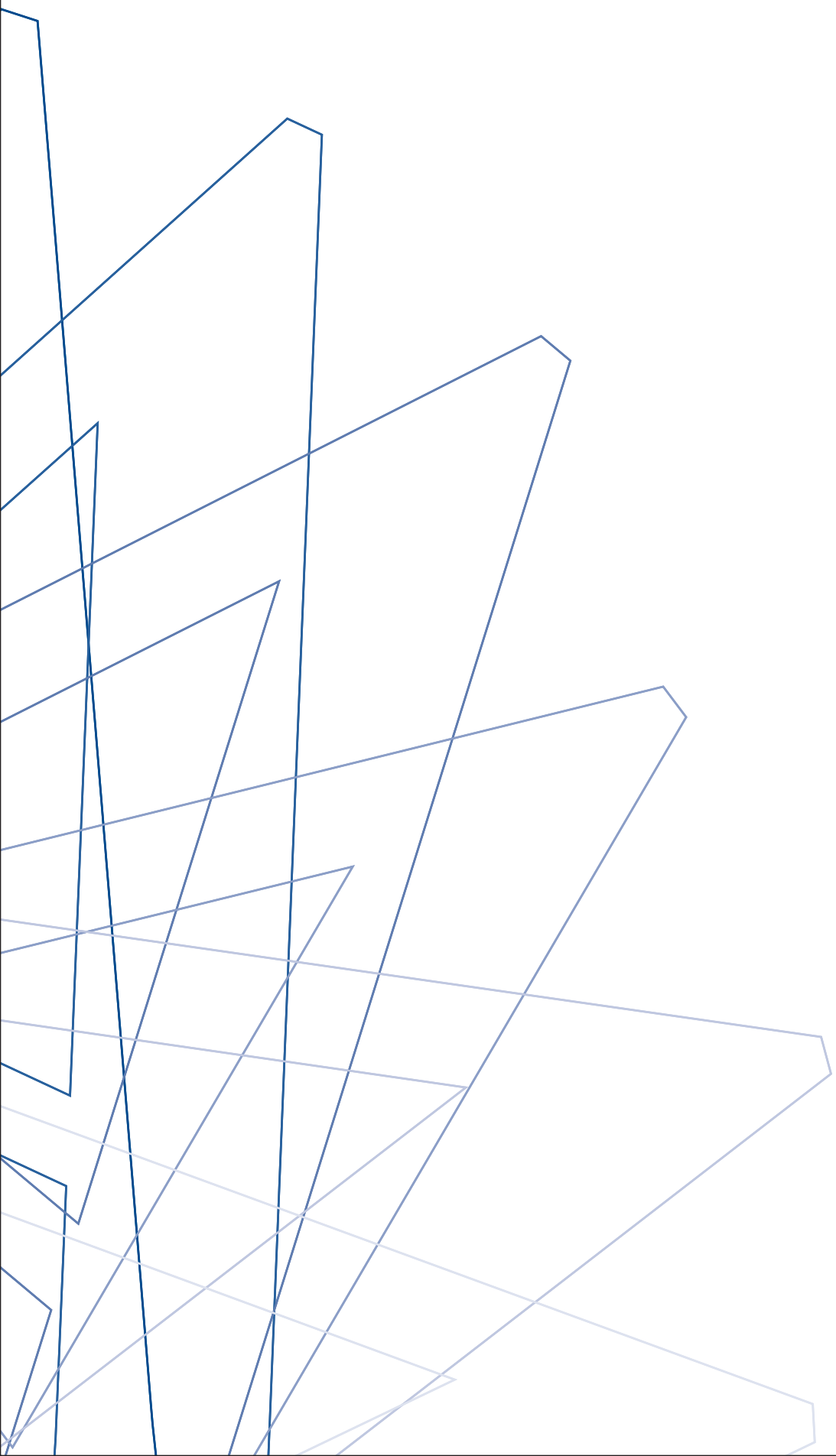
estudio de ahorro y confort de los sistemas de climatización con o sin zonificación para el sector residencial



Fernando Domínguez Muñoz
José Manuel Cejudo López
Antonio Carrillo Andrés

GRUPO DE ENERGÉTICA
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales
Universidad de Málaga

ÍNDICE

PRIMER CAPÍTULO | INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes y objetivos

1.2 Metodología y estructura de la memoria

SEGUNDO CAPÍTULO | SIMULACIÓN EN TÉRMICA DE EDIFICIOS

2.1 Introducción

2.2 Métodos de balance e hipótesis fundamentales

2.3 Modelo de edificio multizona TIPO 56 de TRNSYS

2.3.1 Conducción en los cerramientos masivos
2.3.2 Radiación solar y de fuentes internas de alta temperatura
2.3.3 Convección
2.3.4 Intercambio radiante entre paredes y convección interior

2.4 Modelado de los equipos HVAC

2.5 Resolución conjunta del edificio y de los equipos HVAC

TERCER CAPÍTULO | MODELADO DE LOS SISTEMAS

3.1 Introducción

3.2 Sistema no zonificado

3.2.1 Descripción del sistema
3.2.2 Hipótesis de cálculo
3.2.3 Implementación del modelo en TRNSYS

3.3 Sistema zonificado de falso caudal variable

3.3.1 Descripción del sistema
3.3.2 Hipótesis de cálculo
3.3.3 Implementación del modelo en TRNSYS

3.4 Modelado del equipo de expansión directa

3.4.1 Cálculo del consumo eléctrico en máquinas todo-nada
3.4.2 Cálculo del consumo eléctrico en máquinas inverter

3.4.2.1 Modelo inverter-1
3.4.2.2 Modelo inverter-2

CUARTO CAPÍTULO | VIVIENDA TIPO Y CONDICIONES OPERATIVAS

4.1 Definición de la vivienda tipo en TRNSYS

4.1.1 Zonificación
4.1.2 Descripción física de las zonas – cerramientos opacos y semitransparentes
4.1.3 Condiciones de uso

4.2 Condiciones de contorno

QUINTO CAPÍTULO | DIMENSIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS

5.1 Introducción

5.2 Metodología y condiciones de cálculo

5.3 Sistema no zonificado

5.4 Sistema zonificado sin reducción de potencia del equipo

5.5 Sistema zonificado con reducción de potencia del equipo

5.6 Resumen de casos

SEXTO CAPÍTULO | RESULTADOS Y CONCLUSIONES

6.1 Introducción

6.2 Comportamiento de los modelos

6.2.1 Generalidades
6.2.2 Sistema de climatización no zonificado
6.2.3 Sistema zonificado

6.3 Prestaciones de los sistemas

6.3.1 Confort térmico
6.3.2 Consumo eléctrico
6.3.3 Comentarios finales y líneas de trabajo futuras

BIBLIOGRAFÍA

APÉNDICE A | DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO

PRIMER CAPÍTULO | INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes y objetivos

Buena parte del aumento del consumo anual de energía eléctrica se debe a la popularización de los equipos de aire acondicionado. 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 evolución normativa que actualmente vivimos. La Directiva Europea 2002/91/CE de Eficiencia Energética de los Edificios establece entre sus requisitos la Certificación Energética de Edificios. El procedimiento para la certificación está recogido en dicha Directiva, que permite las siguientes alternativas:

a) Utilizar un programa informático de referencia

b) Utilizar un programa informático alternativo que acredite resultados equivalentes al de referencia

El trabajo que se presenta se encuadra en la segunda opción.

En el sector residencial y de servicios de pequeña y mediana potencia se utilizan con frecuencia sistemas todo-aire con máquinas de expansión directa y una red de conductos de caudal constante. Es el sistema básico. Lógicamente un sistema centralizado de este tipo, con un solo termostato en el espacio que se considera más representativo, no puede satisfacer la demanda de todos los espacios en condiciones variables. Habrá espacios que, aún estando bien diseñada la red de conductos y elegida la potencia máxima del equipo, queden subenfriados o sobrecalentados. En otras palabras, la propia concepción del sistema impide la zonificación y en consecuencia el sistema consume más energía de la necesaria y no satisface el confort de los ocupantes.

Cuando un sistema de caudal constante quiere adaptarse a demandas en diferentes zonas sin variar la temperatura de impulsión, la manera más inmediata de hacerlo son los denominados sistemas de falso caudal variable. En este tipo de sistemas el ventilador es de caudal constante pero el volumen que llega a las zonas es variable, función de la carga. Se zonifica a partir de compuertas motorizadas de zona (todo-nada o verdaderas cajas de caudal variable), manteniendo la temperatura requerida en cada zona. El exceso de caudal, que ha impulsado el ventilador y que no han requerido las zonas, se retorna nuevamente a la batería mediante un bypass. De esta manera no se consigue disminución del consumo de energía en el ventilador, como es característico de los sistemas de caudal variable, pero sí se aprovecha el factor de simultaneidad de la carga, permitiendo utilizar máquinas de menor potencia.

Las ventajas de los sistemas de falso caudal variable son:

- Menor potencia de máquina requerida

- Menor carga combatida
- Mayor confort

Sus inconvenientes:

- Mayor ruido
- Posibles problemas en la distribución de aire
- Peor COP de la máquina. Al trabajar con temperaturas más desfavorables en la unidad interior y combatirse menos carga, se modifica el rendimiento nominal en función de la fracción del tiempo que esté funcionando y de las condiciones de entrada del aire (temperatura y humedad) en la batería de expansión directa.

Actualmente no existe una herramienta que calcule el ahorro que un sistema de falso caudal variable puede conseguir frente a uno convencional. El trabajo propuesto avanza al considerarse un sistema multizona con una formulación detallada de los mecanismos de transferencia de calor en edificios. Existen numerosos programas de cálculo de carga horario basados en mantener la temperatura de los locales en los valores de consigna (por propia definición de carga térmica de climatización). Sin embargo, para evaluar el sistema de falso caudal variable, al no combatirse la carga en las horas de no ocupación, el cálculo de cargas queda invalidado. Es necesario plantear el balance térmico del local en condiciones de evolución libre de temperatura. Aún más, la condición de contorno para un espacio climatizado en contacto con otro cuya compuerta esté inactiva es la de evolución libre de temperatura y, dado el elevado coeficiente global de transferencia y la superficie sobre la que actúa, la carga en el espacio climatizado se ve alterada respecto al cálculo básico en el que todos los espacios están climatizados. Este hecho condiciona la carga sobre la batería de expansión directa y, lo que no es menos importante, las condiciones en los espacios adyacentes a las zonas ocupadas. En el trabajo desarrollado se acoplan los modelos de edificio y sistema de climatización para simular las condiciones reales de funcionamiento.

La empresa AIRZONE, fabricante de sistemas de zonificación, propone evaluar la conveniencia de un sistema de este tipo desde el punto de vista del confort de los ocupantes y de los consumos térmicos y eléctricos de cada sistema. Para llevar a cabo esta comparación se consideran los siguientes casos:

- Sistema no zonificado y máquina todo-nada,
- Sistema no zonificado y máquina inverter,
- Sistema zonificado sin reducción de potencia y máquina todo-nada,
- Sistema zonificado sin reducción de potencia y máquina inverter,
- Sistema zonificado con reducción de potencia y máquina todo-nada,
- Sistema zonificado con reducción de potencia y máquina inverter.

en las siguientes ciudades:

- Madrid

- Barcelona
- Málaga
- Valencia
- Sevilla

1.2 Metodología y estructura de la memoria

La consecución experimental de la comparativa propuesta es costosa y complicada debido a la necesidad de comparar dos sistemas de climatización diferentes sometidos a las mismas condiciones de operación (meteorológicas y de uso) a lo largo un periodo de tiempo amplio, como mínimo de un año, y en distintas localidades.

La simulación térmica de edificios brinda una alternativa económica y fiable gracias a los estudios de validación desarrollados en este campo. La consulta se ha resuelto haciendo uso de uno de los programas de simulación más avanzados del mercado, TRNSYS. Sobre esta plataforma de cálculo se han implementado modelos matemáticos para ambos sistemas de climatización, no zonificado y zonificado. Estos modelos incorporan conceptos de actualidad en la simulación, como es el caso de la resolución simultánea del edificio y su sistema de climatización.

Para comprender la carga teórica del trabajo, el segundo capítulo se plantea como una introducción al problema de la simulación térmica de sistemas de climatización en edificios. Una característica importante de este problema es la coexistencia de procesos físicos simultáneos con constantes de tiempo muy diferentes. Esto es a la vez una fuente de complicaciones numéricas, caso de abordar el problema en su literalidad física, y un punto de partida para formular modelos simplificados que, ubicados en una escala de tiempo concreta, describan como estacionarias las dinámicas que queden por debajo. Partiendo de este planteamiento, en el tercer capítulo se detallan los modelos adoptados para ambos sistemas de climatización, no zonificado y zonificado, así como algunos modelos para el cálculo del consumo eléctrico del equipo de producción según sea todo-nada o inverter.

En los siguientes capítulos se resuelve propiamente el problema, de manera que el lector únicamente interesado en esta cuestión puede comenzar por el cuarto capítulo sin pérdida apreciable de continuidad.

En §4 se describe el caso estudiado: características constructivas de la vivienda y condiciones de cálculo (meteorología, uso y condiciones de contorno).

En §5 se dimensionan el equipo de producción (bomba de calor) y los flujos nominales a cada zona para los sistemas de climatización no zonificado, zonificado sin reducción de potencia y zonificado con reducción de potencia. En este último sistema se instala una máquina de menor tamaño que aprovecha la previsible falta de simultaneidad en las demandas de las zonas.

En §6 se recogen los resultados de las simulaciones. En una primera parte se describe el comportamiento general de los modelos y se comentan algunos efectos interesantes. En la segunda parte se concretan las prestaciones de los sistemas de climatización en cuanto a confort térmico y consumo eléctrico y se extraen conclusiones y líneas de trabajo futuras.

SEGUNDO CAPÍTULO | SIMULACIÓN EN TÉRMICA DE EDIFICIOS

2.1 Introducción

El estado termo higrométrico del aire contenido en un recinto se ve afectado por flujos de calor y masa que tienden a modificarlo y que tienen su origen en ganancias internas, flujos de calor impuestos (p.ej. radiación solar) y flujos que surgen espontáneamente impulsados por diferencias de temperatura, presión y concentración. Para mantener unas condiciones interiores preescritas de temperatura (seca y/o radiante), calidad del aire y en ocasiones humedad relativa, se disponen los equipos HVAC y sus controladores, comandados por el usuario de la instalación para satisfacer sus expectativas de confort. En este problema pueden identificarse varias dinámicas fuertemente ligadas: estructura del edificio, sistemas de acondicionamiento (HVAC), sistemas de medida y control, ocupantes y condiciones ambientales. La conjunción de todas ellas determina las condiciones interiores y operativas de los equipos (figura 2-1).

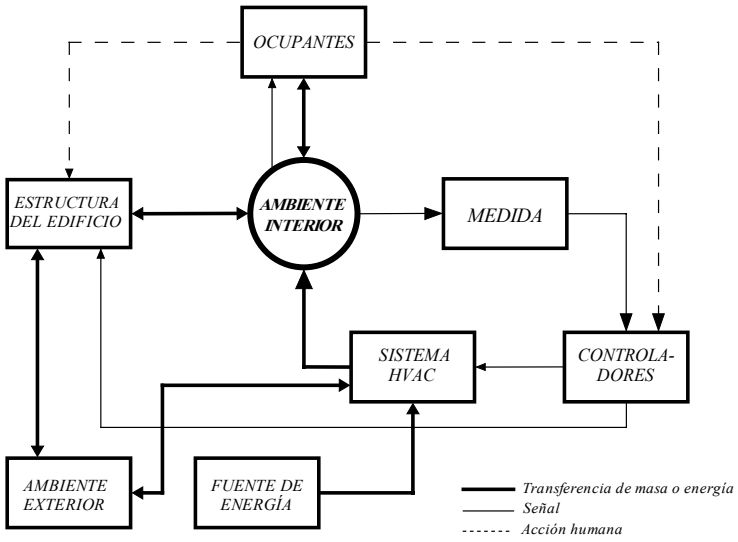


Figura 2-1: Subsistemas y sus interacciones, adaptado de [1].

Los procesos físicos implicados abarcan un rango de escalas de tiempo muy amplio, como se ilustra en la figura 2-2 para casos típicos. El fenómeno más rápido es el de propagación de la radiación (ganancias solares, intercambios de onda larga), a la velocidad de la luz, con tiempos característicos del orden de microsegundos. Le sigue la propagación de ondas de presión, vinculadas al movimiento de fluidos (impulsión de aire por una red de conductos, infiltraciones y movimientos de aire entre zonas del edificio, flujo del refrigerante en el interior de un evaporador o condensador, etc.), a la velocidad del sonido y con tiempos característicos del orden de milisegundos.

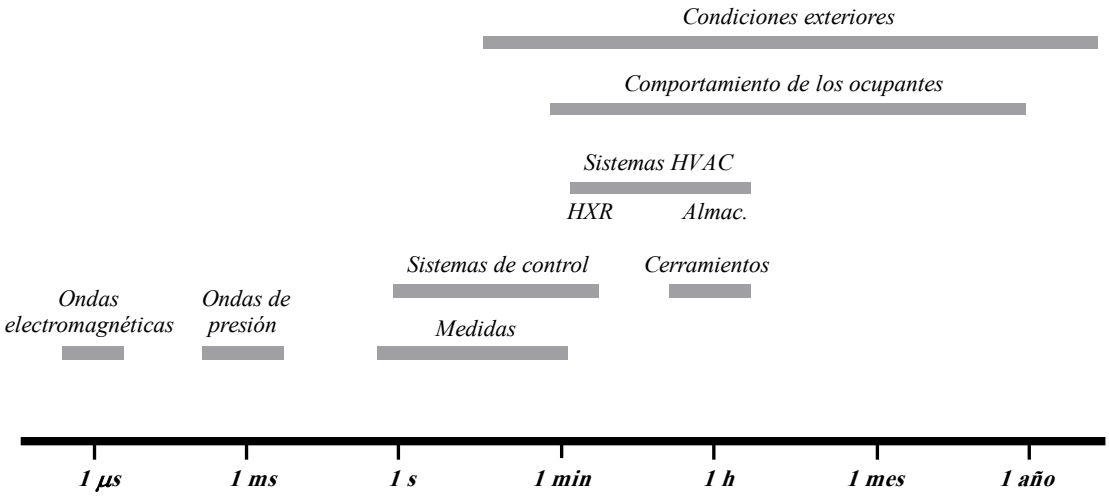


Figura 2-2: Valores típicos de las constantes de tiempo de diferentes fenómenos y subsistemas (el eje de tiempo no está a escala)

Los sistemas de medida muestrean las variables observadas en periodos de tiempo del orden de segundos a minutos, rango en el que también actúan los sistemas de control, con la salvedad de que el tiempo de muestreo debe ser menor que el de toma de decisiones. Dependiendo del sistema HVAC, su constante de tiempo estará comprendida entre unos pocos minutos (de 2 a 5 minutos para baterías), una decena de minutos (rueda desecante), hasta una o varias horas para los sistemas de acumulación (depósitos o lechos de roca) o los suelos radiantes. La constante de tiempo de los cerramientos exteriores comunes en los edificios suele rondar la hora. Las preferencias de los ocupantes y su número varían con las estaciones del año y puede que también en cuestión de minutos. Son las variables meteorológicas las que abarcan el rango más amplio: anual e interanual (estaciones y cambios climáticos a medio y largo plazo), diario (ciclos día-noche, cambios de tiempo, etc.), horario (cambios de tiempo) e inferiores (paso ocasional de nubes, cambios súbitos en la velocidad y dirección del viento, etc.).

Tanto el comportamiento de los ocupantes como el de las variables meteorológicas exhiben un alto grado de estocasticidad y suelen describirse especificando sus valores como datos de entrada. Con respecto a los primeros, es corriente definir un perfil de ocupación cuan detallado como se quiera y basado, bien en algún modelo estadístico, bien en datos medidos o intuidos. En cuanto a las condiciones exteriores la práctica actual consiste en utilizar un año tipo para la localidad obtenido a partir de observaciones estadísticamente representativas o generado de forma sintética a partir de valores medios. Quizá en el futuro, una vez se disponga de suficientes medidas y de mayor potencia computacional, sea frecuente hacer simulaciones que comprendan varios años *reales* consecutivos (esta cuestión se detalla algo más en §5.2).

Para estudiar fenómenos vinculados a una escala de tiempo concreta debe formularse un modelo que dé cuenta de los efectos dinámicos que se manifiestan a esa escala y superiores, mientras que cualquier dinámica cuyo tiempo característico sea de menor orden que el de interés podrá considerarse que evoluciona según una serie de estados estacionarios. Como norma general, a mayor paso de tiempo (menor

resolución) el problema va perdiendo su carácter diferencial y más procesos se describen con ecuaciones algebraicas (lineales y no lineales).

El primer paso para plantear un modelo matemático del sistema de la figura 2-1 consiste en concretar su finalidad para entonces, con ayuda del esquema de la figura 2-2, decidir el nivel de detalle en la representación de cada subsistema. Por ejemplo, si quieren evaluarse pormenorizadamente estrategias de control para los equipos HVAC, el problema estará ubicado en la ventana [*segundos, minutos*], siendo obligado contemplar la dinámica de los sensores, del equipo de control, de los sistemas HVAC y de los cerramientos. El grado de detalle en los modelos de estos elementos estará siempre condicionado por la información disponible, que suele ser limitada.

Típicamente, el propósito de la simulación térmica de edificios ha sido predecir la evolución temporal de las condiciones interiores y el consumo eléctrico en que incurren los equipos HVAC para mantenerlas. La experiencia ha demostrado que este problema puede resolverse satisfactoriamente en torno a una ventana *horaria*[(1)], lo que limita las partes dinámicas del modelo de edificio a la conducción en los cerramientos y, aunque no siempre, a la capacidad de almacenamiento de calor y vapor de agua en el aire de las zonas. A este nivel la mayoría de los sistemas HVAC se modelan en régimen permanente (cuasiestacionario), así como todos los controladores. Como se explicará en §2.5, esto último puede originar problemas de convergencia numérica. A favor de este nivel de modelado juegan dos factores: su apreciablemente menor coste computacional y la cadencia horaria de los datos meteorológicos de que normalmente se dispone, factor que limita la resolución de los modelos en periodos menores. Visto el propósito del presente trabajo y habida cuenta de la limitada información disponible acerca del equipo climatizador, se ha optado por este segundo enfoque *horario*.

En cuanto a las técnicas de modelado y simulación del problema, su naturaleza es idónea para un enfoque modular, de hecho ya implícito en los comentarios anteriores. Consiste en dividir el sistema completo, que físicamente es un continuo, en varios subsistemas convenien-temente conectados entre sí. Una vez modelado cada subsistema por separado, se tiene libertad en la forma de conectarlos, lo que permite construir cualquier sistema. Llegados a este punto hay que definir dos aspectos:

- CUÁLES SON LOS SUBSISTEMAS: pueden ser los enumerados en la figura 2-2 u otros de mayor entidad. Por ejemplo, el edificio puede ensamblarse a partir de cerramientos, ventanas, masas de aire, etc., y el equipo a partir del condensador, compresor, válvulas, regulador de frecuencia, absorbedor, etc. Alternativamente el edificio puede embeberse en un único subsistema y el equipo de climatización en otro. En realidad se trata de una jerarquía: el edificio puede modelarse ensamblando sus componentes individuales y encapsulando ese conjunto en un único objeto que

(1) En ocasiones se utilizan pasos de tiempo inferiores, a fin de asegurar la estabilidad numérica de la simulación o para detallar perfiles de uso con menor cadencia.

después se maneje a un nivel superior, en el que se considere la relación entre el edificio y el sistema de climatización. Para el equipo lo mismo, o bien utilizar una tabla con datos de fabricante. Este enfoque orientado a objetos permite combinar en la misma simulación modelos de diferente complejidad, según la información de que se disponga sobre cada subsistema.

- RESOLUCIÓN NUMÉRICA DEL SISTEMA, una vez ensamblado el sistema a partir de los subsistemas que lo componen, debe definirse un método numérico para la resolución de los intercambios (flujos de calor y masa y señales). El principal inconveniente en esta fase es la presencia de dominios con constantes de tiempo muy dispares (figura 2-2). Se trata de una cuestión muy amplia de la que únicamente se comentarán algunos aspectos en §2.5.

Para este trabajo se utilizará el simulador modular TRNSYS [5], de la Universidad de Wisconsin-Madison, que proporciona la plataforma de resolución numérica. También facilita varios modelos de subsistemas, de los que el más importante es el de edificio, denominado TIPO56 (§2.3). Como introducción a este modelo se plantea el apartado §2.2, donde se discuten brevemente la térmica de los edificios y los mecanismos básicos de transferencia de masa y energía que en ellos ocurren.

En el nivel *horario* en que hemos ubicado el problema, los equipos HVAC se modelan en régimen estacionario. En §2.4 se hacen algunos comentarios al respecto, relegando para §3 la descripción pormenorizada del modelo de equipo utilizado en las simulaciones.

Para terminar, en §2.5 se discute sobre la técnica adoptada para acoplar el edificio y su sistema de climatización, cuestión central para este trabajo. La implementación práctica de estas ideas al problema que nos ocupa se hará en el siguiente capítulo.

2.2 Métodos de balance e hipótesis fundamentales

La física de un edificio y de sus instalaciones es compleja y variada. Pensemos en algunos ejemplos. El flujo de aire dentro de una zona resulta de la combinación de movimientos forzados y de flotación, dominando unos u otros en distintas regiones según se esté cerca de una rejilla de impulsión o de una ventana, lejos de ella, etc. Las propiedades radiantes de las superficies dependen de la dirección y de la longitud de onda de la radiación incidente, y algunos componentes del aire son gases participativos. El flujo del refrigerante en el interior de los intercambiadores de una bomba de calor es bifásico. El régimen de conducción en los cerramientos es tridimensional, especialmente en zonas de unión de materiales diferentes o en esquinas. La velocidad y dirección del viento se ven fuertemente alteradas por los edificios y demás obstáculos colindantes. La consideración explícita de estos fenómenos demanda modelos detallados y computacionalmente costosos, además de información muy pormenorizada de la que habitualmente no se dispone.

La familia de modelos más próximos a la literalidad física del problema son los denominados TNM (*Thermal Network Methods*), que discretizan el edificio y sus sistemas de acondicionamiento en una red de nodos, interconectados para representar el intercambio de masa, momento y/o energía según los mecanismos básicos de transferencia (difusión, convección, radiación, ...). En pocas palabras, los TNM plantean un problema clásico de campos que resuelven con una técnica de diferencias finitas o volúmenes finitos.

Mediando las hipótesis que se detallan más adelante pueden formularse los *métodos de balance*, una alternativa computacionalmente más ágil que los TNM y aún bastante flexible y general, así como crecientemente utilizada para modelar edificios. En un método de balance los intercambios de calor se describen en términos de los mecanismos elementales de transferencia (conducción, convección y radiación), que posteriormente se acoplan imponiendo el principio de conservación de la energía en los siguientes volúmenes de control: superficies externas, superficies internas, cerramientos y aire del recinto. Los intercambios ya no ocurren entre nodos *básicos*, sino entre entidades mayores como superficies de cerramientos, ventanas, volúmenes de aire, etc.

La mayoría de los métodos de balance implementados en la actualidad comparten, en lo que al modelo de edificio se refiere, hipótesis comúnmente aceptadas que permiten captar los aspectos significativos acotando la complejidad del modelo a un nivel acorde a su propósito:

1. **Modelo de un nodo**: el aire en cada zona se considera a temperatura uniforme, es decir, perfectamente mezclado a consecuencia de su propio movimiento.

2. **Superficies isotermas y conducción unidimensional en los muros**: en el interior de los cerramientos se supone que el gradiente de temperatura en dirección normal es mucho más acusado y puede calcularse desacoplado de los demás. No se modelan detalladamente efectos bi o tridimensionales como los puentes térmicos o, por ejemplo, el calentamiento local de una superficie en la región de incidencia de la mancha solar.

3. **División del espectro en dos bandas, de onda corta y de onda larga**: la radiación de corta longitud de onda (0.1 μm a 2.5 μm) procede de fuentes de alta temperatura como el Sol o las lámparas de incandescencia, mientras que la radiación de larga longitud de onda (2.5 μm a 100 μm) se intercambia mayoritariamente entre objetos a baja temperatura (radiadores, paramentos, personas, etc.).

4. **Aire ópticamente transparente**: el aire de una zona no participa en el intercambio de radiación (algún modelo supone que el aire es completamente opaco a la radiación de onda larga, pero no parece ser una buena aproximación).

5. **Superficies grises por bandas**: las propiedades radiantes de las superficies de los cerramientos (absortividad y emisividad) son constantes dentro de cada banda del espectro e independientes de la temperatura.

6. **Emisión y reflexión difusas**: la radiación emitida y reflejada por una superficie se distribuye por igual en todas direcciones.

7. **El vidrio es semitransparente a la radiación de onda corta y perfectamente opaco a la de larga**

Cada modelo podrá incorporar hipótesis adicionales. Siendo el rango de condiciones operativas en los edificios bastante estrecho, digamos que de -20ºC a +80ºC en temperatura [2] y con presiones en torno a la atmosférica, es también habitual asumir que las propiedades termofísicas de las sustancias (densidad, conductividad térmica, etc.) son constantes, lo que linealiza las leyes constitutivas (Fourier, Fick, Darcy, etc.) y posibilita planteamientos como el método de las funciones de transferencia para resolver la difusión del calor en cerramientos masivos [3], §2.3.1.

Bajo las hipótesis anteriores, en la figura 2-3 se esquematizan los intercambios de calor en un cerramiento exterior cualquiera, en el interior de una zona, en la red de distribución de un sistema multizona y en su equipo de producción. Las líneas gruesas representan ganancias de onda corta, procedentes mayoritariamente del Sol, mientras que las líneas a trazos representan ganancias internas (radiadores, equipos electrónicos) e intercambios de calor por radiación de larga entre superficies. Las líneas continuas simbolizan flujos de masa, mientras que las líneas a trazos y puntos son señales de control. En §2.3 se esbozará un modelo matemático para estos intercambios y balances de energía.

En cada zona hay que resolver tres balances paralelos,

- Sensible (temperatura del aire)
- Latente (humedad absoluta del aire)
- Radiante

El balance latente afecta al sensible por efecto del calor desprendido o absorbido en los cambios de fase que ocurren, por ejemplo, en los procesos de absorción o desorción de agua en los cerramientos, los cuales además ven modificadas sus propiedades termofísicas con la cantidad de agua que contienen. Normalmente estos efectos cruzados pueden considerarse de segundo orden, y así resolver desacoplados los balances sensible y latente.

El balance radiante debe plantearse en el volumen de control de cada superficie de cerramiento para determinar, en conjunción con el resto de flujos que la afecten, la temperatura de dicha superficie.

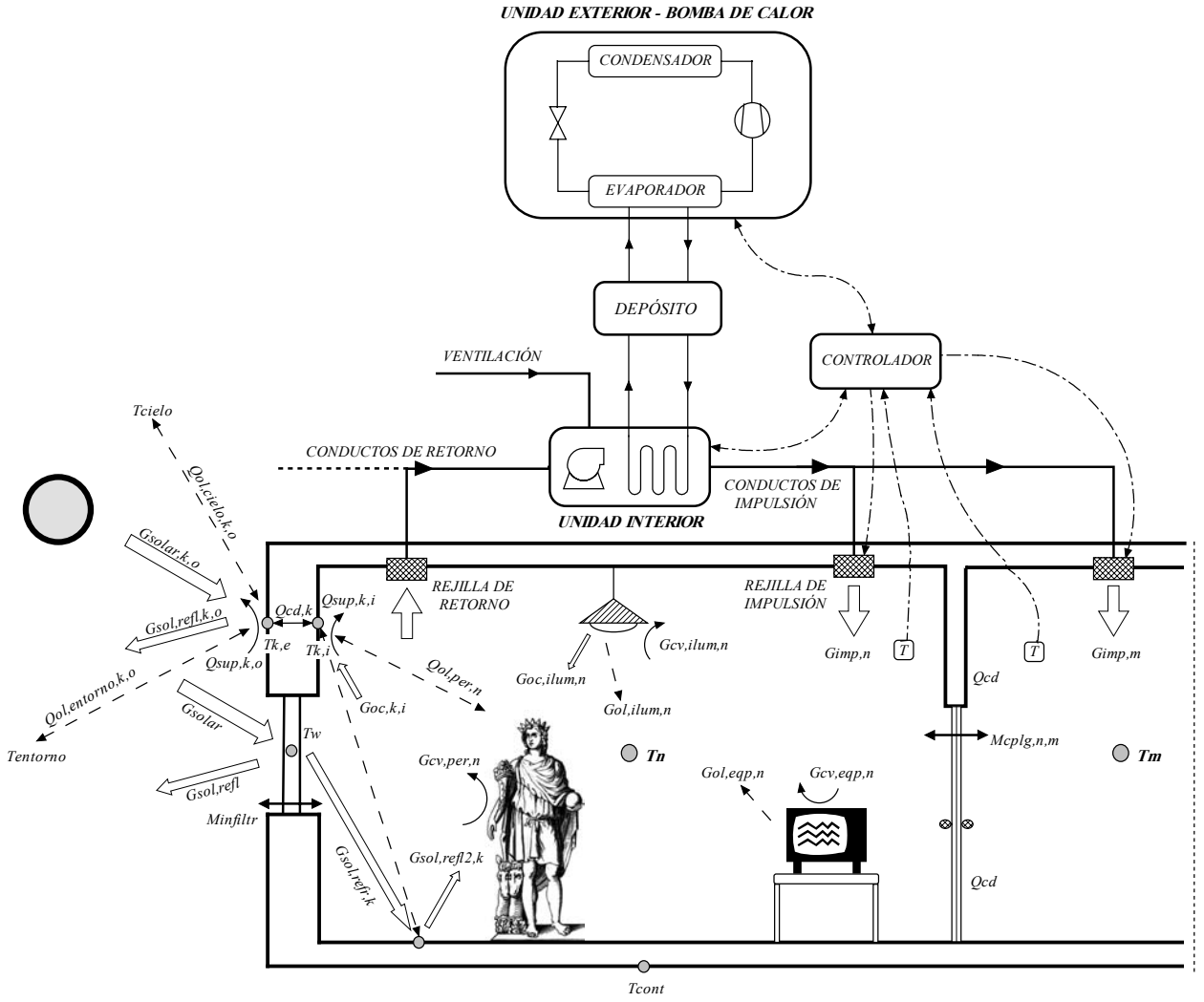


Figura 2-3: Esquema general de intercambios de energía en un edificio servido por un sistema multizona con bomba de calor.

2.3 Modelo de edificio multizona TIPO 56 de TRNSYS

El simulador TRNSYS [5], utilizado en este trabajo, incorpora en su librería estándar un modelo completo y validado de edificio multizona, denominado TIPO56, en el que se implementa un método de balance no geométrico cuyas líneas generales se explicarán en este apartado.

Como se ilustra en la figura 2-4, para resolver la temperatura de cada zona hay que plantear un sistema de tres ecuaciones de balance por cerramiento (superficie exterior, conducción en el cerramiento, superficie interior) y una ecuación para el aire. Además hay que incorporar los mecanismos de transferencia, que acoplan los balances, y determinar el valor de los flujos impuestos.

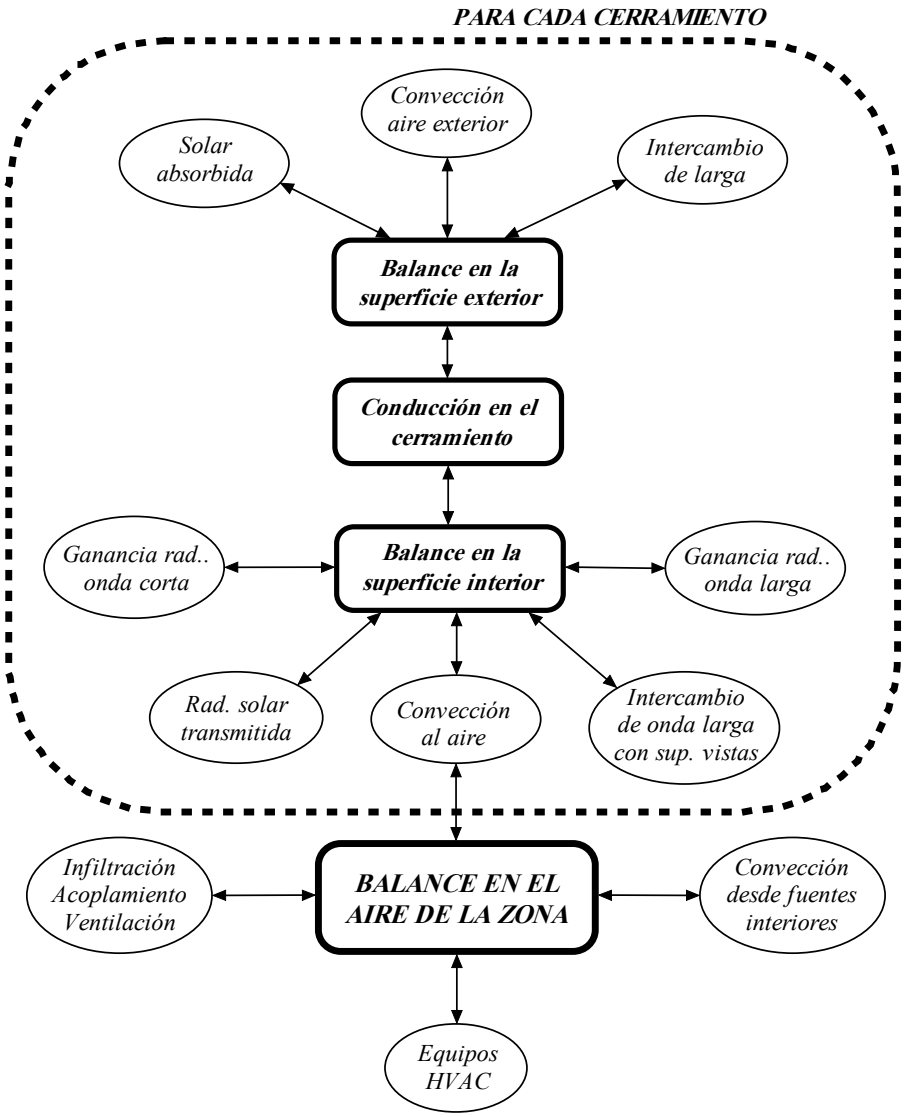


Figura 2-4: Términos en el balance sensible de una zona, adaptado de [4]

En el centro del problema está en el aire contenido en las zonas. Considérese pues una zona cualquiera "*n*". El flujo convectivo neto que afecta al aire que contiene es (figura 2-5)

$$Q_n = \sum Q_{sup,k,i} + Q_{gcv,n} + Q_{imp,n} + Q_{vent,n} + Q_{\inf,n} + \sum_{m \neq n} Q_{\text{cplg,m,n}} \quad , \qquad \textbf{(2.1)}$$

o, en términos de temperaturas,

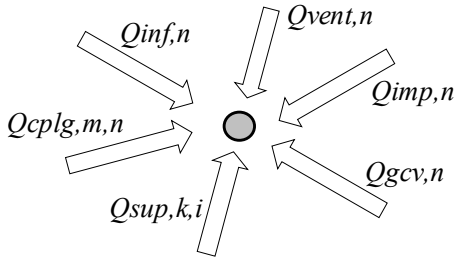


Figura 2-5: Flujos de calor convectivos al nodo "*n*"

$$Q_n = \sum_{z=NSo}^{NSf} U_{z,i} A_{z,i} \left(T_{z,i} - T_n\right) + Q_{gcv,n} + \dot{m}_{imp,n} \left(\rho c_p\right)_{imp,n} \left(T_{imp,n} - T_n\right) + \dot{m}_{vent,n} \left(\rho c_p\right)_{vent,n} \left(T_{vent,n} - T_n\right) + \dot{m}_{\inf,n} \left(\rho c_p\right)_{\inf,n} \left(T_{amb} - T_n\right) + \sum_{m \neq n} \dot{m}_{cplg,m,n} \left(\rho c_p\right)_{cplg,m,n} \left(T_m - T_n\right) \quad \textbf{(2.2)}$$

siendo

$A_{z,i}$	Área de la superficie interior del cerramiento *z*,
$m_{cplg,m,n}$	Flujo másico intercambiado desde la zona *m* a la zona *n*,
$m_{imp,n}$	Flujo másico impulsado por los equipos HVAC a la zona *n*,
$m_{inf,n}$	Flujo másico infiltrado a la zona *n*,
$m_{vent,n}$	Flujo másico de ventilación a la zona *n*,
NS_o	Valor de *z* para el primer cerramiento de la zona *n*,
NS_f	Valor de *z* para el último cerramiento de la zona *n*,
$Q_{cplg,m,n}$	Ganancia convectiva por flujo de aire infiltrado desde la zona *m* a la zona *n*,
$Q_{gcv,n}$	Ganancias convectivas desde fuentes internas (personas, iluminación, radiadores, equipos, etc.) en la zona *n*,
$Q_{imp,n}$	Ganancia convectiva por el flujo de aire inyectado por los equipos de acondicionamiento,
$Q_{inf,n}$	Ganancia convectiva por aire infiltrado desde el exterior,
Q_n	Flujo de calor convectivo neto al nodo *n*,
$Q_{sup,k,i}$	Intercambio convectivo entre la cara interior (*i*) del cerramiento *k* y el aire de la zona en contacto con esa cara,
$Q_{vent,n}$	Ganancia convectiva por ventilación de la zona *n*,
t	Tiempo
T_{amb}	Temperatura ambiente
$T_{imp,n}$	Temperatura de impulsión a la zona *n*,
T_m	Temperatura del aire de la zona *m*,
T_n	Temperatura del aire de la zona *n*,
$T_{vent,n}$	Temperatura de ventilación a la zona *n*,
$T_{z,i}$	Temperatura de la cara interior del cerramiento *z*,
$U_{z,i}$	Coeficiente global de transferencia entre la cara interior del cerramiento *z* y el aire

z Índice que enumera los cerramientos del edificio,

$(\rho c_p)_k$ Capacitancia del flujo másico *k = imp, vent, inf, cplg*,

Si la resultante de flujos Q_n no es nula, la energía interna del aire cambiará. Así, la ecuación de balance para el nodo "*n*" es

$$\rho c_v V_n \frac{dT_n}{dt} = Q_n = \sum Q_{sup,k,i} + Q_{gcv,n} + Q_{imp,n} + Q_{vent,n} + Q_{\inf,n} + Q_{cplg,m,n} \,. \qquad \textbf{(2.3)}$$

Para cerrar el problema sensible hay que expresar los flujos de calor de la ecuación anterior en términos de las variables independientes (temperatura y humedad del aire, temperatura superficial de los cerramientos) y de las condiciones de contorno (condiciones atmosféricas, condiciones de uso, etc.).

