503	2.3	± 0.2	0.97	0.97
3.8	82	8192	± 501	2.4	± 0.2	0.96	0.98
7.0	53	8717	± 520	2.6	± 0.2	1.01	1.03
7.0	62	8667	± 521	2.6	± 0.2	1.01	1.02
6.7	72	8600	± 518	2.5	± 0.2	1.00	1.00
6.5	79	8711	± 523	2.6	± 0.2	1.01	1.05
9.9	54	8861	± 520	2.7	± 0.2	0.97	1.00
10.1	62	8997	± 536	2.7	± 0.2	0.99	1.00
10.0	73	9266	± 548	2.7	± 0.2	1.02	1.01
11.9	53	9518	± 559	3.0	± 0.2	1.01	1.05



Tabla 41: Resumen de los resultados obtenidos en la etapa 1 de desescarche

Resultados Etapa 2							
$T_{ext,seca}$ (°C)	HR_{ext} (%)	Q_{calor} (W)	ΔQ_{calor}	COP_{total}	ΔCOP	$FModDesQCalor$ Etapa 1	$FModDesCOP$ Etapa 1
2.2	55	7213	± 464	2.1	± 0.2	0.86	0.92
2.0	66	6935	± 460	2.1	± 0.2	0.82	0.91
2.4	76	6361	± 442	2.0	± 0.2	0.75	0.90
1.9	87	6071	± 423	2.0	± 0.2	0.72	0.87
4.2	52	7277	± 468	2.3	± 0.2	0.86	0.94
4.3	63	7105	± 469	2.2	± 0.2	0.84	0.93
4.4	73	6561	± 448	2.1	± 0.2	0.77	0.88
3.8	82	6339	± 450	2.1	± 0.2	0.75	0.87
7.0	53	7666	± 488	2.4	± 0.2	0.89	0.96
7.0	62	7388	± 482	2.4	± 0.2	0.86	0.97
6.7	72	7230	± 478	2.3	± 0.2	0.84	0.92
6.5	79	7164	± 475	2.4	± 0.2	0.83	0.96
9.9	54	7772	± 484	2.5	± 0.2	0.85	0.92
10.1	62	7900	± 500	2.6	± 0.2	0.87	0.94
10.0	73	8159	± 513	2.6	± 0.2	0.90	0.96
11.9	53	9189	± 549	2.9	± 0.2	0.98	1.03

Tabla 42: Resumen de los resultados obtenidos en la etapa 2 de desescarche

Los factores de modificación en el primer periodo de estudio son independientes de las condiciones de trabajo y prácticamente iguales a la unidad. Este efecto fue también apreciado por Conde [1], quien demostró que en condiciones estacionarias de funcionamiento del equipo en modo calefacción, el coeficiente de intercambio másico (“*Mass Transfer Parameter*”) prácticamente no afectaba a la capacidad calorífica nominal del equipo (ver gráfico 38).

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 60 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

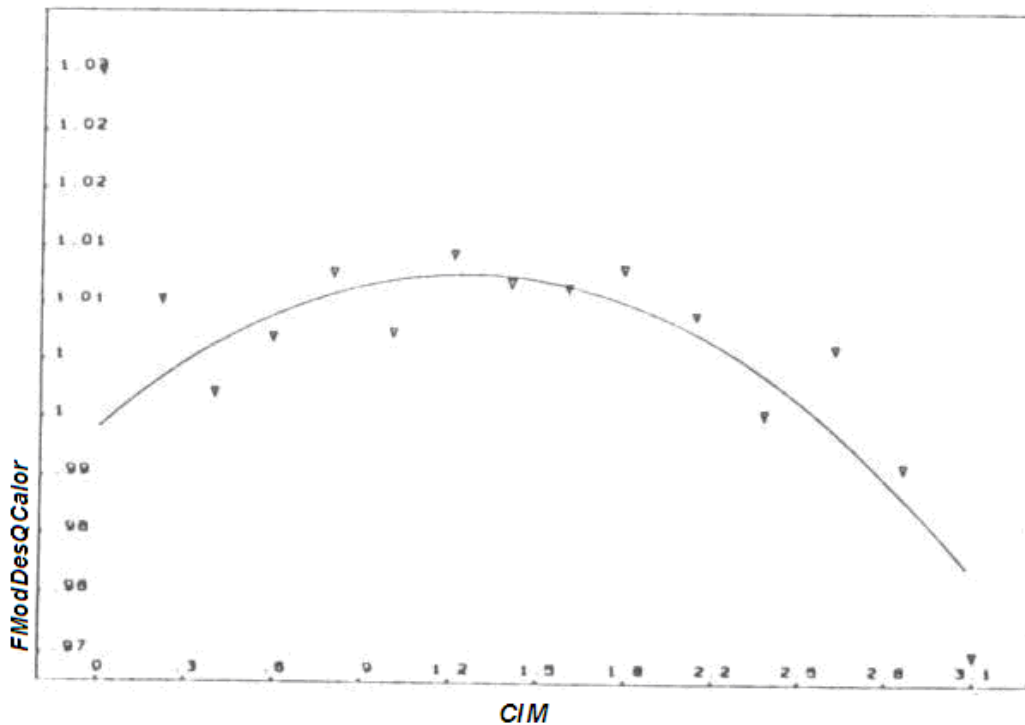




Gráfico 38: Factor de corrección de la capacidad calorífica en función de CIM, definido por Conde [1].

Por el contrario, los coeficientes de modificación durante el segundo periodo varían al hacerlo las condiciones exteriores de trabajo. Para tenerlos en cuenta dentro del modelo de desescarche, se debe obtener una ecuación que los relacione con estas condiciones de trabajo. En este caso, estos factores se han relacionado con el coeficiente de intercambio másico (CIM) y la temperatura exterior ($T_{e,in}$) a través de las siguientes curvas bicuadráticas (ver gráficos 39 y 40).

$$F_{ModDesCapTot} = a + b \times CIM + c \times CIM^2 + d(T_{e,in}) + e(T_{e,in})^2 + f \times CIM \times (T_{e,in})$$

$$F_{ModDesCOP} = a + b \times CIM + c \times CIM^2 + d(T_{e,in}) + e(T_{e,in})^2 + f \times CIM \times (T_{e,in})$$

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 61 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

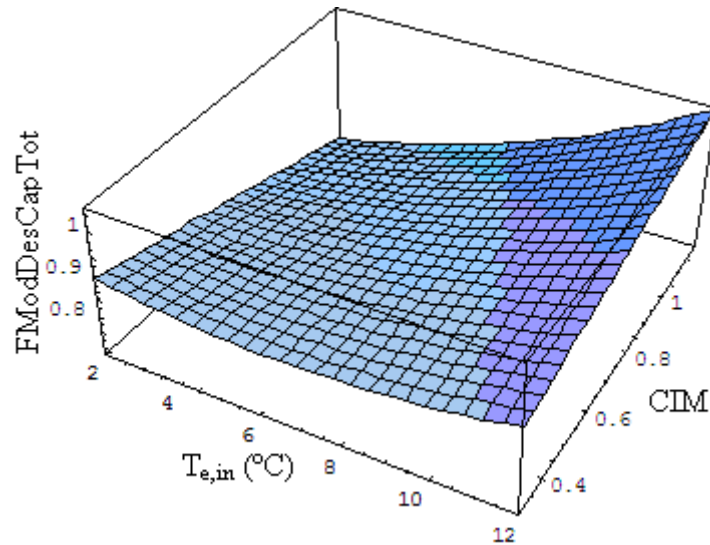


Gráfico 39: Curva bicuadrática de modificación de la capacidad calorífica en ciclos de desescarche.

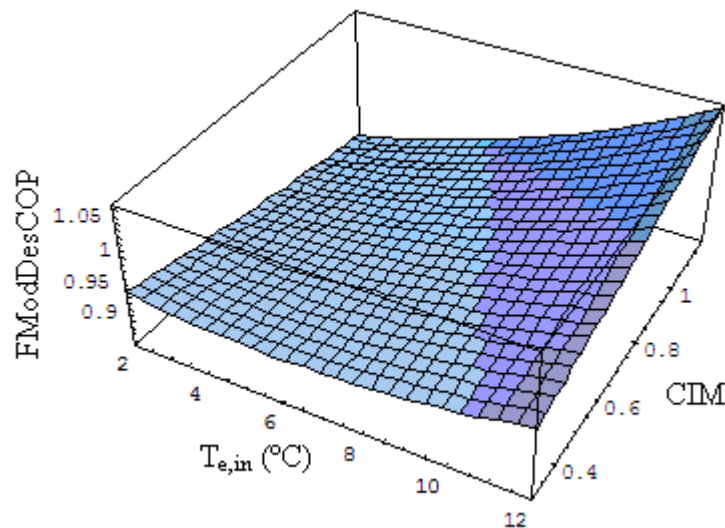




Gráfico 40: Curva bicuadrática de modificación del COP en ciclos de desescarche.

De esta forma, se ha comprobado que siempre y cuando nos encontremos en un estado de tiempo anterior al inicio del desescarche, no se produce alteración sobre el comportamiento del equipo. Solamente cuando se produce la inversión de ciclo, y por lo tanto comienza el proceso de desescarche, es cuando los factores de modificación de la capacidad calorífica y eficiencia son apreciables.

La secuencia de cálculo de la capacidad total y coeficiente de eficiencia para cualquier condición de trabajo del equipo, del modelo se resume a continuación:

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 62 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

1. En primer lugar, en función de las temperaturas secas interior y exterior, se calculan los factores de modificación de la capacidad y eficiencia calorífica del equipo en condiciones de intercambio sensible en el evaporador. Estos serán los únicos factores de modificación a aplicar, en caso que determinemos que no se produce desescarche.
2. Posteriormente, se comprueba si se dan las condiciones necesarias para que el equipo comience un proceso de desescarche. Las comprobaciones a realizar serán tres:
 - Si el coeficiente de intercambio másico es mayor que cero, existe condensación de agua en la batería de la unidad exterior, y por tanto existe riesgo de que se produzca un ciclo de desescarche. En caso contrario, tal y como se ha demostrado, no se llega a producir la condensación de agua sobre la batería, y por tanto, no existe la posibilidad de que se produzca un ciclo de desescarche
 - Si CIM es mayor que cero, entonces se calcula la temperatura de evaporación en función de la temperatura exterior. Si es menor que cero, es posible que se produzca un proceso de descongelación, si no el agua acumulada no llega a congelarse y por tanto no llega a producirse el ciclo de desescarche.

En el gráfico 41 se define el diagrama de flujo del modelo programado en Fortran.