Los flujos de aire infiltrado (*inf)* y procedente de zonas adyacentes (*cplg*) atañen a uno de los dominios aludidos en la figura 2-2, denominado aeráulico. El problema aeráulico consiste en revolver los movimientos de aire en el interior del edificio, los cuales están provocados por diferencias de presión inducidas por el viento y los equipos HVAC (movimientos forzados) y por diferencias de temperatura (movimientos autoinducidos). Resolver este problema es complicado, de manera que habitualmente se impone una infiltración constante o correlada de manera sencilla y se anula el término de acoplamiento. Los términos de ventilación (*vent*) y equipos (*imp*) se tratarán en §2.5. Las ganancias convectivas ($Q_{gcv,n}$) y radiantes internas están tabuladas en función de la actividad realizada por las personas, del tipo de aparatos que las emanen, etc.

La mayor dificultad surge en el cálculo del flujo de calor por convección con las superficies del local (*sup,k,i*), para cuya evaluación se requieren las temperaturas superficiales de los cerramientos y ventanas (bloque punteado en la figura 2-4). En la figura 2-6 se representan los flujos de calor en un cerramiento genérico "*k*", con temperaturas extremas $T_{k,i}$ (superficie interior) y $T_{k,o}$ (superficie exterior). La ecuación de balance para la superficie interior es

$$Q_{cd,k} + Q_{oc,k,i} - Q_{\sup,k,i} - Q_{ol,k,i} = 0 \quad , \qquad \textbf{(2.4)}$$

donde

$\boldsymbol{Q_{cd,k}}$ Flujo de calor por conducción a través del cerramiento,

$\boldsymbol{Q_{sup,k,i}}$ Flujo de calor por convección con el aire,

$\boldsymbol{Q_{ol,k,i}}$ Flujo neto radiante de onda larga,

$\boldsymbol{Q_{oc,k,i}}$ Ganancia radiante de onda corta.

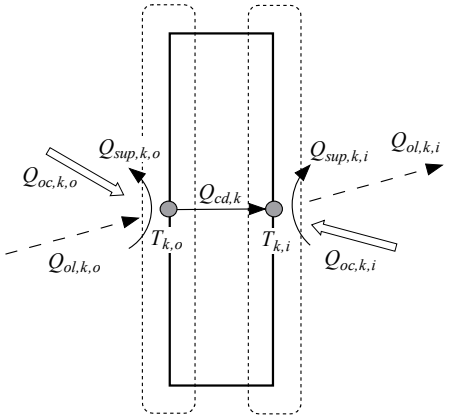


Figura 2-6: Volúmenes de control en las superficies interior y exterior del muro "*k*"

Para la superficie exterior puede plantearse una ecuación idéntica a la anterior, sólo que en ella intervendrán las condiciones exteriores (temperaturas ambiente, de cielo y alrededores y radiación solar incidente).

En los siguientes subapartados se comenta brevemente el tratamiento que en el TIPO56 se da a los términos de la ecuación de balance (2.4).

2.3.1 Conducción en los cerramientos masivos ($Q_{k,i}$, $Q_{k,o}$)

Como es sabido, el coeficiente global de transferencia "*U*" es la medida más sencilla del comportamiento térmico de un sólido unidimensional: proporciona, bajo condiciones estacionarias, el flujo de calor por unidad de superficie cuando el salto térmico entre las superficies extremas es de 1 K. Sin embargo, dos razones limitan su aplicabilidad en general:

1. El régimen de conducción vigente en los cerramientos masivos suele ser transitorio, al estar sometidos a excitaciones continuamente variables con el tiempo,

2. El método del coeficiente global de transferencia no preserva la disposición espacial de las capas de material. Diferentes muros pueden tener el mismo valor de "*U*" pero comportamientos dinámicos muy diferentes.

Este método estacionario únicamente proporciona resultados satisfactorios cuando se aplica a vidrios comunes o a cerramientos opacos de escasa masa térmica. Para cerramientos masivos y, por lo general heterogéneos, es necesario resolver la ecuación de difusión del calor en el cerramiento. Sin embargo, este problema es computacionalmente costoso en el contexto de una simulación anual debido a que los métodos numéricos (Euler, Crack-Nicolson,…) presentan un paso de tiempo crítico y calculan la distribución interna de temperaturas del cerramiento.

Diversos autores [3] han desarrollado métodos de resolución alternativos bajo la hipótesis central de linealidad de la ecuación de difusión (propiedades termofísicas constantes). Los más utilizados son el método de los factores de respuesta y el método de las funciones de transferencia, ambos procedentes de la teoría general de sistemas lineales. Los factores de respuesta relacionan la salida de un sistema lineal con sus entradas actuales y pasadas. Las funciones de transferencia, usadas por el TIPO 56, añaden a esa relación las salidas pasadas, lo que reduce significativamente el coste computacional. Los flujos de calor en las superficies extremas del muro "*k*" se expresan en función de la historia térmica de la pared [(2)] como

$$q_{k,i}(t) = \sum_{z=0}^{Nbk} b_k(z) T_{k,o}(t - z\delta) - \sum_{z=0}^{Nck} c_k(z) T_{k,i}(t - z\delta) - \sum_{z=1}^{Ndk} d_k(z) q_{k,i}(t - z\delta) \ , \qquad \textbf{(2.5)}$$

$$q_{k,o}(t) = \sum_{z=0}^{Nak} a_k(z) T_{k,o}(t - z\delta) - \sum_{z=0}^{Nbk} b_k(z) T_{k,i}(t - z\delta) - \sum_{z=1}^{Ndk} d_k(z) q_{k,o}(t - z\delta) \, , \qquad \textbf{(2.6)}$$

donde δ es el paso de tiempo de la simulación y a_k, b_k, c_k y d_k son los coeficientes de la función de transferencia del muro, que dependen de las propiedades térmicas y de la disposición de las capas que lo forman. La ventaja del método radica en que sólo hay que calcular estos coeficientes una vez para cada muro. Cuando se conocen, las series (2.5) y (2.6) aproximan correctamente la solución de la ecuación de difusión del calor. El número de coeficientes para cada muro depende de cuán masivo sea y del paso de tiempo de simulación. Oscila entre *k*=20 para muros con mucha inercia y *k*=1 para muros definidos sin masa térmica (las series se reducen al término presente).

2.3.2 *Radiación solar y de fuentes internas de alta temperatura ($Q_{oc,k,i}$, $Q_{oc,k,o}$)*

La radiación solar incidente sobre las superficies exteriores ($Q_{oc,k,o}$) se calcula, como mínimo, a partir de la radiación total sobre superficie horizontal mediante modelos de reconocida validez [6]. Parte de esa radiación penetrará en el local a través de las ventanas e incidirá de distinta manera sobre las superficies interiores dependiendo de la geometría del recinto y de la posición del Sol.

Al decir que el TIPO56 implementa un método de balance no geométrico nos referimos a que no considera la geometría del local. Entonces, para distribuir las ganancias radiantes y los intercambios de larga hay que articular algún criterio basado en la información disponible: absortividades y área de las superficies interiores. En este punto se diferenciarán la radiación solar directa primaria de las difusa y primaria reflejada. La primera, que origina la mancha solar, se distribuye de acuerdo con unos coeficientes llamados *GEOSURF(k)*, definidos por el usuario para cada superficie interior *k,i*. Las otras dos componentes se distribuyen entre todas las superficies del local en función de su producto absortividad*área,

[(2)] [Seem] deriva rigurosamente estas expresiones formulando y resolviendo el problema de conducción del calor en el espacio de estados. Para hacerlo, media la aplicación de un esquema en diferencias o elementos finitos para las dimensiones espaciales, del que resulta un sistema de parámetros concentrados que aproxima al original.

$$f_{c,k} = \frac{\alpha_{k,i} A_{k,i}}{\sum_{z}^{muros} \left(1 - \rho_{dif,z,i}\right) A_{z,i}} \quad , \tag{2.7}$$

donde $\alpha_{k,i}$ es la absortividad en onda corta del cerramiento *k,i* y $\rho_{dif,z,i}$ la reflectividad de la cara interior del cerramiento *z*.

La radiación total de corta absorbida por la superficie *k,i* puede entonces escribirse como

$$QSIAB(k) = QIBAB(k) + QIDAD(k) = GEOSURF(k) \cdot \alpha_{k,i} \cdot QS_{prim} + f_{c,k} \cdot \left(QS_{reflej} + QS_{dif}\right), \tag{2.8}$$

La radiación procedente de fuentes internas se distribuye de acuerdo con la relación de áreas. La fracción de las ganancias radiantes internas que incide sobre la superficie *k,i* vale

$$f_{l,k} = \frac{A_{k,i}}{\sum_{z=1}^{muros} A_{z,i}} \quad . \tag{2.9}$$

Los factores de forma entre superficies interiores, necesarios para los cálculos de intercambio radiante, también se aproximan mediante (2.9).

2.3.3 *Convección* ($Q_{sup,ki}$, $Q_{sup,k,o}$)

El intercambio convectivo entre la superficie interior del cerramiento "*k*" y el aire de la zona "*n*" viene dado por la Ley de Newton para la convección

$$Q_{\sup,k,i} = A_{k,i} h_{k,i} \left(T_{k,i} - T_n\right), \tag{2.10}$$

donde $A_{k,i}$ es el área de la superficie interior del cerramiento, $h_{k,i}$ el coeficiente de película en dicha superficie y $T_{k,i}$ su temperatura. El intercambio convectivo suele ser combinación de natural y forzado, dependiendo por tanto de la orientación de la superficie, de su rugosidad y del patrón de flujo interior. El cálculo exacto del coeficiente de película medio para cada superficie precisa de cálculos de mecánica de fluidos computacional. Para evitar esta compli-cación, es muy común utilizar un coeficiente de película constante o alguna correlación experimental sencilla. Para el lado exterior puede plantearse una ecuación similar a (2.10).

En la superficie interior de los cerramientos la convección se resuelve conjuntamente con el intercambio de larga, como se explica en el siguiente apartado.

2.3.4 *Intercambio radiante entre paredes y convección interior* ($Q_{ol,k,i}$; $Q_{cv,k,i}$)

Estos mecanismos acoplan mutuamente los balances en todas las superficies del local y son tratados de

forma conjunta por el TIPO56 a través del método de la red estrella [7]. La figura 2-7(b) muestra el esquema eléctrico de los intercambios *reales* en un recinto con tres superficies que radian entre ellas (*Rrd*) y convectan con el nodo de su zona (*Rcv*). La presencia de caminos de transferencia directa entre nodos superficiales a consecuencia de la radiación de onda larga supone una complicación matemática muy grande de cara a la obtención de un sistema de ecuaciones que relacione las excitaciones exteriores (conocidas) con la temperatura del nodo o los nodos interiores (*room transfer function*).

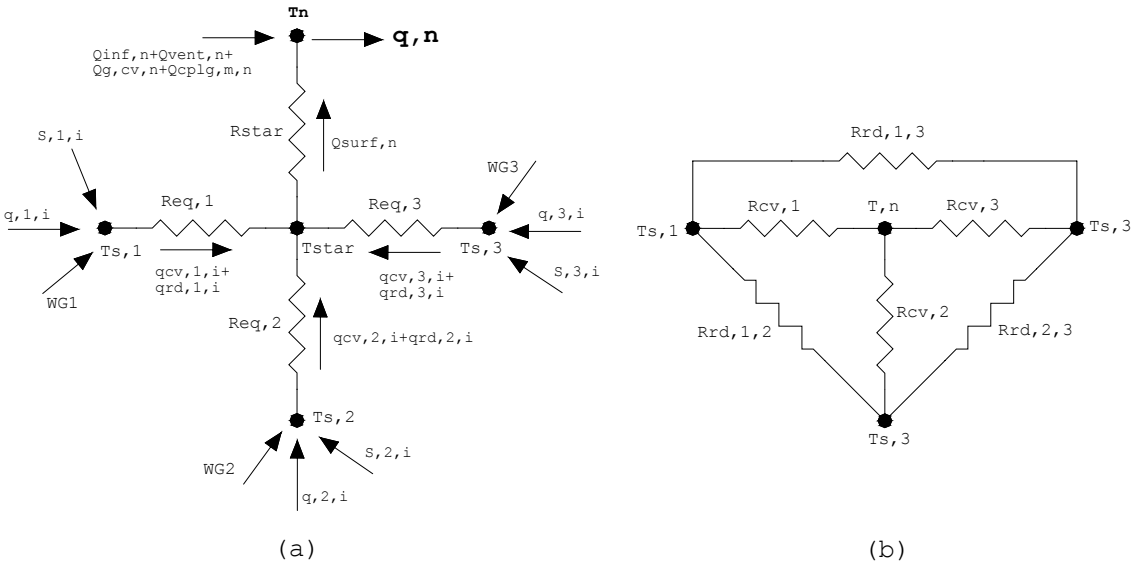


Figura 2-7: Red estrella (a) y esquema eléctrico de los intercambios convectivo-radiantes (b).

La red estrella equivalente a la red real se muestra en la figura 2-7(a). En ella se define un nodo virtual STAR al cual llegan, desde cada superficie y a través de la correspondiente resistencia equivalente, los flujos combinados convectivo-radiantes. Esta red facilita un camino directo entre el exterior y el interior: balance en la superficie exterior (ecuación 2.4) → conducción en los cerramientos (ecuaciones 2.6 y 2.7) → balance en la superficie interior (ecuación 2.4) → red estrella → nodo de aire.

Las resistencias de la red real 2-7(b) se calculan a partir de los coeficientes de convección interior ($h_{k,i}$), las emisividades de larga (ε_i), las áreas de las superficies (A_i) y los factores de forma (F_{ij}), como

$$R_{cv,i} = \frac{1}{A_{k,i} h_{k,i}} \ , \qquad \textbf{(2.11)}$$

$$R_{rd,i,j} = \frac{1}{4\sigma\varepsilon_i A_i \overline{T}^3 F_{ij}} \ , \qquad \textbf{(2.12)}$$

donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann y $\overline{T}$ la temperatura media aproximada de las superficies de la zona, término que procede de la linealización de los intercambios radiantes y que suele tomarse constante.

La transformación de la red real en la red estrella no es unívoca, ya que el problema está sobredeterminado salvo para el caso de un recinto con dos superficies, cuando la transformación se reduce a

la conocida equivalencia estrella- triángulo. En [7] se propone un procedimiento que añade algunas condiciones a las propias de equivalencia entre ambas redes.

De este modo se tratan los términos de la ecuación (2.4). Ensamblando el problema completo, del que por brevedad no se detallarán más elementos, puede llegarse a un sistema de ecuaciones lineales para el edificio multizona

$$X \cdot \vec{T} = \vec{Z}\,, \tag{2.13}$$

donde $\vec{T}$ es un vector formado por las temperaturas del aire de las zonas y las temperaturas de las superficies interiores de los cerramientos del edificio, *X* una matriz que depende de todos los parámetros del problema (coeficientes de las funciones de transferencia, resistencias convectivas y radiantes) y los flujos de aire (ventilación, infiltración, acoplamiento y equipos), y $\vec{Z}$ un vector que depende de las excitaciones exteriores (ambiente) y de los flujos de aire intercambiados.

De la resolución del sistema de ecuaciones (2.13) se obtienen, para cada paso de tiempo, las condiciones interiores en todas las zonas, incluyendo las temperaturas de los cerramientos, con las que puede determinarse la temperatura operativa. Para una formulación completa pueden consultarse las siguientes referencias [5], [8], [4], [7].

2.4 Modelado de los equipos HVAC

Siguiendo el planteamiento modular aducido en §2.1, hemos estudiado el modelo del edificio y ahora abordamos el de los equipos. El modelado de los sistemas HVAC primarios (máquinas de compresión, absorción o adsorción, sistemas solares, cogeneración, etc.) y secundarios (redes de fluidos, suelos radiantes, baterías, etc.) es inherentemente más complicado que el del edificio por varias razones [9]

1. Los sistemas HVAC se construyen con gran variedad de componentes,
2. Estos componentes pueden conectarse de infinidad de maneras, dando lugar a redes complejas de fluidos y de control,
3. Muchos de los procesos físicos implicados son marcadamente no lineales, como por ejemplo la condensación y la evaporación, las características presión-flujo másico de los componentes de las redes de distribución de fluidos, las acciones de control todo-nada con histéresis, etc.,
4. Casi todos los equipos tienen tiempos de respuesta mucho menores que los del edificio (figura 2-2), lo que complica los métodos de resolución numérica del problema conjunto.

Como se comentó en §2.1, por motivos de coste computacional e información disponible, para simulaciones anuales es frecuente considerar únicamente la dinámica de los cerramientos del edificio y puede que también la del aire en las zonas. En este contexto los equipos HVAC se modelan en régimen permanente (cuasiestacionario).

Mientras que para los sistemas secundarios es normal utilizar modelos basados en consideraciones físicas, como se hace para el edificio (§2.2, §2.3), la complejidad mucho mayor de los sistemas primarios hace que para ellos se utilicen datos de ensayo en régimen permanente facilitados por el fabricante, sea en forma de tabla o en forma funcional, típicamente polinomios ajustados por análisis de regresión. Cuando no se dispone de esta información puede recurrirse a procedimientos experimentales de identificación.

Las soluciones adoptadas para el problema que nos ocupa se explicarán con detalle en el siguiente capítulo.

2.5 Resolución conjunta del edificio y de los equipos HVAC

Un aspecto crítico para el problema tratado es la necesidad de resolver conjuntamente el edificio y sus sistemas HVAC, a fin de conocer la evolución de las condiciones interiores en las zonas no controladas del sistema no zonificado o poder calcular correctamente la demanda térmica de las zonas activas del sistema zonificado cuando alguna(s) de la(s) zona(s) adyacente(s) no está(n) siendo climatizada(s), ya que este hecho condiciona el intercambio de calor a través de los tabiques de separación. En este apartado se describen esta problemática y el fundamento de la solución adoptada, que en el siguiente capítulo se aplica al caso concreto que nos ocupa.

A grandes rasgos, el problema de la climatización consta de tres elementos fundamentales ya introducidos: el edificio, el sistema HVAC secundario y el sistema HVAC primario. Aún teniendo modelos detallados para todos ellos (§2.3, §2.4), la cuestión está ahora en cómo ensamblar el conjunto (figura 2-8).

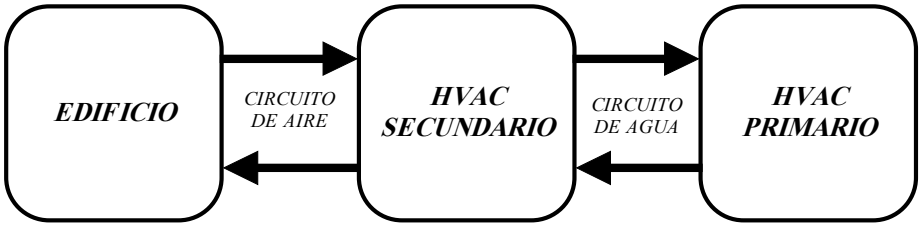


Figura 2-8: Esquema del problema de climatización

Por simplicidad y sin pérdida de generalidad, supongamos que el edificio es unizona. La temperatura del aire evolucionará según la ecuación (2.2), en la que agrupando términos se obtiene

$$\rho c_v V_n \frac{dT_n}{dt} = Q_{int,n} + Q_{imp,n} \quad , \tag{2.14}$$

donde $Q_{imp,n}$ es el flujo de calor inyectado en la zona por el sistema secundario y $Q_{int,n}$ la suma del resto de flujos intercambiados.

La acción del equipo debe tender a mantener las condiciones de confort en la zona controlada, de manera que $Q_{imp,n}$ depende (como mínimo) de la temperatura de la zona a través de una ley de control. El sistema de control muestrea las condiciones de la zona cada pocos segundos y va tomando decisiones

cuyos efectos se dejan sentir tiempo después en el aire. La constante de tiempo de los procesos dinámicos que ocurren en el aire se obtiene adimensionalizando (2.14),

$$\tau = \frac{\rho c_v V_n}{\left| \dot{Q}_{imp,n} + \dot{Q}_{int,n} \right|} \ . \qquad \textbf{(2.15)}$$

y su valor no es constante, al ir cambiando el denominador.

Aunque los transitorios del sistema HVAC sean más rápidos que τ, si el sensor de temperatura está colocado en el retorno, el sistema tendrá que esperar al menos un tiempo τ para conocer el resultado de una acción. En cualquier caso se trata de un problema con varias dinámicas diferentes: control, aire y cerramientos (figura 2-2). Para resolverlo lo ideal es utilizar un método numérico que trate cada dinámica por separado, con un paso de tiempo propio y adaptativo. Las interacciones entre dominios existen y necesitan ser consideradas, pero de forma anidada (por ejemplo, los cerramientos pueden resolverse cada hora pero con la temperatura media del aire resultante de unos cálculos a menor paso de tiempo).

El planteamiento anterior tiene dos inconvenientes,

- Elevado coste computacional
- TRNSYS utiliza un método numérico con paso de tiempo constante

Como se comentó en §2.2, el interés de nuestra simulación no está en el detalle del control, sino en las prestaciones del equipo. Por este motivo, nos situamos en una ventana *horaria*, con pasos de tiempo entre una hora y quince minutos, lo que resuelve las dos dificultades anteriores. Sin embargo, este paso de tiempo no ofrece resolución para simular el detalle de la acción de los sistemas de control y del equipo. La solución adoptada consiste en suponer que, al cabo de un periodo de tiempo del orden del paso de tiempo de simulación, que es mucho mayor que (2.15), el equipo será capaz de llevar la temperatura final de la zona a su valor de consigna o al más cercano posible si por cualquier motivo no dispusiera de la potencia suficiente para conseguirlo.

Se trata de un *promedio* en tiempo que establece un estado final para el aire de la zona controlada con independencia de cómo el sistema de control del equipo consiga alcanzarlo, figura 2-9. Esto hacer perder el detalle de la dinámica del equipo a escalas de tiempo inferiores, que se sustituye por su efecto deseado, formalmente una condición directamente aplicable al modelo de balance térmico de la zona controlada.

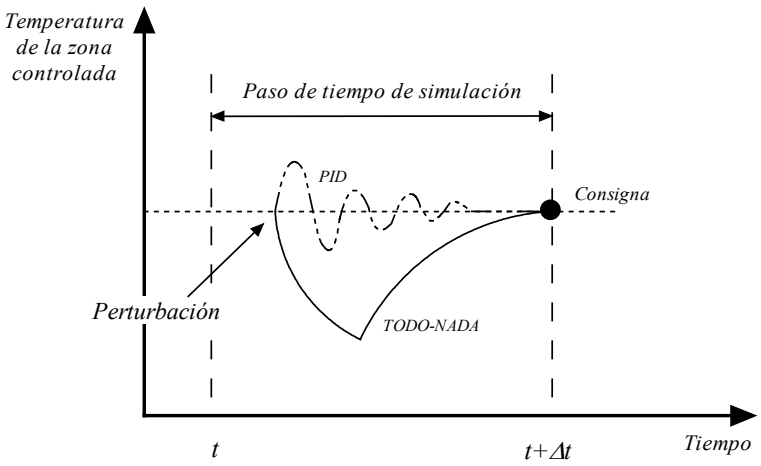


Figura 2-9: El paso de tiempo no permite simular en detalle de los sistemas de control, de manera que se impone que la temperatura final del paso de tiempo sea igual a la de consigna o al valor más próximo alcanzable a plena potencia. Es previsible que, en promedio, las oscilaciones en el consumo eléctrico causadas por el control tiendan a cancelarse.

Por último indicar que cuando en este documento se habla de temperatura en un paso de tiempo (§6), nos referimos al valor medio entre las temperaturas inicial y final del paso, no al valor final. El valor final únicamente se utiliza como condición para ajustar la potencia que el equipo inyecta en la zona.

TERCER CAPÍTULO | MODELADO DE LOS SISTEMAS

3.1 Introducción

Basados en las ideas expuestas en el capítulo anterior, se describen ahora los modelos implementados en TRNSYS para cada sistema de climatización: no zonificado (§3.2) y zonificado (§3.3). Estos modelos resuelven el dominio térmico del problema, calculando para cada paso de tiempo la temperatura de las zonas y la energía térmica demandada del equipo primario, cuya cuantía está limitada al valor de plena carga facilitado por el fabricante en el catálogo del equipo. Para transformar la demanda térmica en consumo eléctrico se aplicarán los modelos aproximados detallados en §3.4 para máquinas todo-nada e inverter.

3.2 Sistema no zonificado

3.2.1 *Descripción del sistema*

Este sistema consta de una bomba de calor aire-aire con unidades interior (ventilador y batería de expansión directa) y exterior (resto de componentes) y de una red de conductos que distribuye el aire tratado hacia las distintas habitaciones (figura 3-1). El control de la máquina se fundamenta en una única temperatura, típicamente la de la estancia principal de la vivienda (salón).

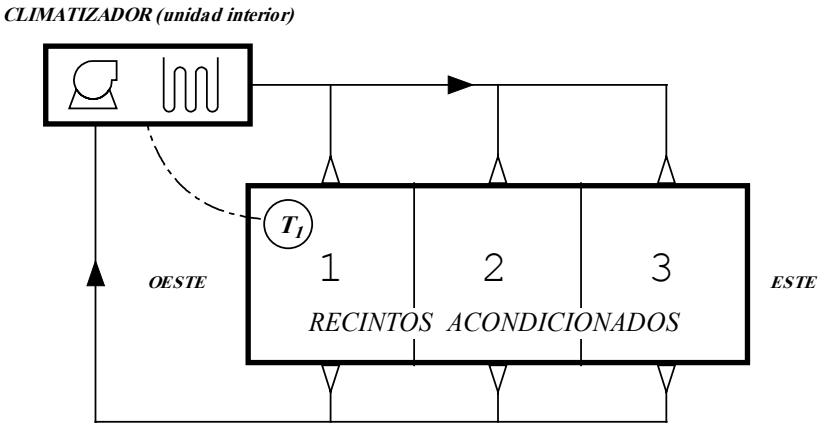


Figura 3-1: Sistema unizona sirviendo a un edificio multizona. El control del equipo depende del recinto “1”

A partir de la medida del sensor y de las especificaciones del usuario (consigna y modo calor o frío), el sistema de control decide en cada momento si la máquina debe funcionar o no y, si se trata de un equipo con variador de frecuencia en el motor del compresor (*inverter*), modula el flujo de refrigerante para cubrir la carga parcial con más suavidad y eficiencia con que lo haría un equipo todo/nada.

En la figura 3-2 se muestran las regiones de operación según la temperatura controlada: una banda de confort (pongamos entre 22ºC y 24ºC) dentro de la cual no se requiere de la acción del equipo, una banda

en modo calor (<22ºC) y una banda en modo frío (>24ºC). Cuando el equipo funciona en modo calor, trata de mantener la temperatura de la zona controlada en 22ºC y cuando funciona en modo frío, en 24ºC.

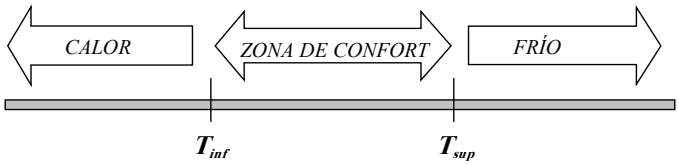


Figura 3-2: Regiones de control del equipo

Este sistema cumplirá su cometido cuando todos los recintos climatizados puedan agruparse en una única zona térmica, por presentar perfiles de carga y ocupación similares (con la salvedad de que nunca podrá dejar de climatizar recintos desocupados). Sin embargo normalmente no es esta la situación, de manera que el sistema unizona es incapaz de satisfacer simultáneamente las diferentes necesidades de cada zona, subenfriando y/o sobrecalentando algunas de ellas. Como se ilustra en la figura 3-1 a modo de ejemplo, esta circunstancia podría estar motivada por la diferente orientación de los cerramientos exteriores (este-oeste), que en un caso extremo provocará inversión térmica simultánea, es decir, necesidad de frío en el lado soleado y de calor en el opuesto. Estas dificultades pueden aclararse con el siguiente símil: el sistema no zonificado equivale a colocar un interruptor en el salón que controle la iluminación de toda la vivienda según el nivel de luz en el salón.

El menor coste inicial total de este sistema ha hecho frecuente su instalación en viviendas pese a su mayor coste de operación y peor desempeño, como se demuestra en §6.

3.2.2 Hipótesis de cálculo

A las hipótesis enumeradas en §2.3 para el modelo de edificio, el modelo propuesto para el sistema no zonificado añade las siguientes

1. La red de conductos se supone adiabática (perfectamente aislada térmicamente),
2. La red de conductos se supone perfectamente equilibrada. Durante la instalación se habrán ajustado los elementos pertinentes para que cada zona reciba su flujo másico de diseño,
3. Los usuarios no modifican la consigna del termostato para conseguir condiciones de confort en otras zonas que no sean la controlada (salón). Cualquier criterio para cambios de consigna por este motivo sería bastante arbitrario,
4. Las ventanas permanecen cerradas todo el tiempo. Se considera un valor de infiltración constante (§4.1.2),
5. No ocurren movimientos de aire entre las zonas de la vivienda, salvo a través del equipo,
6. La cocina no retorna y deja de estar climatizada cuando está desocupada (campana extractora apagada),
7. En ocasiones, las diferencias de temperatura que de manera natural surgen entre distintas zonas de la vivienda pueden bastar para, únicamente poniendo el marcha el ventilador, alcanzar

condiciones de confort en el salón. Se supone que el sistema de control es capaz de detectar estas situaciones.

Las hipótesis referentes al equipo se explican en §3.4, pues se aplican por igual a ambos sistemas de climatización

3.2.3 Implementación del modelo en TRNSYS

El objetivo de este sistema es mantener la zona controlada (zona 1 en la figura 3-1) en la región de confort (figura 3-2). La lógica del modelo consta de tres fases consecutivas que se ejecutan para resolver el problema en cada paso de tiempo,

1. PRIMERA FASE, en la que se averigua si la acción del equipo es necesaria para que la zona controlada esté en condiciones confort. En caso afirmativo se hace una primera estimación de la potencia que será requerida del equipo y si es en modo calefacción o refrigeración,
2. SEGUNDA FASE: únicamente se ejecuta cuando el equipo tiene que funcionar. Se ajusta finalmente la potencia térmica inyectada en el edificio, es decir, se cierra el balance de energía en el circuito de aire (edificio-equipo),
3. TERCERA FASE: cálculo del consumo eléctrico (§3.4).

En la figura 3-3 se muestra el montaje en TRNSYS del sistema completo y en la figura 3-4 se extraen los componentes principales del circuito de aire: edificio (TIPO56), equipo y control (TIPO900, programado en este proyecto), plenum de retorno y red de conductos.

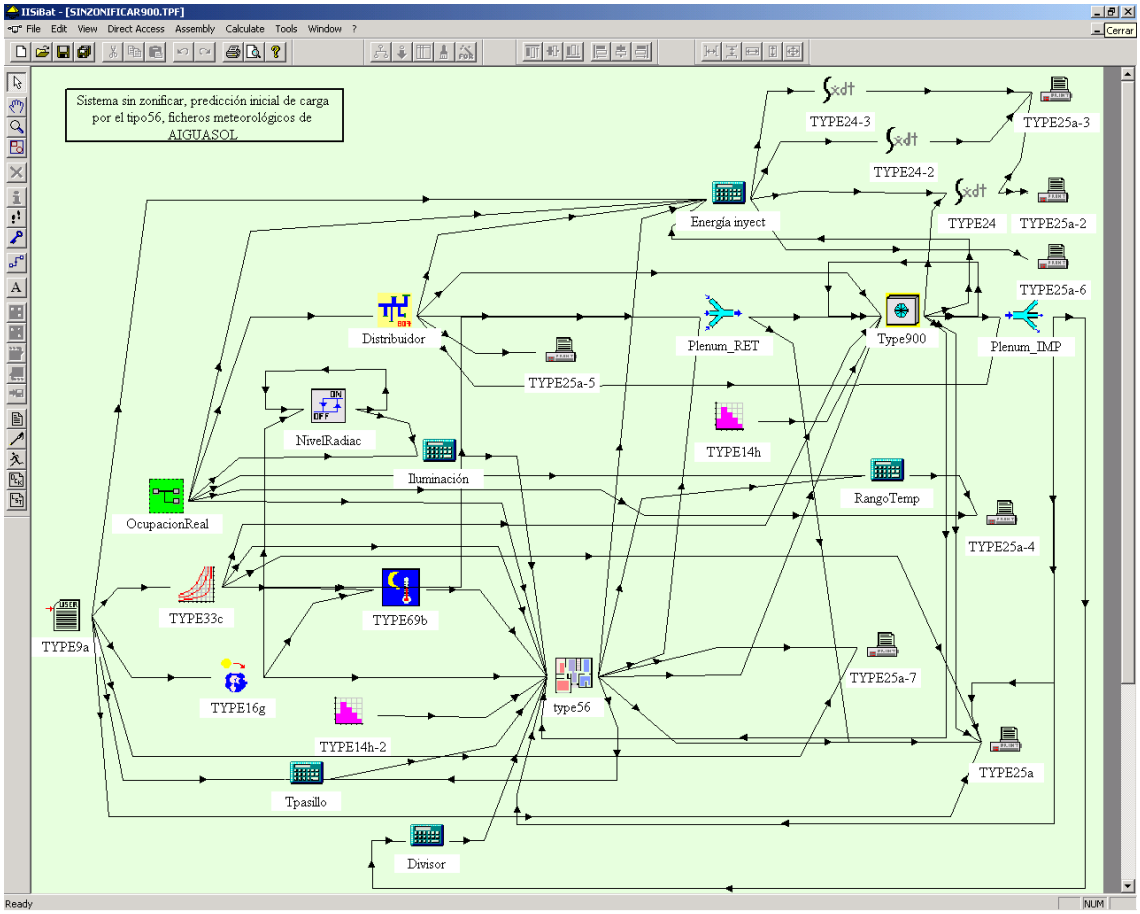


Figura 3-3: Montaje gráfico para el sistema no zonificado. Los componentes más destacados son el Tipo900 (equipo primario y control), el Tipo56 (edificio), los plenums, el distribuidor (red de distribución de aire) y el controlador de iluminación (NivelRadiac, ver §4.1.3).