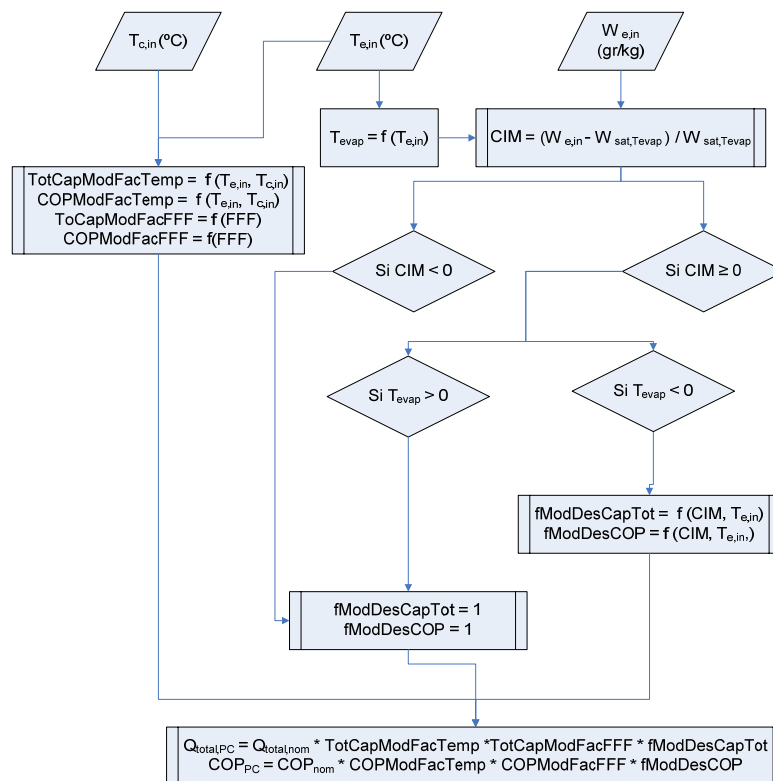




Gráfico 41: Lógica de cálculo del modelo de batería de calor.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 63 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

D. Modelo de comportamiento del equipo inverter de expansión directa a carga parcial en modo frío.

Como el equipo ensayado es inverter, es capaz de regular su régimen de trabajo para ajustar la producción de energía térmica a la demanda. De esta forma, consiguen un funcionamiento más continuo y evita la degradación por arranques y paradas. Para ello, regulan el paso de refrigerante a través de la unidad interior utilizando lo que se conoce como válvulas de expansión. Esta reducción del flujo de refrigerante hace que los intercambiadores de la máquina queden sobredimensionados y que disminuyan las pérdidas mecánicas del compresor., lo cual se traduce en una mejora muy importante del EER a carga parcial. De esta forma, cuando el equipo no trabaje a plena carga, el EER definido a plena carga (EER_{PC}) no definirá las condiciones reales de comportamiento del equipo. En estos casos, será necesario modificarlo para tener en cuenta la mejora que se produce. Así, el EER final de trabajo del equipo se calculará siguiendo la siguiente expresión.

$$EER = EER_{PC} \times EERModFacPLR$$



El factor de mejora del EER a carga parcial ($EERModFacPLR$), dependerá del porcentaje de trabajo del compresor con respecto al punto de máximo consumo. Así, lo haremos depender de lo que conocemos como el factor de carga parcial (*Part Load Ratio, PLR*), que nos muestra la relación entre la carga sensible demandada y la máxima que el equipo es capaz de proporcionar en las mismas condiciones de trabajo.

$$PLR = \frac{Q_{demanda}}{Q_{sensible,máxima}}$$

$$EERModFacPLR = a + b \times PLR + c \times PLR^2$$

Tal y como se representa en los gráficos 42 y 43, la instalación utilizada para la caracterización del equipo a carga parcial consta de tres cámaras. Las dos primeras albergan el equipo de expansión directa, y por tanto, en las mismas se definen las condiciones nominales de trabajo del equipo ($T_{c,in} = 35^{\circ}C$, $T_{e,in} = 27^{\circ}C$ y $HR=50\%$). En cuanto a la tercera de las cámaras, se utiliza para simular los distintos escenarios de carga utilizando una serie de ventiloconvectores de 1000 y 2000 W.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 64 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

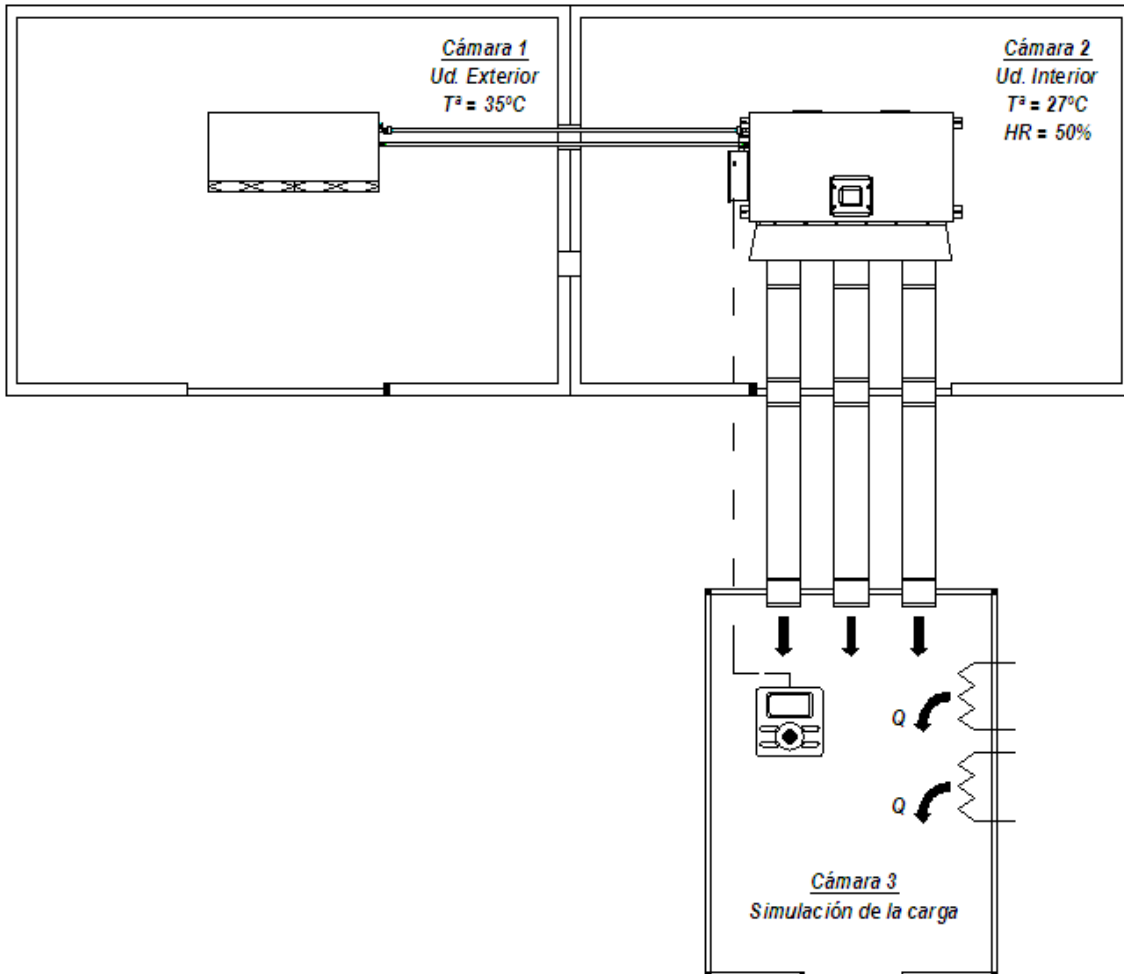


Gráfico 42: Plano en planta de la instalación utilizada para la determinación del comportamiento del equipo a carga parcial.

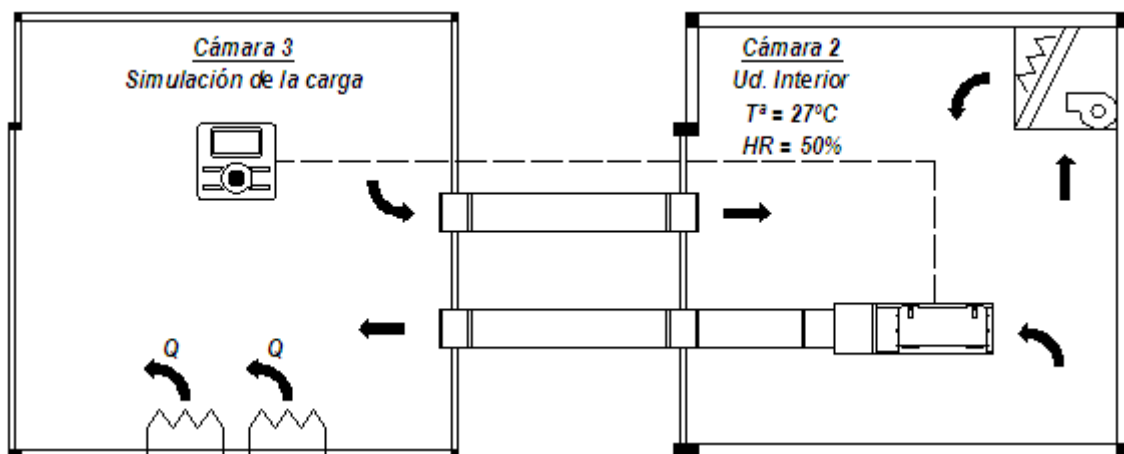




Gráfico 43: Plano de perfil de la instalación utilizada para la determinación del comportamiento del equipo a carga parcial.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 65 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	<i>8-3-11</i>	

Puesto que la sonda de temperatura de control del equipo se encuentra en el termostato, al colocarlo en el interior de esta última cámara, el equipo inverter irá reduciendo su régimen de trabajo hasta adaptarse a la demanda térmica simulada. De esta forma, se consigue definir el comportamiento del equipo a carga parcial, manteniendo constantes las condiciones de temperatura y humedad de trabajo del equipo.

En los gráficos 44 y 45 se muestra como evoluciona el consumo del equipo en uno de los ensayos a carga parcial, en el cual se fijó una temperatura de consigna de 27 °C. Como se puede apreciar, al comienzo del ensayo la temperatura del local está por encima de la temperatura demandada y por tanto, el equipo arranca en un régimen elevado de consumo. Por otro lado, en cuanto la temperatura del local alcanza el valor de consigna deseado, el equipo comienza a regular su régimen de trabajo hasta conseguir mantener la temperatura del local igual a la de consigna con la menor oscilación posible.