Siguiendo las fases apuntadas, en la primera iteración de cualquier paso de tiempo el modelo determina si el equipo debe o no funcionar para mantener las condiciones de confort. Para ello anula la impulsión desde el equipo y calcula las temperaturas resultantes en cada zona de la vivienda. Atendiendo al valor final de la temperatura controlada (T_{f1}) caben tres situaciones, figura 3-5:

- CONFORT, $T_{f,1}(t+\Delta t) \in [T_{inf}, T_{sup}]$: no es necesaria la acción de la máquina en el paso de tiempo
- CALOR, $T_{f,1}(t+\Delta t) < T_{inf}$: la máquina debe funcionar en modo calor
- FRÍO, $T_{f,1}(t+\Delta t) > T_{sup}$: la máquina debe funcionar en modo frío

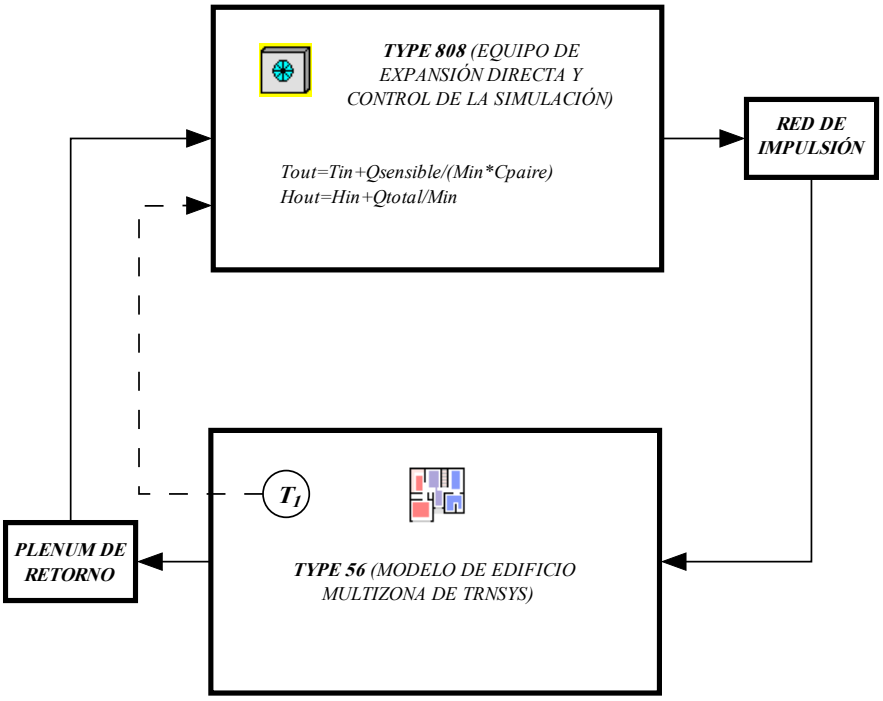


Figura 3-4: Circuito de aire, que acopla el edificio con el equipo HVAC

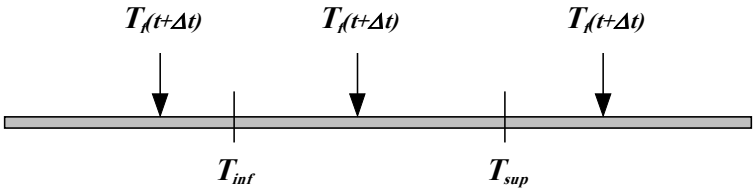


Figura 3-5: Posibles ubicaciones para la temperatura final de la zona controlada con el equipo parado

Si la temperatura de equilibrio de la zona controlada cae en la región de confort, el problema está resuelto y se da por concluido el paso de tiempo. Si no es así, se ajusta iterativamente la potencia necesaria para llevar T_{f1} al punto más cercano de la región de confort: en modo calefacción se intenta llegar a T_{inf} (22ºC) y en modo refrigeración a T_{sup} (24ºC). Formalmente, en la ecuación (2.14) se impone el valor deseado de la temperatura controlada, supongamos que T_{inf}, y se despeja la potencia necesaria para acondicionar la zona 1

$$T_{f1} = T_{inf} = cte \Rightarrow \frac{dT_1}{dt} = 0 \Rightarrow Q_{imp,1}\left(T_{f1} = T_{inf}\right) = -Q_{int,n}\left(T_{f1} = T_{inf}\right). \qquad \textbf{(3.1)}$$

La potencia total cedida por el equipo se calcula escalando el valor anterior con los flujos másicos a la zona controlada (m_1) y total vehiculado por el ventilador (m_{total}) y añadiendo una estimación de la carga por ventilación

$$Q_{eqp,total} = Q_{imp,1} \cdot \frac{m_{total}}{m_1} + Q^*_{vent} \ . \qquad \textbf{(3.2)}$$

Lo que se ha hecho hasta ahora es el cálculo de cargas del salón, ecuación (3.1), manteniendo la condición de que el resto de zonas no reciben flujo desde el equipo (la temperatura resultante en estas zonas se calcula). Obviamente esta situación no es real, de manera que (3.2) no es aún la solución.

Si el equipo funciona, en la segunda fase se procede a resolver iterativamente el circuito de aire (figura 3-4), es decir, a ajustar la potencia sensible que el equipo debe ceder a la corriente de retorno para que la temperatura del salón alcance el valor deseado. En esta fase se cierra el balance en el circuito de aire, considerando el retorno desde todas las zonas y la consecuente impulsión a las mismas.

Mientras que la primera fase resuelve el problema cuando la máquina está parada, la segunda lo hace cuando funciona. De la primera fase se obtienen una estimación de potencia que sirve como semilla para la iteración de la segunda fase, y la indicación de si la máquina debe funcionar en modo frío o calor. Aunque esta decisión acerca del modo sea normalmente correcta, en ocasiones hay que revisarla debido a que fue obtenida considerando sólo la carga en el salón:

- Puede ocurrir que el salón por sí solo demande calor /frío/ pero que al mezclar retornos e impulsar la situación cambie y demande frío /calor/, por estar las restantes zonas demasiado frías /calientes/

- Un caso frecuente en primavera y otoño es que en la segunda fase la potencia sensible ajustada resulte nula. Esto significa que, únicamente poniendo en marcha el ventilador, la diferencia de temperatura entre zonas puede proveer de la climatización al salón. Como se indicó en §3.2.2, se supone que el sistema de control puede detectar esta situación.

Siempre se chequea que la potencia total cedida por la máquina (que está regida por el control de temperatura del salón) no exceda el valor de plena carga. Si esto ocurriera, se trunca la potencia cedida al valor máximo posible y se calculan las temperaturas resultantes en las zonas.

Terminada la segunda fase, se habrán obtenido las potencias sensible y latente cedidas por la máquina y la temperatura resultante en cada zona. En la tercera fase se calcula el consumo eléctrico en que incurre el equipo mediante los modelos de §3.4.

3.3 Sistema zonificado de falso caudal variable

3.3.1 *Descripción del sistema*

Para controlar por separado las condiciones en cada recinto se instalan compuertas motorizadas terminales todo/nada en las ramas de impulsión. El control lo ejerce una unidad central que recibe las consignas de los usuarios y la temperatura de las zonas y decide las actuaciones sobre las compuertas, si la máquina debe funcionar o no y en qué modo debe hacerlo (calor o frío). Este sistema de control no sustituye al control interno de la máquina.

Concretado un modo de funcionamiento (calor/frío) para toda la vivienda, el objetivo en cada recinto es mantener su temperatura dentro de la banda de confort de la figura 3-2, lo que se consigue abriendo o cerrando su compuerta de impulsión.

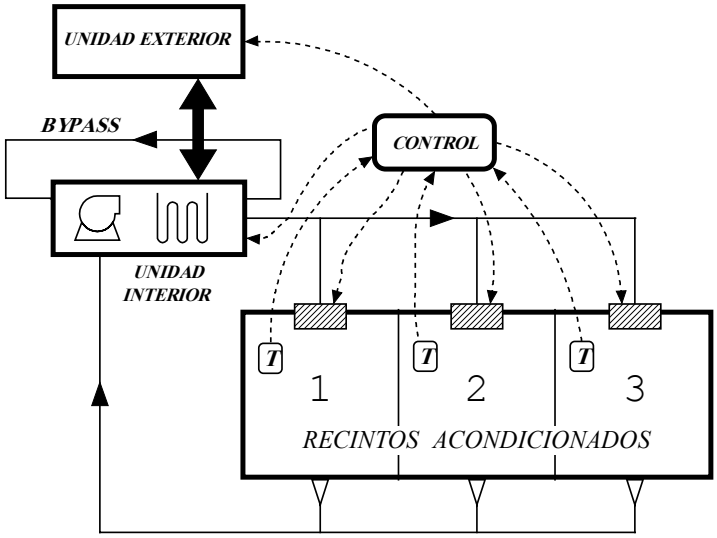


Figura 3-6: Sistema multizona de falso caudal variable

Este proceso de apertura y cierre de compuertas hace cambiar el flujo másico total impulsado, de resulta que idealmente sería necesario un ventilador de velocidad variable. Alternativamente, se mantiene el ventilador de velocidad constante y se añade un bypass por gravedad que recircula parte del exceso de caudal en la red vertiéndolo al plenum de retorno.

Los inconvenientes de este sistema son

- Mayor coste inicial que el sistema no zonificado
- La recirculación de aire empeora el COP del equipo (en modo calor aumenta la temperatura de entrada y al contrario en modo frío)

Sus ventajas:

- Mantiene las condiciones de confort en todos los recintos (a excepción de casos de inversión térmica simultánea), introduciendo en ellos únicamente la energía necesaria
- Puede dejar de climatizar los recintos desocupados
- Gracias a la falta de simultaneidad en la demanda de diferentes recintos, permite instalar una máquina de menor potencia que la del sistema no zonificado
- Pueden fijarse consignas diferentes para cada recinto, según las preferencias del usuario

3.3.2 Hipótesis de cálculo

A las hipótesis enumeradas en §2.3 para el modelo de edificio, el modelo propuesto para el sistema zonificado añade las siguientes:

8. La red de conductos se supone adiabática (perfectamente aislada térmicamente),
1. Se admiten ciertos desequilibrios en la red de conductos cuando se cierran compuertas a consecuencia de la no idealidad del bypass,
2. Las ventanas permanecen cerradas todo el tiempo. Se considera un valor de infiltración constante (§4.1.2),
3. No ocurren movimientos de aire entre las zonas de la vivienda,
4. Las zonas no climatizadas no retornan. No es previsible que aparezcan grandes diferencias de presión que induzcan lo contrario, al no existir la sobrepresión que origina el flujo de impulsión a una zona
5. La cocina no retorna

Las hipótesis referentes al equipo se explican en §3.4, pues se aplican por igual a ambos sistemas de climatización

3.3.3 *Implementación del modelo en TRNSYS*

El objetivo de este sistema es mantener las condiciones de confort en todas las zonas ocupadas y no climatizar las desocupadas. Esto simplifica la relación entre el modelo de edificio y el de equipo con respecto al sistema anterior (§3.2.3), al no existir retorno desde zonas no controladas.

En la figura 3-7 se muestra el montaje en TRNSYS para este sistema.

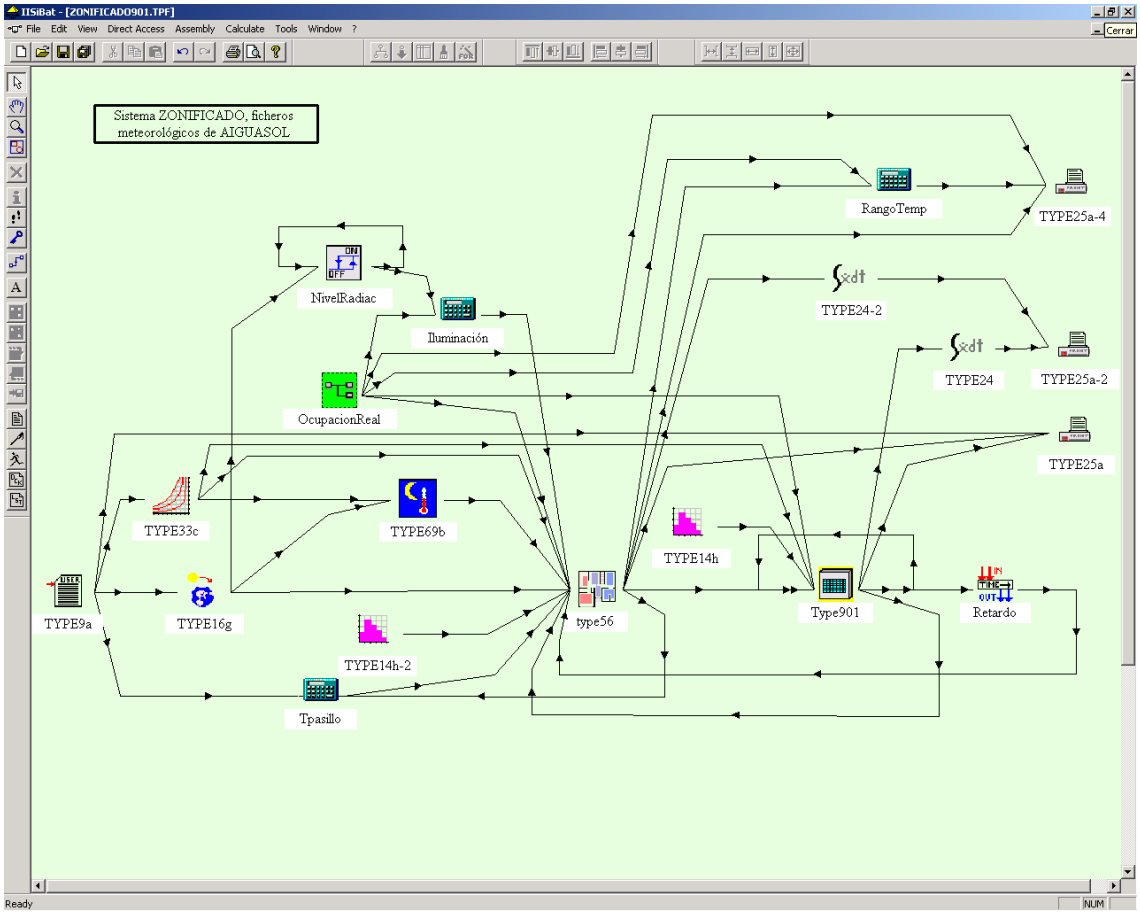


Figura 3-7: Montaje en TRNSYS del sistema multizona de falso caudal variable

En las primeras iteraciones de cada paso de tiempo el modelo fija la temperatura final de las zonas ocupadas en el valor de consigna (T_{inf} o T_{sup} según la estación) y deja flotante las temperaturas del resto de zonas. Así, se calculan la demanda sensible de las zonas ocupadas y la temperatura resultante de las zonas desocupadas (esto es importante porque influye en el valor de demanda de las zonas ocupadas).

El siguiente paso es averiguar si, a plena carga, el equipo es capaz de satisfacer la suma de la demanda sensible y de la ventilación. Para ello se mezclan las corrientes de retorno desde cada zona ocupada[(1)], aire exterior de ventilación y aire recirculado por el bypass, para calcular la temperatura y humedad relativa de la corriente que entra en la batería de la unidad interior. Leyendo en la tabla de fabricante (apéndice B y §3.4) con estas condiciones y con las del aire exterior, se interpola el aporte sensible máximo de la máquina. Si es mayor que el demandado, el problema está resuelto. Si es menor, se recalculan las temperaturas de las zonas climatizadas hasta que la potencia sensible demandada iguale a la de plena carga.

Finalmente se determina el consumo eléctrico en que incurre el equipo mediante los modelos que se describen en el siguiente apartado.

[1] En proporciones relacionadas con la fracción de paso de tiempo que, en promedio, cada compuerta estará impulsando

3.4 Modelado del equipo de expansión directa

El equipo se ha incorporado en los montajes de TRNSYS como un nuevo componente: TIPO900 para el sistema no zonificado (figura 3-3) y TIPO901 para el sistema zonificado (figura 3-7). Ambos componentes son un tanto especiales porque controlan, en conjunción con el *solver* de TRNSYS, las diferentes fases del proceso de cálculo explicado en los apartados §3.2.3 y §3.3.3, además de realizar los cálculos térmicos y eléctricos que se explican a continuación.

La información disponible acerca del equipo es la facilitada por el fabricante en su catálogo (apéndice B): tabla de capacidad neta total, sensible y consumo eléctrico a plena carga en función de las temperaturas de los focos. También añade algunos datos acerca del comportamiento a carga parcial.

Estas tablas se dan para un rango estrecho de valores (figura 3-8),

- CALEFACCIÓN: $T_{db,evaporador}$=-15ºC a 10ºC (6 valores) ; $T_{db,condensador}$=16ºC a 24ºC (6 valores),
- REFRIGERACIÓN: $T_{db,condensador}$=25ºC a 40ºC (4 valores); $T_{db,evaporador}$= 22ºC a 32ºC (6 valores); $T_{wb,evaporador}$=16ºC a 24ºC (6 valores),

lo que supone una limitación para las simulaciones, especialmente para las del sistema zonificado, que experimenta condiciones más extremas a la entrada de la batería interior a consecuencia del bypass. En modo refrigeración la falta de información es manifiesta porque la humedad relativa de los puntos de la tabla siempre ronda el 50%.

RZP71DV1

Capacidad de refrigeración — 230V [50Hz]

Interior		Temperatura exterior (°CBS)											
EWB	EDB	25			30			35			40		
(°C)	(°C)	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI	TC	SHC	PI
16.0	22	7.8	5.3	2.0	7.5	5.2	2.2	7.3	5.1	2.4	7.0	4.9	2.6
18.0	25	8.2	5.3	2.1	8.0	5.2	2.3	7.7	5.1	2.5	7.5	5.0	2.7
19.0	27	8.5	5.4	2.1	8.3	5.3	2.3	8.0	5.2	2.5	7.8	5.1	2.7
19.5	27	8.7	5.4	2.1	8.4	5.3	2.3	8.2	5.2	2.5	7.9	5.1	2.7
22.0	30	9.3	5.5	2.1	9.0	5.4	2.3	8.8	5.3	2.5	8.5	5.2	2.7
24.0	32	9.9	5.5	2.2	9.6	5.4	2.4	9.3	5.3	2.6	9.0	5.2	2.8

Capacidad de calefacción — 230V [50Hz]

Interior	Temperatura exterior (°CBH)											
EDB	-15		-10		-5.0		0.0		6.0		10.0	
(°C)	TC	PI	TC	PI	TC	PI	TC	PI	TC	PI	TC	PI
16.0	6.8	1.9	7.3	2.0	7.8	2.0	8.4	2.1	9.1	2.2	9.4	2.2
18.0	6.8	2.0	7.3	2.0	7.8	2.1	8.4	2.2	9.1	2.3	9.4	2.3
20.0	6.8	2.1	7.3	2.1	7.8	2.2	8.3	2.2	9.0	2.3	9.3	2.4
21.0	6.8	2.1	7.3	2.1	7.8	2.2	8.3	2.3	9.0	2.4	9.3	2.4
22.0	6.8	2.1	7.3	2.2	7.8	2.2	8.3	2.3	9.0	2.4	9.3	2.5
24.0	6.8	2.2	7.3	2.2	7.8	2.3	8.2	2.4	8.9	2.5	9.2	2.5

3D034218B + 3TW22932-1 + 3TW22932-2

Tabla 3-8: Tabla de capacidad para la unidad exterior RZP71DV1, tomado de [14]

Para modo calefacción ha podido ampliarse el rango de temperatura exterior hasta 25ºC ajustando una función a los datos de la tabla mediante análisis de regresión. Salvo por este aspecto, cuando unas

condiciones operativas caen fuera de rango se toman las del valor más próximo en la tabla. Para puntos dentro del rango de la tabla se aplica una técnica de interpolación bidimensional para calefacción y tridimensional para refrigeración, que proporciona las siguientes funciones continuas descriptivas de las prestaciones del equipo de expansión directa a plena carga:

MODO CALOR

$$Q_{total,calor} = Q^{PC}_{total,calor} \cdot f_1\left(T_{wb,amb}, T_{db,ret}\right) , \quad \textbf{(3.3)}$$

$$COP_{calor} = COP^{PC}_{calor} \cdot f_2\left(T_{wb,amb}, T_{db,ret}\right) , \quad \textbf{(3.4)}$$

MODO FRÍO

$$Q_{total,frio} = Q^{PC}_{total,frío} \cdot f_3\left(T_{db,amb}, T_{wb,ret}\right) , \quad \textbf{(3.5)}$$

$$FCS = FCS^{PC} \cdot f_4\left(T_{db,amb}, T_{wb,ret}, T_{db,ret}\right) , \quad \textbf{(3.6)}$$

$$COP_{frio} = COP^{PC}_{frío} \cdot f_5\left(T_{db,amb}, T_{wb,ret}\right) , \quad \textbf{(3.7)}$$

donde

PC	Plena carga
wb	Bulbo húmedo
db	Bulbo seco
amb	Ambiente (exterior)
ret	Condiciones de entrada a la batería interior (en el sistema zonificado, después de mezclar con la corriente procedente del bypass)
COP	Coeficiente de operación (potencia térmica / potencia eléctrica)
FCS	Factor de calor sensible (calor sensible / calor total)

Por lo explicado en §3.2.3 y en §3.3.3 sabemos que el programa va ajustando el aporte sensible suministrado a la corriente de retorno hasta conseguir las condiciones de confort en las zonas controladas o alcanzar el valor límite de carga sensible (plena carga). Fijado el valor del aporte sensible en una iteración, las condiciones de impulsión al local se calculan con las siguientes expresiones

MODO CALOR

$$T_{imp} = T_{ret} + \frac{Q_{s,calor}}{\dot{m}_{ret} c_{p,aire}} , \quad \textbf{(3.8)}$$

$$W_{imp} = W_{ret} , \quad \textbf{(3.9)}$$

MODO FRÍO

$$T_{imp} = T_{ret} - \frac{Q_{s,frío}}{\dot{m}_{ret} c_{p,aire}} \quad , \tag{3.10}$$

$$H_{imp} = H_{ret} - \frac{Q_{s,frío}}{FCS \cdot \dot{m}_{ret}} \quad , \tag{3.11}$$

siendo $Q_{s,calor}$ o $Q_{s,frío}$ la potencia sensible aportada por el equipo, m_{ret} el flujo másico de retorno, W la humedad absoluta y H la entalpía.

En cuanto al cálculo de la potencia eléctrica demandada, uno está tentado de escribir

$$PE = \frac{Q_{total}}{COP^{PC}} \quad , \tag{3.12}$$

pero esto no es del todo correcto debido a que la máquina experimenta cambios en sus prestaciones a carga parcial. Tratemos esta cuestión según sea el control todo-nada o inverter.

3.4.1 Cálculo del consumo eléctrico en equipos TODO-NADA

Estas máquinas cubren la carga parcial encendiendo y apagando el compresor (*cycling*). Supongamos que durante un paso de tiempo de una hora se demande de la máquina la mitad de la energía que puede aportar a plena potencia bajo las condiciones operativas del paso. En principio, para satisfacer esta demanda la máquina debe funcionar a plena carga durante un total de treinta minutos. Con pasos de cálculo de una hora no se tiene resolución suficiente como para conocer el detalle del funcionamiento del equipo (si marcha 30 minutos seguidos, si marcha en dos rachas de 15 minutos, etc.), pero en cualquier caso se sabe que experimenta ciclos de arranque y parada. A consecuencia de estos ciclos el equipo sufre una degradación en su eficiencia, ya que parte de la energía eléctrica que consume se destina a calentar o enfriar su propia masa. Así, el tiempo real de funcionamiento es algo mayor que el predicho de treinta minutos y, consecuentemente, el consumo eléctrico aumenta.

Definamos el factor de carga parcial (*Part Load Ratio*) como el cociente entre la carga sensible demandada del equipo durante el paso de tiempo y la potencia sensible máxima (a plena carga) que el equipo es capaz de aportar

$$plr = \frac{Carga\ sensible\ demandada}{Potencia\ sensible\ máxima\ disponible} \quad . \tag{3.13}$$

Físicamente, (3.13) es la fracción de paso de tiempo durante la que el equipo permanecerá en marcha de encontrarse a plena carga (media hora en el ejemplo anterior).

A falta de simular detalladamente el comportamiento del equipo, la degradación de eficiencia a carga parcial suele caracterizarse mediante funciones polinómicas de hasta tercer grado ajustadas a partir de medidas experimentales. Así, la fracción de tiempo durante la que el equipo realmente funciona (*Run Time Fraccion*) es

$$RTF = a + b \cdot plr + c \cdot \left(plr \right)^2 + d \cdot \left(plr \right)^3 , \qquad \textbf{(3.14)}$$

donde los coeficientes *a*, *b*, *c* y *d* dependen del tipo de equipo y de su calidad. Siempre *RTF>PLR*.

Para equipos domésticos de expansión directa, en [10] se proponen varias correlaciones, de entre las cuales se ha escogido la siguiente

$$RTF = 0.000352822 + 1.19199 \cdot plr - 0.246716 \cdot \left(plr \right)^2 + 0.0546566 \cdot \left(plr \right)^3 , \qquad \textbf{(3.15)}$$

El consumo eléctrico se calcula como

$$P^{CP} = RTF \cdot P^{PC} , \qquad \textbf{(3.16)}$$

donde P^{CP} es la potencia eléctrica consumida a carga parcial y P^{PC} la potencia eléctrica consumida a plena carga (compresor + ventiladores exterior e interior).

3.4.2 Cálculo del consumo eléctrico en máquinas INVERTER

Estos equipos regulan la velocidad de giro del compresor para ajustar la producción térmica a carga parcial. De esta manera consiguen un funcionamiento más continuo, evitando la degradación por arranques y paradas. Como el flujo másico de refrigerante no puede hacerse arbitrariamente pequeño, existe una velocidad mínima para el compresor por debajo de la cual el equipo funciona como un sistema todo-nada convencional. Se distinguen así dos regiones de operación: inverter y todo-nada.

La reducción del flujo de refrigerante hace que los intercambiadores de la máquina queden sobredimensionados y que disminuyan las pérdidas mecánicas del compresor, lo que conlleva una mejora muy importante del COP a carga parcial (figura 3-9). En la zona todo-nada existe una degradación progresiva, ecuación (3.14), aunque partiendo del COP del punto de transición (T), que es mayor que el COP de plena carga (P).

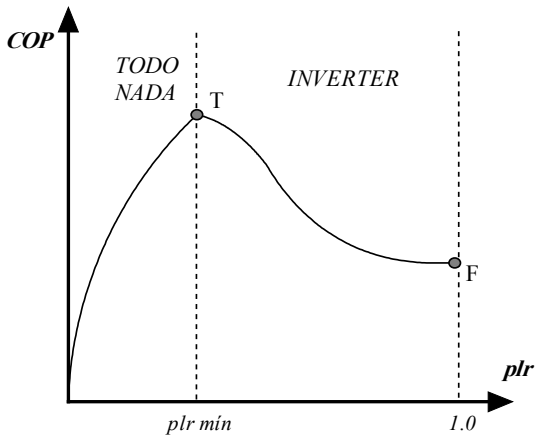


Figura 3-9: Evolución del COP a carga parcial

Las tablas de catálogo (figura 3-8 o apéndice B) nos facilitan el punto F (*plr*=1) de la figura 3-9 para diferentes temperaturas en el evaporador y en el condensador. El modelo debe predecir lo que sucede en la zona comprendida entre *plr*=*plr,min* y *plr*=1. En este sentido, existe poca información y poco contrastada acerca del comportamiento de equipos inverter. Todas las referencias encontradas son muy recientes [11], [12], [13], lo que atestigua que este asunto es objeto de investigación.

A falta de medidas experimentales que validen algún modelo, se han probado los dos que se describen a continuación. El primer modelo predice consumos eléctricos modestos (§6) mientras que el segundo, que asume hipótesis bastante restrictivas, conduce a consumos eléctricos superiores a los del modelo todo-nada §3.4.1, lo cual probablemente sea incorrecto. Esta situación sólo puede resolverse mediante un estudio experimental o una simulación detallada del ciclo de compresión.

3.4.2.1 *Modelo inverter -1*

El catálogo de fabricante facilita la forma de la curva de la figura 3-9 para condiciones nominales (*Texterior* 35ºC; *Tinterior* 27ºC seca y 19ºC húmeda), figura 3-10 (apéndice B) La curva superior es de potencia térmica cedida y la inferior de consumo eléctrico total.

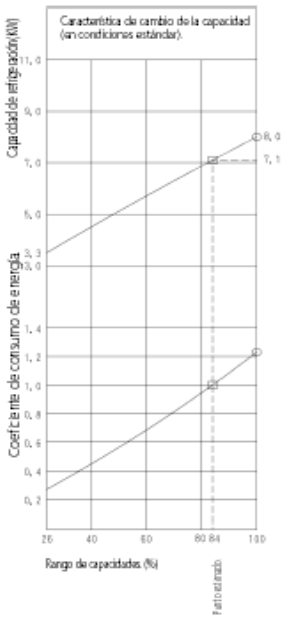


Figura 3-10: Comportamiento a carga parcial en zona inverter, [14] y apéndice B

Se desconoce cómo varían estas funciones fuera de la condición nominal. El modelo supone que no cambian. El procedimiento de cálculo es entonces inmediato:

1. Con las temperaturas de condensación y evaporación se determinan las potencias térmica y eléctrica a plena carga (tabla 3-8),
2. Se escalan las curvas de carga parcial para esas potencias, es decir, se hace un cambio de variable para que el máximo de las curvas 3-10 sea el valor de plena carga (se obtienen así las curvas para condiciones no nominales),
3. Se entra en 3-10 con la potencia sensible demandada. A partir de la curva de capacidad térmica se calcula el rango de capacidades (abcisa de la figura) y, con este valor, se lee en la curva de consumo eléctrico.

La máquina funciona en zona todo-nada cuando la potencia sensible demandada es menor que el mínimo de la curva de capacidad. En este caso se aplica el modelo §3.4.1.

3.4.2.1 *Modelo inverter -2*

No utiliza las curvas de carga parcial del catálogo, ni considera la mejora del COP a carga parcial. La abcisa de las curvas 3-10 se interpreta como el factor de carga parcial.

Para cada zona se hace lo siguiente:

1. ZONA INVERTER: En ella no se aplica la corrección (3.14), pues no hay degradación por arranques y paradas. Se utiliza el COP de plena carga y se supone que el ventilador funciona durante todo el paso de tiempo,

2. ZONA TODO-NADA: Se calcula con el modelo §3.4.1.

CUARTO CAPÍTULO | VIVIENDA TIPO Y CONDICIONES OPERATIVAS

4.1 Definición de la vivienda tipo en TRNSYS

Se trata de la vivienda unifamiliar cuyo plano en planta se muestra en la figura 4-1 y que se pretende representativa de los pisos en que se instalan sistemas de climatización por conductos. Está situada en la planta intermedia de un edificio con terrazas retranqueadas, siendo las orientaciones de sus muros exteriores este-sur-oeste.

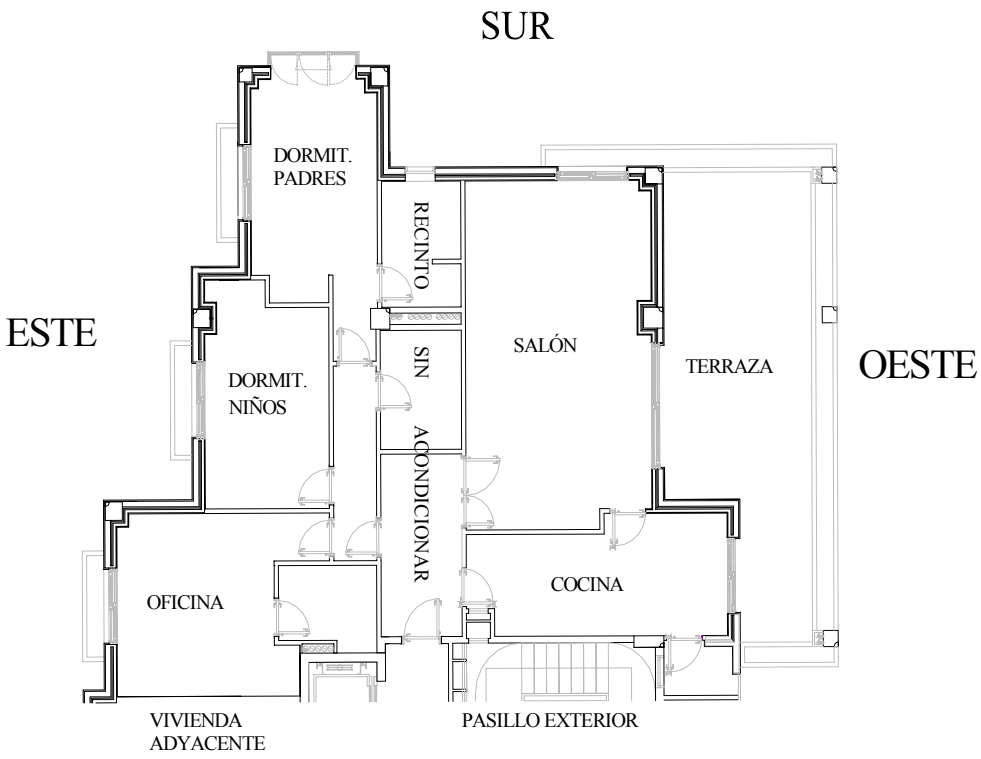


Figura 4-1: Planta de la vivienda.

Para modelar la vivienda se utilizará el TIPO56 de TRNSYS que, como se explicó en la segunda parte de este documento, implementa un método de balance no geométrico para edificios multizona.

4.1.1 *Zonificación*

El primer paso para definir un edificio en el TIPO56 consiste en decidir el número de zonas térmicas en que va a dividirse. En nuestro caso, para dimensionar la red de conductos que abastece a cada habitación climatizada y para poder reproducir la evolución de las condiciones termohigrométricas en cada zona cuando se simule explícitamente el equipo acondicionador, dividiremos la vivienda en cinco zonas

climatizadas

- Salón
- Cocina
- Oficina
- Dormitorio de padres
- Dormitorio de niños

A las zonas anteriores se han añadido dos zonas no climatizadas (en evolución libre de temperatura, §2.5) con el propósito de obtener buenas estimaciones para la temperatura de

- la parte central de la vivienda, formada por dos cuartos de baño, el pasillo y el recibidor,
- las viviendas adyacentes: superior, inferior y lateral (figura 4-2).

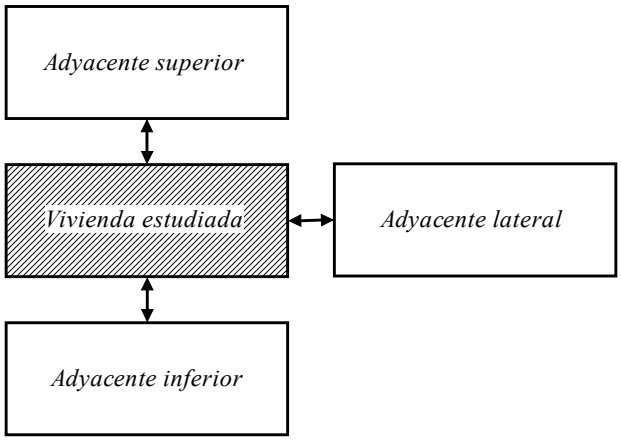


Figura 4-2: Viviendas adyacentes

Las condiciones interiores en las viviendas adyacentes superior e inferior tienen marcada influencia sobre el valor de la carga en la vivienda estudiada debido a la extensión del área de contacto a través de los forjados superior e inferior. Para determinar la temperatura de estos recintos se han explorado tres posibles representaciones,

- Misma temperatura a ambos lados del forjado, es decir, viviendas adyacentes climatizadas y con el mismo patrón de usos que la vivienda estudiada (*condición de contorno de temperatura idéntica*),
- Viviendas adyacentes a la media entre la temperatura ambiente y la temperatura de la vivienda estudiada (*condición de contorno de temperatura media*),
- Viviendas adyacentes modeladas como una zona sin climatizar, sin ganancia solar directa (persianas bajadas) y sin ocupación (*modelo de zona*).

Como se aprecia en las figuras 4-3 a 4-6, la tercera opción conduce a valores de carga sensible intermedios entre la primera, poco creíble debido a la variabilidad e impredecibilidad del uso de las

viviendas, y la segunda, que predice cargas bastante elevadas, especialmente de calefacción.

En los meses de verano el tercer modelo pronostica cargas de refrigeración ligeramente mayores que el segundo, pues las intensas oscilaciones que experimenta la temperatura media entre consigna y ambiente (2º modelo) resultan en una temperatura media para los pisos adyacentes menor que la temperatura predicha por el modelo de zona, cuya evolución es mucho más suave a cuenta de la inercia del edificio.

Finalmente se opta por la tercera opción, que supone un compromiso entre la primera, muy optimista al suponer que las viviendas adyacentes están climatizadas, y la segunda, demasiado conservadora.

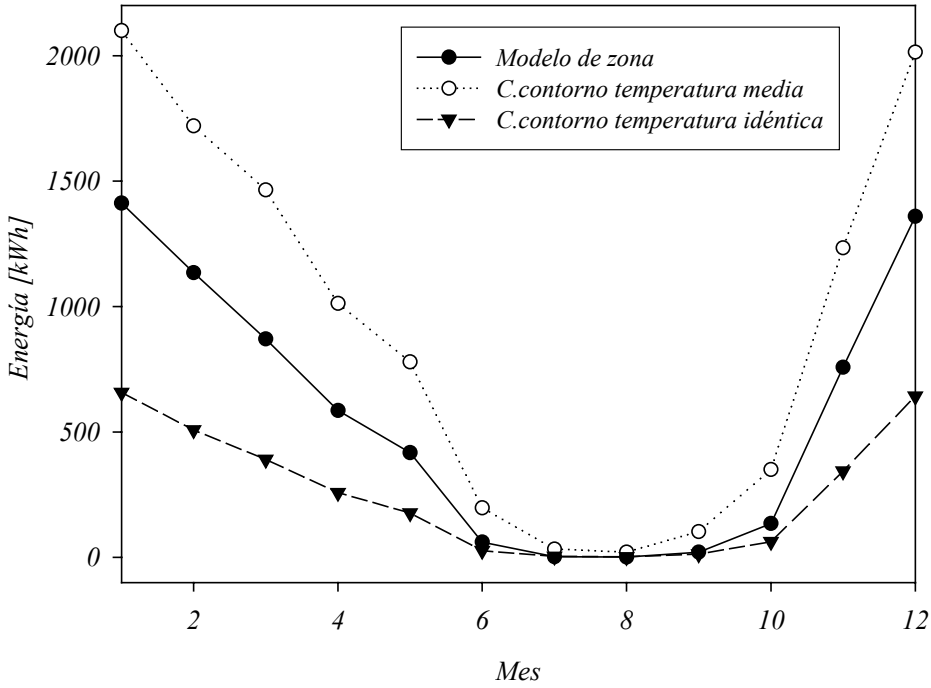


Figura 4-3: Energía demandada mensual de calefacción para cada posible modelo de vivienda adyacente en Málaga (año típico).

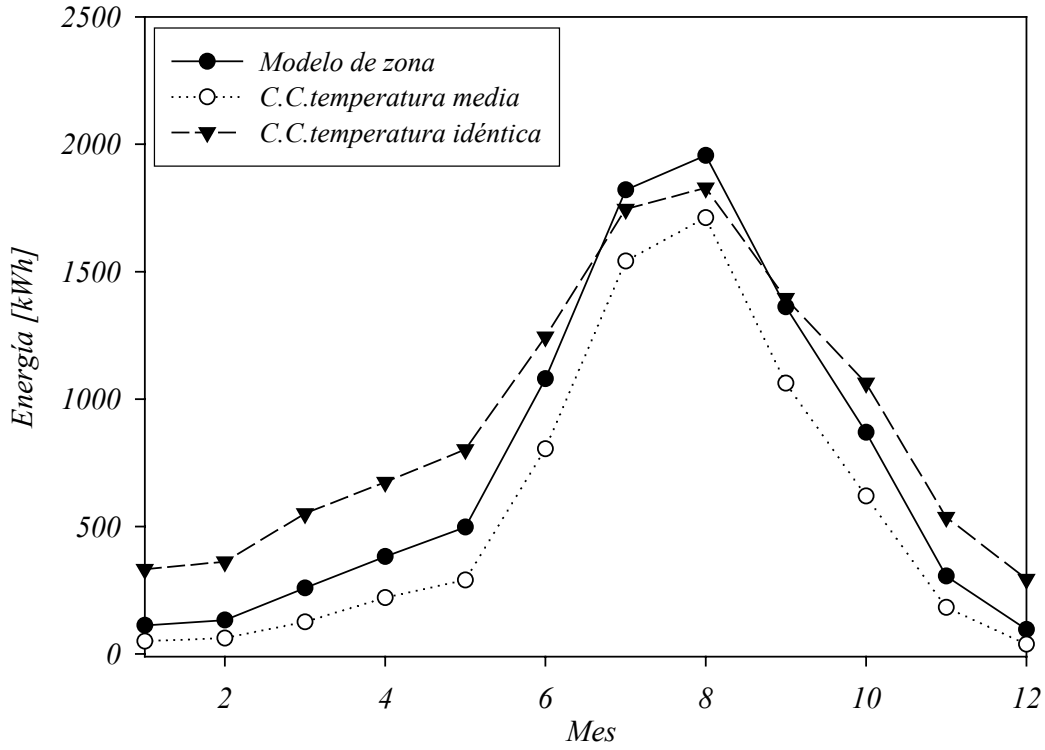


Figura 4-4: Energía demandada mensual de refrigeración para cada posible modelo de vivienda adyacente en Málaga (año típico).

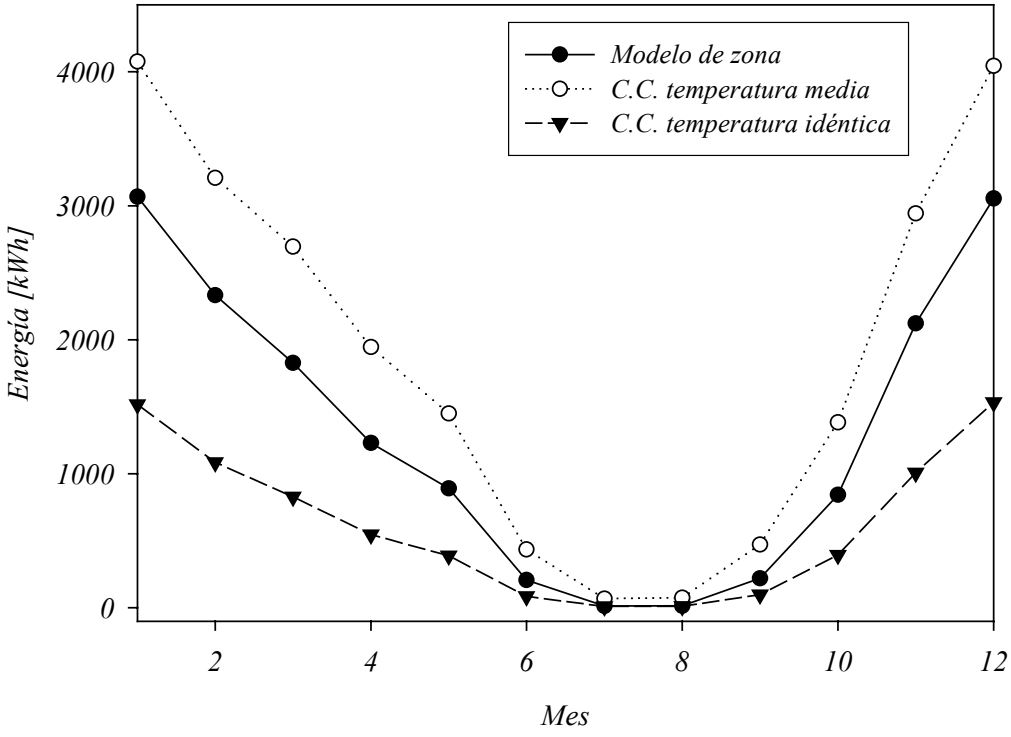


Figura 4-5: Energía demandada mensual de calefacción para cada posible modelo de vivienda adyacente

en Madrid (año típico).

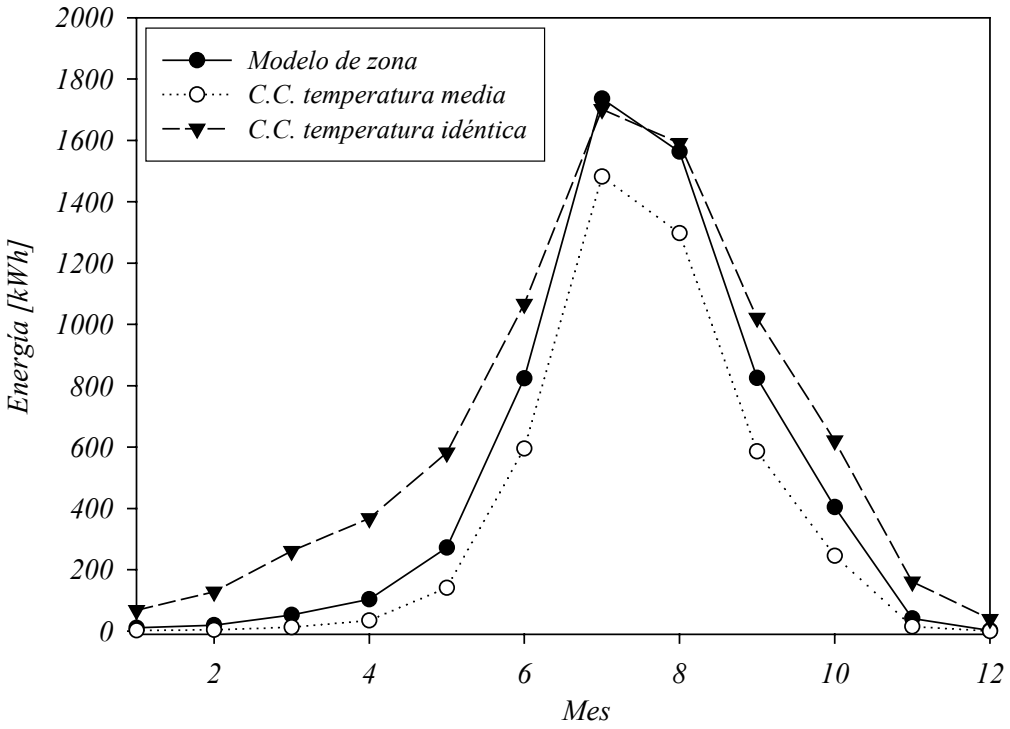


Figura 4-6: Energía demandada mensual de refrigeración para cada posible modelo de vivienda adyacente en Madrid (año típico).

4.1.2 Descripción física de las zonas – cerramientos opacos y semitransparentes

Para definir una zona en el TIPO56 basta conocer la capacidad térmica equivalente del aire que contiene y el área y los comportamientos térmico y óptico de cada uno de los cerramientos que la confinan, así como la *relación* que éstos guardan con su entorno, es decir, si se trata de un cerramiento exterior, de separación entre zonas adyacentes, con condición de contorno impuesta o interior a la zona. Como se explicó en §2.3, el modelo obvia más detalles acerca de la geometría del recinto, pues trata de forma aproximada el reparto de radiación y los intercambios radiantes.

Las propiedades térmicas de un muro multicapa quedan determinadas conociendo las de sus capas constituyentes y, si cabe, la resistencia que media entre capas consecutivas. Así, en la estructura de datos del TIPO56 se definen en primer lugar las capas, que después se ensamblan en orden y con sus espesores para formar los muros.

Cuando una capa tiene poca inercia térmica, caso de las cámaras de aire, en lugar de definir su conductividad, capacidad térmica y densidad, se define su resistencia térmica equivalente (espesor/conductividad), ya que en buena aproximación puede considerarse que el régimen de conducción vigente en ella es estacionario.

En la tabla 4-7 se recogen las propiedades de los materiales utilizados, tomadas de la referencia [15].

MATERIAL DE LA CAPA	CONDUCTIVIDAD [kJ/hrmK]	CAPACIDAD [kJ/kgK]	DENSIDAD [kg/m^3]	RESISTENCIA [hrm^{2}K/kJ]
Yeso	1.08	0.92	800	—
Ladrillo hueco simple	1.764	0.92	1200	—
Cámara de aire (muros exteriores)	—	—	—	0.05
Lana de roca	0.1512	0.84	30	—
½ pie de ladrillo perforado	2.736	1.135	1600	—
Mortero de cemento	5.04	1.05	2000	—
Bovedilla de hormigón	5.544	1.05	1168	—
Pavimento	3.96	1.38	2000	—
Aglomerado de puertas	0.022	2.72	650	—

Tabla 4-7: Propiedades térmicas de las capas

Los muros que forman la vivienda tienen la siguiente estructura:

MUROS EXTERIORES

1. Guarnecido de yeso (espesor = 0.015 m)
2. Tabicón de ladrillo hueco simple (espesor = 0.09 m)
3. Cámara de aire
4. Lana de roca (espesor = 0.04 m)
5. ½ pie de ladrillo perforado (espesor = 0.12 m)
6. Enfoscado de mortero de cemento (espesor = 0.015 m)

MUROS INTERIORES

1. Revoque de yeso (espesor = 0.015 m)
2. Ladrillo de hueco simple (espesor = 0.07 m)
3. Revoque de yeso (espesor = 0.015 m)

FORJADOS

1. Pavimento (espesor = 0.05 m)
2. Bovedilla de hormigón normal (espesor = 0.31 m)
3. Pavimento (espesor = 0.05 m)

PUERTAS

1. Aglomerado (espesor = 0.035)

Conocida la composición de los muros, queda disponerlos definiendo para cada zona los que la delimitan, el área de cada uno y su tipo (exterior, partición,…). Esta tarea es repetitiva y carece de interés. Los pormenores pueden consultarse en el anexo 1 de este documento, que recoge el fichero completo de definición del edificio.

La definición de los vidrios es algo más compleja que la de los muros. Las ventanas de esta vivienda son de vidrio doble, modelo Climalit Planilux 4/6/4 (vidrios de 4mm de espesor y cámara de aire de 6mm) con el 15% de la superficie ocupada por un marco de aluminio. A partir de las propiedades facilitadas en el Manual del Vidrio [16] y mediante el programa Window5.1 del LBNL [17] pueden determinarse todos los datos que precisa el TIPO56 para caracterizar una ventana (coeficientes de ajuste para el puente térmico, dependencia angular de la absortividad, emisividad de larga, etc.). Este programa genera un fichero de texto con esa información (anexo 2), que después se integra en una librería de ventanas desde la que puede leerlos el TIPO56.

Hay que tener en cuenta que las propiedades ópticas del vidrio recogidas en [16] provienen de ensayos para ángulos de incidencia de 30º, mientras que las requeridas por el TIPO56 lo son para ensayos a incidencia normal (0º). Para convertir unas en otras debemos usar las siguientes relaciones básicas de la Óptica:

LEY DE SNELL

$$\frac{\sin(\theta_1)}{\sin(\theta_2)} = \frac{n_2}{n_1} \ , \qquad \textbf{(4.1)}$$

LEY DE FRESNEL

$$\rho_{12}(\theta_1,\theta_2) = \frac{1}{2}\left[\left(\frac{n_1\cos\theta_2 - n_2\cos\theta_1}{n_1\cos\theta_2 + n_2\cos\theta_1}\right)^2 + \left(\frac{n_1\cos\theta_1 - n_2\cos\theta_2}{n_1\cos\theta_1 + n_2\cos\theta_2}\right)^2\right] , \qquad \textbf{(4.2)}$$

ABSORTIVIDAD TOTAL DE LA LÁMINA DE VIDRIO

$$A(\theta) = \frac{(1-\rho(\theta))\cdot(1-\tau(\theta))}{1-\rho(\theta)\tau(\theta)} \ , \qquad \textbf{(4.3)}$$

REFLECTIVIDAD TOTAL

$$R(\theta) = \rho(\theta) \cdot \frac{1-\rho(\theta)}{1+\rho(\theta)} \cdot \frac{1-\rho^2(\theta)}{1-\rho^2(\theta)\tau^2(\theta)} \quad , \qquad \textbf{(4.4)}$$

TRANSMISIVIDAD

$$\tau(\theta) = \exp\left(\frac{-k \cdot L}{\cos(\theta)}\right) \quad , \qquad \textbf{(4.5)}$$

siendo θ_1 el ángulo incidente y θ_2 el refractado.

El problema consiste en determinar el valor del coeficiente de extinción del vidrio a partir de los datos disponibles (*A*;*R*;*T=1-A-R*), que lo son para un ángulo de incidencia de 30º. De (4.1) se obtiene el ángulo del rayo refractado (n_1 = 1, n_2 =1.52, θ_1 = 30º), con el que se entra en (4.2) para calcular la reflectividad de la interfase. De (4.3) se despeja la transmisividad del vidrio para el ángulo de incidencia, valor con el que finalmente se obtiene el producto *kL* de la ecuación (4.5). Conocido el factor de extinción, pueden resolverse las propiedades ópticas para el nuevo ángulo de incidencia (θ_1 = 0º) sin más que sustituir en las expresiones anteriores.

4.1.3 Condiciones de uso

En cuanto a las ganancias internas, su manifestación viene determinada por los perfiles de uso recogidos en la tabla 4-8 con el siguiente formato para las celdas de datos: Número de personas / **T**elevisión / **O**rdenador / **E**lectrodomésticos.

Hora \ Zona	SALÓN	COCINA	OFICINA	D. PADRES	D. NIÑOS
0:00 - 7:00	0	0	0	2	2
7:00 - 7:45	0	2 / E	0	1	1
7:45 - 17:00	2	2 / E	0	1	0
17:00 - 20:00	2 / T	1 / E	1 / O	1	0
20:00 - 20:30	0	4	0	0	0
20:30 - 23:00	3 / T	0	0	0	1 / O
23:00 - 0:00	0	0	0	2	2

Tabla 4-8: Perfiles de uso de las zonas.

El control de la iluminación se ha hecho depender del valor de radiación sobre superficie horizontal, implementando un controlador a tal efecto. Cuando su valor es inferior a 250W/m^2 se encienden las luces en las zonas ocupadas (salvo cuando las personas están dormidas). Este valor proporciona horas de encendido y apagado razonables a lo largo de todo el año.

La generación vinculada a cada concepto (iluminación, equipos,etc.) está tomada de la norma ISO 7730 y puede consultarse en el listado del anexo 1.

En cuanto a los flujos másicos de infiltración y de intercambio entre zonas, su cálculo requiere de la resolución del problema aeráulico, cosa que no hace este modelo de edificio y que, en cualquier caso, es de difícil resolución por falta de datos. Una aproximación frecuente consiste en suponer que el primero aporta una cantidad constante de renovaciones a la hora (fijada aquí en 0.6) y en despreciar el segundo.

4.2 Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno se refieren a valores impuestos en la frontera del dominio, para el caso en las superficies que delimitan el edificio. En los cerramientos exteriores se trata de las variables meteorológicas. En §4.1.1, las dos primeras opciones para modelar los pisos adyacentes eran condiciones de contorno, mientras que la tercera, por la que se optó, no lo es.

En el problema queda por definir la temperatura del aire en el pasillo exterior, donde se ubica la escalera común del edificio (figura 4-1). Esto se hará en términos de una condición de contorno calculada como media entre la temperatura ambiente y la temperatura ponderada (según la relación de áreas de los cerramientos interiores) de las zonas que dan a él,

$$T_{pasillo} = \frac{T_{amb} + \lambda_1 T_{cocina} + \lambda_2 T_{\text{sin } acond}}{2} . \qquad \textbf{(4.6)}$$

Un aspecto crítico para la fiabilidad de los resultados de la simulación es el relativo a las condiciones meteorológicas empleadas, que típicamente tienen formato de serie de datos horarios. Estas series pueden ensamblarse a partir de medidas reales [18] o generarse en base a un conjunto reducido de datos mediante procedimientos estadísticos. En España, salvo para algunas ciudades, no se dispone de registros meteorológicos suficientemente antiguos, razón por la que se ha optado por generar series sintéticas, caso del programa CALENER [19] o de la base de datos para España y Portugal “TRNSCLIMA” de Aiguasol [20].

Para las simulaciones de este trabajo se ha utilizado la base TRNSCLIMA, que facilita tres ficheros para cada ciudad

- Año típico (TY),
- Año extremo caluroso y soleado (HI),
- Año extremo frío y nublado (LO),

Cada fichero consta de ocho columnas y ocho mil setecientas sesenta filas, una por cada hora del año. Por orden, las columnas contienen la siguiente información

1. Mes
2. Hora
3. Irradiación directa normal
4. Irradiación total horizontal
5. Temperatura de bulbo seco
6. Humedad absoluta
7. Intensidad del viento
8. Dirección del viento

Con los años extremos se ha dimensionado el equipo (comentario más extenso en §5.1), mientras que el año típico ha servido para el resto de simulaciones, con las que se calcula el consumo eléctrico típico y las condiciones interiores (§6). Indicar que este año típico predice consumos muy parecidos a que se obtienen con el fichero meteorológico equivalente del CALENER.

Para las ciudades estudiadas, las siguientes figuras dan idea de las condiciones meteorológicas características del año típico.

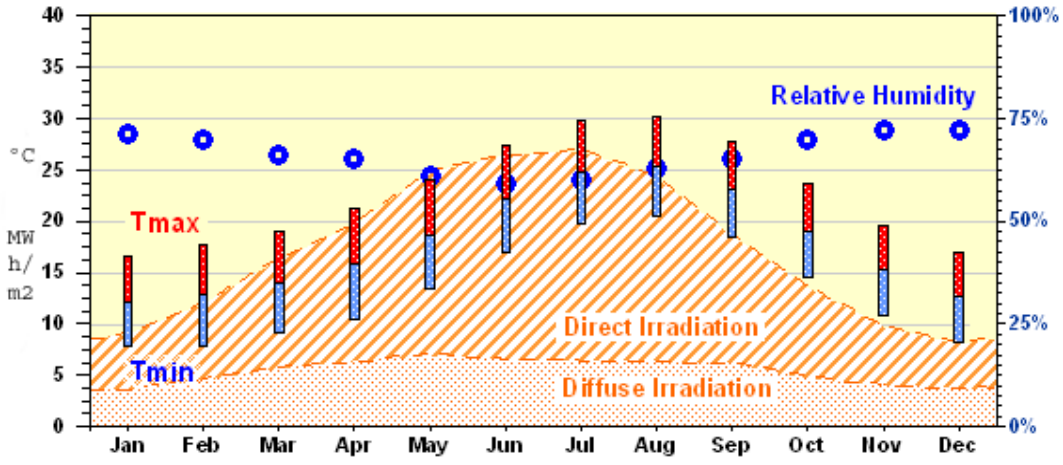


Figura 4-9: Año meteorológico típico para Málaga [20]

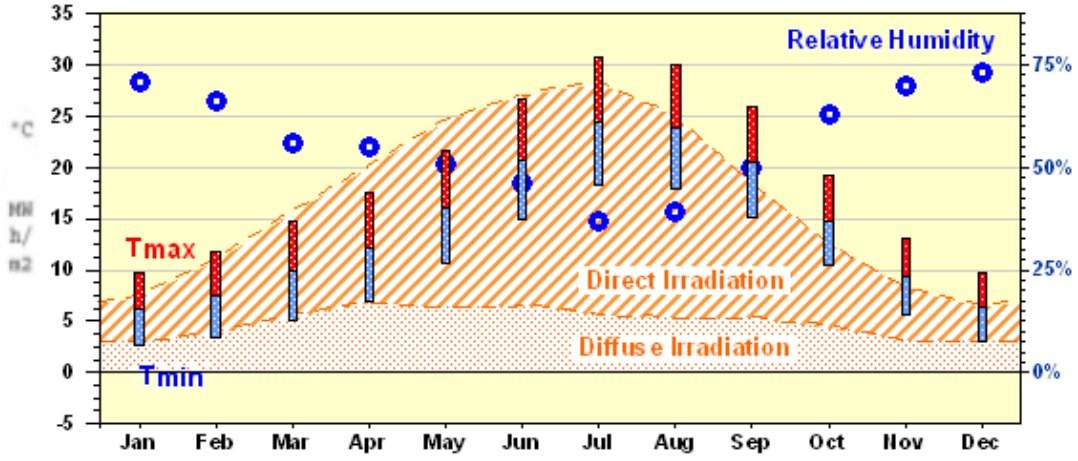


Figura 4-10: Año meteorológico típico para Madrid [20]

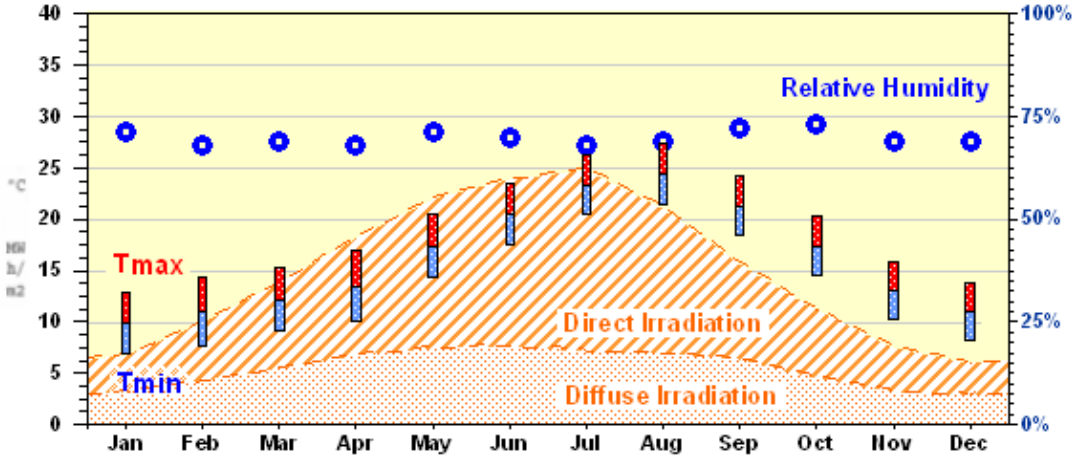


Figura 4-11: Año meteorológico típico para Barcelona [20]

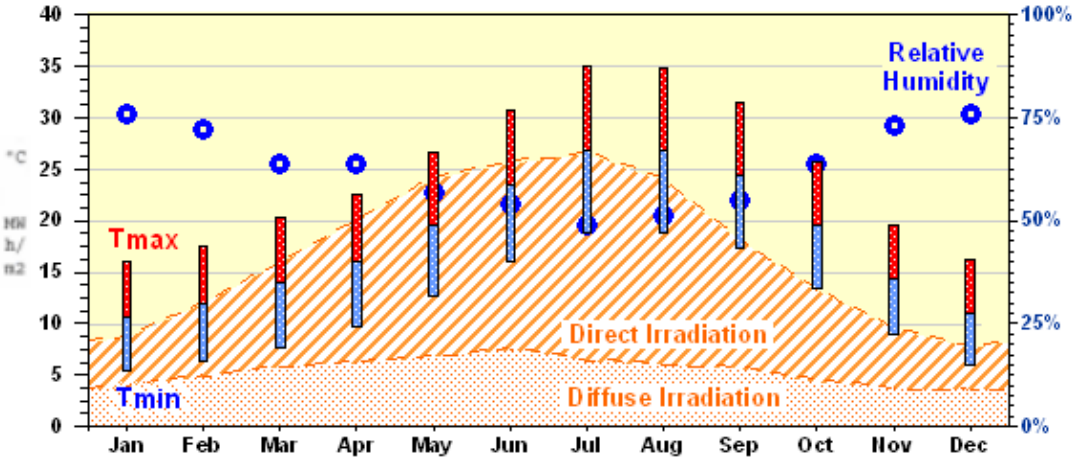


Figura 4-12: Año meteorológico típico para Sevilla [20]

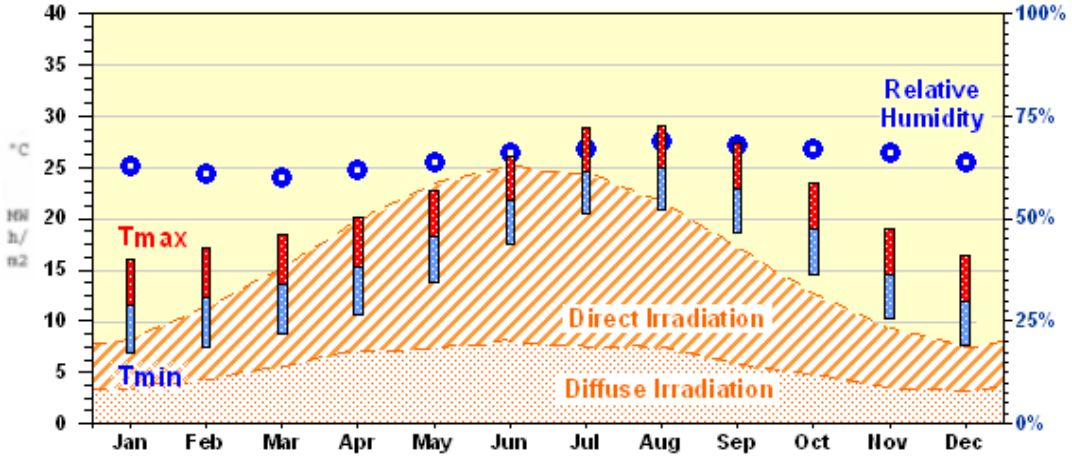


Figura 4-13: Año meteorológico típico para Valencia [20]

QUINTO CAPÍTULO | DIMENSIONADO DE LOS SISTEMAS

5.1 Introducción

El procedimiento comúnmente utilizado para dimensionar el equipo de producción de un sistema de climatización pasa por determinar la carga punta en el equipo, suma de la carga punta del edificio y de cargas adicionales que únicamente afectan al equipo (ventilación, pérdidas de calor en la red de distribución, etc.).

El cálculo de cargas es útil en la etapa de diseño porque idealiza los sistemas HVAC, tanto primarios (bomba de calor, etc.) como secundarios (sistema de climatización, etc.). De los primeros se supone que pueden proveer potencia ilimitada, mientras que de los segundos que compensan exacta e instantáneamente los flujos de calor y masa que afectan al aire de cada zona, que de este modo mantiene sus condiciones de consigna en temperatura y humedad. Así, la dinámica real de los sistemas HVAC se sustituye por su efecto deseado (unas condiciones determinadas para el aire), resultando que el cálculo de cargas únicamente precisa de información acerca del edificio. Conocida la carga en cada zona, según de qué sistema de climatización se trate (zonificado, no zonificado,…) se calcula la carga neta demandada por el edificio al equipo. Añadiendo las cargas por ventilación, retorno por luminarias, etc. se obtiene finalmente la potencia punta que debe combatir el equipo de producción.

La complejidad física de los edificios ha favorecido la aparición de numerosos métodos de cálculo de carga punta y demanda térmica, en principio manuales y en la actualidad computacionales. El problema radica en que una buena estimación de la carga requiere considerar de algún modo la inercia térmica de la estructura del edificio, que retrasa y atenúa la manifestación de algunas ganancias instantáneas como carga sensible en el aire. A modo de ejemplo, imaginemos un caso en que coincidan en tiempo los máximos de temperatura ambiente y ganancia solar a través de las ventanas. Mientras que el aumento de la temperatura ambiente modifica instantáneamente las cargas por ventilación e infiltración, la onda térmica provocada en los cerramientos masivos exteriores (envolvente del edificio) tardará un tiempo en alcanzar el aire de las zonas. Por su parte, la radiación no afecta directamente al aire, sino que debe primero calentar las superficies sobre las que incide para que posteriormente convecten. Gracias a estos procesos dinámicos, los flujos de calor que inducen en el aire las solicitaciones exteriores no son simultáneos (se desfasan) y su valor conjunto instantáneo es menor que el que resultaría de una situación estacionaria. Los métodos de balance (§2) tienen consideración implícita de todos estos fenómenos, motivo por lo que constituyen una buena herramienta para dimensionar.

En §5.2 se comentan la metodología y condiciones de cálculo empleadas. Seguidamente se dimensionan el equipo de producción y los flujos másicos nominales para los distintos sistemas de

climatización: no zonificado (§5.3), zonificado sin reducción de potencia de equipo (§5.4) y zonificado con reducción de potencia de equipo (§5.5).

5.2 Metodología y condiciones de cálculo

El modelo de edificio multizona TIPO56 de TRNSYS (§2), como cualquier otro método de balance, puede resolver las cuestiones de dimensionamiento y cálculo de demanda térmica siempre que se utilicen las condiciones meteorológicas adecuadas. La dificultad está en definir esas condiciones, dado que la evolución del clima en un lugar no es ni completamente determinista ni completamente aleatoria, sino más bien irregular con el tiempo en varias escalas: horaria, diaria, mensual, anual e interanual [21]. Además, las variables de interés (temperatura ambiente seca, temperatura húmeda, radiación solar, velocidad y dirección del viento) guardan relaciones cruzadas, siendo unas más estrechas que otras.

En principio el problema se resuelve disponiendo de un registro meteorológico extenso (25 a 30 años de datos horarios) con el que simular el edificio, diagrama 5-1. Para cada año se obtendrán una carga punta y una demanda térmica diferentes, siendo la punta máxima la que condiciona el tamaño del equipo (figura 5-2). Por economía y eficiencia, en aplicaciones de climatización convencionales no se dimensiona con la punta absoluta, sino con cierto percentil, que en este procedimiento de cálculo se aplicará sobre la distribución carga obtenida, no sobre las condiciones exteriores.

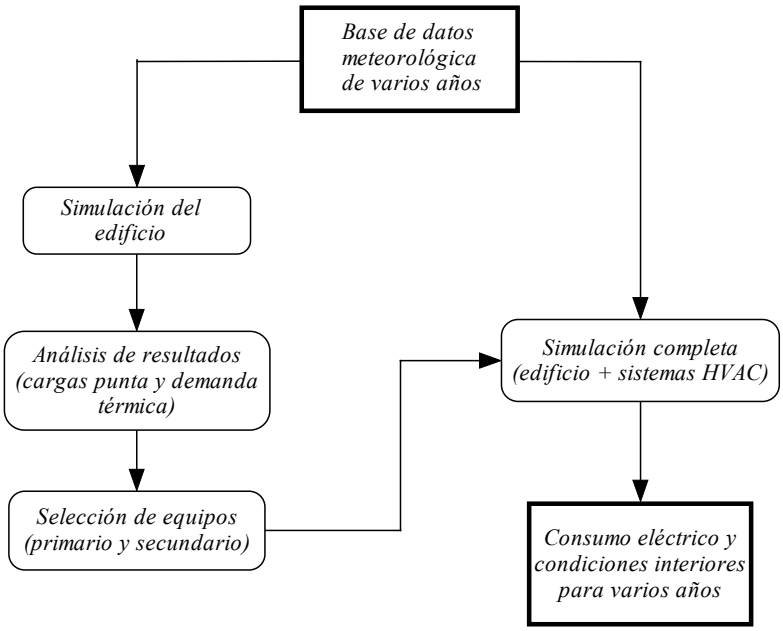


Figura 5-1: Pasos para el dimensionamiento y cálculo de las prestaciones de un sistema HVAC cuando se dispone de registros meteorológicos detallados. Adaptado de [22]

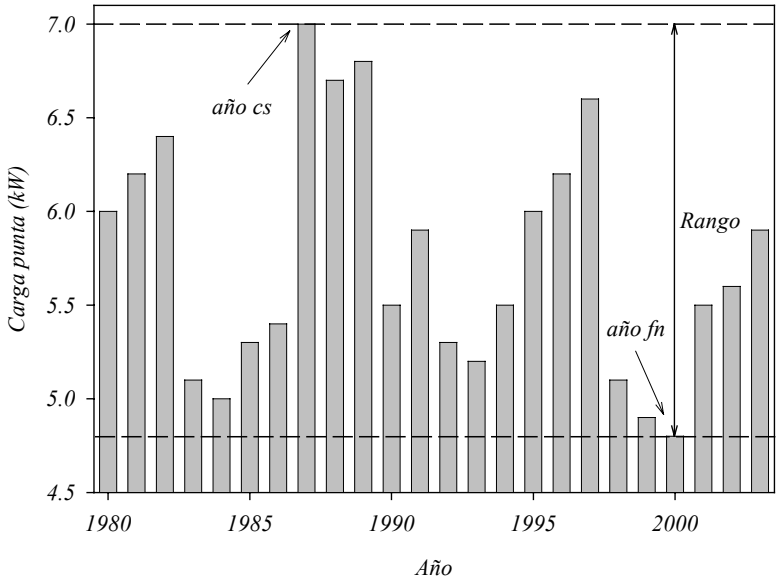


Figura 5-2: Potencia térmica máxima de refrigeración demandada en cada año para un caso hipotético. El "año cs" es el año más caluroso y soleado en el lugar y fija la carga punta de refrigeración. El "año fn" es el año más frío y nuboso, que fija las cargas máxima de calefacción (no mostrada) y mínima de refrigeración.

El procedimiento anterior, aunque muy rico en resultados, adolece en la actualidad de dos inconvenientes fundamentales:

- Los registros detallados únicamente se tienen para algunas ciudades y, en ocasiones, carecen de datos sobre radiación
- El coste computacional es muy elevado

Estos motivos impiden por el momento la viabilidad de esta clase de simulaciones en general. Alternativamente, se separan los problemas de dimensionamiento y de cálculo de demanda térmica utilizando como mínimo dos series de datos:

- CÁLCULO DE DEMANDA: se define un año típico con las condiciones meteorológicas que se juzgan características o *medias* del lugar para un periodo de tiempo extenso (25 a 30 años). Utilizando este año en la simulación se obtendrá la demanda térmica media durante un periodo del orden del tiempo de vida del equipo. Debemos tener claro que la demanda así obtenida no necesariamente se corresponderá con la de un año concreto.

- DIMENSIONAMIENTO: se definen un año extremo más caluroso y soleado de lo normal y un año extremo más frío y nuboso (figura 5-2), o bien un día extremo de invierno y otro de verano. En este segundo caso, el edificio se pone a régimen para el día extremo y se dimensiona con la punta resultante.

El diagrama de la figura 5-1 se fragmenta ahora en dos partes, como se muestra en el diagrama 5-3.

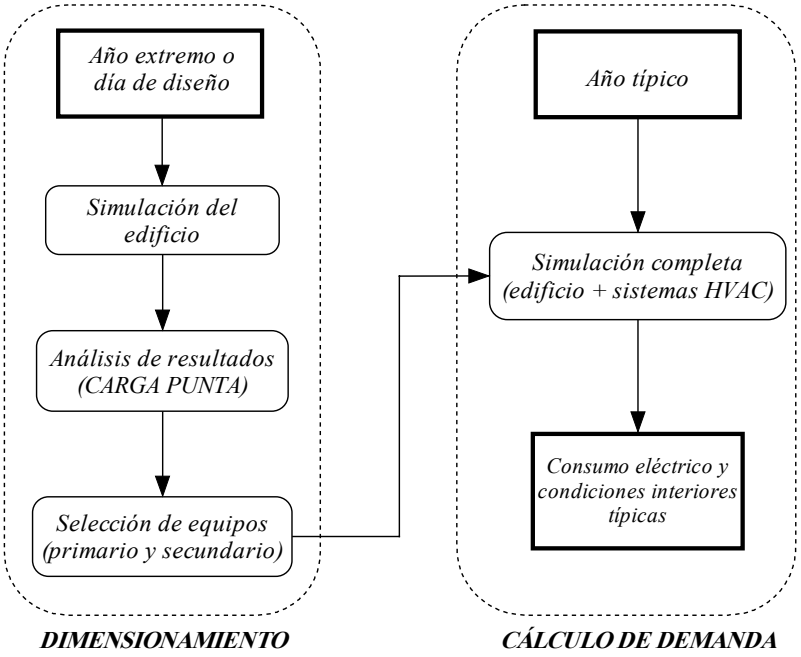


Figura 5-3: Fases de dimensionamiento y de cálculo de demanda

Otra utilidad de los años extremos es que permiten acotar las demandas térmicas de calefacción y de refrigeración.

Por lo relativamente poco extendido de los métodos de simulación detallados en España, no existen en la actualidad prácticas comúnmente aceptadas sobre ninguno de los puntos anteriores. En países con más tradición y registros meteorológicos de mayor resolución espacial y temporal, caso de los Estados Unidos, los años típicos suelen ensamblarse a partir de meses seleccionados de años reales [18]. En España esto sólo sería posible para unas pocas capitales de provincia, motivo por el cual se viene optando por utilizar series sintéticas, es decir, elaboradas con métodos estadísticos que parten de valores medios mensuales, valores máximos y mínimos, condicionantes como si la ciudad es costera o de interior, etc. Con esta información se generan series horarias para todas las variables de interés (temperatura seca, húmeda, radiación total horizontal y directa normal, velocidad y dirección del viento). Actualmente existen varias bases de datos así generadas para España, caso de [19], [23], [20] o [24]. Como se indicó en §4.2, en este trabajo se ha utilizado la base TRNSCLIMA, tanto para dimensionar con los años extremos (§5.3, §5.4, §5.5) como para calcular la demanda térmica y el consumo eléctrico (§6) con el año típico.

La consigna se ha fijado en 22ºC con 50% HR para los meses de septiembre a abril y en 24ºC con 50% HR para el resto del año. Es importante que en los momentos de cambio de consigna la transición no sea brusca, a fin de evitar el falseo de las puntas de carga. Basta interpolar linealmente la temperatura de consigna durante algunas horas en el entorno del punto de cambio.

En la figura 5-4 se muestra un montaje en TRNSYS para el cálculo de cargas y se explican brevemente los componentes de que consta. El paso de tiempo de simulación se ha fijado en 15 minutos,

para así poder captar los cambios que experimenta el perfil de ocupación de la tabla 4-8. Para cada ciudad se ejecutan dos simulaciones, una por cada año extremo, de las que se obtiene un fichero con las potencias sensible y latente demandadas por cada zona climatizada y con las temperaturas del aire en las zonas no climatizadas (parte interior de la vivienda y pisos adyacentes, §4.1.1) para cada paso de tiempo. Con esta información puede dimensionarse el equipo atendiendo a las particularidades del sistema de climatización.

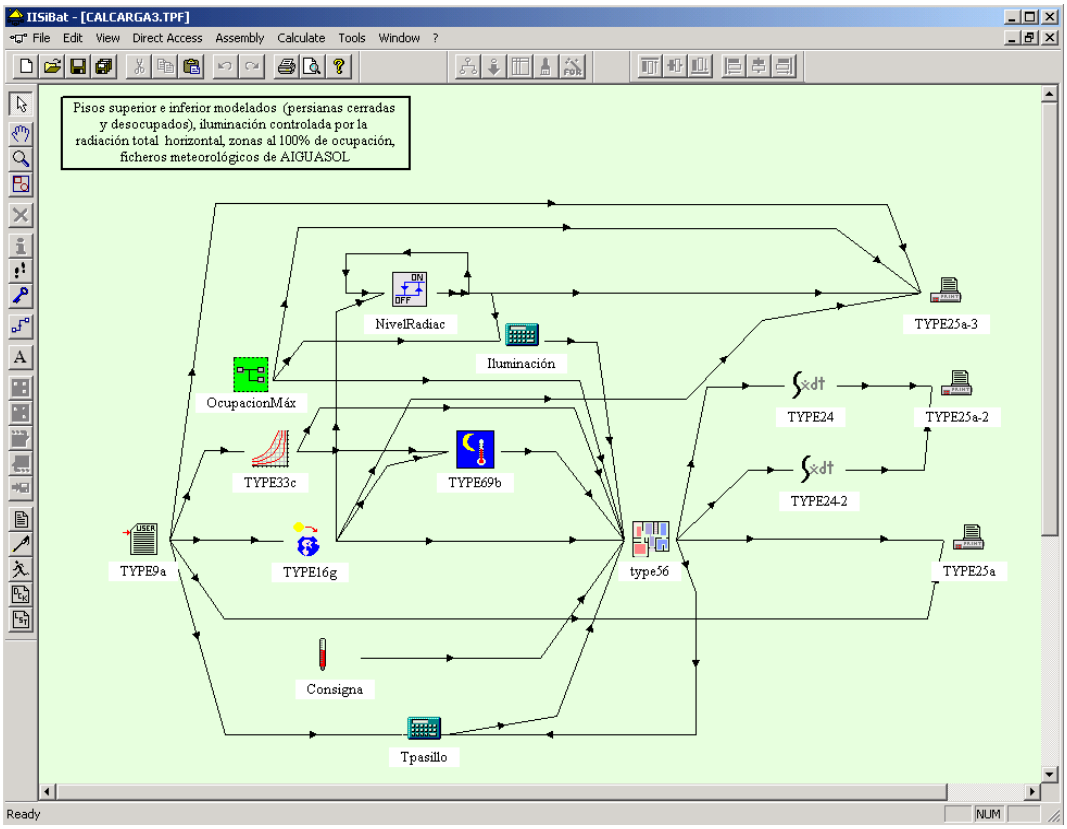


Figura 5-4: Montaje para el cálculo de cargas de la vivienda. En el centro se tiene el edificio (TYPE56), a la derecha los componentes que procesan las condiciones de contorno y uso del mismo, y a la izquierda los componentes que procesan y escriben las salidas a ficheros de texto.