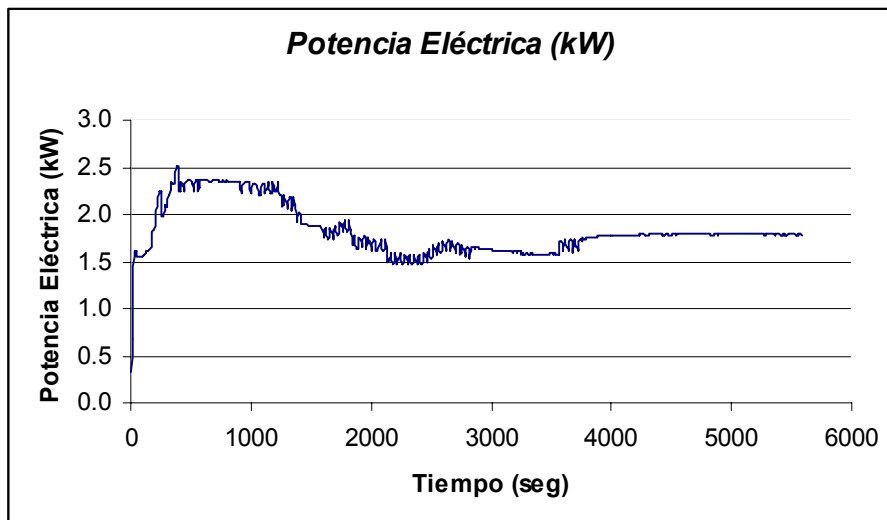


Gráfico 44: Evolución del consumo eléctrico del equipo trabajando a carga parcial.

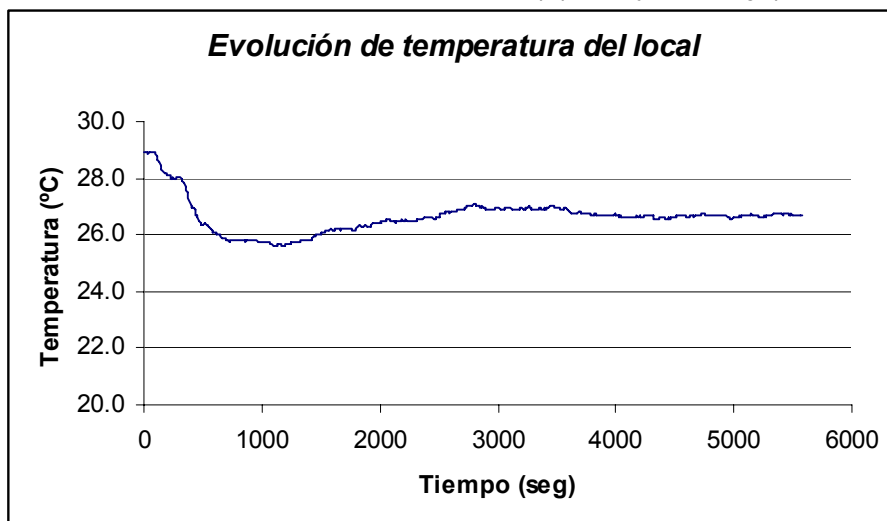




Gráfico 45: Evolución de la temperatura del local cuando el equipo trabaja a carga parcial.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 66 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

Los escenarios de carga simulados y los resultados obtenidos, se resumen en la tabla 43.

Carga Simulada (W)	Q_{sensible, medida} (W)		EER	
	Valor	Error	Valor	Error
5000	5089	± 304	2.02	± 0.2
4000	4276	± 265	2.53	± 0.4
3000	3218	± 240	3.36	± 0.3

Tabla 43: Resumen de resultados obtenidos a carga parcial.

El primero de los puntos de trabajo definidos en la tabla 43, define el comportamiento del equipo a plena carga. De esta forma, se utiliza para normalizar los resultados que se obtienen en el resto de ensayos, siguiendo la formulación que se define a continuación.

$$PLR = \frac{Q_{sensible, medida}}{Q_{sensible, maxima} (5000 W)}$$

$$EERModFacPLR = \frac{EER}{EER_{PC} (5000 W)}$$

PLR	EERModFacPLR
1.0	1.00
0.8	1.25
0.6	1.66

Tabla 44: Resultados normalizados obtenidos a carga parcial.

El factor de factor de mejora del EER a carga parcial suele definirse a través de una curva bicuadrática. De esta forma, si interpolamos los puntos de trabajo a carga parcial obtenidos experimentalmente, la curva obtenida sería la que se representa en el gráfico 46 .

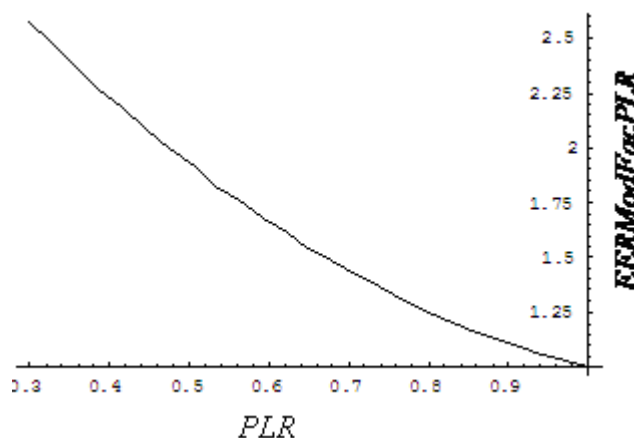




Gráfico 46: Curva de modificación del EER en función del PLR

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 67 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

E. Cálculo del consumo eléctrico de un equipo inverter.

Como el flujo másico de refrigerante no puede hacerse arbitrariamente pequeño, existe una velocidad mínima para la cual el equipo deja de funcionar como un sistema inverter, para convertirse en un todo-nada. Se distinguen así tres regiones de operación (ver gráfico 47), en función del factor de carga parcial de trabajo del equipo (PLR).

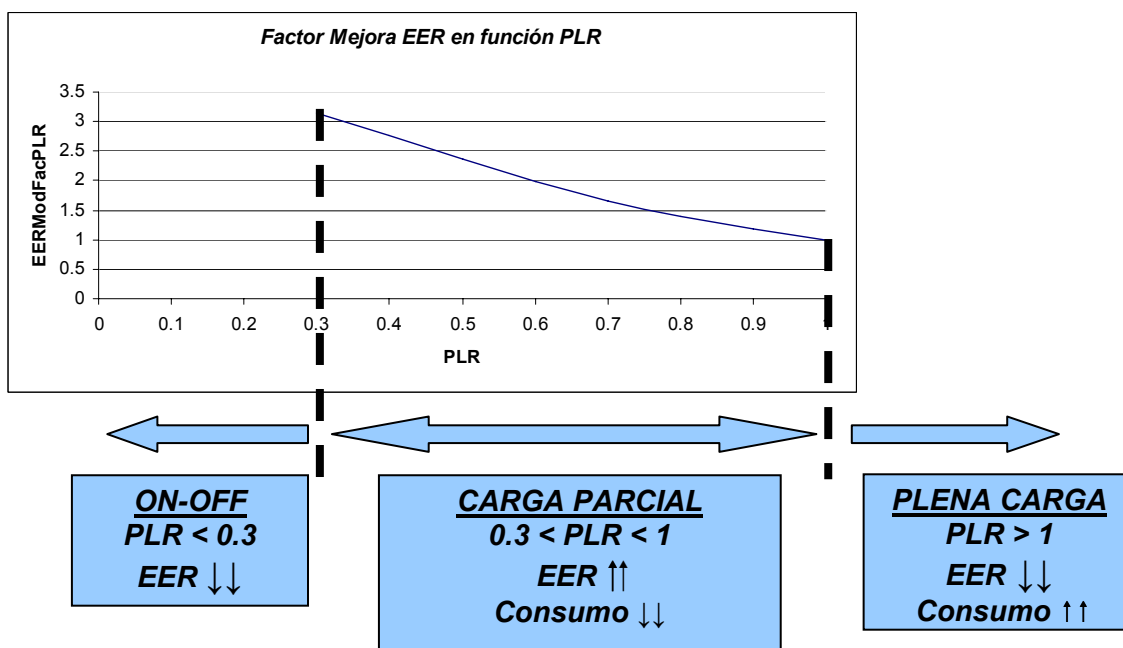


Gráfico 47: Esquema de los distintos regímenes de trabajo de un equipo inverter.

1. $PLR \geq 1$



En estas condiciones el equipo trabaja a plena carga y por tanto no llega a producirse mejora del COP. De esta forma, el consumo eléctrico del equipo se calcula a través de la siguiente expresión.

$$Pot_{eléctrica} = \frac{Q_{total,PC}}{EER_{PC}}$$

2. $PLR < 1$ y $PLR \geq 0.3$

En estas condiciones el equipo trabaja a carga parcial y por tanto se produce una mejora del EER. De esta forma, el consumo eléctrico del equipo se calcula a través de la siguiente expresión.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 68 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

$$EER = EER_{PC} \times EER_{ModFacPLR}$$

$$Pot_{el\u00e9ctrica} = \frac{Q_{demanda}}{EER}$$

3. PLR < 0.3

Se conoce como la regi\u00f3n todo-nada ya que el equipo no es capaz de reducir m\u00e1s el nivel de carga aportada y, para no subenfriar o sobrecalentar los locales se adapta con ciclos de encendido y apagado.

La degradaci\u00f3n de la eficiencia que se produce en este r\u00e9gimen de trabajo, suele caracterizarse mediante funciones polin\u00f3micas de hasta tercer grado. A falta de datos experimentales que nos permitan definir este comportamiento, utilizaremos el modelo definido en [15]. En esta referencia bibliogr\u00e1fica se proponen varias correlaciones, de entre las cuales se ha escogido la siguiente.



$$RTF = 0.000352822 + 1.19199 \times PLR - 0.246716 \times (PLR)^2 + 0.0546566 \times (PLR)^3$$

El consumo el\u00e9ctrico se calcula como

$$Pot_{el\u00e9ctrica} = \frac{Q_{total,PC}}{EER_{PC}} \times RTF$$

donde RTF es la fracci\u00f3n de tiempo que el equipo trabaja en este r\u00e9gimen (Run Time Fraction).

Autores	P\u00e1gina
Jos\u00e9 Luis Gonz\u00e1lez Esp\u00edn Jos\u00e9 Manuel Cejudo L\u00f3pez Fernando Dom\u00ednguez Mu\u00f1oz	- 69 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

F. Implementación de los modelos de equipos en Trnsys.

F.1 SISTEMA NO ZONIFICADO.

El sistema consta de una bomba de calor aire-aire con unidades interior y exterior y una red de conductos que distribuye el aire tratado hacia las distintas habitaciones. El objetivo de este sistema es mantener la estancia principal de la vivienda en la región de confort.

Al igual que en los modelos utilizados para determinar los niveles de demanda de cada localidad, se establecen tres rangos de operación del equipo en función de la temperatura de la zona controlada. Una banda de confort fijada de 23 a 24°C dentro de la cual no se requiere de la acción del equipo, otra banda de trabajo en modo calor para temperaturas menores a 23°C y la correspondiente al trabajo en modo frío para temperaturas mayores a 24°C.

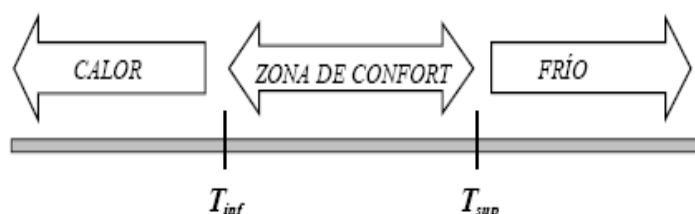




Gráfico 46: Banda de confort y rangos de operación en función de la temperatura.

Las hipótesis de cálculo tenidas en cuenta en el modelo propuesto son las que se enumeran a continuación:

- 1 La red de conducto se supone adiabática, es decir, está perfectamente aislada térmicamente y por lo tanto no se producen pérdidas de energía a través de la misma.
- 2 La red de conductos se supone perfectamente equilibrada. Así, el caudal de impulsión de cada zona se mantiene constante e igual a su flujo másico de diseño.
- 3 No se producen modificaciones de temperatura de consigna para conseguir condiciones de confort en otras zonas que no sea la de control.
- 4 Se considera que todas las zonas se encuentran en sobrepresión y por lo tanto no se producen infiltraciones. Esto se consigue retornando una cantidad de aire menor a la impulsada en cada zona.
- 5 El retorno se considera conducido y al igual que la red de conductos de impulsión será totalmente adiabática.
- 6 No ocurren movimientos de aire entre las zonas de la vivienda, salvo a través del equipo.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 70 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

En el gráfico 49 se muestra el montaje en TRNSYS del acoplamiento entre el modelo de vivienda multizona (TYPE 56) y el modelo del equipo (TYPE901), que ha sido programado específicamente para este estudio.

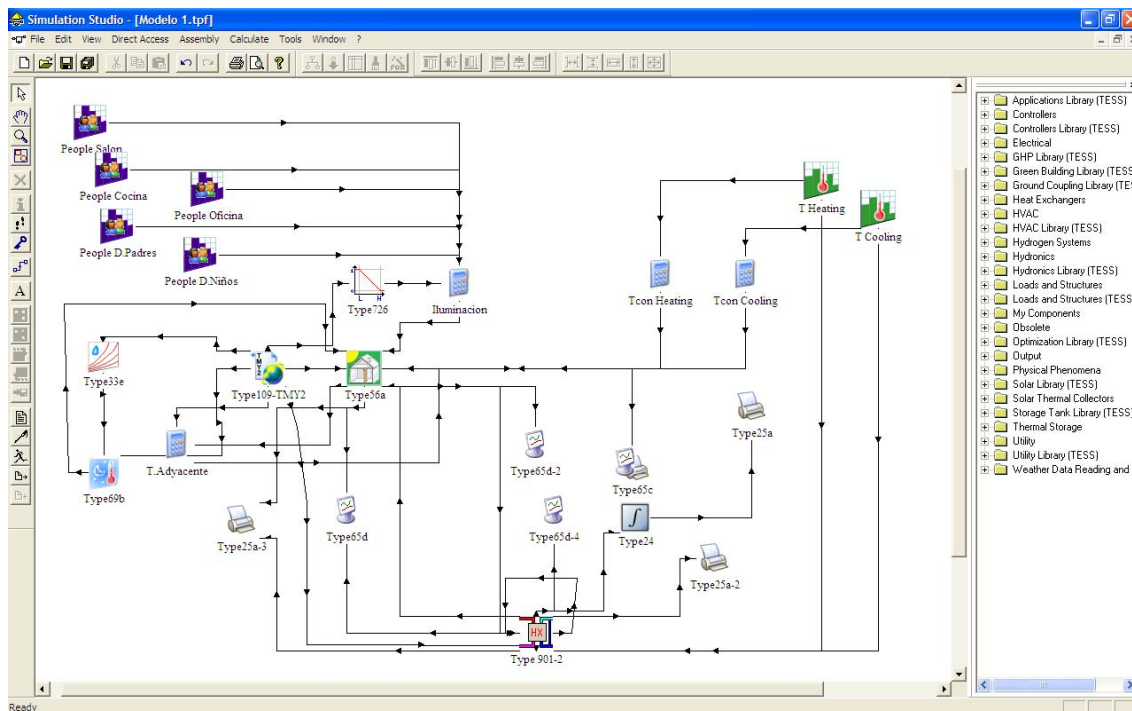


Gráfico 49: Montaje del sistema no zonificado en TRNSYS.

La lógica de cálculo del modelo para resolver el problema en cada paso de tiempo, consta de tres fases consecutivas.

- 1) **FASE 1:** en esta primera fase estudiamos el comportamiento de la zona de control. Para ello, suponemos sobre todas las zonas un equipo ideal capaz de mantener constante la temperatura de consigna establecida. De esta forma, obtenemos una doble información, por un lado si el equipo debe o no de funcionar y en qué modo debe hacerlo y por otro, determinamos la energía que es necesario aportar a la zona de control para mantener su temperatura dentro del rango de confort.

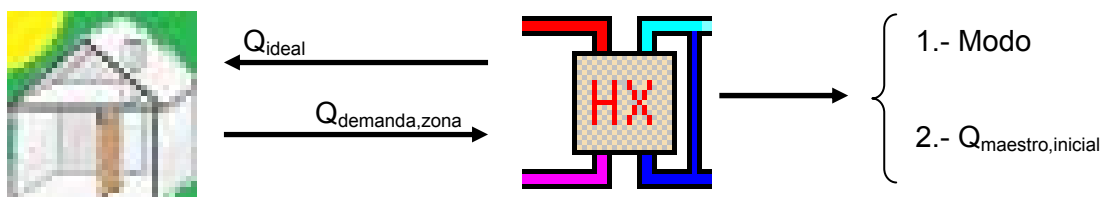




Gráfico 50: Fase 1 de cálculo del sistema no zonificado

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 71 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

- 2) **FASE 2:** la energía estimada en el paso anterior no es exactamente la energía necesaria ya que se ha calculado suponiendo que el resto de zonas se mantienen a la temperatura de consigna. Esto no sucede en un sistema no zonificado, ya que controlamos únicamente la temperatura de la zona de control. Por este motivo, utilizando el valor estimado como semilla, comenzamos a iterar hasta conseguir cerrar el balance de energía en el circuito de aire (edificio-equipo). Consideramos que se ha alcanzado este balance, en el momento que la temperatura de la zona de control se encuentra en un intervalo de 0.5 °C centrado sobre la temperatura de control.

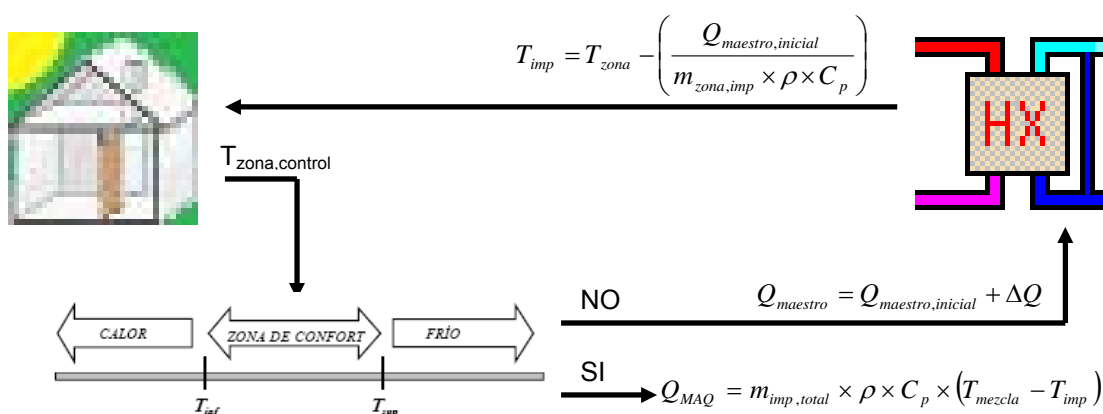


Gráfico 51: Fase 2 de cálculo del sistema no zonificado



- 3) **FASE 3:** una vez cerrado el balance de energía en el circuito de aire, debemos resolver el modelo de la batería. En primer lugar, comprobamos que el equipo es capaz de aportar la energía demandada. Para ello debemos de aplicar los coeficientes de modificación de la capacidad y COP del equipo en función de las temperaturas de retorno y caudales de impulsión. En caso afirmativo, el último paso será el de calcular el consumo del mismo ajustando el COP al valor del PLR. En caso contrario, ajustamos la energía aportada a la que el equipo es capaz de suministrar y recalculamos las temperaturas de zona.

F.2 SISTEMA INVERTER ZONIFICADO CON INTEGRACIÓN.

A diferencia del sistema anterior, el sistema zonificado se basa en el control independiente de la temperatura de cada una de las zonas. Para ello, se coloca una rejilla motorizada por zona, la cual es controlada a través de un termostato.

Según se definió en la introducción, la lógica de control de este sistema tomaba la temperatura media de las zonas como temperatura de consigna del equipo. A pesar de que en una instalación real las temperaturas de consigna definidas en cada zona serán distintas, en la simulación se han definido todas iguales a las temperaturas de consigna marcadas en el sistema no zonificado, 23°C y 24°C en modo calor y frío respectivamente. De esta forma, compararemos ambos sistemas en igualdad de condiciones de demanda térmica.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 72 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	<i>8-3-11</i>	

En el gráfico 52 se muestra en montaje en TRNSYS del acoplamiento entre el modelo de vivienda multizona (TYPE 56) y el modelo del equipo (TYPE901), que ha sido programado específicamente para este estudio.

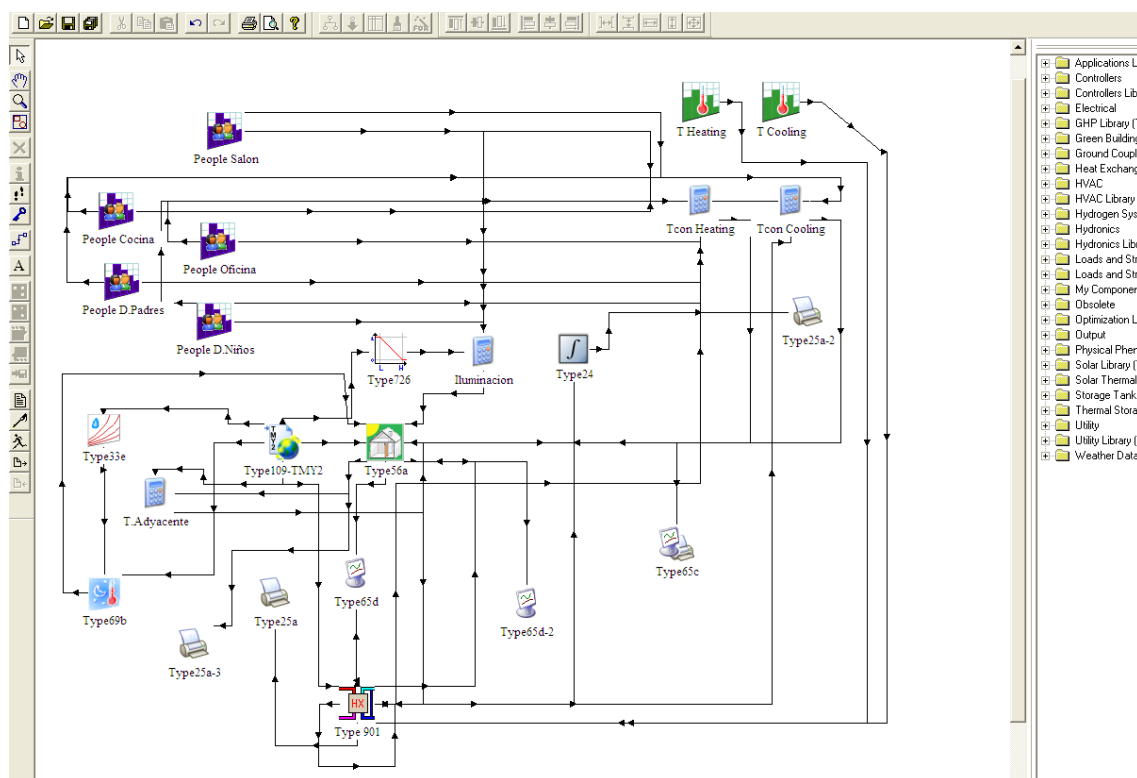


Gráfico 52: Montaje del sistema zonificado en TRNSYS

Una vez conocidos los caudales de impulsión por cada zona para cada paso de tiempo, la lógica de cálculo del modelo para resolver el sistema de zonificación, consta de las siguientes fases.