5.3 Sistema no zonificado

Debido a que la red de distribución no permite tratar por separado las necesidades de cada zona, para asegurar la posibilidad de cubrir la carga punta en todas ellas la potencia nominal del equipo (*PNM)* debe tomarse igual o superior a la suma de cargas punta de las zonas, aún no siendo éstas simultáneas

$$PNM = máx(PNM_{FRIO}, PNM_{CALOR}) = máx\left(\sum_{i=1}^{N\ zonas} máx(Q^i_{calor}(t)), \sum_{i=1}^{N\ zonas} máx(Q^i_{frío}(t))\right) \quad \textbf{(5.1)}$$

donde *Nzonas* es el número de zonas, $Q_i^{calor}(t)$ la serie temporal de cargas de calefacción para la zona *i* y $Q_i^{frío}(t)$ la serie temporal de cargas de refrigeración para la zona *i*. En cada zona deben considerarse las máximas cargas internas posibles.

Por lo general, la carga simultánea máxima no será igual a la suma de puntas, de manera que el equipo siempre trabajará a carga parcial; si bien no es este el único motivo por el que se incurre en el sobredimensionamiento del mismo. Supóngase que la carga sensible máxima de frío para la zona controlada (*k*) ocurre en el instante *t*. Al ser constante el flujo másico impulsado a las zonas, la cobertura de esta punta impone automáticamente el valor de la temperatura de impulsión requerida del equipo

$$T_{imp}(t) = T_{consigna} - \frac{Q_{frío}^k(t)}{\dot{m}_k c_p}, \qquad \textbf{(5.2)}$$

y, consecuentemente, la potencia a la que opera,

$$Q_{eqp}(t) = \frac{Q_{frío}^k(t)\dot{m}_t}{\dot{m}_k}. \qquad \textbf{(5.3)}$$

La potencia aportada a cualquier otra zona (*j*) depende de la fracción del flujo másico total que recibe,

$$Q_{frío}^j(t) = Q_{eqp}(t)\frac{\dot{m}_j}{\dot{m}_t}, \qquad \textbf{(5.4)}$$

que generalmente no se ajustará a sus requisitos. Si en este instante *t* la zona *j* presentara una carga mayor, no sería satisfecha, siendo sobrecalentada e incurriendo así en un mal uso de las posibilidades del equipo primario.

Ya que la evolución del sistema viene regida por lo que suceda en la zona controlada, podemos pensar en colocar una máquina de menor capacidad que sea capaz de cubrir la demanda real en el momento en que ocurra la carga máxima en la zona controlada. Sin embargo esto no debe hacerse, pues no hay que descartar que cuando el usuario se encuentre incómodo en una zona no controlada, modifique la consigna de temperatura de la zona controlada hasta lograr condiciones de confort en el lugar en que se encuentre. Por otro lado la zona controlada podría variar, por ejemplo, de ser el termostato inalámbrico o decidir el usuario cambiar su ubicación.

Para ilustrar el procedimiento de cálculo, a continuación se detalla para Málaga. La tabla 5-5 recoge las puntas de calefacción y refrigeración para Málaga según sea el año extremo (frío y nuboso o caluroso y soleado). Como era de esperar, la suma de puntas de frío del año soleado y caluroso condiciona la dimensión del equipo para Málaga (la punta simultánea sólo se muestra a título informativo).

PUNTA CALEFACCIÓN [kW]	PUNTA REFRIGERACIÓN [kW]

	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.28	1.47	2.56	2.28
COCINA	1.02	1.15	1.63	1.45
OFICINA	0.77	0.90	1.04	0.88
PADRES	0.79	0.93	1.58	1.38
NIÑOS	0.61	0.71	0.99	0.80
SUMA DE PUNTAS	4.47 (49.71 W/m^2)	5.16 (57.39 W/m^2)	**7.80 (86.75 W/m^2)**	6.79 (75.52 W/m^2)
PUNTA SIMULTÁNEA	4.30	5.01	6.78	5.79

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-5: Puntas absolutas de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Málaga con el sistema no zonificado

En la tabla anterior se recogen las cargas puntas, es decir, los máximos absolutos de las distribuciones de carga de cada zona. Para dimensionar correctamente el equipo es conveniente estudiar el histograma de tales series, pues normalmente la carga punta y sus vecinas próximas representan valores extremos poco frecuentes que, convenientemente sesgados, conducen a un equipo de menor tamaño y más ajustado a la aplicación, con el único inconveniente de no poder combatir la carga durante unas pocas horas del verano. En este sentido, advertir que las condiciones meteorológicas utilizadas no tienen aplicado ningún sesgo (percentil de la norma UNE,...). En este trabajo se ha optado por aplicar el concepto de percentil a la carga resultante de las condiciones climáticas extremas, no a las propias condiciones exteriores. La carga depende de las condiciones exteriores y de la *sensibilidad* del edificio a los diferentes tipos de excitación ambiental.

A lo largo del año extremo caluroso el salón demanda refrigeración (con diferente intensidad) durante 6590 horas. En la figura 5-6 se muestra el histograma de cargas de frío para esta zona (para hacer visible el resto, se han excluido las 2170 horas de potencia nula o de calor), en el que claramente se aprecia cómo las puntas extremas son marginales. Esta misma situación se repite para las restantes zonas.

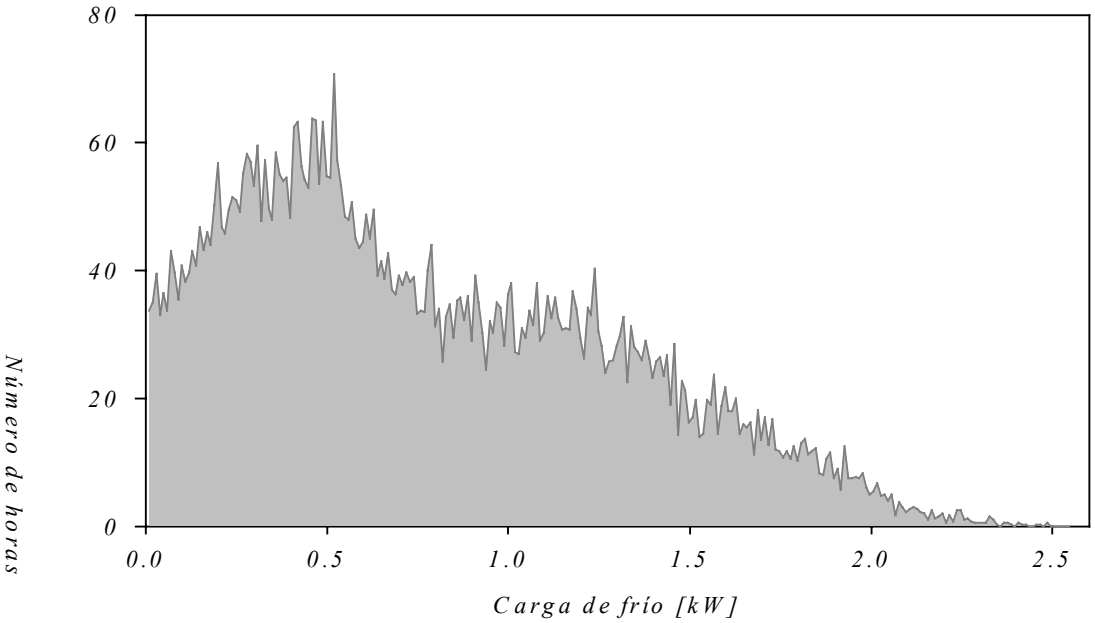


Figura 5-6: Histograma de carga de refrigeración para el salón en Málaga durante el año extremo frío y nuboso. Número de horas vs. Carga de frío.

Se truncarán las series de carga de refrigeración y de calefacción tomando el percentil del 99% en base anual (tabla 5-7).

	PERCENTIL CALEFACCIÓN [kW]		PERCENTIL REFRIGERACIÓN [kW]	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	0.85	1.24	1.98	1.71
COCINA	0.69	0.97	1.23	1.05
OFICINA	0.55	0.79	0.79	0.63
PADRES	0.50	0.76	1.24	1.02
NIÑOS	0.38	0.58	0.77	0.63
SUMA DE PUNTAS	2.97 (33.03 W/m^2)	4.34 (48.27 W/m^2)	**6.01 (66.84 W/m^2)**	5.04 (56.06 W/m^2)
PUNTA SIMULTÁNEA	2.90	4.23	5.28	4.45

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-7: Percentiles de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Málaga con el sistema no zonificado

Los valores de la tabla anterior representan la carga en el edificio. La carga total que combate el

equipo es suma de la carga en el edificio y de la carga por ventilación, que en este caso suple la falta de retorno desde la cocina (para evitar olores en el resto de la vivienda). Sin embargo, la carga por ventilación depende del flujo másico impulsado a la cocina, que depende a su vez de la máquina seleccionada. Así, el cálculo comienza por una máquina que cubra las cargas de la tabla 5-7. Para esa máquina se calcula el flujo impulsado a cada zona (tabla 3) de acuerdo con las fracciones de carga de la tabla 5-7:

$$f_i = \frac{Q_i}{\sum Q_i} \quad . \tag{5.5}$$

Conocido el flujo másico a la cocina, puede calcularse la carga por ventilación como

$$Q_{vent} = \gamma \dot{m}_{cocina} c_p \left| T_{cocina} - T_{amb} \right|, \tag{5.6}$$

siendo m_{cocina} el flujo másico nominal impulsado a la cocina y γ un variable que vale 0 cuando la cocina está desocupada y 1 cuando está ocupada (tabla 4-8). Se supone que la impulsión a la cocina puede suprimirse cuando está desocupada (campana extractora apagada).

Conocida la carga total, se verifica si el equipo inicialmente seleccionado es capaz de satisfacerla. En caso contrario, se escoge el inmediatamente superior y se repiten los cálculos.

Para el fabricante DAIKIN, la combinación RZP100DV1 (unidad exterior) + FHYBP100BV1 (unidad interior) suministra una potencia sensible nominal de frío de 7.1 kW y de calor de 12.8 kW, de manera que cubre la carga en el edificio, que demanda 6.01 kW en sensible (tabla 5-7). La máquina inmediatamente inferior no llega a cubrir la suma de puntas de frío (nominal 5.2 kW frío), mientras que la superior la sobrepasa ampliamente (9.1 kW). Para este equipo, cuya unidad interior vehicula 1944 kgh^{-1} de aire, la tabla 5-8 recoge el flujo másico nominal de impulsión a cada zona.

CONCEPTO	SALÓN	COCINA	OFICINA	PADRES	NIÑOS	SUMA
FRACCIÓN	0.329	0.205	0.131	0.206	0.129	1.000
FLUJO [kg/h]	639.576	398.520	254.664	400.464	250.776	1944.000

Tabla 5-8: Flujo másico nominal a cada zona para Málaga, sistema no zonificado

Conocido el flujo a la cocina, con la expresión (5.6) se calcula la carga por ventilación, que sumada a la carga de las zonas proporciona la carga total en el equipo (tabla 5-9) para el caso dominante de refrigeración.

SALÓN [kW]	COCINA + VENTILAC. [Kw]	OFICINA [kW]	PADRES [kW]	NIÑOS [kW]	SUMA PUNTAS [kW]
1.98	2.13	0.79	1.24	0.77	**6.91**

Tabla 5-9: Flujo másico nominal a cada zona para Málaga

El equipo seleccionado es capaz de vencer las cargas combinadas del edificio y de ventilación, de manera que no es necesario iterar.

En las tablas 5-5 y 5-7 resulta llamativo que las puntas simultáneas sean tan parecidas a las sumas de puntas, ya la diferente orientación de los cerramientos de la vivienda (este-sur-oeste) produce una asincronía en la carga por radiación solar. Este hecho viene a significar que el instante en que ocurre la máxima punta simultánea de frío en las zonas está básicamente determinado por la temperatura ambiente, lo que se entiende al pensar que los días vecinos a cualquier día de verano tienen perfiles de radiación similares (salvo por algún día nublado), siendo la temperatura ambiente el factor que los diferencia entre sí. En la figura 5-10 se observa esta circunstancia para el día en que ocurre la punta máxima simultánea (31 de agosto a las 18:00).

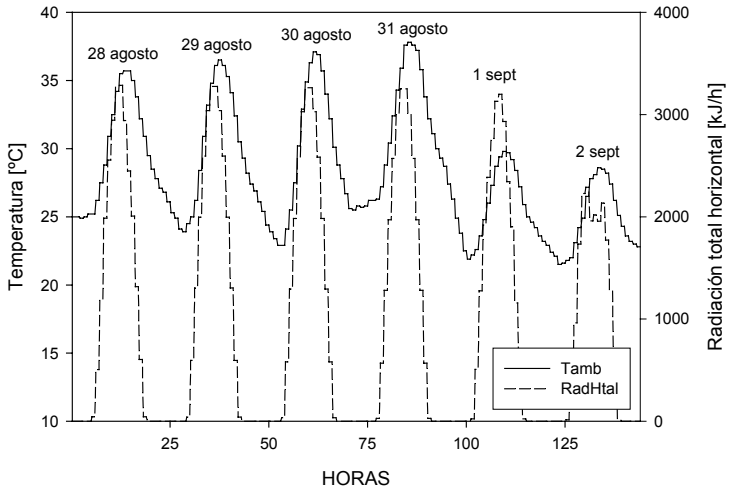


Figura 5-10: Evolución de la temperatura ambiente y radiación horizontal en torno al día de punta simultánea máxima de frío para Málaga

En calefacción es lógico que suceda lo mismo y aún con mayor claridad (5.16 kW frente a 5.01), ya que la máxima demanda se manifiesta en la noche más fría y de manera casi simultánea en todas las zonas.

Para el resto de ciudades se opera de igual manera. Las cargas punta y percentil en el edificio se recogen en las tablas 5-11, 5-12 (Madrid); 5-13, 5-14 (Barcelona); 5-15, 5-16 (Valencia) y 5-17, 5-18 (Sevilla).

	PUNTA CALEFACCIÓN [kW]		PUNTA REFRIGERACIÓN [kW]	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.63	1.99	2.39	2.14

COCINA	1.28	1.56	1.45	1.34
OFICINA	1.02	1.25	0.90	0.81
PADRES	1.00	1.28	1.39	1.15
NIÑOS	0.79	1.01	0.91	0.77
SUMA DE PUNTAS	5.72 (63.62 W/m^2)	**7.09 (78.86 W/m^2)**	7.04 (78.30 W/m^2)	6.21 (69.07 W/m^2)
PUNTA SIMULTÁNEA	5.62	6.94	6.01	5.36

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-11: Puntas absolutas de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Madrid con el sistema no zonificado

	PERCENTIL CALEFACCIÓN [kW]		**PERCENTIL REFRIGERACIÓN [kW]**	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.40	1.85	1.95	1.61
COCINA	1.10	1.42	1.20	0.97
OFICINA	0.90	1.18	0.74	0.56
PADRES	0.87	1.15	1.12	0.94
NIÑOS	0.68	0.92	0.75	0.57
SUMA DE PUNTAS	4.95 (55.05 W/m^2)	**6.52 (72.52 W/m^2)**	5.76 (64.06 W/m^2)	4.65 (51.72 W/m^2)
PUNTA SIMULTÁNEA	4.85	6.43	5.00	4.04

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-12: Percentiles de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Madrid con el sistema no zonificado

	PUNTA CALEFACCIÓN [kW]		**PUNTA REFRIGERACIÓN [kW]**	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.31	1.79	2.47	2.13

COCINA	1.01	1.41	1.54	1.28
OFICINA	0.82	1.09	1.05	0.78
PADRES	0.83	1.09	1.41	1.25
NIÑOS	0.64	0.82	0.99	0.78
SUMA DE PUNTAS	4.61 (51.27 W/m^2)	6.20 (68.96 W/m^2)	**7.46 (82.97 W/m^2)**	6.22 (69.18 W/m^2)
PUNTA SIMULTÁNEA	4.47	6.12	6.62	5.26

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-13: Puntas absolutas de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Barcelona con el sistema no zonificado

	PERCENTIL CALEFACCIÓN [kW]		**PERCENTIL REFRIGERACIÓN [kW]**	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.06	1.40	1.85	1.49
COCINA	0.84	1.09	1.11	0.87
OFICINA	0.70	0.90	0.75	0.54
PADRES	0.64	0.87	1.13	0.90
NIÑOS	0.51	0.68	0.75	0.56
SUMA DE PUNTAS	3.75 (41.71 W/m^2)	4.94 (54.94 W/m^2)	**5.59 (62.17 W/m^2)**	4.36 (48.49 W/m^2)
PUNTA SIMULTÁNEA	3.62	4.85	4.96	3.75

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-14: Percentiles de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Barcelona con el sistema no zonificado

PUNTA CALEFACCIÓN [kW]	**PUNTA REFRIGERACIÓN [kW]**

	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.12	1.62	2.45	2.26
COCINA	0.88	1.24	1.55	1.42
OFICINA	0.69	1.01	1.01	0.92
PADRES	0.66	1.02	1.59	1.29
NIÑOS	0.55	0.82	0.94	0.88
SUMA DE PUNTAS	3.90 (43.38 W/m^2)	5.71 (63.51 W/m^2)	**7.54 (83.86 W/m^2)**	6.77 (75.30 W/m^2)
PUNTA SIMULTÁNEA	3.76	5.56	6.48	5.92

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-15: Puntas absolutas de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Valencia con el sistema no zonificado

	PERCENTIL CALEFACCIÓN [kW]		**PERCENTIL REFRIGERACIÓN [kW]**	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	0.94	1.35	1.99	1.60
COCINA	0.75	1.05	1.22	0.96
OFICINA	0.60	0.89	0.79	0.59
PADRES	0.56	0.84	1.28	1.00
NIÑOS	0.42	0.66	0.78	0.60
SUMA DE PUNTAS	3.27 (36.37 W/m^2)	4.79 (53.27 W/m^2)	**6.06 (67.40 W/m^2)**	4.75 (52.83 W/m^2)
PUNTA SIMULTÁNEA	3.16	4.61	5.28	4.17

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-16: Percentiles de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Valencia con el sistema no zonificado

	PUNTA CALEFACCIÓN [kW]		PUNTA REFRIGERACIÓN [kW]	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.29	1.67	2.65	2.34
COCINA	1.01	1.30	1.74	1.55
OFICINA	0.81	1.03	1.13	1.00
PADRES	0.83	1.02	1.64	1.32
NIÑOS	0.63	0.83	1.00	0.88
SUMA DE PUNTAS	4.57 (50.83 W/m^2)	5.85 (65.06 W/m^2)	**8.16 (90.76 W/m^2)**	7.07 (78.63 W/m^2)
PUNTA SIMULTÁNEA	4.42	5.72	7.15	6.26

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-17: Puntas absolutas de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Sevilla con el sistema no zonificado

	PERCENTIL CALEFACCIÓN [kW]		PERCENTIL REFRIGERACIÓN [kW]	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.05	1.41	2.18	1.98
COCINA	0.83	1.10	1.41	1.27
OFICINA	0.69	0.90	0.89	0.77
PADRES	0.63	0.87	1.32	1.10
NIÑOS	0.50	0.67	0.85	0.72
SUMA DE PUNTAS	3.70 (41.71 W/m^2)	4.95 (54.94 W/m^2)	**6.65 (62.17 W/m^2)**	5.84 (48.49 W/m^2)
PUNTA SIMULTÁNEA	3.60	4.85	6.01	5.32

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-18: Percentiles de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Sevilla con el sistema no zonificado

La misma máquina que para Málaga (DAIKIN RZP100DV1 + FHYBP100BV1) es en principio capaz de combatir el percentil de carga del edificio en las restantes ciudades estudiadas. Nótese que para Madrid la punta de calefacción resulta mayor que la de refrigeración.

Con el flujo másico total vehiculado por la unidad interior y aplicando las relaciones de carga de la ecuación (5.5), se siguen los flujos másicos nominales a zona (tabla 5-19). Con el flujo para la cocina y la ecuación (5.6) se calcula la carga por ventilación y, por lo tanto, la carga total en el equipo (tabla 5-20). Se añade Málaga por completitud.

CIUDAD	CONCEPTO	SALÓN	COCINA	OFICINA	PADRES	NIÑOS
MADRID	FRACCIÓN	0.284	0.218	0.181	0.176	0.141
	FLUJO [kg/h]	552.096	423.792	351.864	342.144	274.104
BARCE-LONA	FRACCIÓN	0.331	0.198	0.134	0.202	0.135
	FLUJO [kg/h]	643.464	384.912	260.496	392.688	262.440
VALENCIA	FRACCIÓN	0.328	0.201	0.130	0.211	0.130
	FLUJO [kg/h]	637.632	390.744	252.720	410.184	252.720
SEVILLA	FRACCIÓN	0.327	0.212	0.134	0.198	0.129
	FLUJO [kg/h]	635.688	412.128	260.496	384.912	250.776

Tabla 5-19: Flujos másicos nominales a cada zona para el sistema no zonificado

CIUDAD	DEMANDA	SALÓN [kW]	COCINA + VENTILAC. [Kw]	OFICINA [kW]	PADRES [kW]	NIÑOS [kW]	SUMA PUNTAS [kW]
MADRID	CALEFAC.	1.85	3.38	1.18	1.15	0.92	**8.48**
	REFRIG.	1.95	2.14	0.74	1.12	0.75	6.70
BARCEL.	REFRIG.	1.85	1.72	0.75	1.13	0.75	**6.20**
MÁLAGA	REFRIG.	1.98	2.13	0.79	1.24	0.77	**6.91**
VALENCIA	REFRIG.	1.99	2.03	0.79	1.28	0.78	**6.87**
SEVILLA	REFRIG.	2.18	2.85	0.89	1.32	0.85	**8.09**

Tabla 5-20: Potencias de diseño para el sistema no zonificado

El equipo seleccionado, con potencias sensibles nominales de 7.1 kW en frío y de 12.8 kW en calor, es

capaz de cubrir la carga punta en todas las ciudades excepto en Sevilla en modo refrigeración, con un defecto de 1 kW. La decisión de colocar el modelo “100” o el modelo inmediatamente superior “125” en Sevilla es una decisión de diseño, que queda a merced del proyectista. Dado que el salto en potencia instalada es grande (de 7.1 kW a 9 kW) y se debe únicamente a la ventilación, en este trabajo se ha optado por mantener el modelo “100” para el sistema no zonificado en Sevilla. La simulación del problema completo (edificio + equipo, figura 5-3) para el año típico muestra que la máquina inferior puede satisfacer razonablemente bien las necesidades de la vivienda en Sevilla.

5.4 Sistema zonificado sin reducción de potencia del equipo

En este caso la red de distribución de aire dispone de mecanismos que permiten ajustar el aporte térmico del sistema a la demanda para cada zona por separado. Consecuentemente, el equipo debe ahora dimensionarse para satisfacer la máxima carga simultánea de las zonas,

$$PNM_Z = máx\left\{ máx\left(\sum_{i=1}^{Nzonas} Q^i_{calor}(t) \right), máx\left(\sum_{i=1}^{Nzonas} Q^i_{frio}(t) \right) \right\} . \qquad \textbf{(5.7)}$$

En el sistema no zonificado el controlador de la máquina intentaba mantener las condiciones de consigna en la zona controlada. En el sistema zonificado la máquina tratará de mantener constante la temperatura de impulsión, quedando el control de la temperatura de cada zona a cargo de su respectiva compuerta de impulsión, que actúa introduciendo la cantidad de aire necesaria.

En el caso que nos ocupa las ganancias internas seguirán el perfil de la tabla 4-8, motivo por el cual las cargas punta simultáneas calculadas en el apartado anterior no son estrictamente válidas. Recuérdese que para dimensionar el sistema no zonificado es necesario suponer la máxima generación interna posible en cada zona por separado. Por lo demás, la metodología es la misma, de manera que no se detallará.

Los resultados se recogen en las siguientes tablas: 5-21 (puntas Málaga), 5-22 (percentiles Málaga), 5-23 (puntas Madrid), 5-24 (percentiles Madrid), 5-25 (puntas Barcelona), 5-26 (percentiles Barcelona), 5-27 (puntas Valencia), 5-28 (percentiles Valencia), 5-29 (puntas Sevilla), 5-30 (percentiles Sevilla), 5-31 (flujos másicos), 5-32 (carga simultánea total).

	PUNTA CALEFACCIÓN [kW]		**PUNTA REFRIGERACIÓN [kW]**	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.29	1.47	2.43	2.15
COCINA	1.03	1.16	1.44	1.25

OFICINA	0.77	0.90	1.04	0.88
PADRES	0.80	0.94	1.52	1.32
NIÑOS	0.62	0.71	0.98	0.80
SUMA DE PUNTAS	4.51	5.18	7.41	6.40
PUNTA SIMULTÁNEA	4.34 (48.27 W/m^2)	5.01 (55.72 W/m^2)	**6.43 (71.52 W/m^2)**	5.45 (60.62 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-21: Puntas absolutas de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Málaga con el sistema zonificado sin reducción de potencia

	PERCENTIL CALEFACCIÓN [kW]		**PERCENTIL REFRIGERACIÓN [kW]**	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	0.87	1.25	1.86	1.59
COCINA	0.70	0.98	1.04	0.86
OFICINA	0.56	0.80	0.79	0.63
PADRES	0.51	0.76	1.18	0.97
NIÑOS	0.38	0.58	0.76	0.60
SUMA DE PUNTAS	3.02	4.37	5.63	4.65
PUNTA SIMULTÁNEA	2.94 (32.70 W/m^2)	4.27 (47.49 W/m^2)	**4.92 (54.72 W/m^2)**	4.09 (45.49 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-22: Percentiles de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Málaga con el sistema zonificado sin reducción de potencia

PUNTA CALEFACCIÓN [kW]	**PUNTA REFRIGERACIÓN [kW]**

	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.63	2.00	2.27	2.01
COCINA	1.29	1.56	1.26	1.14
OFICINA	1.03	1.26	0.90	0.81
PADRES	1.00	1.28	1.34	1.10
NIÑOS	0.80	1.01	0.91	0.76
SUMA DE PUNTAS	5.75	7.11	6.68	5.82
PUNTA SIMULTÁNEA	5.64 (62.73 W/m^2)	**6.95 (77.30 W/m^2)**	5.69 (63.28 W/m^2)	5.02 (55.83 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-23: Puntas absolutas de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Madrid con el sistema zonificado sin reducción de potencia

	PERCENTIL CALEFACCIÓN [kW]		**PERCENTIL REFRIGERACIÓN [kW]**	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.41	1.86	1.83	1.48
COCINA	1.11	1.43	1.02	0.78
OFICINA	0.91	1.19	0.74	0.56
PADRES	0.87	1.16	1.07	0.89
NIÑOS	0.69	0.92	0.72	0.55
SUMA DE PUNTAS	4.99	6.56	5.38	4.26
PUNTA SIMULTÁNEA	4.87 (54.16 W/m^2)	**6.46 (71.85 W/m^2)**	4.66 (51.83 W/m^2)	3.67 (40.82 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-24: Percentiles de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Madrid con el sistema zonificado sin reducción de potencia

	PUNTA CALEFACCIÓN [kW]		PUNTA REFRIGERACIÓN [kW]	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.32	1.80	2.34	2.00
COCINA	1.01	1.42	1.34	1.08
OFICINA	0.83	1.09	1.05	0.78
PADRES	0.84	1.09	1.35	1.20
NIÑOS	0.65	0.83	0.99	0.78
SUMA DE PUNTAS	4.65	6.23	7.07	5.84
PUNTA SIMULTÁNEA	4.51 (50.16 W/m^2)	6.15 (68.40 W/m^2)	**6.29 (69.96 W/m^2)**	4.92 (54.72 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-25: Puntas absolutas de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Barcelona con el sistema zonificado sin reducción de potencia

	PERCENTIL CALEFACCIÓN [kW]		PERCENTIL REFRIGERACIÓN [kW]	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.07	1.42	1.72	1.37
COCINA	0.86	1.10	0.94	0.69
OFICINA	0.71	0.90	0.75	0.53
PADRES	0.65	0.87	1.08	0.85
NIÑOS	0.51	0.68	0.72	0.54
SUMA DE PUNTAS	3.80	4.97	5.21	3.98
PUNTA SIMULTÁNEA	3.66 (40.71 W/m^2)	**4.88 (54.28 W/m^2)**	4.61 (51.27 W/m^2)	3.38 (37.59 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-26: Percentiles de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Barcelona con el sistema zonificado sin reducción de potencia

	PUNTA CALEFACCIÓN [kW]		PUNTA REFRIGERACIÓN [kW]	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.13	1.63	2.31	2.13
COCINA	0.89	1.25	1.35	1.22
OFICINA	0.69	1.02	1.00	0.92
PADRES	0.67	1.03	1.47	1.17
NIÑOS	0.56	0.83	0.93	0.88
SUMA DE PUNTAS	3.94	5.76	7.06	6.32
PUNTA SIMULTÁNEA	3.81 (42.38 W/m^2)	5.61 (62.40 W/m^2)	**6.09 (67.73 W/m^2)**	5.55 (61.73 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-27: Puntas absolutas de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Valencia con el sistema zonificado sin reducción de potencia

	PERCENTIL CALEFACCIÓN [kW]		PERCENTIL REFRIGERACIÓN [kW]	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	0.96	1.37	1.85	1.45
COCINA	0.76	1.07	1.03	0.77
OFICINA	0.61	0.90	0.79	0.59
PADRES	0.57	0.86	1.17	0.91
NIÑOS	0.43	0.67	0.75	0.57
SUMA DE PUNTAS	3.33	4.87	5.59	4.29

PUNTA SIMULTÁNEA	3.23 (35.92 W/m^2)	4.70 (52.27 W/m^2)	**4.86 (54.05 W/m^2)**	3.77 (41.93 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-28: Percentiles de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Valencia con el sistema zonificado sin reducción de potencia

	PUNTA CALEFACCIÓN [kW]		**PUNTA REFRIGERACIÓN [kW]**	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.30	1.68	2.53	2.21
COCINA	1.02	1.31	1.54	1.35
OFICINA	0.82	1.03	1.23	0.99
PADRES	0.83	1.02	1.61	1.31
NIÑOS	0.64	0.83	1.00	0.87
SUMA DE PUNTAS	4.61	5.87	7.91	6.73
PUNTA SIMULTÁNEA	4.45 (49.49 W/m^2)	5.76 (64.06 W/m^2)	**6.83 (75.96 W/m^2)**	5.93 (65.95 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-29: Puntas absolutas de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Sevilla con el sistema zonificado sin reducción de potencia

	PERCENTIL CALEFACCIÓN [kW]		**PERCENTIL REFRIGERACIÓN [kW]**	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.06	1.42	2.07	1.86
COCINA	0.84	1.11	1.22	1.08
OFICINA	0.69	0.90	0.89	0.77

PADRES	0.64	0.87	1.28	1.08
NIÑOS	0.50	0.67	0.82	0.70
SUMA DE PUNTAS	3.73	4.97	6.28	5.49
PUNTA SIMULTÁNEA	3.62 (40.26 W/m^2)	4.89 (54.39 W/m^2)	**5.67 (63.06 W/m^2)**	4.99 (55.50 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-30: Percentiles de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Sevilla con el sistema zonificado sin reducción de potencia

Se empieza tomando la máquina RZP100DV1+FHYBP100DV1 para todas las ciudades.

CIUDAD	CONCEPTO	SALÓN	COCINA	OFICINA	PADRES	NIÑOS
MÁLAGA	FRACCIÓN	0.330	0.185	0.140	0.210	0.135
	FLUJO [kg/h]	641.520	359.640	272.160	408.24	262.440
MADRID	FRACCIÓN	0.284	0.218	0.181	0.177	0.140
	FLUJO [kg/h]	552.096	423.792	351.864	344.088	272.160
BARCE-LONA	FRACCIÓN	0.331	0.180	0.144	0.207	0.138
	FLUJO [kg/h]	643.464	349.920	279.936	402.408	268.272
VALENCIA	FRACCIÓN	0.331	0.184	0.141	0.209	0.135
	FLUJO [kg/h]	643.464	357.696	274.104	406.296	262.44
SEVILLA	FRACCIÓN	0.329	0.194	0.142	0.204	0.131
	FLUJO [kg/h]	639.576	377.136	276.048	396.576	254.664

Tabla 5-31: Flujos másicos nominales a cada zona para el sistema zonificado sin reducción de potencia

CIUDAD	AÑO	DEMANDA	SALÓN [kW]	COCINA [kW]	OFICINA [kW]	PADRES [kW]	NIÑOS [kW]	PUNTA SIMULT. [kW]
MÁLAGA	CAL.	REFRIG.	1.86	1.84	0.79	1.18	0.76	**5.73**
MADRID	FRIO	CALEFAC.	1.86	3.54	1.19	1.16	0.92	**7.76**
	CAL.	REFRIG.	1.83	1.95	0.74	1.07	0.72	5.60
BARCEL.	CAL.	REFRIG.	1.72	1.47	0.75	1.08	0.72	**5.17**
VALENCIA	CAL.	REFRIG.	1.85	1.75	0.79	1.17	0.75	**5.60**
SEVILLA	CAL.	REFRIG.	2.07	1.79	0.89	1.28	0.82	**6.15**

Tabla 5-32: Potencias de diseño para el sistema zonificado sin reducción de potencia

Aunque en Madrid domina la punta de calefacción, también se muestra la de refrigeración para comprobar que puede ser satisfecha (la máquina combate menos carga sensible de frío que de calor debido a la componente latente). La combinación seleccionada RZP100DV1+FHYBP100DV1 es adecuada para todas las ciudades excepto para Barcelona, donde puede instalarse el modelo inmediatamente inferior (RZP71DV1+FHYBP71DV1), con potencia sensible nominal de frío de 5.2kW.

5.5 Sistema zonificado con reducción de potencia del equipo

La capacidad del sistema zonificado para diferenciar el estado de las zonas permite no climatizar aquéllas que estén desocupadas o que, estando ocupadas, no demanden climatización. Como se demostrará en §6 y fácilmente podemos intuir, esto constituye una importante fuente de ahorro en costes de operación del sistema. Además, ya que en muchas aplicaciones es improbable que todas las demandas ocurran simultáneamente (por ejemplo, que todas las habitaciones de una vivienda estén ocupadas a la vez), puede darse un paso más y explotar la zonificación para reducir la potencia instalada y, con ella, los costes de inversión. A esto nos referimos con el término *reducción de potencia del equipo*.

La potencia nominal reducida será igual a la carga simultánea de las zonas ocupadas

$$PNM_{RDZ} = máx\left\{ máx\left(\sum_{i=1}^{Nzonas} Q^{i}_{calor}\left(t\right)\cdot OC_{i}\left(t\right) \right), máx\left(\sum_{i=1}^{Nzonas} Q^{i}_{frío}\left(t\right)\cdot OC_{i}\left(t\right) \right) \right\}, \qquad \textbf{(5.8)}$$

donde

$$OC_{i}\left(t\right) = \begin{cases} 1 & \text{si la zona está ocupada} \\ 0 & \text{si la zona está desocupada} \end{cases}.$$

El valor resultante de (5.8) no deja de ser una aproximación, ya que si las zonas adyacentes a una climatizada no lo están en realidad, la demanda en la zona climatizada no será igual a la carga térmica, sino superior o inferior según las circunstancias. El dimensionamiento obtenido a partir del criterio anterior ha de verificarse simulando explícitamente el equipo, como se hace en §6 bajo condiciones de uso reales. Anticipando acontecimientos, los equipos seleccionados proporcionan resultados satisfactorios.

El procedimiento de dimensionamiento es idéntico al ya seguido con anterioridad: se calculan los términos de la ecuación (5.8), se escoge una máquina acorde a la carga del edificio, se calculan los flujos nominales a zona mediante las relaciones (5.5), se calcula la carga neta en el equipo y se comprueba si la

máquina seleccionada sigue siendo capaz de combatirla.

En las siguientes tablas se recogen los máximos, los percentiles, la suma de puntas y las puntas simultáneas en cada ciudad.

	PUNTA CALEFACCIÓN [kW]		PUNTA REFRIGERACIÓN [kW]	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	0.73	0.93	2.43	2.14
COCINA	0.79	0.93	1.44	1.25
OFICINA	0.33	0.48	1.04	0.88
PADRES	0.76	0.88	1.52	1.32
NIÑOS	0.54	0.65	0.98	0.73
SUMA DE PUNTAS	3.15	3.87	7.41	6.32
PUNTA SIMULTÁNEA	2.20 (24.47 W/m^2)	2.59 (28.81 W/m^2)	**4.89 (54.39 W/m^2)**	4.26 (47.38 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-33: Puntas absolutas de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Málaga con el sistema zonificado con reducción de potencia

	PERCENTIL CALEFACCIÓN [kW]		PERCENTIL REFRIGERACIÓN [kW]	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	0.23	0.58	1.86	1.58
COCINA	0.46	0.71	1.04	0.86
OFICINA	0.02	0.27	0.77	0.61
PADRES	0.47	0.73	1.18	0.97
NIÑOS	0.35	0.55	0.69	0.55
SUMA DE PUNTAS	1.53	2.84	5.54	4.57

PUNTA SIMULTÁNEA	0.91 (10.12 W/m^2)	1.64 (18.24 W/m^2)	**3.80 (42.26 W/m^2)**	3.20 (35.59 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-34: Percentiles de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Málaga con el sistema zonificado con reducción de potencia

	PUNTA CALEFACCIÓN [kW]		**PUNTA REFRIGERACIÓN [kW]**	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	1.07	1.44	2.27	1.99
COCINA	1.13	1.33	1.26	1.14
OFICINA	0.55	0.85	0.89	0.80
PADRES	0.99	1.23	1.34	1.09
NIÑOS	0.75	0.94	0.91	0.72
SUMA DE PUNTAS	4.49	5.79	6.67	5.74
PUNTA SIMULTÁNEA	2.87 (31.92 W/m^2)	3.91 (43.49 W/m^2)	**4.40 (48.94 W/m^2)**	3.93 (43.71 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-35: Puntas absolutas de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Madrid con el sistema zonificado con reducción de potencia

	PERCENTIL CALEFACCIÓN [kW]		**PERCENTIL REFRIGERACIÓN [kW]**	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	0.77	1.22	1.82	1.47
COCINA	0.86	1.16	1.02	0.78
OFICINA	0.40	0.67	0.72	0.54

PADRES	0.85	1.14	1.07	0.89
NIÑOS	0.64	0.87	0.66	0.48
SUMA DE PUNTAS	3.52	5.06	5.29	4.16
PUNTA SIMULTÁNEA	2.10 (23.36 W/m^2)	3.18 (35.37 W/m^2)	**3.63 (40.37 W/m^2)**	2.92 (32.48 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-36: Percentiles de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Madrid con el sistema zonificado con reducción de potencia

	PUNTA CALEFACCIÓN [kW]		**PUNTA REFRIGERACIÓN [kW]**	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	0.78	1.18	2.34	2.00
COCINA	0.81	1.20	1.34	1.08
OFICINA	0.40	0.63	1.05	0.78
PADRES	0.78	1.09	1.35	1.20
NIÑOS	0.58	0.81	0.95	0.78
SUMA DE PUNTAS	3.35	4.91	7.03	5.84
PUNTA SIMULTÁNEA	2.21 (24.58 W/m^2)	2.89 (32.14 W/m^2)	**4.72 (52.50 W/m^2)**	3.85 (42.82 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-37: Puntas absolutas de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Barcelona con el sistema zonificado con reducción de potencia

	PERCENTIL CALEFACCIÓN [kW]		**PERCENTIL REFRIGERACIÓN [kW]**	
	AÑO	*AÑO FRÍO*	*AÑO*	*AÑO FRÍO*

	CALUROSO		*CALUROSO*	
SALÓN	0.45	0.78	1.72	1.37
COCINA	0.60	0.83	0.94	0.69
OFICINA	0.18	0.41	0.70	0.52
PADRES	0.62	0.85	1.08	0.85
NIÑOS	0.46	0.64	0.66	0.48
SUMA DE PUNTAS	2.31	3.51	5.10	3.91
PUNTA SIMULTÁNEA	1.33 (14.79 W/m^2)	2.08 (23.13 W/m^2)	**3.51 (39.04 W/m^2)**	2.70 (30.03 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-38: Percentiles de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Barcelona con el sistema zonificado con reducción de potencia

	PUNTA CALEFACCIÓN [kW]		**PUNTA REFRIGERACIÓN [kW]**	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	0.57	1.07	2.32	2.14
COCINA	0.69	1.04	1.35	1.22
OFICINA	0.25	0.59	1.00	0.92
PADRES	0.66	0.98	1.51	1.23
NIÑOS	0.47	0.74	0.88	0.85
SUMA DE PUNTAS	2.64	4.42	7.06	6.36
PUNTA SIMULTÁNEA	1.76 (19.57 W/m^2)	2.97 (33.03 W/m^2)	**4.68 (52.05 W/m^2)**	4.28 (47.60 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-39: Puntas absolutas de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Valencia con el sistema zonificado con reducción de potencia

	PERCENTIL CALEFACCIÓN [kW]		PERCENTIL REFRIGERACIÓN [kW]	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	0.30	0.72	1.87	1.47
COCINA	0.51	0.79	1.03	0.78
OFICINA	0.08	0.29	0.79	0.58
PADRES	0.53	0.80	1.21	0.95
NIÑOS	0.39	0.60	0.69	0.52
SUMA DE PUNTAS	1.81	3.20	5.59	4.30
PUNTA SIMULTÁNEA	1.04 (11.57 W/m^2)	1.94 (21.58 W/m^2)	**3.82 (42.49 W/m^2)**	2.95 (32.81 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-40: Percentiles de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Valencia con el sistema zonificado con reducción de potencia

	PUNTA CALEFACCIÓN [kW]		PUNTA REFRIGERACIÓN [kW]	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	0.72	1.12	2.53	2.21
COCINA	0.80	1.11	1.54	1.35
OFICINA	0.38	0.56	1.13	0.99
PADRES	0.77	1.03	1.61	1.31
NIÑOS	0.57	0.75	1.00	0.81
SUMA DE PUNTAS	3.24	4.57	7.81	6.65
PUNTA SIMULTÁNEA	2.16 (24.02 W/m^2)	3.12 (34.70 W/m^2)	**5.16 (57.39 W/m^2)**	4.53 (50.38 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-41: Puntas absolutas de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Sevilla con el sistema zonificado sin reducción de potencia

	PERCENTIL CALEFACCIÓN [kW]		PERCENTIL REFRIGERACIÓN [kW]	
	AÑO CALUROSO	*AÑO FRÍO*	*AÑO CALUROSO*	*AÑO FRÍO*
SALÓN	0.40	0.74	2.07	1.86
COCINA	0.58	0.83	1.22	1.08
OFICINA	0.10	0.35	0.89	0.77
PADRES	0.61	0.85	1.29	1.08
NIÑOS	0.45	0.64	0.76	0.65
SUMA DE PUNTAS	2.14	3.41	6.23	5.44
PUNTA SIMULTÁNEA	1.26 (14.01 W/m^2)	2.04 (22.69 W/m^2)	**4.33 (48.16 W/m^2)**	3.86 (42.93 W/m^2)

(*) Se utiliza únicamente la superficie climatizada de la vivienda (89.91m^2)

Tabla 5-42: Percentiles de calefacción y refrigeración para los años extremos frío y caluroso para la vivienda en Sevilla con el sistema zonificado con reducción de potencia

Sintetizando estos resultados, en la siguiente tabla se extraen las columnas condicionantes (refrigeración para el año caluroso).

CIUDAD	AÑO	PERC.	SALÓN [kW]	COCINA [kW]	OFICINA [kW]	PADRES [kW]	NIÑOS [kW]	PUNTA SIMULT. [kW]
MADRID	CALUR.	100 %	2.27	1.26	0.89	1.34	0.91	4.40
		99 %	1.82	1.02	0.72	1.07	0.66	**3.63**
BARCE-LONA	CALUR.	100 %	2.34	1.34	1.05	1.35	0.95	4.72
		99 %	1.72	0.94	0.70	1.08	0.66	**3.51**
MÁLAGA	CALUR.	100 %	2.43	1.44	1.04	1.52	0.98	4.89
		99 %	1.86	1.04	0.77	1.18	0.69	**3.80**
VALENCIA	CALUR.	100 %	2.32	1.35	1.00	1.51	0.88	4.68
		99 %	1.87	1.03	0.79	1.21	0.69	**3.82**
SEVILLA	CALUR.	100 %	2.53	1.54	1.13	1.61	1.00	5.16
		99 %	2.07	1.22	0.89	1.29	0.76	**4.33**

Tabla 5-43: Puntas de carga en cada zona y punta simultánea para cada ciudad

La máquina DAIKIN RZP71DV1 (unidad exterior) + FHYBP71BV1 (unidad interior), con potencia nominal de frío de 5.2kW, puede combatir la punta simultánea del edificio en cualquiera de las ciudades.

De nuevo, las puntas simultáneas de la tabla anterior representan la carga en el edificio, a la que hay que añadir la carga por ventilación de la cocina para calcular la carga en el equipo. La tabla 5-44 recoge los flujos nominales a cada zona para la máquina anterior y la tabla 5-45 la punta simultánea en el equipo, que sirve de base para el dimensionamiento y que muestra conformidad con la selección inicial.

CIUDAD	CONC.	SALÓN	COCINA	OFICINA	PADRES	NIÑOS	TOTAL
MADRID	FRACCIÓN	0.344	0.193	0.136	0.202	0.125	1.000
	FLUJO [kg/h]	470.592	264.024	186.048	276.336	171.000	1368.000
BARCE-LONA	FRACCIÓN	0.337	0.184	0.137	0.212	0.130	1.000
	FLUJO [kg/h]	461.016	251.712	187.416	290.016	177.840	1368.000
MÁLAGA	FRACCIÓN	0.336	0.188	0.139	0.213	0.124	1.000
	FLUJO [kg/h]	459.648	257.184	190.152	291.384	169.632	1368.000
VALENCIA	FRACCIÓN	0.334	0.184	0.141	0.216	0.125	1.000
	FLUJO [kg/h]	456.912	251.712	192.888	295.488	171.000	1368.000
SEVILLA	FRACCIÓN	0.332	0.196	0.143	0.207	0.122	1.000
	FLUJO [kg/h]	454.176	268.128	195.624	283.176	166.896	1368.000

Tabla 5-44: Flujo másico nominal a cada zona para la unidad interior DAIKIN fhybp71bv1

CIUDAD	PUNTA SIMULTÁNEA DE FRÍO EN EL EQUIPO [kW]
MADRID	4.19
BARCELONA	3.90
MÁLAGA	4.36
VALENCIA	4.35
SEVILLA	5.25

Tabla 5-45: Carga máxima a combatir por el equipo para el sistema zonificado con reducción de potencia

5.6 Resumen de casos

La tabla 5-46 resume la selección de equipos y los flujos nominales de impulsión a cada zona. Para Barcelona se obtuvo la misma máquina (modelo 71) para casos con y sin reducción de potencia, de manera que los resultados serían idénticos para ambos. Para extender las conclusiones del estudio, también se evaluarán las prestaciones de la máquina 100 colocada en el sistema zonificado en Barcelona.

CIUDAD	SISTEMA	FLUJO MÁSICO NOMINAL [kg h^{-1}]					EQUIPO (DAIKIN)
		SALÓN	COCINA	OFICINA	PADRES	NIÑOS	
MADRID	NZ	552.096	423.792	351.864	342.144	274.104	100
	Z SRP	552.096	423.792	351.864	344.088	272.160	100
	Z CRP	470.592	264.024	186.048	276.336	171.000	71
BARCELN.	NZ	643.464	384.912	260.496	392.688	262.440	100
	Z SRP	643.464	349.920	279.936	402.408	268.272	(100)
	Z CRP	461.016	251.712	187.416	290.016	177.840	71
MÁLAGA	NZ	639.576	398.520	254.664	400.464	639.576	100
	Z SRP	641.520	359.640	272.160	408.24	262.440	100
	Z CRP	459.648	257.184	190.152	291.384	169.632	71
VALENCIA	NZ	637.632	390.744	252.720	410.184	252.720	100
	Z SRP	643.464	357.696	274.104	406.296	262.44	100
	Z CRP	456.912	251.712	192.888	295.488	171.000	71
SEVILLA	NZ	635.688	412.128	260.496	384.912	250.776	100
	Z SRP	639.576	377.136	276.048	396.576	254.664	100
	Z CRP	454.176	268.128	195.624	283.176	166.896	71

Tabla 5-46: Dimensionamiento de los sistemas

SEXTO CAPÍTULO | RESULTADOS Y CONCLUSIONES

6.1 Introducción

Concretando las características de la vivienda (§4) y del equipo y la red de conductos (§5) en el modelo desarrollado para cada sistema de climatización (§3) se obtienen, para cada paso de tiempo de simulación, las condiciones interiores en todas las zonas (temperatura y humedad relativa del aire, temperatura superficial de los cerramientos, etc.) y las condiciones operativas de la máquina (potencia térmica cedida, consumo eléctrico, COP, etc.), así como el valor de todos los flujos de calor y masa implicados.

Este capítulo se divide en dos partes:

- *Comportamiento de los modelos* (§6.2), donde se estudia la evolución temporal de las variables más significativas, se ilustran efectos curiosos y se comprueba el buen desempeño general de los modelos formulados en §3. Para este propósito es irrelevante la ciudad concreta simulada, motivo por el que únicamente se muestran resultados para Málaga.

- *Prestaciones de los sistemas* (§6.3), cuantificadas mediante la demanda eléctrica integrada mensual y anual y el nivel de satisfacción de las condiciones de consigna y de confort.

6.2 Comportamiento de los modelos

6.2.1 *Generalidades*

La asincronía de carga entre las zonas de la vivienda, básicamente motivada por la diferente orientación de los cerramientos exteriores, se manifiesta con claridad al seguir la evolución temporal de la carga sensible de las zonas climatizadas durante un día cualquiera del año, por ejemplo el 15 de febrero (figura 6-1). Simultáneamente algunas zonas demandan ser refrigeradas y otras calefactadas.

El salón demanda su punta de refrigeración por la tarde, cuando el Sol incide con fuerza al oeste; el dormitorio de padres lo hace al mediodía, ya que tiene un balcón amplio al sur; el dormitorio de los niños y la oficina, con ventanas al este, lo hacen por la mañana.

Las variaciones bruscas de carga se deben a cambios en el uso de las zonas, que alteran sus ganancias internas según la agenda de la tabla 4-8. El ejemplo más claro se tiene a las 20:00, momento en que toda la familia va a cenar a la cocina.

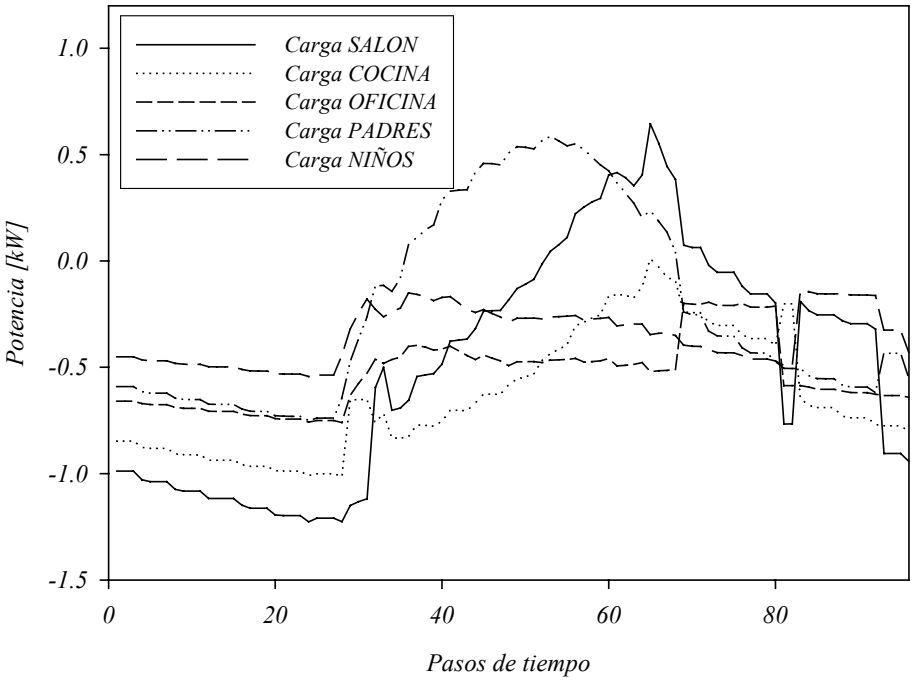


Figura 6-1: Carga en cada zona climatizada para el 15 de febrero del año típico en Málaga (convenio de signos: Q>0 refrigeración; Q<0 calefacción). El paso de tiempo es de 15 minutos

En realidad las zonas no se mantienen permanentemente a su temperatura de consigna, como se supone en un cálculo de cargas, sino que

- En cada instante la máquina únicamente funciona en un modo (calor o frío), de manera que el sistema no puede hacer frente a las inversiones térmicas simultáneas que pueden ocurrir en la vivienda
- En el sistema zonificado no se climatizan las zonas desocupadas
- En el sistema no zonificado únicamente hay una zona con temperatura controlada
- El equipo puede tener limitaciones de potencia dentro del margen del percentil de diseño
- La *ley de control* para las zonas controladas se dibuja en la figura 6-2 y muestra una banda de confort térmico (en temperatura seca del aire) dentro de la cual no se requiere de la acción del equipo

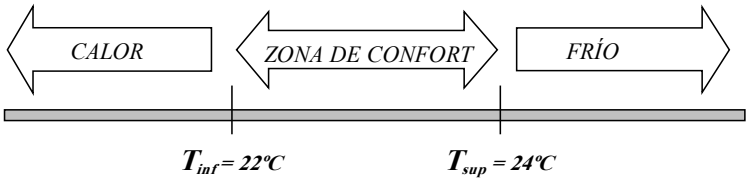


Figura 6-2: Control de la máquina en función de la temperatura del salón. En invierno el equipo trata de mantener la temperatura en el límite inferior (22 ºC), en verano en el superior (24 ºC)

Para considerar estos aspectos y otros tales como la dependencia de las prestaciones del equipo con sus condiciones operativas ha de representarse de alguna manera la interacción mutua edificio-sistema de climatización (§2.5), fin para el cual se desarrollaron los modelos expuestos en §3.

6.2.2 *Sistema de climatización no zonificado*

El control del sistema no zonificado depende de la demanda del salón según las regiones de la figura 6-2, siendo las condiciones en las restantes zonas resultado de la coyuntura de cada momento. En la figura 6-3 se muestran las temperaturas que este sistema consigue en cada habitación de la vivienda.

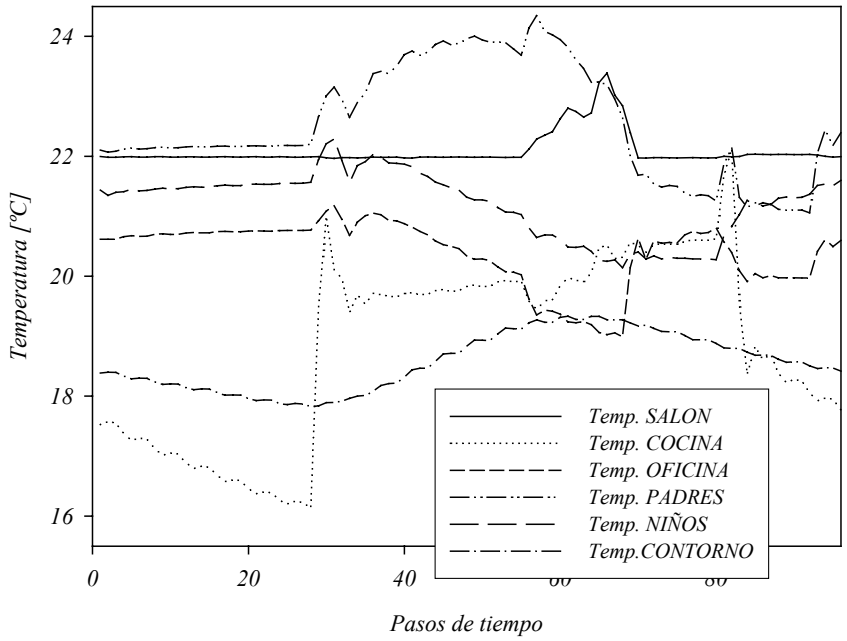


Figura 6-3: Evolución de la temperatura de las zonas para el día 15 de febrero del año típico en Málaga para el sistema no zonificado. La zona contorno modela los pisos adyacentes (§4.3). El paso de tiempo es de 15 minutos

La temperatura del salón se mantiene en su valor de consigna de 22ºC (las pequeñas oscilaciones son ruido numérico, siempre acotado en un margen de ±0.05ºC) salvo entre las 14:45 y las 17:45, cuando las condiciones ambientales hacen que no precise ser climatizado, lo que ocasiona la parada de la máquina (figura 6-4).

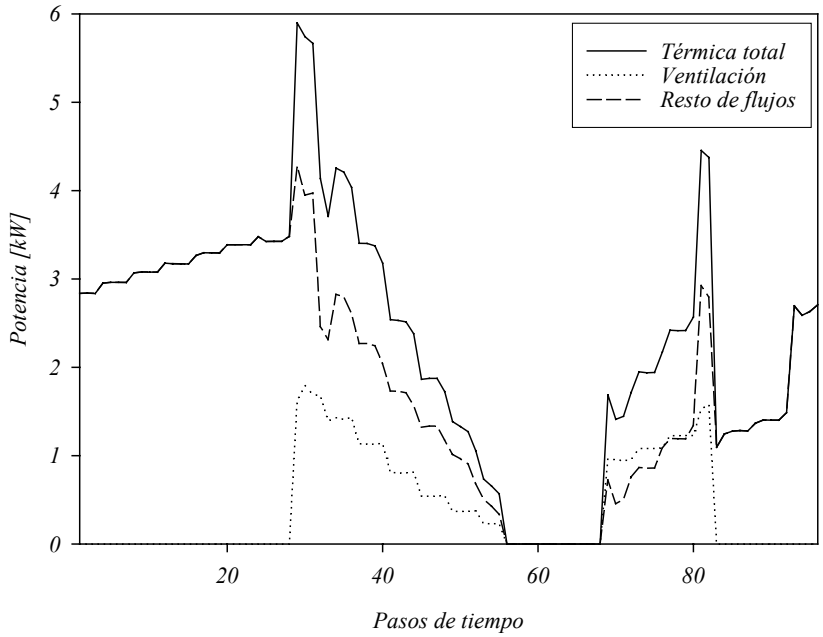


Figura 6-4: Potencia térmica intercambiada durante el día 15 de febrero del año típico en Málaga para el sistema no zonificado. El primer máximo corresponde al comienzo de la impulsión a la cocina, que introduce la carga de ventilación en la máquina. El segundo máximo concierne a la desaparición de las fuentes de calor internas cuando la familia va a cenar a la cocina. El fuerte descenso posterior sucede después de cenar, cuando se suprime la carga por ventilación y se recuperan las ganancias de calor internas. El paso de tiempo es de 15 minutos

Durante la noche la temperatura de la cocina experimenta una fuerte caída, aproximándose a la temperatura ambiente, ya que se supone que no recibe climatización salvo cuando está ocupada y con la campana extractora encendida.

Nótese en la figura 6-3 que, aunque el equipo estaba en modo calor, justo en el momento en que se detiene aumenta sensiblemente la temperatura en el dormitorio de los padres. Este hecho se explica al observar la tendencia decreciente de la temperatura del dormitorio en las horas precedentes. Como hay algunas zonas frías, la mezcla de los retornos y su posterior impulsión por parte de la máquina estaba proveyendo de cierta refrigeración al dormitorio de padres (con fuertes ganancias solares a esta hora) y del calor preciso para mantener al salón en las condiciones requeridas. La supresión de la acción del equipo provoca el descenso de la temperatura en el resto de la vivienda. Todo queda claro en la figura 6-5, que incluye la temperatura de impulsión.

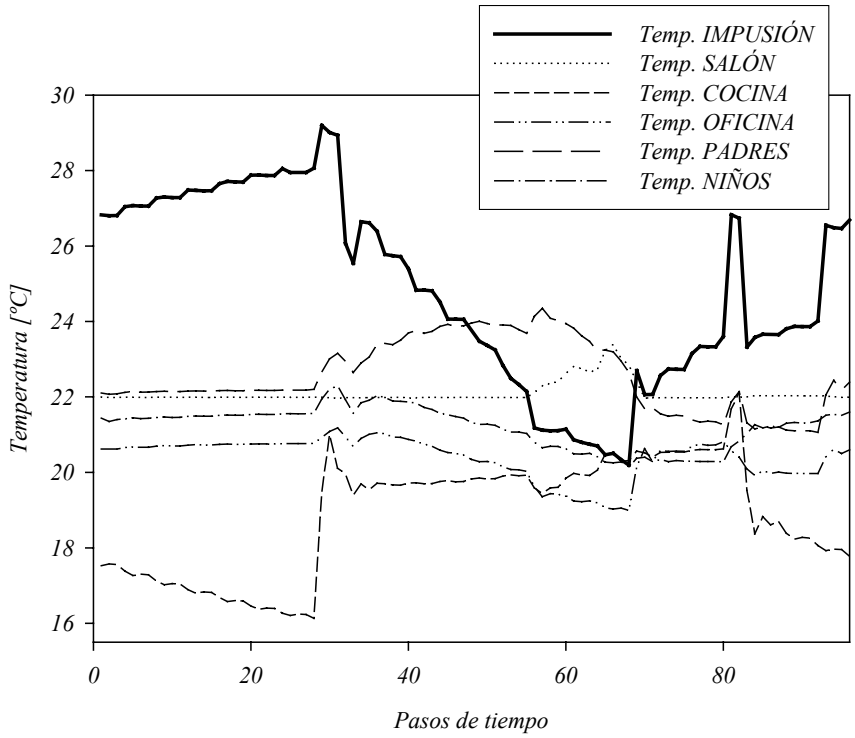


Figura 6-5: Evolución de la temperatura de impulsión en el día 12 de febrero del año típico en Málaga para el sistema no zonificado. Durante el tiempo que la máquina está parada, la temperatura de impulsión no es representativa. La temperatura media de la vivienda desciende. Paso de tiempo=15 min

Conforme se acerca el verano, la temperatura del salón durante el periodo de parada irá aumentando hasta en ocasiones rebasar los 24ºC, límite superior de la ventana de confort (figura 6-2). En estas circunstancias la máquina conmuta a modo frío para mantener la temperatura del salón en 24ºC (figuras 6-6 y 6-7). Igualmente, si en época estival la temperatura del salón descendiera de 22ºC, se activaría el modo calor para mantenerla a 22ºC. Estas situaciones, especialmente la primera, son frecuentes durante la primavera y el otoño (figura 6-9).

En la figura 6-8 se ilustran las condiciones típicas de un día de verano, cuando la temperatura de consigna es de 24ºC. En esta estación es infrecuente que la temperatura del salón baje de los 24ºC, permaneciendo la máquina en funcionamiento durante casi todo el tiempo, como se observa en la figura 6-9, que muestra la pauta de la temperatura del salón durante el año.

En las zonas no controladas las variaciones de temperatura son mucho más intensas. A modo de ejemplo, las figuras 6-10 y 6-11 recogen el curso de la temperatura de los dormitorios durante todo el año.

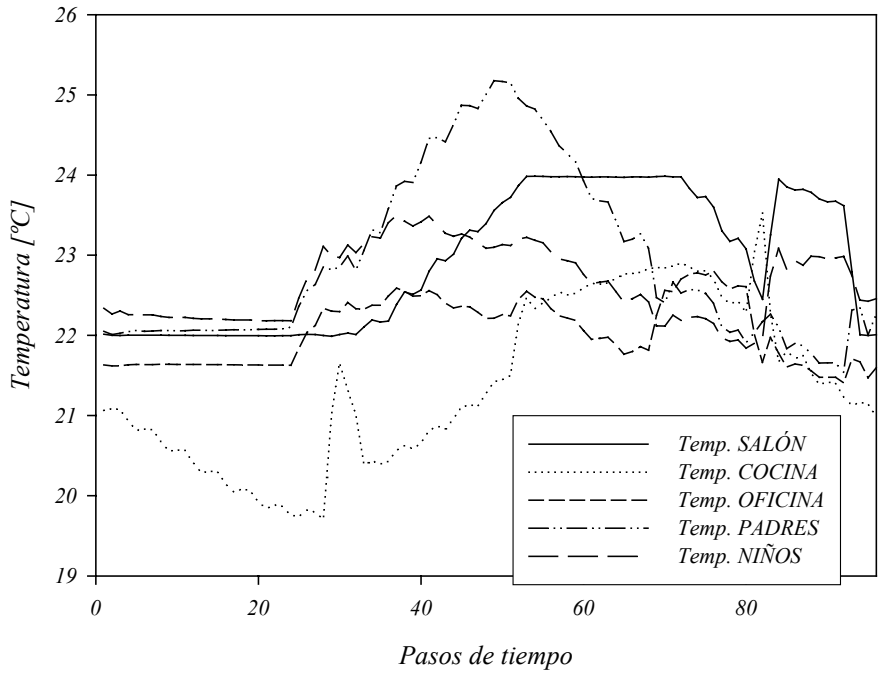


Figura 6-6: Evolución de la temperatura en las zonas climatizadas durante el día 11 de abril del año típico en Málaga para el sistema no zonificado. Desde temprano (las 9:00) el salón no demanda climatización, pero a partir de las 14:00 su temperatura supera los 24ºC, de manera que se activa el modo frío para mantener la temperatura en 24ºC (valor más próximo). A las 20:30 desaparece esta necesidad

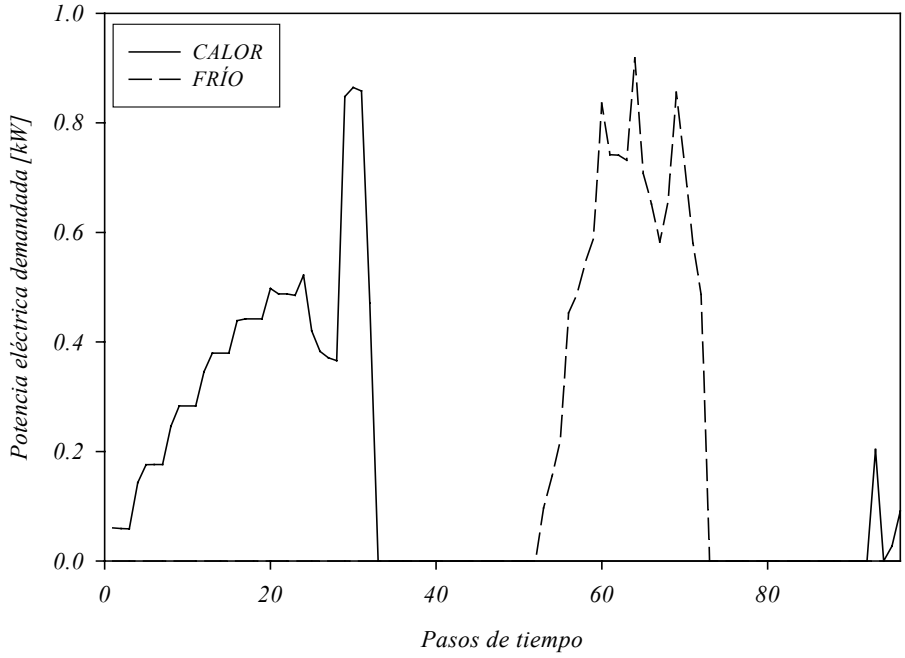


Figura 6-7: Potencia eléctrica demandada por la máquina durante el día 11 de abril del año típico en los modos de calor y de frío, en Málaga para el sistema no zonificado. El paso de tiempo es de 15 minutos

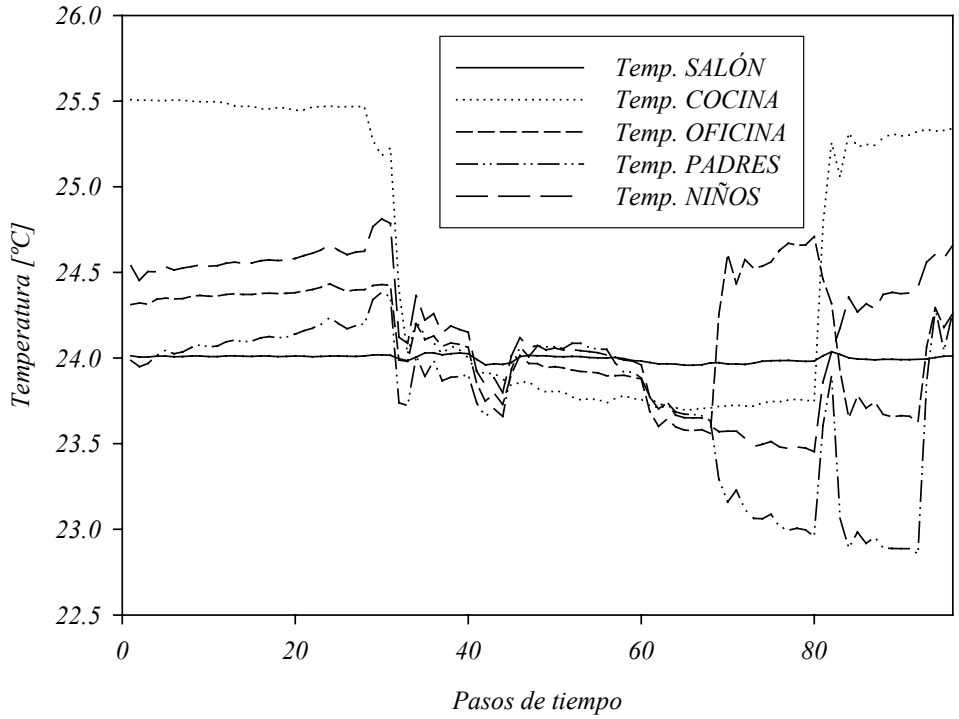


Figura 6-8: Temperaturas durante el día 18 de Julio del año típico en Málaga para el sistema no zonificado. El paso de tiempo es de 15 minutos

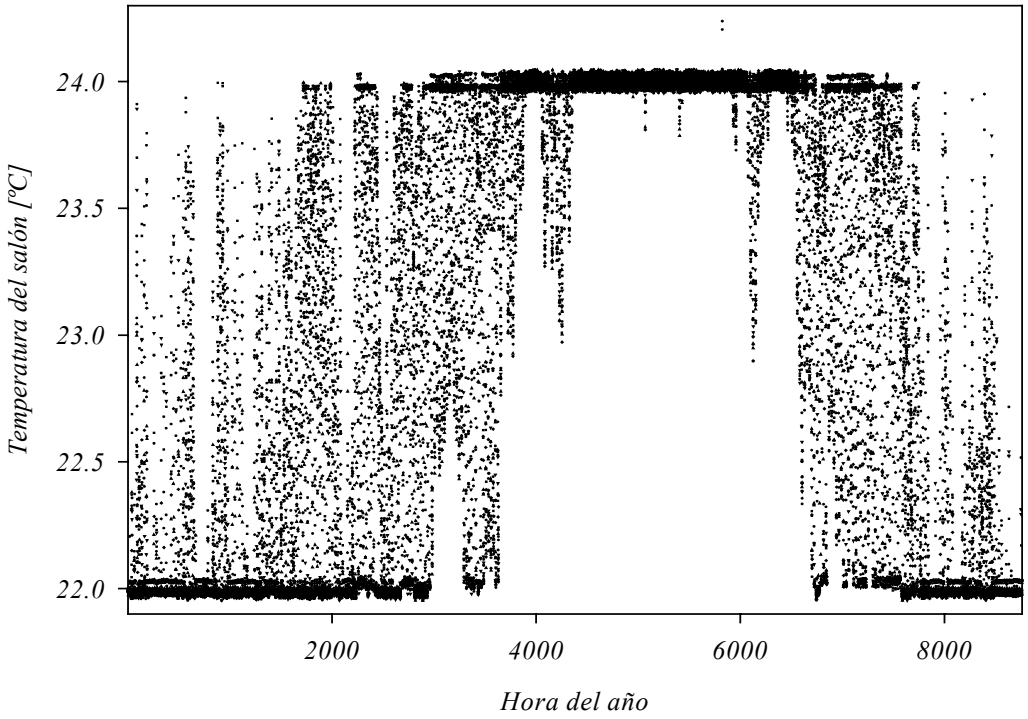


Figura 6-9: Temperatura del salón durante el año típico en Málaga para el sistema no zonificado. Su valor se mantiene dentro del rango [22ºC, 24ºC], operando la máquina según se explicó. Las oscilaciones en

torno a los límites del rango son ruido numérico con amplitud máxima ±0.05 ºC

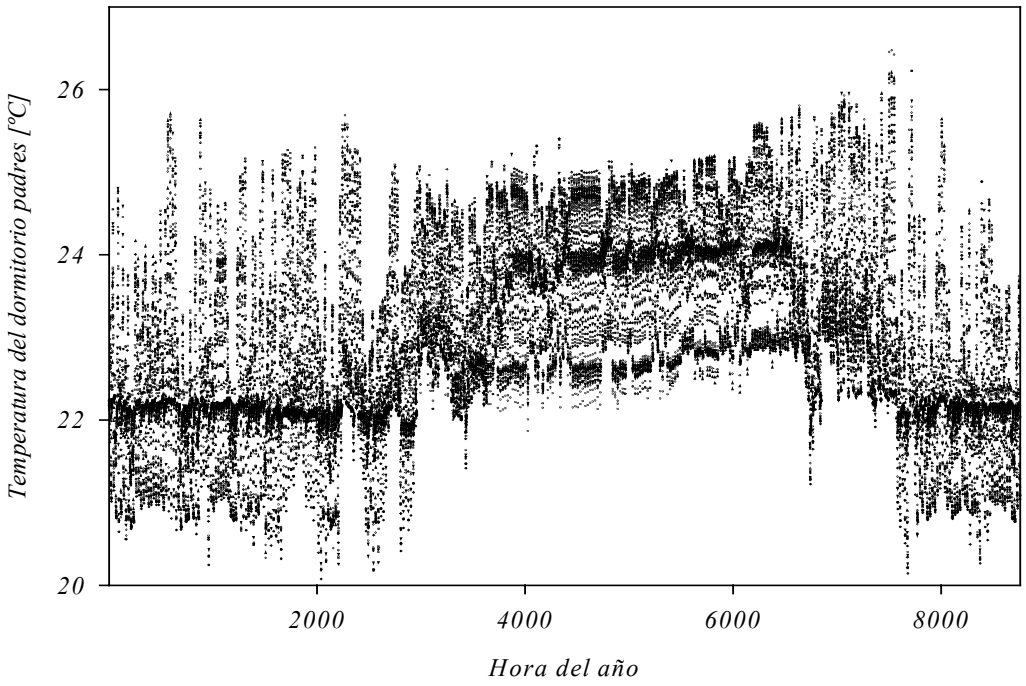


Figura 6-10: Temperatura del dormitorio de padres durante el año típico en Málaga para el sistema no zonificado

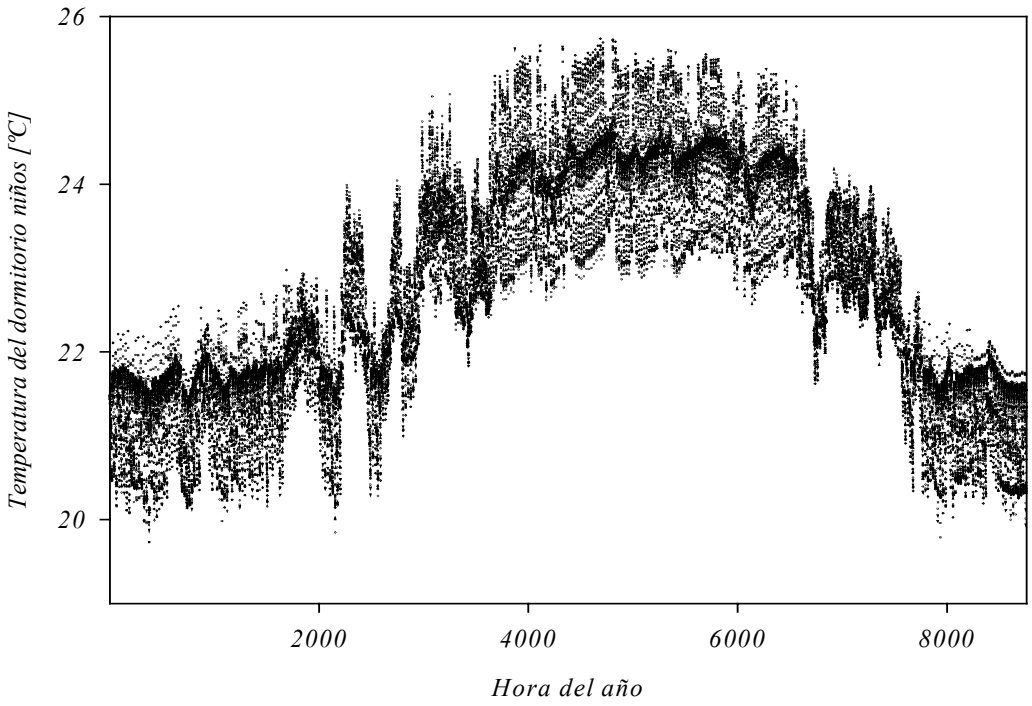


Figura 6-11: Temperatura del dormitorio de niños durante el año típico en Málaga para el sistema no zonificado

En la figura 6-9 destaca un despunte en la temperatura del salón durante el verano, concretamente el 31 de agosto (figura 6-12). En las horas centrales de este día la coyuntura hace que el equipo sea incapaz de combatir la carga total que se le demanda.

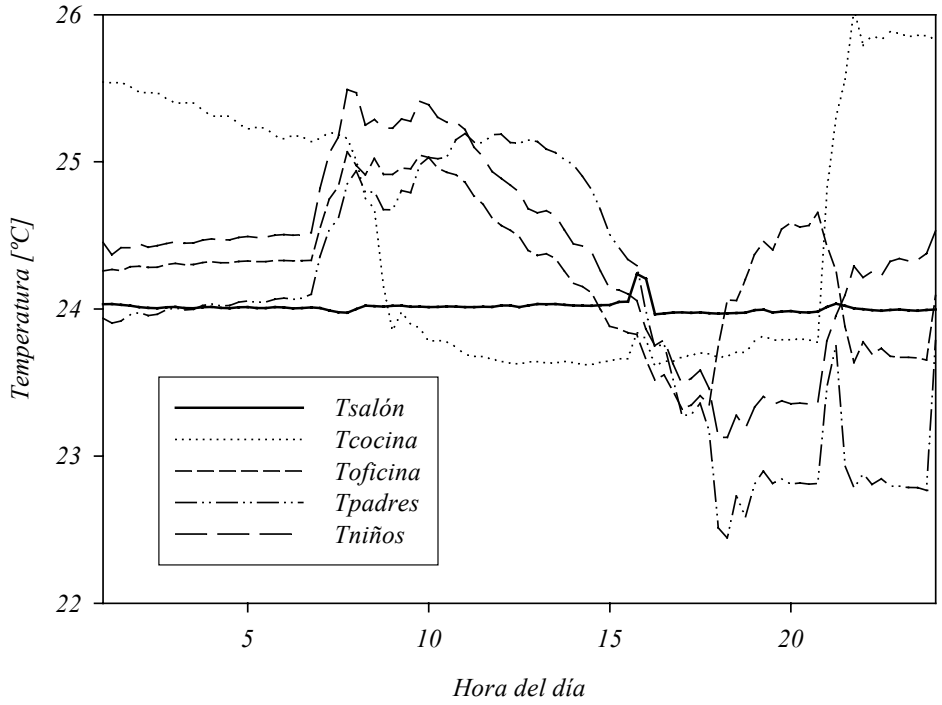


Figura 6-12: Temperaturas durante el día 31 de agosto del año típico en Málaga para el sistema no zonificado

Si en lugar de colocar la máquina resultante del dimensionamiento (§5.3) se colocara la inmediatamente inferior RZP71DV1 las limitaciones de potencia serían más frecuentes, como se evidencia en la figura 6-13 para el salón, que resulta sobrecalentado durante 46 horas en total. Aunque este nivel de disconfort pueda parecer admisible y una buena razón para colocar la máquina pequeña, no debe olvidarse que en el sistema no zonificado los usuarios del resto de habitaciones pueden alterar la consigna del salón para conseguir unas condiciones aceptables en las zonas en que se encuentran (por ejemplo, en los dormitorios durante las mañanas de verano). Según las circunstancias este cambio de consigna supone el aumento o la disminución de la potencia consumida por la máquina, lo que hace más seguro el criterio de dimensionamiento articulado en §5.3 que la mera observancia del resultado de la figura 6-13.