1. **FASE 1:** en esta primera fase suponemos sobre todas las zonas un equipo ideal capaz de mantener constante la temperatura de consigna establecida. De esta forma, definimos el modo de funcionamiento del equipo en función del número de zonas, es decir, el modo será el que demanden el mayor número de zonas.

2. **FASE 2:** esta fase a su vez se divide en dos:

Fase 2.1: Determinación de los caudales máximos por zona

Partiendo de los caudales nominales del ventilador seleccionado, y de los caudales nominales de cada zona, seremos capaces de determinar el porcentaje de reducción del caudal de impulsión del ventilador con respecto al nominal (Porcentaje V_{total}), además del caudal de paso a través del bypass para las distintas secuencias de apertura y cierre de zonas. Para ello hacemos uso del modelo de distribución de aire definido en el anexo B.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 73 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

Fase 2.2: Iteración para el cálculo de las condiciones de impulsión y retorno de aire a la batería de la unidad interior.

En esta fase, calculamos la temperatura de impulsión que se necesitaría en cada zona para vencer su demanda por separado. Dependiendo si el modo de funcionamiento es frío o calor, tomaremos como temperatura de impulsión del equipo, la mínima o máxima de las calculadas. Conocida la temperatura de impulsión, recalculamos los caudales de impulsión de aire necesarios en cada una de las zonas para ajustar la energía aportada. De esta forma, hemos tomado como criterio que la compuerta de impulsión de aire de una de las zonas permanece el 100% del periodo de simulación abierta, mientras que el resto se abren y cierran para ajustar la energía aportada a la demandada. El porcentaje del tiempo que permanecen abiertas, se puede calcular como la relación entre el caudal de aire recalculado (C_{imp}) y el nominal de impulsión por zona (C_{nom}), obtenido a través de la fase 2.1.

$$\% \text{ Tiempo Apertura} = \frac{C_{imp}}{C_{no \text{ min } al}}$$

En un segundo paso, debemos de comprobar que las condiciones de impulsión definidas son alcanzables por el equipo. Para ello, determinamos las condiciones de mezcla del aire de retorno de las zonas y bypass. Estas condiciones del aire de entrada en la batería, nos permite calcular la carga máxima que el equipo es capaz de aportar, y por tanto determinar si la temperatura de impulsión definida es válida. Si no lo es, adaptamos los valores de energía que el equipo es capaz de aportar a las zonas y volvemos a iterar para ver cómo evolucionan las temperaturas de cada zona. En caso contrario, podemos pasar al siguiente paso y determinar el consumo del equipo.

Además, sobre sistema inverter zonificado se evaluará el ahorro energético que se conseguiría si gestionamos la temperatura de consigna del equipo en función del factor de trabajo a carga parcial del equipo (PLR). Desde el punto de vista de simulación, deberemos de añadir una última fase. A la misma, sólo se accederá cuando la solución en cada paso de tiempo haya convergido, es decir, conozcamos la respuesta final del equipo a las condiciones de trabajo definidas. Durante esta fase evaluaremos el PLR del equipo y, si comprobamos que el equipo trabaja a plena carga o se prevé que lo haga en periodos de tiempo posteriores, modificaremos la temperatura de consigna del equipo, siempre y cuando no superemos los límites de confort establecidos en la introducción. Si definimos $T_{consigna,usu}$ como la temperatura de consigna definida por el usuario (en este caso 23 y 24°C para invierno y verano respectivamente), y $T_{control}$ como la temperatura de consigna de la máquina, la lógica de actuación del gestor de energía programada en el modelo se define mediante el siguiente diagrama de flujos. Para simplificarlo se ha definido la lógica del gestor de energía trabajando en modo frío.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 74 -

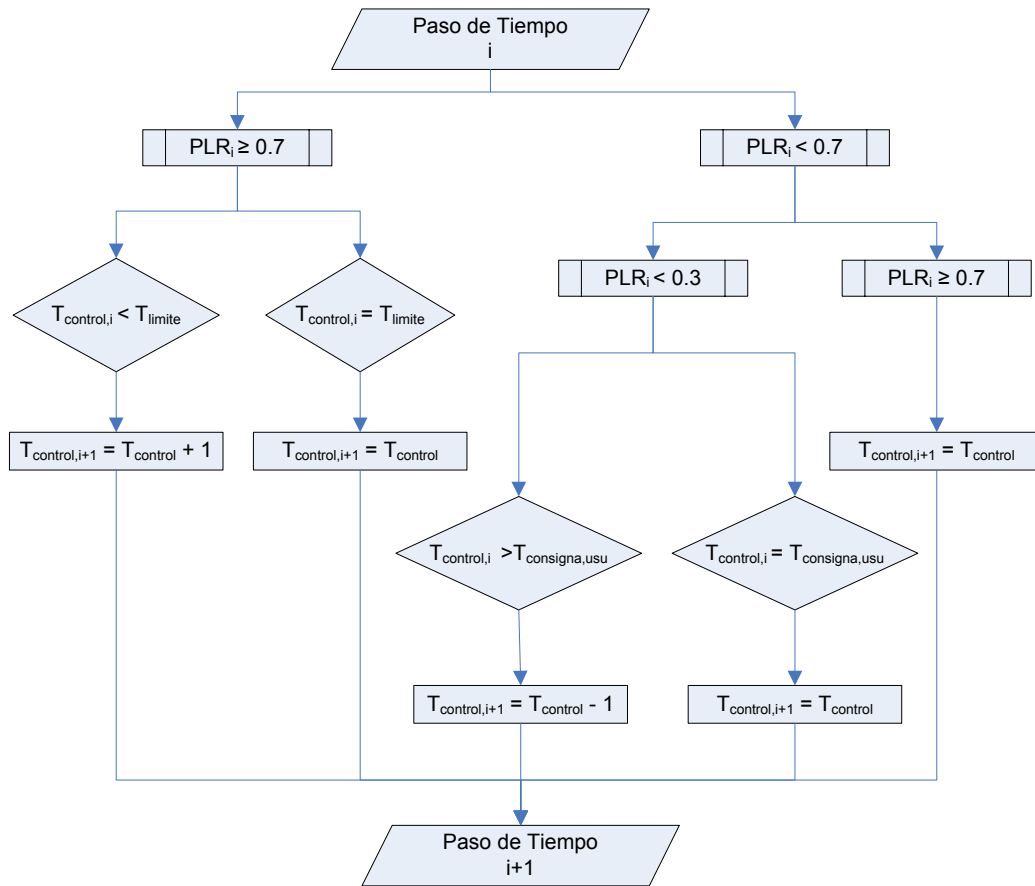




Gráfico 53: Lógica de control del gestor de energía del sistema

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	



G. Coeficientes de las curvas de modificación de la capacidad y eficiencia calorífica nominales del equipo.

En las siguientes tablas se definen los coeficientes de las curvas de modelado de la batería obtenidos con el programa *Mathematica 4.0*, a través de regresiones estadísticas de los resultados experimentales.

BATERÍA DE CALOR			
TotCapTempModFac		COPTempModFac	
a =	1.55187	a =	0.599145
b =	-0.0334716	b =	0.0459172
c =	0.000125	c =	-0.0015
d =	0.0275526	d =	0.0247828
e =	-0.000125	e =	-0.0001
f =	-0.000658621	f =	-0.000475862
R² =	0.958718	R² =	0.904325
FModDesQCalor		FModDesCOP	
a =	1.01102	a =	1.0076
b =	-0.0338616	b =	-0.0177084
c =	0.0017975	c =	0.00100749
d =	-0.258721	d =	-0.14396
e =	-0.0102744	e =	0.00952396
f =	0.0350879	f =	0.0202682
R² =	0.956287	R² =	0.939459
TotCapTempModFFF		COPTempModFFF	
a =	0.33545	a =	0.522822
b =	0.593491	b =	0.178094
c =	0.0795033	c =	0.31218
R² =	0.994526	R² =	0.984281

BATERÍA DE FRÍO			
TotCapTempModFac		COPTempModFac	
a =	-3.17413	a =	3.21851
b =	0.223105	b =	-0.0343142
c =	-0.00236884	c =	0.000431735
d =	0.124505	d =	-0.105268
e =	-0.00144532	e =	0.000704145
f =	-0.00271354	f =	0.0016508
R² =	0.977391	R² =	0.969842
SensCapTempModFac		SensCapTempModFFF	
a =	0.500602	a =	-0.427385
b =	-0.0464383	b =	2.80311
c =	-0.00032472	c =	-1.37167
d =	0.0699578	R² =	0.998495
e =	-0.0000343		
f =	-0.0132021		
g =	0.0000793		
R² =	0.934708		



Autores José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	Página - 76 -
--	-------------------------

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

TotCapTempModFFF		COPTempModFFF	
a =	0.0605624	a =	0.116407
b =	1.89622	b =	1.66361
c =	-0.965251	c =	-0.787442
R² =	0.982889	R² =	0.987715

COEFICIENTES DE LAS CURVAS COMUNES A AMBAS BATERÍAS			
COPModFacPLR		RTF	
a =	3.85	a =	0.000352822
b =	-4.85	b =	1.19199
c =	2.0	c =	-0.246716
		d =	0.0546566

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 77 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