En las figuras 6-14 a 6-19 se completa la descripción del sistema ilustrando los consumos eléctricos, la temperatura de impulsión (que se mantiene dentro de límites normales), la humedad relativa del salón y el tiempo promedio de operación de la máquina.

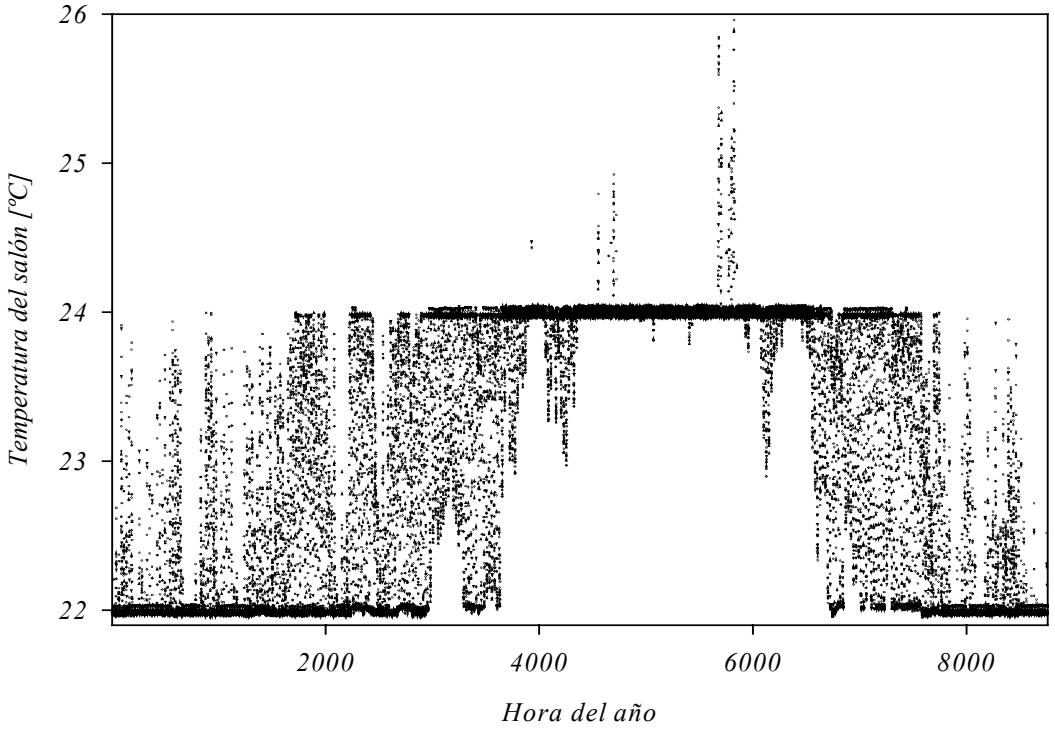


Figura 6-13: Evolución anual de la temperatura del salón durante el año típico en Málaga para el sistema sin zonificación con la máquina RZP71DV1

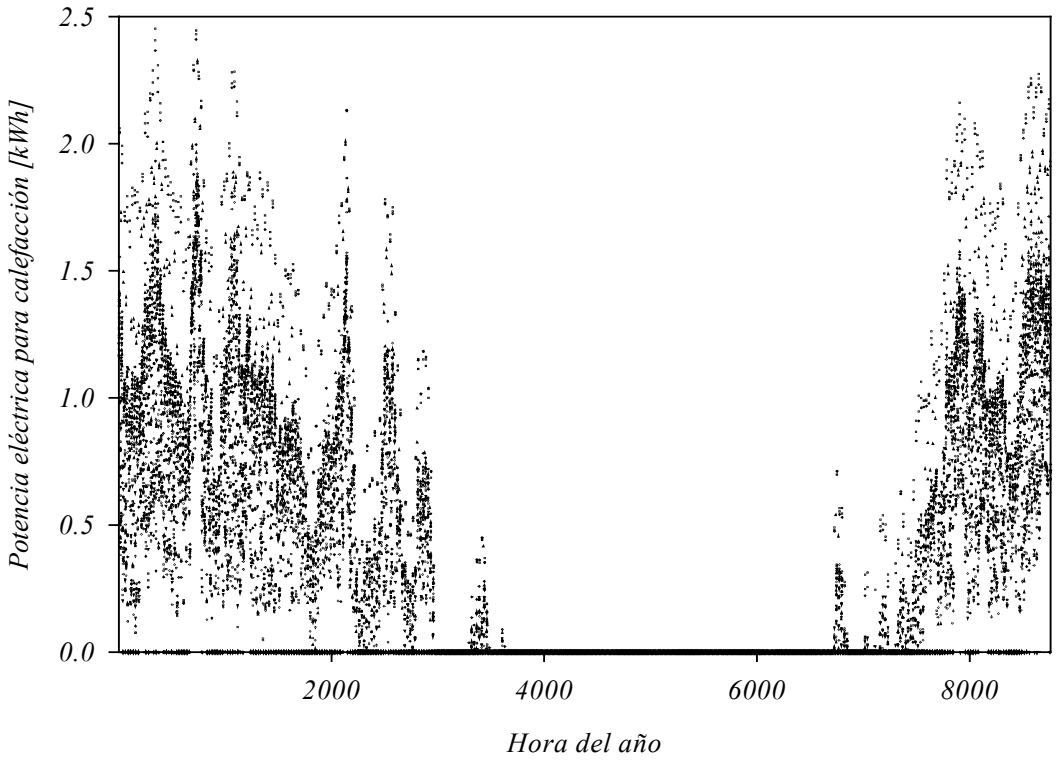


Figura 6-14: Potencia eléctrica demandada por la máquina para calefacción

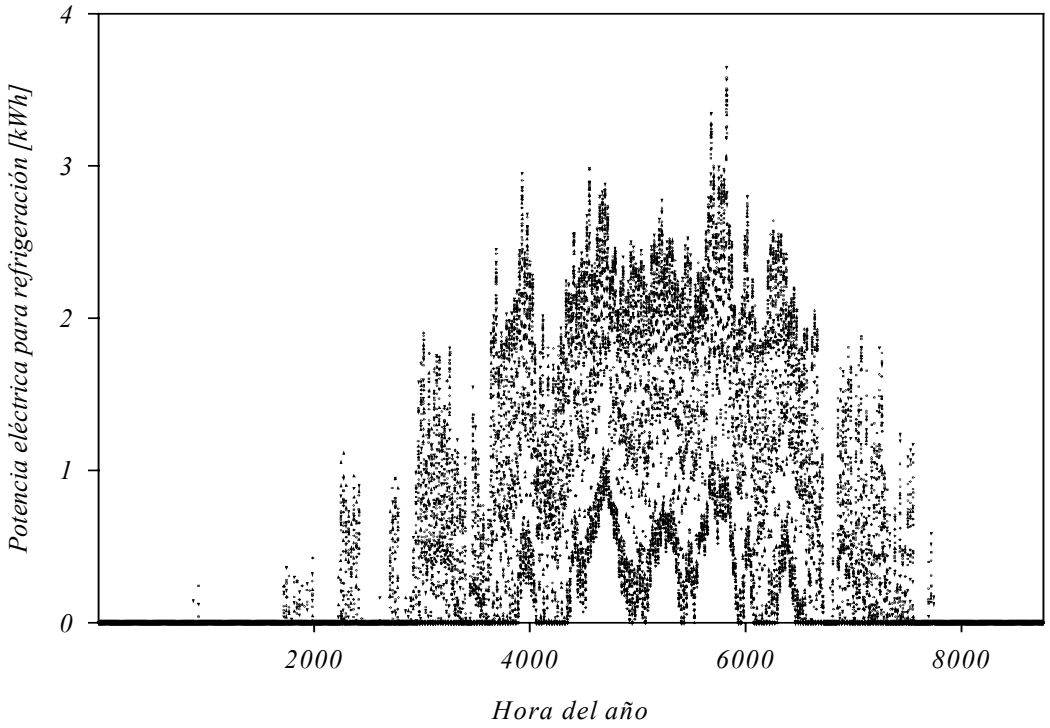


Figura 6-15: Potencia eléctrica demandada por la máquina para enfriamiento.

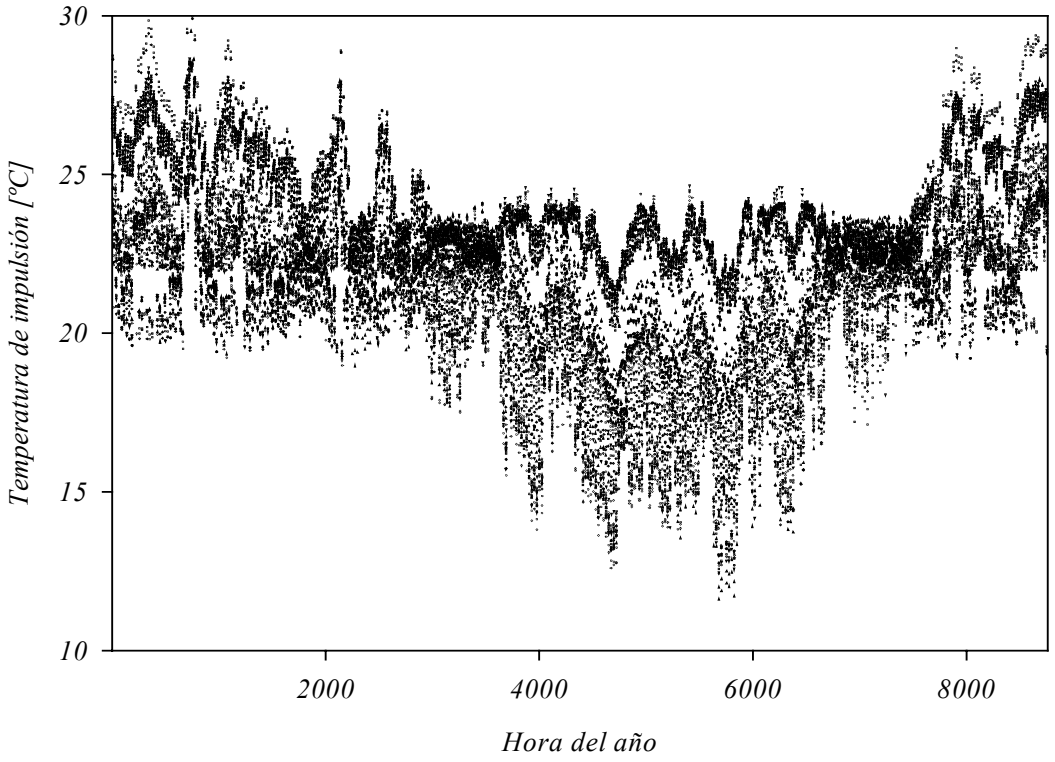


Figura 6-16: Temperatura de impulsión durante el año típico en Málaga para el sistema no zonificado.

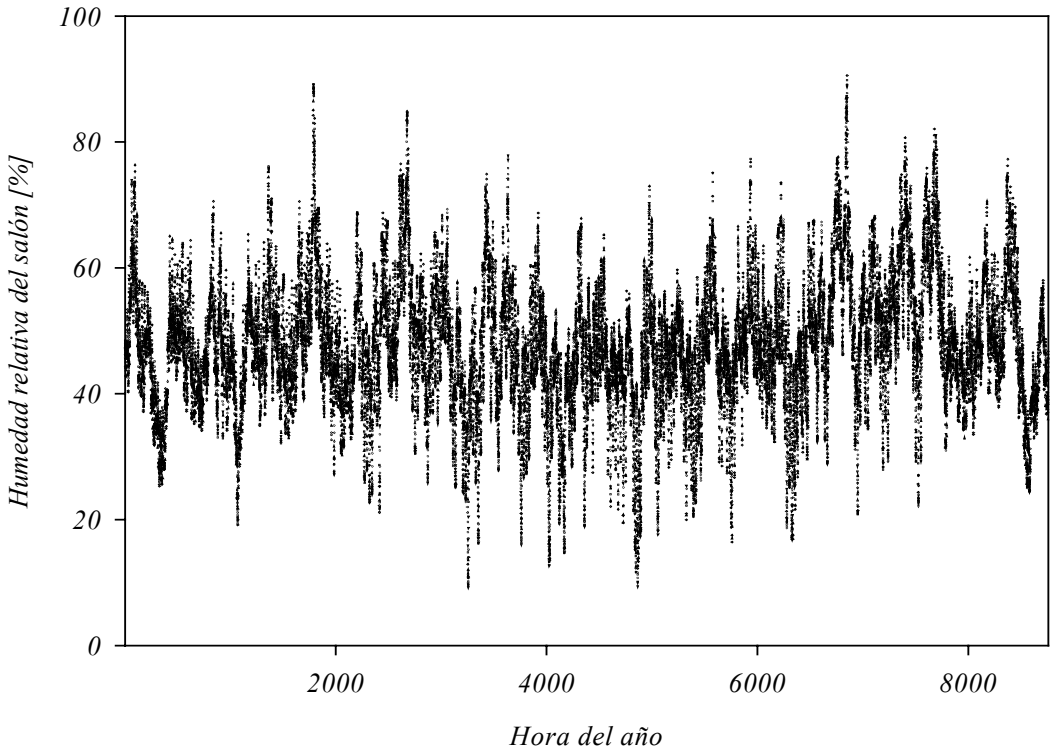


Figura 6-17: Humedad relativa del salón durante el año típico en Málaga para el sistema no zonificado.

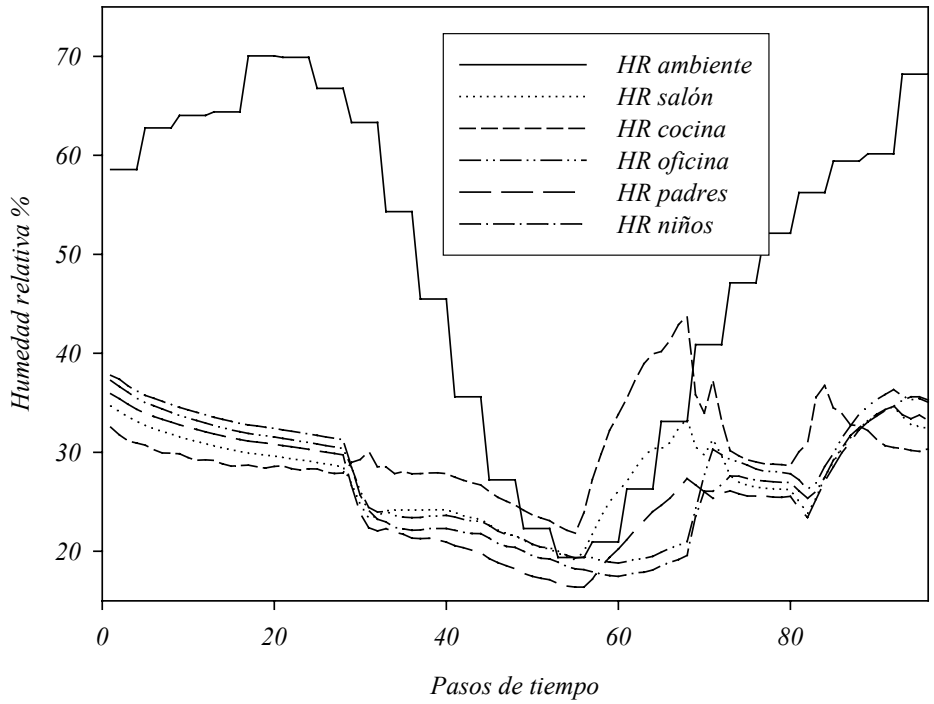


Figura 6-18: Humedades relativas el día 14 de febrero del año típico en Málaga para el sistema no

zonificado. El paso de tiempo es de 15 minutos.

En modo frío el cálculo de la humedad absoluta de impulsión es problemático debido a la falta de información acerca de la dependencia del factor de calor sensible con la carga parcial (§3) y a lo limitado del rango de los datos facilitados por el fabricante. Por estos motivos es muy probable que los valores extremos que se observan en la figura 6-17 durante el verano no se manifiesten en la realidad. Durante el invierno se alcanzan humedades relativas bajas, básicamente por efecto de las infiltraciones y la ventilación (figura 6-18).

Por último, la siguiente figura muestra el denominado "*Part Load Ratio*", es decir, el cociente entre la energía térmica demandada y la máxima que puede aportar la máquina para cada paso de tiempo. Cuando la máquina es todo/nada, esta variable puede interpretarse como la fracción de paso de tiempo durante la cual la máquina debe funcionar. Como era de esperar, en invierno la máquina queda sobredimensionada para las necesidades del edificio, mientras que en verano es frecuente un funcionamiento más próximo al de plena carga.

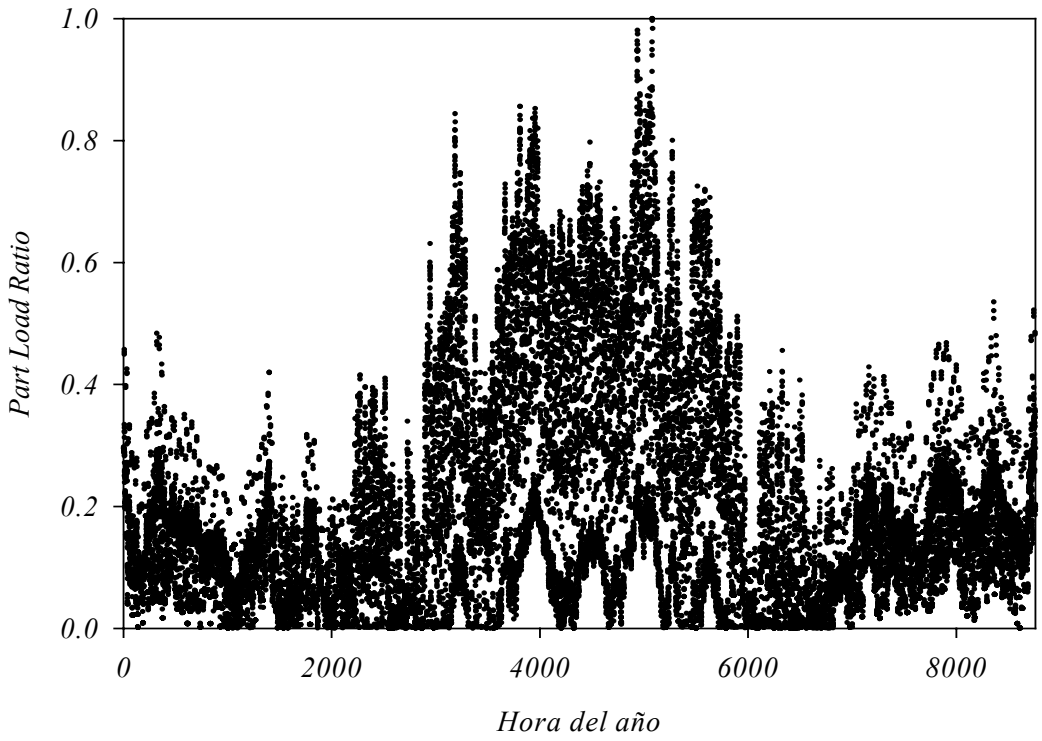


Figura 6-19: Part Load Ratio (demanda térmica / máximo aporte posible)

6.2.3 *Sistema zonificado*

Este sistema controla por separado la temperatura de cada zona y permite dejar de climatizar las zonas desocupadas (*set-back*), lo que supone una importante fuente de ahorro energético (§6.3.2).

En las figuras 6-20 y 6-21 se representa el curso de las temperaturas en la vivienda para un día de invierno y uno de verano respectivamente. En las zonas ocupadas se mantienen las consignas, mientras que las desocupadas no reciben climatización, de manera que su temperatura evoluciona libremente.

Nótese en la figura 6-20 que el dormitorio de padres llega a rebasar los 24ºC al mediodía, demandando por lo tanto refrigeración. Se trata de una situación de inversión térmica simultánea a la que el sistema no puede hacer frente. Para estos casos se ha fijado el convenio de que sean los dormitorios por la noche y el salón por el día los que decidan si la máquina funciona en modo calor o frío. En la realidad es el usuario quien lo hace, pero este factor es cuanto menos arbitrario de modelar.

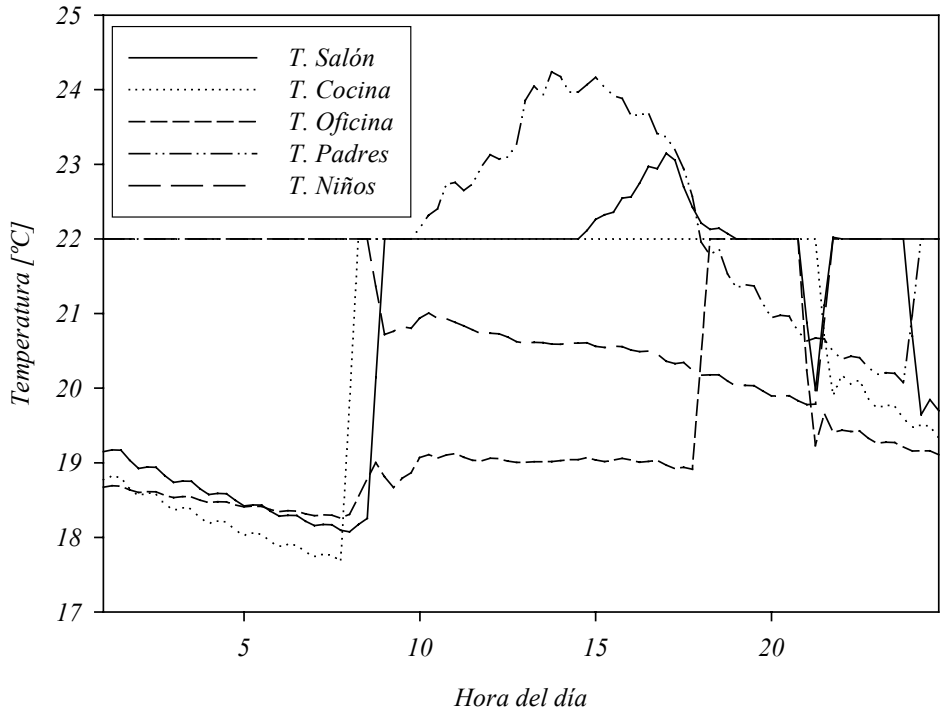


Figura 6-20: Temperatura en las zonas durante el día 23 de enero del año típico en Málaga para el sistema zonificado

En la figura 6-22 se dibuja la potencia térmica cedida por el equipo para un día de invierno. Su valor es estable durante la noche y aumenta considerablemente por la mañana, cuando las personas despiertan y nuevas zonas (cocina y salón) demandan climatización. A medida que el día avanza, la demanda de calefacción va cayendo para después aumentar por la noche. El descenso brusco a las 20:30 se debe a la desconexión de zonas cuando toda la familia está cenando en la cocina.

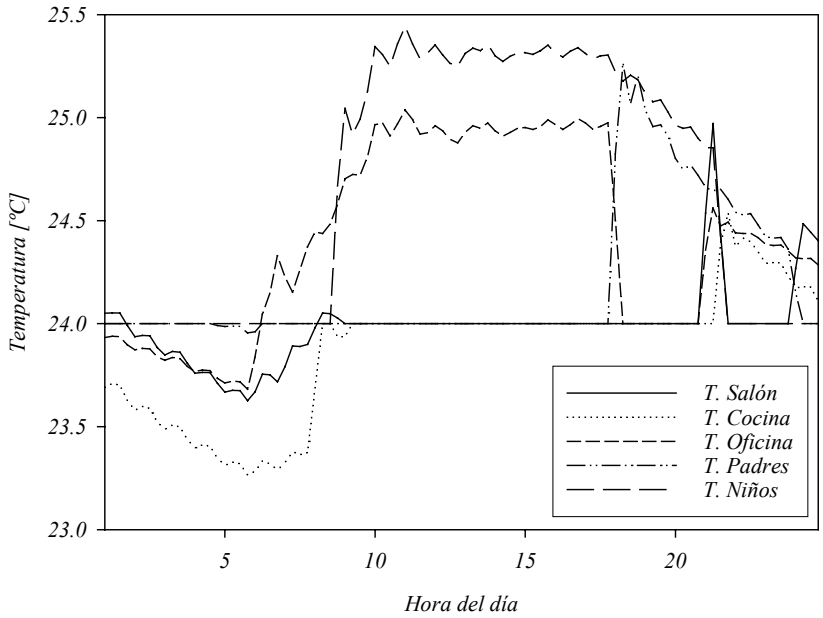


Figura 6-21: Temperatura en las zonas durante el día 28 de junio del año típico en Málaga para el sistema zonificado

Igualmente, en la figura 6-23 se representa la potencia térmica de frío cedida por la máquina durante un día de verano. Obviamente, la demanda de refrigeración está desfasada con respecto a la de calefacción (figura 6-22), ya que es casi nula durante la noche y va aumentando a medida que avanza el día para después descender de nuevo.

En los resultados de consumo eléctrico de §6.3.2 se verá cómo el sistema zonificado siempre ahorra más en modo calor que en modo frío. Esto se explica fácilmente en virtud de lo anterior: la demanda de calefacción es mayoritaria durante las noches de invierno, cuando el sistema zonificado únicamente combate la demanda en los dormitorios. El ahorro derivado de no acondicionar el resto de la vivienda es entonces grande. Por el contrario, en verano la demanda de frío durante la noche es normalmente muy pequeña, de manera que el *set-back* nocturno es mucho menos efectivo en cuanto a ahorro. Durante el día son simultáneos el máximo número de zonas ocupadas y la máxima demanda de refrigeración. Este hecho se observa claramente en las figuras 6-24 y 6-25.

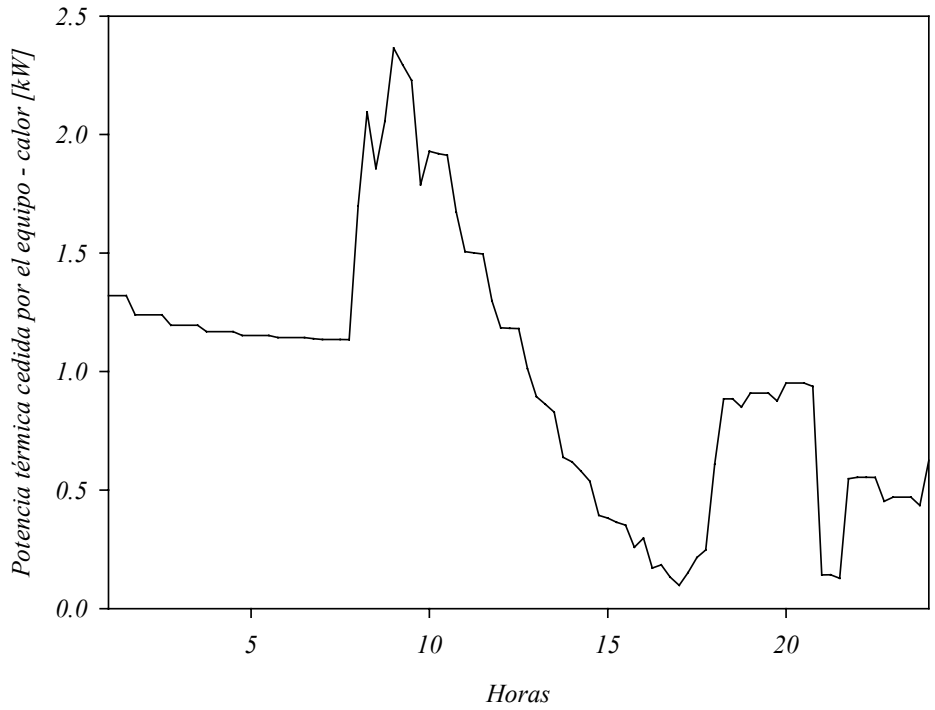


Figura 6-22: Potencia térmica cedida por el equipo durante el día 23 de enero.

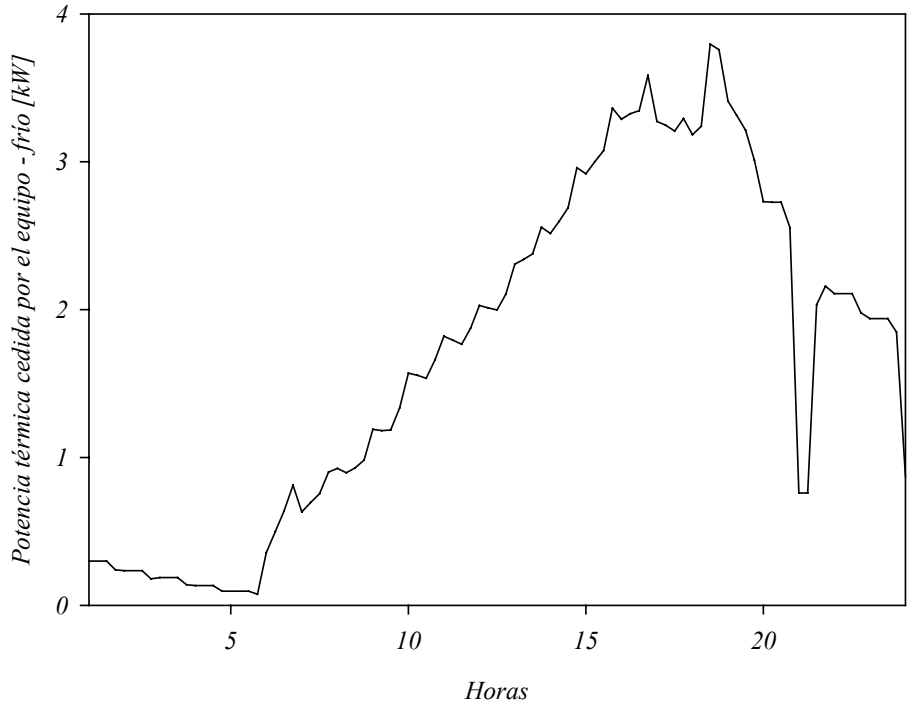


Figura 6-23: Temperatura en las zonas durante el día 28 de junio del año típico en Málaga para el sistema zonificado

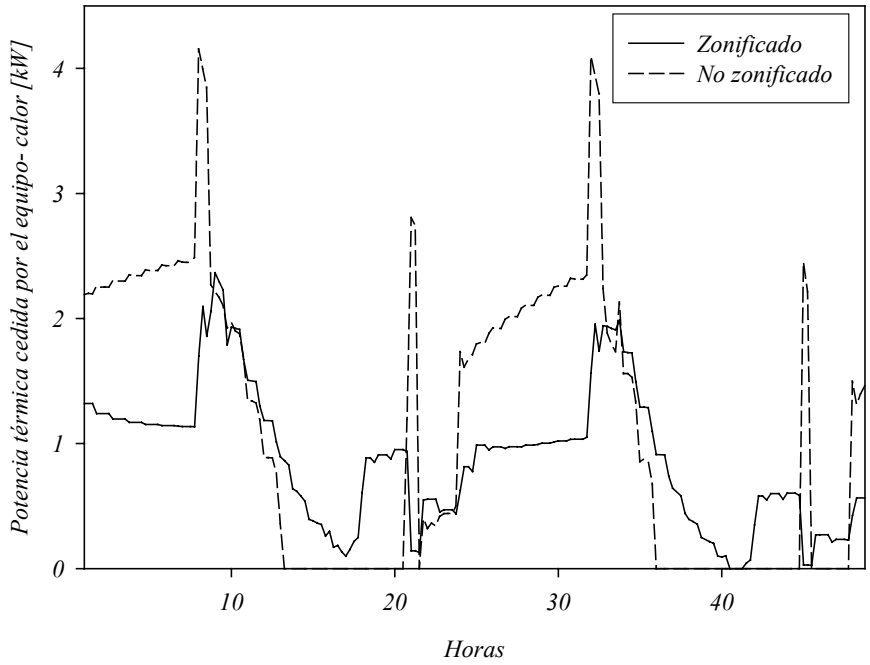


Figura 6-24: Evolución de la potencia térmica cedida por el equipo durante 48 horas típicas de invierno para cada sistema. El ahorro nocturno para el sistema zonificado es muy considerable. Los cambios bruscos están relacionados con el inicio de la ventilación para la cocina (su peso anual es pequeño, del orden del 5%) y con cambios en las ganancias internas.

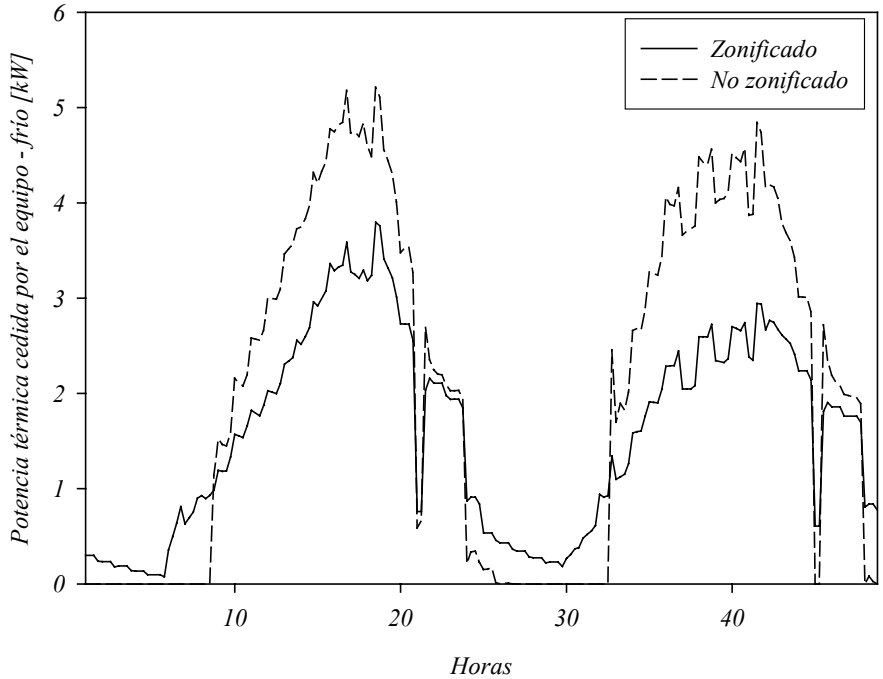


Figura 6-25: Evolución de la potencia térmica cedida por el equipo durante 48 horas típicas de verano con cada sistema de climatización. El *set-back* nocturno no supone en este caso ningún ahorro, más bien el sistema zonificado consume más debido a que cumple con las condiciones de confort en los dormitorios.

Como hemos visto, la temperatura en las zonas desocupadas evoluciona libremente alejándose del valor de consigna. Esto tiene consecuencias sobre las zonas adyacentes climatizadas, que ven modificado el flujo de calor a través de los cerramientos que comparten con las zonas no climatizadas. Por este motivo, en ocasiones puede ocurrir que la demanda en una zona supere la carga punta que sirvió para elegir su flujo másico nominal (§5), de resulta que el sistema sea incapaz de inyectar en la zona el total de la energía que demanda. Esta situación aparece cuando hay muchas zonas desconectadas y es más intensa en las zonas con menor flujo másico nominal (oficina y dormitorio de niños).

Para satisfacer la carga en una zona que experimenta este defecto, el programa aumenta el flujo másico a la zona tanto como sea necesario, pero siempre teniendo en cuenta el límite del flujo total vehiculado por el ventilador. La contraparte física de este ajuste es el comportamiento no ideal del bypass, que nunca deriva al plenum todo el exceso de flujo en la red de conductos.

Las siguientes figuras muestran para todo el año el cociente entre el flujo másico impulsado y el flujo nominal en cada zona (tabla 5-46).