CONDUCTIVITY= 5.544 : CAPACITY= 1.05 : DENSITY= 1168

*

* Inputs

*

INPUTS T.ADYACENTE_SALON T.ADYACENTE_COCINA T.ADYACENTE_NO_CLIMA T.ADYACENTE_PADRES
T.ADYACENTE_NIÑOS T.ADYACENTE_OFICINA CONTROL_ILU_SALON CONTROL_ILU_COCINA
CONTROL_ILU_D.PADRES CONTROL_ILU_OFICINA ;
CONTROL_ILU_DNIÑOS T.HEATING_COCINA T.HEATING_SALON T.HEATING_DPADRES
T.HEATING_DNINOS T.HEATING_OFICINA T.COOLING_SALON T.COOLING_COCINA T.COOLING_DPADRES
T.COOLING_DNINOS T.COOLING_OFICINA QSALON ;
QCOCINA QDPADRES QDNINOS QOFICINA ITER QLAT_SALON QLAT_COCINA QLAT_DPADRES
QLAT_DNINOS QLAT_OFICINA

*

* Schedules

*

SCHEDULE PEOPLE_SALON
HOURS =0.000 8.000 10.000 17.000 20.000 20.500 23.000 24.0
VALUES=0 1. 2. 1. 0 3. 0 0
SCHEDULE PEOPLE_COCINA
HOURS =0.000 7.000 10.000 20.000 20.500 24.0
VALUES=0 2. 1. 4. 0 0
SCHEDULE PEOPLE_D.PADRES
HOURS =0.000 7.000 16.000 23.000 24.0
VALUES=2. 1. 0 2. 2.
SCHEDULE PEOPLE_OFICINA
HOURS =0.000 17.000 20.000 24.0
VALUES=0 1. 0 0
SCHEDULE PEOPLE_D.NIÑOS
HOURS =0.000 7.000 8.000 20.500 23.000 24.0
VALUES=2. 1. 0 1. 2. 2.
SCHEDULE EQUIPOS_D.NIÑOS
HOURS =0.000 20.500 23.000 24.0
VALUES=0 1. 0 0
SCHEDULE EQUIPOS_OFICINA
HOURS =0.000 17.000 20.000 24.0
VALUES=0 1. 0 0
SCHEDULE EQUIPOS_SALON
HOURS =0.000 17.000 20.000 20.500 23.000 24.0
VALUES=0 1. 0 1. 0 0
SCHEDULE EQUIPOS_COCINA
HOURS =0.000 7.750 20.000 24.0
VALUES=0 1. 0 0
SCHEDULE EQUIPOS_DPADRES
HOURS =0.000 7.000 16.000 23.000 24.0
VALUES=1. 1. 0 1. 1.



*

* Walls

*

WALL EXTERIOR
LAYERS = YESO LADRILLO_SIMPLE AIRE LANA_ROCA LADRILLO MORTERO
THICKNESS= 0.015 0.09 0 0.04 0.12 0.015
ABS-FRONT= 0.6 : ABS-BACK= 0.6
HFRONT = 11 : HBACK= 11
WALL INTERIOR
LAYERS = REV_YESO LADRILLO_HUECO REV_YESO
THICKNESS= 0.015 0.07 0.015
ABS-FRONT= 0.6 : ABS-BACK= 0.6
HFRONT = 11 : HBACK= 11
WALL FORJADO
LAYERS = PAVIMENTO BOVEDILLA PAVIMENTO
THICKNESS= 0.05 0.31 0.05
ABS-FRONT= 0.6 : ABS-BACK= 0.6

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 79 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

HFRONT = 11 : HBACK= 11

*

* Windows

*

WINDOW INSUL

WINID=1002 : HINSIDE=11 : HOUTSIDE=64 : SLOPE=90 : SPACID=0 : WWID=0 : WHEIG=0 : FFRAME=0.15 : UFRAME=8.17 : ABSFRAME=0.6 : RISHADE=0 : RESHADE=0 : REFLISHADE=0.5 : REFLOSHADE=0.1 : CCISHADE=0.5

WINDOW INS2_AR_1

WINID=2001 : HINSIDE=11 : HOUTSIDE=64 : SLOPE=90 : SPACID=0 : WWID=0 : WHEIG=0 : FFRAME=0.15 : UFRAME=8.17 : ABSFRAME=0.6 : RISHADE=0 : RESHADE=0 : REFLISHADE=0.5 : REFLOSHADE=0.1 : CCISHADE=0.5

*

* Default Gains

*

GAIN PERS_ISO01

CONVECTIVE=144 : RADIATIVE=72 : HUMIDITY=0.059

GAIN COMPUTER04

CONVECTIVE=690 : RADIATIVE=138 : HUMIDITY=0

GAIN LIGHT01_01

CONVECTIVE=INPUT 0*CONTROL_ILU_SALON : RADIATIVE=INPUT 696.96*CONTROL_ILU_SALON : HUMIDITY=0

GAIN LIGHT01_02

CONVECTIVE=INPUT 0*CONTROL_ILU_COCINA : RADIATIVE=INPUT 380.16*CONTROL_ILU_COCINA : HUMIDITY=0

GAIN LIGHT01_04

CONVECTIVE=INPUT 0*CONTROL_ILU_D.PADRES : RADIATIVE=INPUT 334.8*CONTROL_ILU_D.PADRES : HUMIDITY=0

GAIN COMPUTER03

CONVECTIVE=420 : RADIATIVE=84 : HUMIDITY=0

GAIN LIGHT01_05

CONVECTIVE=INPUT 0*CONTROL_ILU_DNIÑOS : RADIATIVE=INPUT 334.08*CONTROL_ILU_DNIÑOS : HUMIDITY=0

GAIN LIGHT01_06

CONVECTIVE=INPUT 0*CONTROL_ILU_OFICINA : RADIATIVE=INPUT 432*CONTROL_ILU_OFICINA : HUMIDITY=0

*

* Other Gains

*

GAIN QLATCOCINA

CONVECTIVE=0 : RADIATIVE=0 : HUMIDITY=INPUT -0.00039984*QLAT_COCINA

GAIN QLATSALON

CONVECTIVE=0 : RADIATIVE=0 : HUMIDITY=INPUT -0.00039984*QLAT_SALON

GAIN QLATDNINOS

CONVECTIVE=0 : RADIATIVE=0 : HUMIDITY=INPUT -0.00039984*QLAT_DNINOS

GAIN QLATDPADRES

CONVECTIVE=0 : RADIATIVE=0 : HUMIDITY=INPUT -0.00039984*QLAT_DPADRES

GAIN QLATOFICINA

CONVECTIVE=0 : RADIATIVE=0 : HUMIDITY=INPUT -0.00039984*QLAT_OFICINA

*

* Comfort

*



* Infiltration

*

INFILTRATION INFIL001

AIRCHANGE=0.6

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 80 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

*-----

* Ventilation

VENTILATION VENT_DORM_PADRES
TEMPERATURE=OUTSIDE
AIRCHANGE=0.77
HUMIDITY=OUTSIDE
VENTILATION VENT_DORM_NIÑOS
TEMPERATURE=OUTSIDE
AIRCHANGE=0.77
HUMIDITY=OUTSIDE
VENTILATION VENT_SALON
TEMPERATURE=OUTSIDE
AIRCHANGE=0.77
HUMIDITY=OUTSIDE
VENTILATION VENT_COCINA
TEMPERATURE=OUTSIDE
AIRCHANGE=2.9
HUMIDITY=OUTSIDE
VENTILATION VENT_OFICINA
TEMPERATURE=OUTSIDE
AIRCHANGE=0.6
HUMIDITY=OUTSIDE

*-----

* Cooling



COOLING SALON_COOLING
ON=INPUT 1*T_COOLING_SALON
POWER=INPUT 1*QSALON
HUMIDITY=100
COOLING COCINA_COOLING
ON=INPUT 1*T_COOLING_COCINA
POWER=INPUT 1*QCOCINA
HUMIDITY=100
COOLING DPADRES_COOLING
ON=INPUT 1*T_COOLING_DPADRES
POWER=INPUT 1*QDPADRES
HUMIDITY=100
COOLING DNINOS_COOLING
ON=INPUT 1*T_COOLING_DNINOS
POWER=INPUT 1*QDNINOS
HUMIDITY=100
COOLING OFICINA_COOLING
ON=INPUT 1*T_COOLING_OFICINA
POWER=INPUT 1*QOFICINA
HUMIDITY=100

*-----

* Heating

HEATING SALON_HEATING
ON=INPUT 1*T_HEATING_SALON
POWER=INPUT 1*QSALON
HUMIDITY=0
RRAD=0
HEATING COCINA_HEATING
ON=INPUT 1*T_HEATING_COCINA
POWER=INPUT 1*QCOCINA
HUMIDITY=0
RRAD=0
HEATING DPADRES_HEATING
ON=INPUT 1*T_HEATING_DPADRES
POWER=INPUT 1*QDPADRES

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 81 -

	INFORME	FECHA	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

HUMIDITY=0
RRAD=0
HEATING DNINOS_HEATING
ON=INPUT 1*T_HEATING_DNINOS
POWER=INPUT 1*QDNINOS
HUMIDITY=0
RRAD=0
HEATING OFICINA_HEATING
ON=INPUT 1*T_HEATING_OFICINA
POWER=INPUT 1*QOFICINA
HUMIDITY=0
RRAD=0

*

*

* Zones

*

ZONES SALON COCINA NO_CLIMATIZADAS DORMITORIO_PADRES DORMITORIO_NIÑOS OFICINA

*

* Orientations

*

ORIENTATIONS NORTH SOUTH EAST WEST HORIZONTAL

*

*+++++
+++++
+++++

BUILDING

*+++++
+++++
+++++

*

* Zone SALON / Airnode SALON

*

ZONE SALON

AIRNODE SALON

WALL =EXTERIOR : SURF= 1 : AREA= 16.9 : EXTERNAL : ORI=WEST : FSKY=0.5
WINDOW=INS2_AR_1 : SURF= 2 : AREA= 4.1 : EXTERNAL : ORI=WEST : FSKY=0.5
WALL =EXTERIOR : SURF= 3 : AREA= 7.9 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WINDOW=INS2_AR_1 : SURF= 4 : AREA= 3.1 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WALL =INTERIOR : SURF= 5 : AREA= 11 : ADJACENT=COCINA : FRONT
WALL =FORJADO : SURF= 6 : AREA= 38.72 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_SALON
WALL =FORJADO : SURF= 7 : AREA= 38.72 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_SALON
WALL =INTERIOR : SURF= 8 : AREA= 22 : ADJACENT=NO_CLIMATIZADAS : FRONT

REGIME

GAIN = PERS_ISO01 : SCALE= SCHEDULE 1*PEOPLE_SALON
GAIN = COMPUTER04 : SCALE= SCHEDULE 1*EQUIPOS_SALON
GAIN = LIGHT01_01 : SCALE= 1
GAIN = QLATSALON : SCALE= 1
VENTILATION = VENT_SALON
COOLING = SALON_COOLING
HEATING = SALON_HEATING
CAPACITANCE = 116.16 : VOLUME= 96.8 : TINITIAL= 20 : PHINITIAL= 50 : WCAPR= 1

*

* Zone COCINA / Airnode COCINA



*

ZONE COCINA

AIRNODE COCINA

WALL =FORJADO : SURF= 9 : AREA= 21.12 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_COCINA
WALL =FORJADO : SURF= 10 : AREA= 21.12 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_COCINA
WALL =EXTERIOR : SURF= 11 : AREA= 6.6 : EXTERNAL : ORI=WEST : FSKY=0.5

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 82 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

WINDOW=INS2_AR_1 : SURF= 12 : AREA= 1.4 : EXTERNAL : ORI=WEST : FSKY=0.5
WALL =EXTERIOR : SURF= 13 : AREA= 5 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WALL =INTERIOR : SURF= 14 : AREA= 16.5 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_COCINA
WALL =INTERIOR : SURF= 15 : AREA= 8 : ADJACENT=NO_CLIMATIZADAS : FRONT
WALL =INTERIOR : SURF= 18 : AREA= 11 : ADJACENT=SALON : BACK
REGIME
GAIN = PERS_ISO01 : SCALE= SCHEDULE 1*PEOPLE_COCINA
GAIN = COMPUTER04 : SCALE= SCHEDULE 1*EQUIPOS_COCINA
GAIN = LIGHT01_02 : SCALE= 1
GAIN = QLATCOCINA : SCALE= 1
VENTILATION = VENT_COCINA
COOLING = COCINA_COOLING
HEATING = COCINA_HEATING
CAPACITANCE = 63.36 : VOLUME= 52.8 : TINITIAL= 20 : PHINITIAL= 50 : WCAPR= 1

* Zone NO_CLIMATIZADAS / Airnode NO_CLIMATIZADAS

ZONE NO_CLIMATIZADAS

AIRNODE NO_CLIMATIZADAS

WALL =INTERIOR : SURF= 16 : AREA= 22 : ADJACENT=SALON : BACK
WALL =INTERIOR : SURF= 17 : AREA= 8 : ADJACENT=COCINA : BACK
WALL =INTERIOR : SURF= 19 : AREA= 9.25 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_NO_CLIMA
WALL =EXTERIOR : SURF= 20 : AREA= 5 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WALL =INTERIOR : SURF= 21 : AREA= 11.75 : ADJACENT=DORMITORIO_PADRES : FRONT
WALL =INTERIOR : SURF= 23 : AREA= 2.5 : ADJACENT=DORMITORIO_PADRES : FRONT
WALL =INTERIOR : SURF= 25 : AREA= 9.75 : ADJACENT=DORMITORIO_NIÑOS : FRONT
WALL =INTERIOR : SURF= 27 : AREA= 8.5 : ADJACENT=OFICINA : FRONT
WALL =FORJADO : SURF= 32 : AREA= 30.1 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_NO_CLIMA
WALL =FORJADO : SURF= 33 : AREA= 30.1 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_NO_CLIMA
REGIME
CAPACITANCE = 90.3 : VOLUME= 75.25 : TINITIAL= 20 : PHINITIAL= 50 : WCAPR= 1

* Zone DORMITORIO_PADRES / Airnode DORMITORIO_PADRES

ZONE DORMITORIO_PADRES

AIRNODE DORMITORIO_PADRES

WALL =INTERIOR : SURF= 22 : AREA= 11.75 : ADJACENT=NO_CLIMATIZADAS : BACK
WALL =INTERIOR : SURF= 24 : AREA= 2.5 : ADJACENT=NO_CLIMATIZADAS : BACK
WALL =EXTERIOR : SURF= 29 : AREA= 4.4 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WINDOW=INS2_AR_1 : SURF= 30 : AREA= 3.1 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WALL =EXTERIOR : SURF= 31 : AREA= 9.9 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5
WINDOW=INS2_AR_1 : SURF= 42 : AREA= 3.1 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5
WALL =INTERIOR : SURF= 34 : AREA= 5 : ADJACENT=DORMITORIO_NIÑOS : FRONT
WALL =INTERIOR : SURF= 36 : AREA= 4 : ADJACENT=DORMITORIO_NIÑOS : FRONT
WALL =FORJADO : SURF= 38 : AREA= 18.6 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_PADRES
WALL =FORJADO : SURF= 39 : AREA= 18.6 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_PADRES
REGIME
GAIN = PERS_ISO01 : SCALE= SCHEDULE 1*PEOPLE_D.PADRES
GAIN = LIGHT01_04 : SCALE= 1
GAIN = QLATDPADRES : SCALE= 1
VENTILATION = VENT_DORM_PADRES
COOLING = DPADRES_COOLING
HEATING = DPADRES_HEATING
CAPACITANCE = 55.8 : VOLUME= 46.5 : TINITIAL= 20 : PHINITIAL= 50 : WCAPR= 1



* Zone DORMITORIO_NIÑOS / Airnode DORMITORIO_NIÑOS

ZONE DORMITORIO_NIÑOS

AIRNODE DORMITORIO_NIÑOS

WALL =INTERIOR : SURF= 26 : AREA= 9.75 : ADJACENT=NO_CLIMATIZADAS : BACK
WALL =INTERIOR : SURF= 35 : AREA= 5 : ADJACENT=DORMITORIO_PADRES : BACK
WALL =INTERIOR : SURF= 37 : AREA= 4 : ADJACENT=DORMITORIO_PADRES : BACK

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 83 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

WALL =EXTERIOR : SURF= 40 : AREA= 4 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WALL =EXTERIOR : SURF= 41 : AREA= 11.9 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5
WINDOW=INS2_AR_1 : SURF= 43 : AREA= 3.1 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5
WALL =INTERIOR : SURF= 44 : AREA= 8 : ADJACENT=OFICINA : FRONT
WALL =FORJADO : SURF= 46 : AREA= 18.56 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_NIÑOS
WALL =FORJADO : SURF= 47 : AREA= 0.1 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_NIÑOS
REGIME
GAIN = PERS_ISO01 : SCALE= SCHEDULE 1*PEOPLE_D.NIÑOS
GAIN = COMPUTER03 : SCALE= SCHEDULE 1*EQUIPOS_D.NIÑOS
GAIN = LIGHT01_05 : SCALE= 1
GAIN = QLATDNINOS : SCALE= 1
VENTILATION = VENT_DORM_NIÑOS
COOLING = DNINOS_COOLING
HEATING = DNINOS_HEATING
CAPACITANCE = 55.68 : VOLUME= 46.4 : TINITIAL= 20 : PHINITIAL= 50 : WCAPR= 1

* Zone OFICINA / Airnode OFICINA

ZONE OFICINA
AIRNODE OFICINA
WALL =INTERIOR : SURF= 28 : AREA= 8.5 : ADJACENT=NO_CLIMATIZADAS : BACK
WALL =INTERIOR : SURF= 45 : AREA= 8 : ADJACENT=DORMITORIO_NIÑOS : BACK
WALL =EXTERIOR : SURF= 48 : AREA= 5.5 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WALL =EXTERIOR : SURF= 49 : AREA= 9.4 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5
WINDOW=INS2_AR_1 : SURF= 50 : AREA= 3.1 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5
WALL =INTERIOR : SURF= 51 : AREA= 11.5 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_OFICINA
WALL =INTERIOR : SURF= 52 : AREA= 2.5 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_OFICINA
WALL =FORJADO : SURF= 53 : AREA= 24 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_OFICINA
WALL =FORJADO : SURF= 54 : AREA= 24 : BOUNDARY=INPUT 1*T.ADYACENTE_OFICINA
REGIME
GAIN = PERS_ISO01 : SCALE= SCHEDULE 1*PEOPLE_OFICINA
GAIN = COMPUTER03 : SCALE= SCHEDULE 1*EQUIPOS_OFICINA
GAIN = LIGHT01_06 : SCALE= 1
GAIN = QLATOFICINA : SCALE= 1
VENTILATION = VENT_OFICINA
COOLING = OFICINA_COOLING
HEATING = OFICINA_HEATING
CAPACITANCE = 72 : VOLUME= 60 : TINITIAL= 20 : PHINITIAL= 50 : WCAPR= 1

* Outputs



OUTPUTS
TRANSFER : TIMEBASE=2.000
AIRNODES = NO_CLIMATIZADAS
NTYPES = 1 : TAIR - air temperature of zone
= 9 : RELHUM - relativ humidity of zone air
AIRNODES = SALON COCINA DORMITORIO_PADRES DORMITORIO_NIÑOS OFICINA
NTYPES = 1 : TAIR - air temperature of zone
= 9 : RELHUM - relativ humidity of zone air
= 2 : QSENS - sensible energy demand of zone, heating(-), cooling(+)
= 29 : ABSHUM - absolute humidity of zone air

* E n d

END



_EXTENSION_WINPOOL_START_
WINDOW 4.1 DOE-2 Data File : Multi Band Calculation
Unit System : SI
Name : TRNSYS 15 WINDOW LIB
Desc : InsulatingGlass, 2.8
Window ID : 1002

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 84 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

Tilt : 90.0
Glazings : 2
Frame : 11 2.270
Spacer : 1 Class1 2.330 -0.010 0.138
Total Height: 1219.2 mm
Total Width : 914.4 mm
Glass Height: 1079.5 mm
Glass Width : 774.7 mm
Mullion : None
Gap Thick Cond dCond Vis dVis Dens dDens Pr dPr
1 Air 16.0 0.02410 7.600 1.730 10.000 1.290 -0.0044 0.720 0.00180
2 0 0 0 0 0 0 0 0 0
3 0 0 0 0 0 0 0 0 0
4 0 0 0 0 0 0 0 0 0
5 0 0 0 0 0 0 0 0 0
Angle 0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 Hemis
Tsol 0.693 0.692 0.688 0.681 0.666 0.633 0.565 0.426 0.197 0.000 0.590
Abs1 0.101 0.102 0.104 0.107 0.112 0.118 0.126 0.137 0.143 0.000 0.116
Abs2 0.080 0.080 0.081 0.083 0.086 0.087 0.087 0.079 0.058 0.000 0.082
Abs3 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
Abs4 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
Abs5 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
Abs6 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0
Rfsol 0.126 0.126 0.126 0.128 0.137 0.161 0.223 0.358 0.601 1.000 0.202
Rbsol 0.126 0.126 0.126 0.128 0.137 0.161 0.223 0.358 0.601 1.000 0.202
Tvis 0.817 0.816 0.815 0.811 0.799 0.768 0.695 0.538 0.273 0.000 0.714
Rfvis 0.148 0.148 0.148 0.151 0.162 0.191 0.262 0.417 0.682 1.000 0.236
Rbvis 0.148 0.148 0.148 0.151 0.162 0.191 0.262 0.417 0.682 1.000 0.236
SHGC 0.755 0.754 0.752 0.746 0.733 0.703 0.635 0.493 0.252 0.000 0.655
SC: 0.69
Layer ID# 9052 9052 0 0 0 0
Tir 0.000 0.000 0 0 0 0
Emis F 0.840 0.840 0 0 0 0
Emis B 0.840 0.840 0 0 0 0
Thickness(mm) 4.0 4.0 0 0 0 0
Cond(W/m2-C) 225.0 225.0 0 0 0 0
Spectral File None None None None None None
Overall and Center of Glass Ig U-values (W/m2-C)
Outdoor Temperature -17.8 C 15.6 C 26.7 C 37.8 C
Solar WdSpd hcout hrout hin
(W/m2) (m/s) (W/m2-C)
0 0.00 12.25 3.29 7.89 2.56 2.56 2.56 2.56 2.64 2.64 2.85 2.85
0 6.71 25.47 3.24 7.93 2.77 2.77 2.75 2.75 2.83 2.83 3.07 3.07
783 0.00 12.25 3.40 7.49 2.58 2.58 2.72 2.72 2.87 2.87 3.01 3.01
783 6.71 25.47 3.31 7.64 2.80 2.80 2.88 2.88 3.07 3.07 3.22 3.22
WINDOW 4.1 DOE-2 Data File : Multi Band Calculation
Unit System : SI
Name : TRNSYS 14.2 WINDOW LIB
Desc : No glazing = open
Window ID : 10001
Tilt : 90.0
Glazings : 1
Frame : 11 2.270
Spacer : 1 Class1 2.330 -0.010 0.138
Total Height: 1219.2 mm
Total Width : 914.4 mm
Glass Height: 1079.5 mm
Glass Width : 774.7 mm
Mullion : None
Gap Thick Cond dCond Vis dVis Dens dDens Pr dPr
1 0 0 0 0 0 0 0 0 0
2 0 0 0 0 0 0 0 0 0
3 0 0 0 0 0 0 0 0 0
4 0 0 0 0 0 0 0 0 0
5 0 0 0 0 0 0 0 0 0
Angle 0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 Hemis
Tsol 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 0.999
Abs1 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.001 0.000 0.001

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 85 -



	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.	8-3-11	

```

Abs2  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0
Abs3  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0
Abs4  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0
Abs5  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0
Abs6  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0  0
Rfsol 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
Rbsol 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
Tvis  1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 0.999
Rfvis 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
Rbvis 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000
SHGC  1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 1.000 0.000 1.000
SC: 1.0
Layer ID#      9052      0      0      0      0      0
Tir            0.000      0      0      0      0      0
Emis F         1.000      0      0      0      0      0
Emis B         1.000      0      0      0      0      0
Thickness(mm)  0.001      0      0      0      0      0
Cond(W/m2-C)  ) 999.0      0      0      0      0      0
Spectral File   None      None      None      None      None      None
Overall and Center of Glass Ig U-values (W/m2-C)
Outdoor Temperature      -17.8 C      15.6 C      26.7 C      37.8 C
Solar WdSpd hcout hrout hin
(W/m2) (m/s) (W/m2-C)
0      0.00 12.25 3.42 8.23 5.27 5.27 4.95 4.95 4.94 4.94 5.53 5.53
0      6.71 25.47 3.33 8.29 6.26 6.26 5.73 5.73 5.68 5.68 6.46 6.46
783    0.00 12.25 3.49 8.17 5.25 5.25 4.58 4.58 5.24 5.24 5.66 5.66
783    6.71 25.47 3.37 8.27 6.25 6.25 5.53 5.53 5.95 5.95 6.57 6.57
WINDOW 4.1 DOE-2 Data File : Multi Band Calculation
Unit System : SI
Name       : TRNSYS 15 WINDOW LIB
Desc      : Insulating,Ar, 1.4 71/59
Window ID : 2001
Tilt      : 90.0
Glazings  : 2
Frame     : 11          2.270
Spacer    : 1 Class1    2.330 -0.010 0.138
Total Height: 1219.2 mm
Total Width : 914.4 mm
Glass Height: 1079.5 mm
Glass Width : 774.7 mm
Mullion    : None
Gap Thick Cond dCond Vis dVis Dens dDens Pr dPr
1 Argon    16.0 0.01620 5.000 2.110 6.300 1.780 -0.0060 0.680 0.00066
2          0      0      0      0      0      0      0      0
3          0      0      0      0      0      0      0      0
4          0      0      0      0      0      0      0      0
5          0      0      0      0      0      0      0      0
Angle     0  10  20  30  40  50  60  70  80  90 Hemis
Tsol     0.426 0.428 0.422 0.413 0.402 0.380 0.333 0.244 0.113 0.000 0.354
Abs1     0.118 0.118 0.120 0.123 0.129 0.135 0.142 0.149 0.149 0.000 0.132
Abs2     0.190 0.192 0.198 0.201 0.200 0.199 0.199 0.185 0.117 0.000 0.191
Abs3     0      0      0      0      0      0      0      0      0      0
Abs4     0      0      0      0      0      0      0      0      0      0
Abs5     0      0      0      0      0      0      0      0      0      0
Abs6     0      0      0      0      0      0      0      0      0      0
Rfsol    0.266 0.262 0.260 0.262 0.269 0.286 0.326 0.422 0.621 1.000 0.314
Rbsol    0.215 0.209 0.207 0.210 0.219 0.237 0.272 0.356 0.560 0.999 0.260
Tvis     0.706 0.710 0.701 0.688 0.670 0.635 0.556 0.403 0.188 0.000 0.590
Rfvis    0.121 0.115 0.114 0.118 0.132 0.163 0.228 0.376 0.649 1.000 0.203
Rbvis    0.103 0.096 0.093 0.096 0.108 0.132 0.179 0.286 0.520 0.999 0.162
SHGC     0.589 0.593 0.591 0.586 0.574 0.551 0.505 0.405 0.218 0.000 0.518
SC: 0.55
Layer ID#      9052      9065      0      0      0      0
Tir            0.000      0.000      0      0      0      0
Emis F         0.840      0.140      0      0      0      0
Emis B         0.840      0.840      0      0      0      0
Thickness(mm)  4.0      4.0      0      0      0      0
Cond(W/m2-C)  ) 225.0      225.0      0      0      0      0

```

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 86 -



	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	<i>8-3-11</i>	

Spectral File None None None None None None
Overall and Center of Glass Ig U-values (W/m2-C)
Outdoor Temperature -17.8 C 15.6 C 26.7 C 37.8 C
Solar WdSpd hcout hrout hin
(W/m2) (m/s) (W/m2-C)
0 0.00 12.25 3.25 7.62 1.54 1.54 1.31 1.31 1.35 1.35 1.47 1.47
0 6.71 25.47 3.21 7.64 1.62 1.62 1.36 1.36 1.40 1.40 1.53 1.53
783 0.00 12.25 3.39 7.99 1.69 1.69 1.54 1.54 1.51 1.51 1.54 1.54
783 6.71 25.47 3.30 7.81 1.79 1.79 1.63 1.63 1.58 1.58 1.59 1.59
*** END OF LIBRARY ***

*WinID	Description	Design	U-Value	g-value	T-sol	Rf-sol	T-vis
1002	InsulatingGlass, 2.8	4/16/4	2.83	0.755	0.693	0.126	0.817
10001	No glazing = open	0.001	5.68	1	1	0	1
2001	Insulating,Ar, 1.4 71/59	4/16/4	1.4	0.589	0.426	0.266	0.706

_EXTENSION_WINPOOL_END_



Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 87 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

4. Bibliografía.

- [1] Manuel R. Conde, *“Bivalent Heating System with Air-Source Heat Pumps. A Simulation Exercise”*. Energy Systems Laboratory. Institute of Energy Technology. Swiss Federal Institute of Technology, 1985.
- [2] Hart, G.H., Goldschmidt, V.W., *“Field measurement of a mobil home unitary heat pump (in heating mode)”*. ASHRAE Transactions, Vol 86/2, 1980.
- [3] Yi-guang Chen, Xian-min Guo, *“Dynamic defrosting characteristics of air source heat pump and effects of outdoor air parameters on defrost cycle performance”*. Applied Thermal Engineering 29 2701-2707, 2009.
- [4] Dong Huang, Quanxu Li, Xiuling Yuan, *“Comparision Between Hot-Gas Bypass Defrosting and Reverse-Cycle Defrosting Methods on an Air-to-Water Heat Pump”*. Applied Energy 86 1697-1793, 2009.
- [5] Cai-Hua Liang, Xiao-Song Zhang, Xiu-Wei Li, Zhen-Qian Chen, *“Control Strategy and Experimental Study on a Novel Defrosting Method for Air Source Heat Pump”*. Applied Thermal Engineering 30 892-899, 2010.
- [6] Luca Cecchinato, *“Part load efficiency of packaged air-cooled water chillers with inverter driven scroll compressors”*. Energy Conversion and Management 51 1500-1509, 2010.
- [7] Ernesto Bettanini, Alessio Gastaldello, Luigi Schibuola, *“Simplified models to simulate part load performance of air conditioning equipments”*, Eighth International IBPS Conference, Eindhoven, Netherlands, 2003.
- [8] Shuangquan Shao, Wenxing Shi, Xianting Li, Huajun Chen, *“Performance representation of variable-speed compressor for inverter air conditioners based on experimental data”*. International Journal of Refrigeration 27 805-815, 2004.
- [9] Klein S.A., Duffie J.A. Beckman W.A. y otros, *“Trnsys 16: A transient system simulation program. Programmer’s guide”*. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2007.
- [10] Klein S.A., Duffie J.A. Beckman W.A. y otros, *“Trnsys 16: A transient system simulation program. Multizone Building modelling with Type 56 and TRNBuild”*. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2007.
- [11] US Department of Energy, *“Energy Plus v5.0 Engineering Reference”*. University of Illinois of the Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, 2010.
- [12] ASHRAE 2001, *“Handbook of Fundamentals”*. American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers, 2001.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 88 -

	<i>INFORME</i>	<i>FECHA</i>	 UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
	<i>INFORME SOBRE EL MODELO DE ZONIFICACIÓN DE AIRZONE Y SU COMPARACIÓN CON UN SISTEMA NO ZONIFICADO.</i>	8-3-11	

- [13] Norma UNE-EN 14511-3, “Acondicionadores de aire, enfriadoras de líquido y bombas de calor con compresor accionado eléctricamente para la calefacción y refrigeración de locales. Parte 3: Métodos de ensayo”. AENOR, 2004.
- [14] Daikin, “*Datos Técnicos RZQ-B Aplicación Split/Twin/Triple/Doble Twin, con tecnología inverter de Daikin*”. Daikin España, 2008.
- [15] Hung I. Henderson et al., “*Improving DOE-2’s RESYS Soutine: user defined functions to provide more accurate part load energy use and humidity predictions*”. Lawrence Berkeley National Laboratory.
- [16] ASHRAE Standard 55, “Thermal environmental conditions for human occupancy”. American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers, 1992.

Autores	Página
José Luis González Espín José Manuel Cejudo López Fernando Domínguez Muñoz	- 89 -