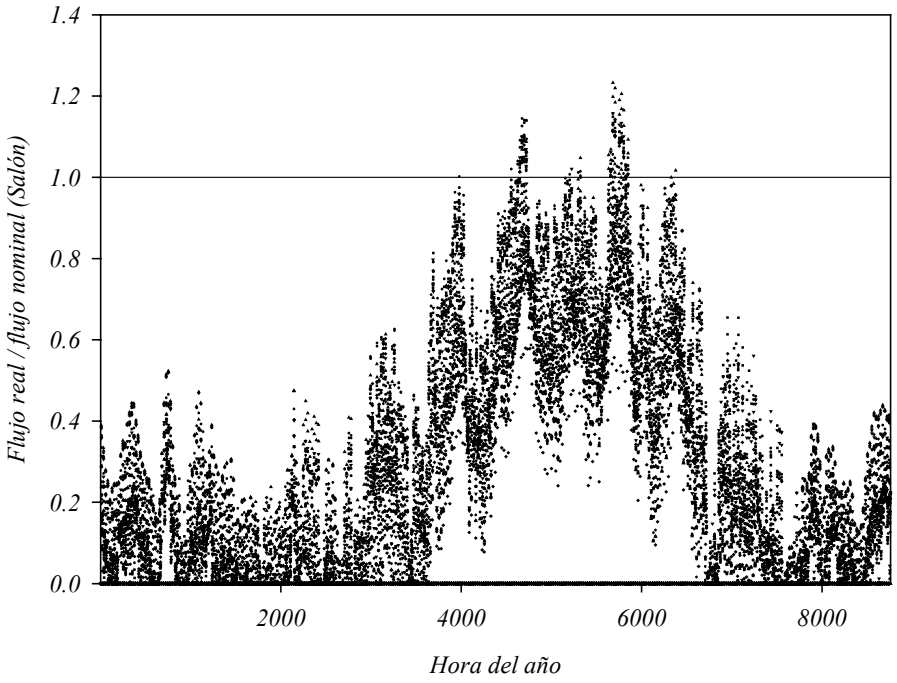


Figura 6-26: Exceso de flujo para el salón, Málaga, sistema zonificado con reducción de potencia

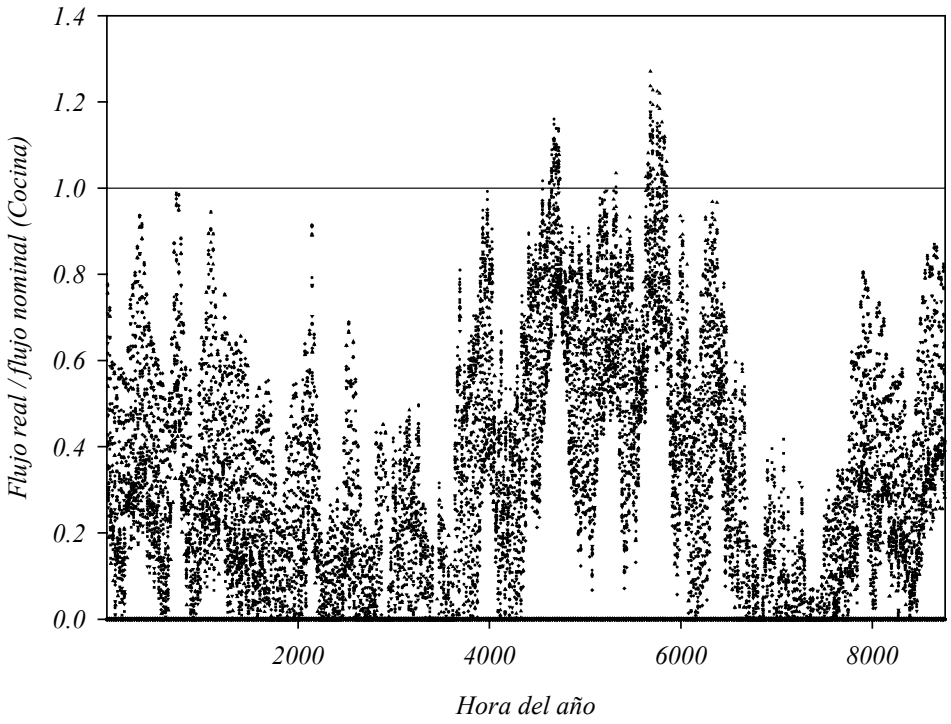


Figura 6-27: Exceso de flujo para la cocina, Málaga, sistema zonificado con reducción de potencia

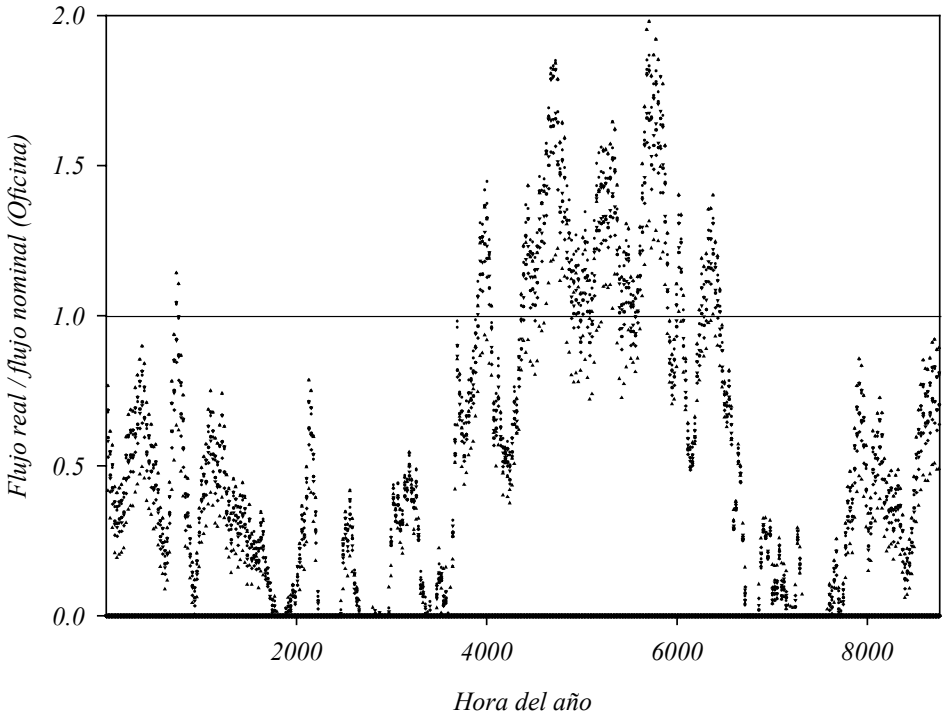


Figura 6-28: Exceso de flujo para la oficina, Málaga, sistema zonificado con reducción de potencia

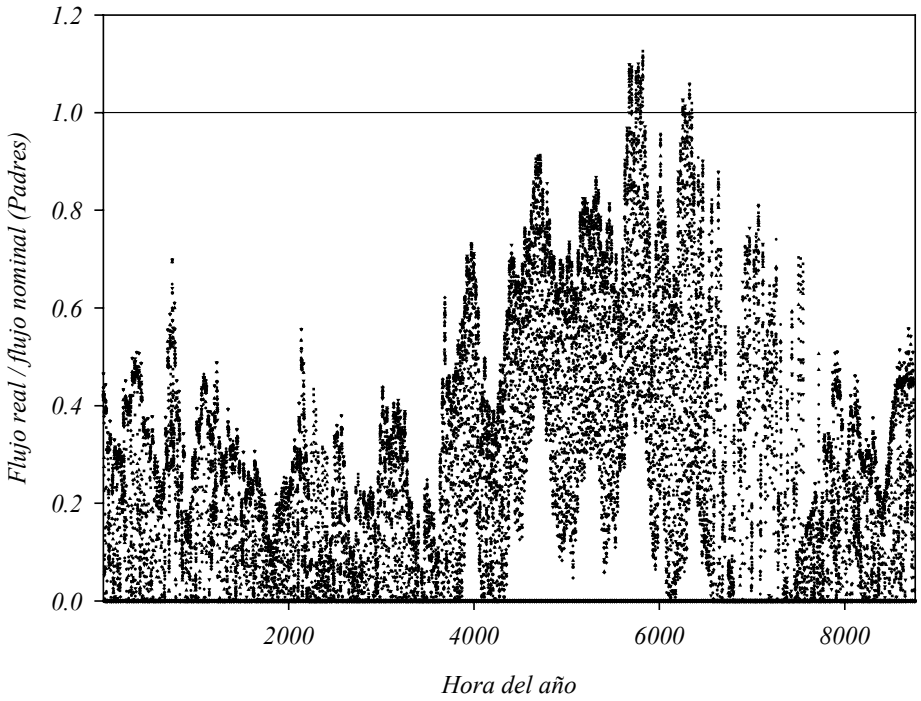


Figura 6-29: Exceso de flujo para el dormitorio de padres, Málaga, sistema zonificado con reducción de potencia

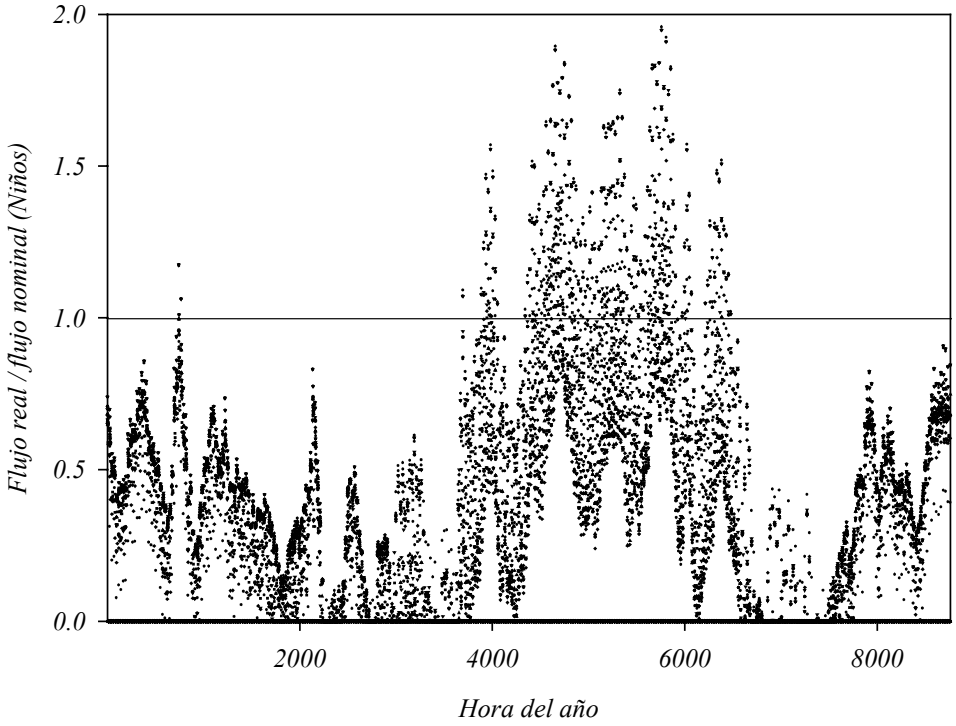


Figura 6-30: Exceso de flujo para el dormitorio de niños, Málaga, sistema zonificado con reducción de potencia

La siguiente figura muestra el rango de capacidades de la máquina inverter colocada en Málaga para el sistema zonificado con reducción de potencia. De nuevo, durante el invierno la demanda es apreciablemente menor que la capacidad máxima, mientras que en verano el funcionamiento es más próximo al de plena carga.

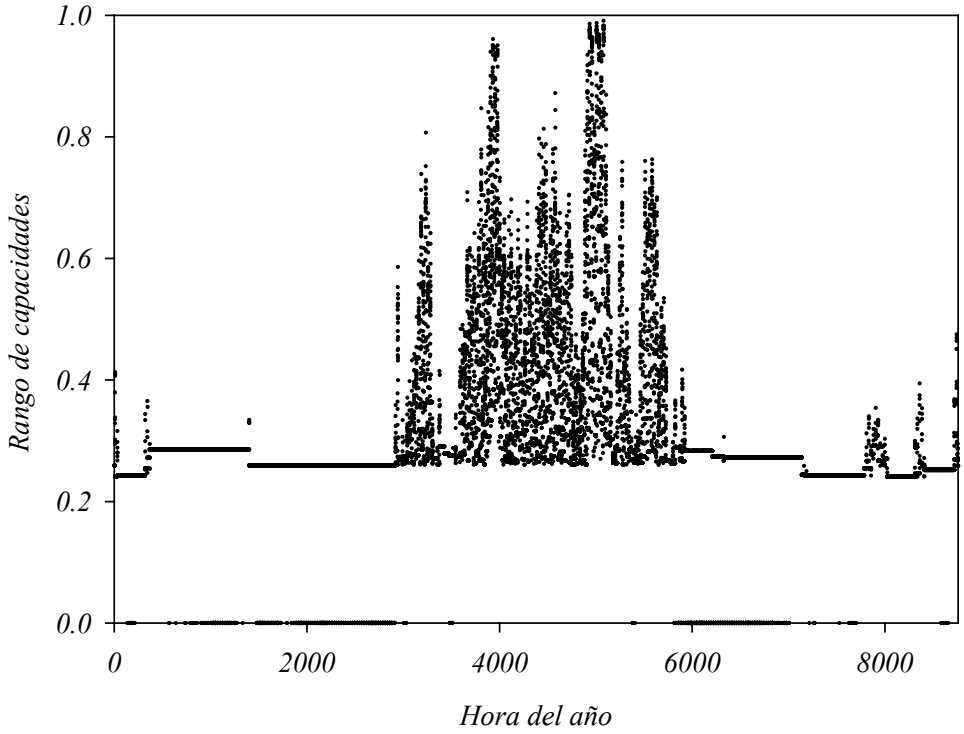


Figura 6-31: Rango de capacidades para el sistema zonificado con reducción de potencia en Málaga.

6.3 Prestaciones de los sistemas

Para hacerse una idea del desempeño de los sistemas y poder compararlos deben elaborarse los resultados de las simulaciones para obtener unos cuantos valores que resuman los aspectos de interés: confort térmico y consumo eléctrico.

6.3.1 *Confort térmico*

Para el caso, entenderemos por confort térmico la capacidad del sistema de climatización para mantener la temperatura seca del aire (que es la variable medida) de cada zona dentro de la banda de 22ºC a 24ºC (figura 6-2).

En las tablas 6-33, 6-34 y 6-35 se desglosan las horas de ocupación de cada zona durante un año en horas en confort y horas de disconfort, bien en sobrecalentamiento, bien en subenfriamiento. Para los

sistemas zonificados con (6-34) y sin reducción de potencia (6-35) se obtienen prácticamente los mismos niveles de confort bajo las hipótesis de cálculo. Las leves diferencias se deben a que la máquina es distinta y, por tanto, las condiciones operativas instantáneas (fracciones sensible y latente, etc.).

La mejora del nivel de confort con el sistema zonificado es manifiesta. Para este sistema, las horas en disconfort se deben fundamentalmente al tiempo de puesta a régimen de una zona antes desocupada (figura 6-32). Para la oficina, con pocas horas de ocupación, este factor pesa más en el resultado, motivo por el cual reporta el porcentaje más alto de horas en disconfort.

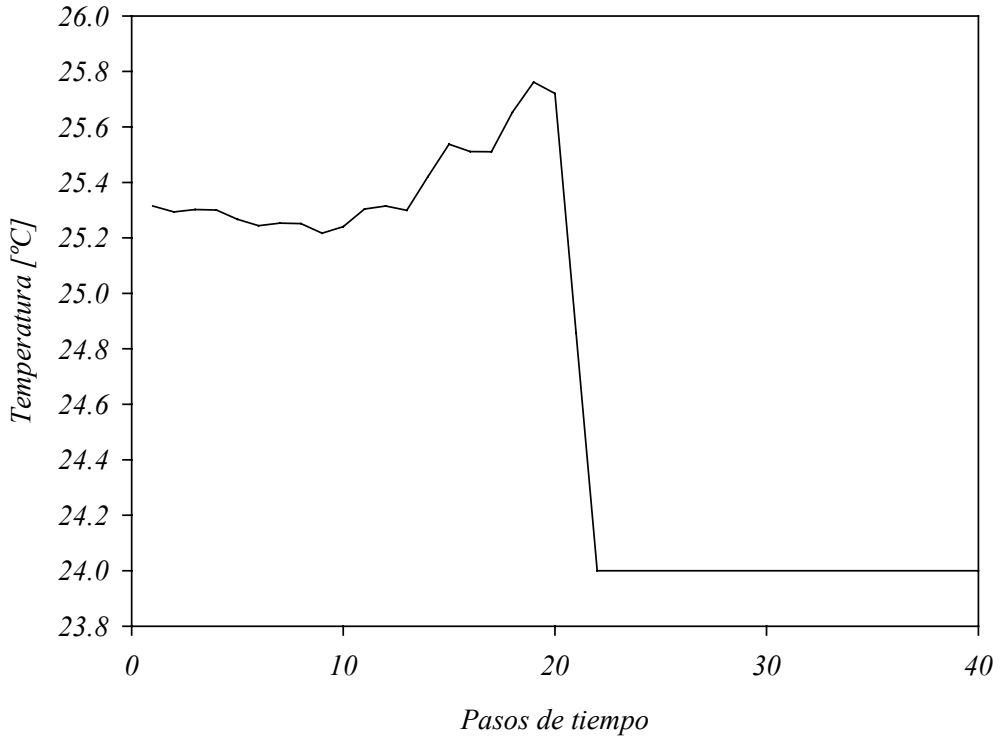


Figura 6-32: Ejemplo de puesta a régimen de una zona en el sistema zonificado: en el paso de tiempo en que se conecta el equipo la temperatura media no es igual a la de consigna.

En el sistema no zonificado el salón siempre se mantiene en confort debido a que es objeto de control por parte del equipo y a que la vivienda siempre está ocupada, de manera que no existen desconexiones. Si las hubiere, habría horas en disconfort por puesta en marcha (figura 6-32).

S I S T E M A N O Z O N I F I C A D O					
CIUDAD	ZONA	HORAS EN	HORAS EN DISCONFOR	HORAS EN SOBRECALEN	HORAS EN SUBENFRIA

		CONFORT (%)	T (%)	-TAMIENTO (%)	-MIENTO (%)
MADRID	SALÓN	5383.75 (100 %)	0.00 (0 %)	0.00 (0 %)	0.00 (0 %)
	COCINA	2006.75 (40.73 %)	2920.75 (59.27 %)	99.50 (2.02 %)	2821.25 (57.25 %)
	OFICINA	474.75 (43.36 %)	620.25 (56.64 %)	0.00 (0 %)	620.25 (56.64 %)
	PADRES	4430.25 (67.43 %)	2139.75 (32.57 %)	1283.75 (19.54 %)	856.00 (13.03 %)
	NIÑOS	2814.75 (68.55 %)	1291.50 (31.45 %)	345.75 (8.42 %)	945.75 (23.03 %)
BARCLN	SALÓN	5383.75 (100 %)	0.00 (0.00 %)	0.00 (0.00 %)	0.00 (0.00 %)
	COCINA	2082.00 (42.25 %)	2845.50 (57.75 %)	145.00 (2.94 %)	2700.50 (54.81 %)
	OFICINA	410.25 (37.47 %)	684.75 (62.53 %)	121.25 (11.07 %)	563.50 (51.46 %)
	PADRES	4225.50 (64.32 %)	2344.50 (35.68 %)	1427.25 (21.72 %)	917.25 (13.96 %)
	NIÑOS	1334.25 (32.49 %)	2772.00 (67.51 %)	827.75 (20.16 %)	1944.25 (47.35 %)
MÁLAGA	SALÓN	5383.25 (99.99 %)	0.50 (0.01 %)	0.50 (0.01 %)	0.00 (0.00%)
	COCINA	2678.00 (54.35 %)	2249.50 (45.65 %)	171.75 (3.49 %)	2077.75 (42.17 %)
	OFICINA	510.00 (46.58 %)	585.00 (53.42 %)	193.00 (17.62 %)	392.00 (35.80 %)
	PADRES	4319.50 (65.75 %)	2250.50 (34.25 %)	1861.50 (28.33 %)	389.00 (5.92 %)
	NIÑOS	1578.25 (38.44 %)	2528.00 (61.56 %)	1127.75 (27.46 %)	1400.25 (34.10 %)
VALENCIA	SALÓN	5383.75 (100.00 %)	0.00 (0.00 %)	0.00 (0.00 %)	0.00 (0.00 %)
	COCINA	2455.00 (49.82 %)	2472.50 (50.18 %)	174.00 (3.53 %)	2298.50 (46.65 %)
	OFICINA	432.25 (39.47 %)	662.75 (60.53 %)	201.50 (18.40 %)	461.25 (42.13 %)

	PADRES	4432.75 (67.47 %)	2137.25 (32.53 %)	1730.50 (26.34 %)	406.75 (6.19 %)
	NIÑOS	1428.50 (34.79 %)	2677.75 (65.21 %)	1081.25 (26.33 %)	1596.50 (38.88 %)
SEVILLA	SALÓN	5383.75 (100.00 %)	0.00 (0.00 %)	0.00 (0.00 %)	0.00 (0.00 %)
	COCINA	2623.00 (53.23 %)	2304.50 (46.77 %)	179.00 (3.63 %)	2125.50 (43.14 %)
	OFICINA	431.25 (39.38 %)	663.75 (60.62 %)	239.25 (21.85 %)	424.50 (38.77 %)
	PADRES	4034.00 (61.40 %)	2536.00 (38.60 %)	2024.50 (30.81 %)	511.50 (7.79 %)
	NIÑOS	1290.00 (31.42 %)	2816.25 (68.58 %)	1310.75 (31.92 %)	1505.50 (36.66 %)

Tabla 6-33: Condiciones interiores para el sistema no zonificado

SISTEMA ZONIFICADO SRP					
CIUDAD	**ZONA**	**HORAS EN CONFORT (%)**	**HORAS EN DISCONFORT (%)**	**HORAS EN SOBRECALEN-TAMIENTO (%)**	**HORAS EN SUBENFRIA-MIENTO (%)**
MADRID	SALÓN	5236.75 (97.27 %)	147.00 (2.73 %)	41.50 (0.77 %)	105.50 (1.96 %)
	COCINA	4720.00 (95.79 %)	207.50 (4.21 %)	17.00 (0.35 %)	190.50 (3.87 %)
	OFICINA	982.50 (89.73 %)	112.50 (10.27 %)	23.50 (2.15 %)	89.00 (8.13 %)
	PADRES	6398.75 (97.39 %)	171.25 (2.61 %)	84.00 (1.28 %)	87.25 (1.33 %)
	NIÑOS	3979.50 (96.91 %)	126.75 (3.09 %)	33.75 (0.82 %)	93.00 (2.26 %)
BARCLN	SALÓN	5243.75 (97.40 %)	140.00 (2.60 %)	44.00 (0.82 %)	96.00 (1.78 %)
	COCINA	4744.50 (96.29 %)	183.00 (3.71 %)	16.50 (0.33 %)	166.50 (3.38 %)
	OFICINA	983.50 (89.82 %)	111.50 (10.18 %)	24.50 (2.24 %)	87.00 (7.95 %)

	PADRES	6327.00 (96.30 %)	243.00 (3.70 %)	150.50 (2.29 %)	92.50 (1.41 %)
	NIÑOS	3984.50 (97.04 %)	121.75 (2.96 %)	32.25 (0.79 %)	89.50 (2.18 %)
MÁLAGA	SALÓN	5251.50 (97.54 %)	132.25 (2.46 %)	58.50 (1.09 %)	73.75 (1.37 %)
	COCINA	4812.00 (97.66 %)	115.50 (2.34 %)	33.75 (0.68 %)	81.75 (1.66 %)
	OFICINA	1016.75 (92.85 %)	78.25 (7.15 %)	32.50 (2.97 %)	45.75 (4.18 %)
	PADRES	6223.75 (94.73 %)	346.25 (5.27 %)	304.00 (4.63 %)	42.25 (0.64 %)
	NIÑOS	4017.50 (97.84 %)	88.75 (2.16 %)	51.00 (1.24 %)	37.75 (0.92 %)
VALENCIA	SALÓN	5247.00 (97.46 %)	136.75 (2.54 %)	55.00 (1.02 %)	81.75 (1.52 %)
	COCINA	4786.25 (97.13 %)	141.25 (2.87 %)	34.50 (0.70 %)	106.75 (2.17 %)
	OFICINA	1017.75 (92.95 %)	77.25 (7.05 %)	31.50 (2.88 %)	45.75 (4.18 %)
	PADRES	6235.25 (94.90 %)	334.75 (5.10 %)	285.75 (4.35 %)	49.00 (0.75 %)
	NIÑOS	4007.75 (97.60 %)	98.50 (2.40 %)	57.50 (1.40 %)	41.00 (1.00 %)
SEVILLA	SALÓN	5242.00 (97.37 %)	141.75 (2.63 %)	64.50 (1.20 %)	77.25 (1.43 %)
	COCINA	4819.25 (97.80 %)	108.25 (2.20 %)	44.00 (0.89 %)	64.25 (1.30 %)
	OFICINA	1009.75 (92.21 %)	85.25 (7.79 %)	36.50 (3.33 %)	48.75 (4.45 %)
	PADRES	6236.25 (94.92 %)	333.75 (5.08 %)	2910 (4.43 %)	42.75 (0.65 %)
	NIÑOS	4003.25 (97.49 %)	103.00 (2.51 %)	65.50 (1.60 %)	37.50 (0.91 %)

Tabla 6-34: Condiciones interiores para el sistema zonificado sin reducción de potencia

S I S T E M A Z O N I F I C A D O C R P

CIUDAD	ZONA	HORAS EN CONFORT (%)	HORAS EN DISCONFORT (%)	HORAS EN SOBRECALEN-TAMIENTO (%)	HORAS EN SUBENFRIA-MIENTO (%)
MADRID	SALÓN	5236.00 (97.26 %)	147.75 (2.74 %)	41.50 (0.77 %)	106.25 (1.97 %)
	COCINA	4718.50 (95.76 %)	209.00 (4.24 %)	17.00 (0.34 %)	192.00 (3.90 %)
	OFICINA	982.50 (89.73 %)	112.50 (10.27 %)	23.50 (2.15 %)	89.00 (8.12 %)
	PADRES	6397.75 (97.38 %)	172.25 (2.62 %)	84.00 (1.28 %)	88.25 (1.34 %)
	NIÑOS	3979.50 (96.91 %)	126.75 (3.09 %)	33.75 (0.81 %)	93.00 (2.26 %)
BARCLN	SALÓN	5243.25 (97.39 %)	140.50 (2.61 %)	44.50 (0.83 %)	96.00 (1.78 %)
	COCINA	4744.00 (96.28 %)	183.50 (3.72 %)	17.00 (0.35 %)	166.5 (3.38 %)
	OFICINA	983.00 (89.77 %)	112.00 (10.23 %)	25.00 (2.28 %)	87.00 (7.95 %)
	PADRES	6327.00 (96.30 %)	243.00 (3.70 %)	150.50 (2.29 %)	92.50 (1.41 %)
	NIÑOS	3984.50 (97.40 %)	121.75 (2.96 %)	32.25 (0.78 %)	89.50 (2.18 %)
MÁLAGA	SALÓN	5247.50 (97.47 %)	136.25 (2.53 %)	62.50 (1.16 %)	72.75 (1.37 %)
	COCINA	4808.00 (97.57 %)	119.50 (2.43 %)	37.75 (0.77 %)	81.75 (1.66 %)
	OFICINA	1015.75 (92.76 %)	79.25 (7.24 %)	33.50 (3.06 %)	45.75 (4.18 %)
	PADRES	6221.00 (94.69 %)	349.00 (5.31 %)	306.75 (4.67 %)	42.25 (0.64 %)
	NIÑOS	4017.50 (97.84 %)	88.75 (2.16 %)	51.00 (1.24 %)	37.75 (0.92 %)
VALENCIA	SALÓN	5241.50 (97.36 %)	142.25 (2.64 %)	60.50 (1.12 %)	81.75 (1.52 %)
	COCINA	4781.25 (97.03 %)	146.25 (2.97 %)	39.50 (0.80 %)	106.75 (2.17 %)

	OFICINA	1013.75 (92.58 %)	81.25 (7.42 %)	35.50 (3.24 %)	45.75 (4.18 %)
	PADRES	6234.00 (94.89 %)	336.00 (5.11 %)	287.00 (4.37 %)	49.00 (0.74 %)
	NIÑOS	4007.75 (97.60 %)	98.50 (2.40 %)	57.50 (1.40 %)	41.00 (1.00 %)
SEVILLA	SALÓN	5153.50 (95.72 %)	230.25 (4.28 %)	153.00 (2.83 %)	77.25 (1.43 %)
	COCINA	4738.50 (96.16 %)	189.00 (3.84 %)	124.75 (2.53 %)	64.25 (1.30 %)
	OFICINA	1002.25 (91.53 %)	92.75 (8.47 %)	44.00 (4.02 %)	48.75 (4.45 %)
	PADRES	6160.25 (93.76 %)	409.75 (6.24 %)	367.00 (5.59 %)	42.75 (0.65 %)
	NIÑOS	4003.25 (97.49 %)	103.00 (2.51 %)	65.50 (1.60 %)	37.50 (0.91 %)

Tabla 6-35: Condiciones interiores para el sistema zonificado con reducción de potencia

6.3.2 *Consumo eléctrico*

En las siguientes tablas se recogen los resultados anuales de demanda térmica, COP y consumo eléctrico para los sistemas no zonificado, zonificado sin reducción de potencia (ZSRP) y zonificado con reducción de potencia (ZCRP) para equipos todo-nada (tabla 6-36), modelo §3.4.1; inverter-1 (tabla 6-37), modelo §3.4.2.1; inverter-2 (tabla 6-38), modelo §3.4.2.2.

Conviene recordar aquí las hipótesis fundamentales del modelado de cada sistema (§3), porque afectan a la interpretación de resultados:

a) *Modelo de máquina Todo-Nada*: El COP calculado tiene en cuenta la degradación de eficiencia por arranques y paradas del equipo. Se utiliza la función experimental propuesta por DOE. Cuando las condiciones operativas quedan fuera del rango de las condiciones de evaporación y condensación que figuran en el catálogo del fabricante (tabla 3-8, apéndice B), se utilizan los valores (potencia térmica y consumo eléctrico) del punto más cercano de la tabla.

b) *Modelo-1 de sistema inverter*: Considera las regiones de funcionamiento inverter y todo-nada. Para modelar la variación de las prestaciones (potencia térmica total y COP) dentro de la región inverter, utiliza la curva característica facilitada en el catálogo del fabricante suponiendo que su forma se mantiene fuera de las condiciones nominales, para las que fue obtenida. En la región todo-nada se aplica la función DOE

para degradar el COP por arranques y paradas.

c) *Modelo-2 de sistema inverter*: No considera mejora del COP a carga parcial dentro de la región inverter y degrada el COP en la región todo nada. En la región inverter se supone que el ventilador permanece en funcionamiento durante todo el paso de tiempo, mientras que en la región todo-nada funciona durante la fracción de tiempo dada por la función DOE.

Tabla 6-36: Resultados para equipos con control TODO-NADA

CIUDAD	SISTEMA	CALOR			FRÍO			COSTES			
		TÉRMICO (kWh)	ELÉCTRICO (kWh)	COP	TÉRMICO (kWh)	ELÉCTRICO (kWh)	COP	CALOR (€)	FRÍO (€)	TOTAL (€)	AHORRO (€)
MADRID	Sin zonificar	16205.40	6084.85	2.66	8164.05	2459.52	3.32	669.33	270.55	939.88	0
	Zonif. SRP	11658.47	4918.29	2.37	7148.15	2187.29	3.27	541.01	240.60	781.61	158.27 (16.84%)
	Zonif. CRP	11658.47	4082.91	2.85	6824.62	2307.95	3.12	449.12	253.87	703.00	236.88 (25.20%)
BARCELN.	Sin zonificar	9639.42	3649.11	2.64	7963.30	2307.84	3.45	401.40	253.86	655.26	0
	Zonif. SRP	6997.64	2951.36	2.37	6776.64	2034.16	3.33	324.65	223.76	548.41	106.85 (16.30%)
	Zonif. CRP	6997.64	2474.36	2.83	6483.89	2149.74	3.02	272.18	236.47	508.65	146.61 (22.37%)
MÁLAGA	Sin zonificar	5607.79	2140.78	2.62	10981.89	3243.38	3.39	235.48	356.77	592.25	0
	Zonif. SRP	3919.71	1660.05	2.36	9503.14	2885.98	3.29	182.60	317.46	500.06	92.19 (15.57%)
	Zonif. CRP	3919.71	1396.15	2.81	9076.15	3046.44	2.98	184.60	335.44	520.04	72.21 (12.19%)
VALENCIA	Sin zonificar	6621.57	2534.83	2.61	10727.40	3132.93	3.42	278.83	344.62	623.45	0

		Zonif. SRP	4709.15	1999.69	2.35	8941.39	2708.97	3.30	219.96	298.00	517.96	105.49 (16.92%)
		Zonif. CRP	4709.15	1679.54	2.80	8542.13	2859.59	2.99	184.75	314.55	499.30	124.15 (19.91%)
	SEVILLA	Sin zonificar	7011.14	2658.13	2.64	13501.07	4170.94	3.24	292.39	458.80	751.19	0
		Zonif. SRP	4985.81	2105.62	2.37	12390.67	3889.14	3.19	231.62	427.80	659.42	91.77 (12.22%)
		Zonif. CRP	4985.81	1766.00	2.82	11656.74	4035.31	2.89	194.26	443.88	638.14	113.05 (15.05%)
	CIUDAD	**SISTEMA**	**CALOR**			**FRÍO**			**COSTES**			
			TÉRMICO (kWh)	**ELÉCTRICO (kWh)**	**COP**	**TÉRMICO (kWh)**	**ELÉCTRICO (kWh)**	**COP**	**CALOR (€)**	**FRÍO (€)**	**TOTAL (€)**	**AHORRO (€)**
	MADRID	Sin zonificar	16205.40	3435.40	4.72	8164.05	1668.31	4.89	377.89	183.51	561.4	0.00
		Zonif. SRP	11658.47	2757.10	4.22	7148.15	1312.52	5.44	303.28	144.38	447.66	113.74 (20.26 %)
		Zonif. CRP	11658.47	2646.26	4.40	6824.62	1356.80	5.03	291.09	149.24	440.33	121.07 (21.57%)
	BARCELN.	Sin zonificar	9639.42	2023.01	4.76	7963.30	1452.59	5.48	222.53	159.78	382.31	0.00
		Zonif. SRP	6997.64	1648.25	4.24	6776.64	1172.60	5.78	181.31	129.00	310.31	72.00 (18.83 %)

Tabla 6-37: Resultados para equipos con control

	Zonif. CRP	6997.64	1454.04	4.81	6483.90	1201.85	5.40	159.94	132.20	292.14	90.17 (23.58%)
MÁLAGA	Sin zonificar	5607.79	1191.37	4.71	10981.89	2134.72	5.14	131.05	234.82	365.87	0.00
	Zonif. SRP	3919.71	933.49	4.20	9503.14	1706.90	5.57	102.68	187.76	290.44	75.43 (20.62%)
	Zonif. CRP	3919.71	810.03	4.84	9076.15	1772.60	5.12	89.10	194.98	284.08	81.79 (22.35 %)
VALENCIA	Sin zonificar	6621.60	1409.52	4.70	10727.40	2073.30	5.17	155.05	228.06	383.11	0.00
	Zonif. SRP	4709.15	1122.29	4.20	8941.39	1599.60	5.59	123.45	175.95	299.4	83.71 (21.85%)
	Zonif. CRP	4709.15	977.23	4.82	8542.13	1657.09	5.15	107.50	182.28	289.78	93.33 (24.36%)
SEVILLA	Sin zonificar	7011.14	1476.00	4.75	13501.07	3004.30	4.49	162.36	330.47	492.83	0.00
	Zonif. SRP	4985.81	1177.75	4.23	12390.67	2653.00	4.67	129.55	291.83	421.38	71.45 (14.50%)
	Zonif. CRP	4985.81	1037.31	4.81	11656.74	2731.17	4.27	114.10	300.43	414.53	78.3 (15.89%)

Tabla 6-

CIUDAD	SISTEMA	CALOR			FRÍO			COSTES			
		TÉRMICO (kWh)	ELÉCTRICO (kWh)	COP	TÉRMICO (kWh)	ELÉCTRICO (kWh)	COP	CALOR (€)	FRÍO (€)	TOTAL (€)	AHORRO (€)

MADRID	Sin zonificar	16205.40	6912.75	2.34	8164.05	3042.23	2.68	760.40	334.64	1095.04	0.00
	Zonif. SRP	11658.50	5536.33	2.10	7148.14	2813.93	2.54	609.00	309.53	918.53	176.51 (16.12%)
	Zonif. CRP	11658.50	4681.53	2.49	6824.64	2735.87	2.49	514.97	300.94	815.91	279.13 (24.49%)
BARCELN.	Sin zonificar	9639.42	4223.04	2.28	7963.30	2927.83	2.72	464.53	322.06	786.59	0.00
	Zonif. SRP	6997.65	3325.51	2.10	6776.64	2662.63	2.54	365.80	292.89	658.69	127.90 (16.26%)
	Zonif. CRP	6997.65	2974.40	2.35	6484.60	2623.94	2.47	327.18	288.63	615.81	170.78 (21.71%)
MÁLAGA	Sin zonificar	5607.79	2465.45	2.27	10981.89	4045.36	2.71	271.20	445.00	716.20	0.00
	Zonif. SRP	3919.72	1856.16	2.11	9503.13	3734.05	2.54	204.18	410.75	614.93	101.27 (14.14%)
	Zonif. CRP	3919.72	1704.75	2.30	9081.25	3612.78	2.51	187.52	397.40	584.92	131.28 (18.33%)
VALENCIA	Sin zonificar	6621.57	2925.53	2.26	10727.4	3899.87	2.75	321.81	429.00	750.81	0.00
	Zonif. SRP	4709.15	2242.90	2.10	8941.39	3511.21	2.55	246.72	386.23	632.95	117.86 (15.70%)
	Zonif. CRP	4709.15	2045.22	2.30	8547.00	3406.54	2.51	225.00	374.72	599.72	151.09 (20.12%)

	SEVILLA	Sin zonificar	7011.14	3070.98	2.28	13501.07	5019.00	2.69	337.81	552.09	889.90	0.00
		Zonif. SRP	4985.82	2366.04	2.10	12390.63	4777.80	2.59	260.26	525.56	785.82	104.08 (11.69%)
		Zonif. CRP	4985.82	2131.03	2.34	11657.12	4564.07	2.55	234.41	502.05	736.46	153.44 (17.24%)

A la vista de los resultados pueden extraerse las siguientes conclusiones:

1.- Los ahorros (económicos o de consumo eléctrico) en términos absolutos deben analizarse junto con los resultados para el confort que consigue cada sistema (§6.3.1): a diferencia del no zonificado, el sistema zonificado está cumpliendo con las consignas en todas las zonas ocupadas.

2.- En todos los casos y ciudades el sistema zonificado consume menos energía eléctrica que el sistema no zonificado.

3.- El ahorro es siempre mayor en la estación de calefacción que en la de refrigeración, por los motivos ya explicados al analizar las figuras 6-24 y 6-25. Consecuentemente, el sistema zonificado ahorra más en los lugares con invierno más riguroso.

4.- El ahorro económico relativo típico ronda el 20%, con valores extremos entre el 12,2% y el 25,2%. El máximo se alcanza para la máquina todo-nada utilizada en el sistema zonificado con reducción de potencia en Madrid. El menor ahorro se consigue para el sistema todo-nada con reducción de potencia en Málaga, donde la demanda para climatización es menor y las condiciones de funcionamiento de las máquinas son más favorables. Es claro que cuanto más exigentes sean las condiciones de utilización (por la demanda o el clima) el sistema zonificado tendrá más interés en términos de consumo eléctrico. En cualquier caso, la mejora del confort siempre existe.

5.- En cuanto a los COP, su valor depende de la acción conjunta de los dos factores siguientes:

- temperaturas en los focos de la máquina,
- nivel de carga parcial,

lo que complica la interpretación de los resultados. Los COP pueden compararse para los sistemas que utilizan el mismo modelo de máquina, es decir, el no zonificado y el zonificado sin reducción de potencia (modelo 100). En el caso de control todo/nada, el COP para el sistema zonificado es siempre menor que para el sistema no zonificado debido a que el bypass empeora las condiciones de entrada en la batería interior (el aire entra más caliente en modo calefacción y más frío en modo refrigeración) y a que la potencia instantánea demandada al equipo con el sistema zonificado suele ser menor que con el no zonificado, de manera que la degradación de COP es más intensa para el primero.

En el caso del control inverter, el comportamiento a carga parcial es más complejo debido a que el COP evoluciona en sentido contrario en las regiones inverter (aumenta a carga

decreciente) y todo/nada (aumenta a carga creciente). En modo frío se obtiene que el COP del sistema zonificado mejora con respecto al sistema no zonificado. Las incertidumbres en el modelo de la máquina impiden extraer conclusiones generales a este respecto.

6.- La diferencia en términos absolutos es muy significativa entre las diferentes aproximaciones de modelado utilizadas. No así en términos relativos. El modelo para el cálculo del consumo eléctrico de equipos todo-nada (§3.4.1) está suficientemente respaldado, tanto teórica como experimentalmente, de manera que sus resultados se consideran fiables salvo por la incertidumbre de no conocer el comportamiento del equipo fuera del rango de las tablas de fabricante (§3.4). En cuanto a los equipos inverter, ya se destacó en §3.4.2 la aparente inexistencia de un modelo reconocido (existen modelos detallados para el ciclo inverter, pero no se dispone de la información que precisan: características de las baterías, del compresor, etc.). Entre los modelos invertir 1 y 2, se considera que el 1 debe ser mucho más próximo a la realidad. El modelo-1 predice reducciones del consumo eléctrico en torno al 40% con respecto a los equipos todo-nada. Según [25], los fabricantes de equipos inverter anuncian ahorros eléctricos entre el 20% y el 40%, de manera que los resultados obtenidos probablemente sean algo optimistas. En este mismo documento se recomienda continuar con los estudios de caracterización de equipos inverter, a fin de verificar sus prestaciones.

6.3.3 *Comentarios finales y líneas de trabajo futuras*

A falta del estudio de otras situaciones, los resultados y conclusiones anteriores únicamente son válidos para el caso estudiado y bajo las hipótesis de cálculo enumeradas en §3. En este sentido hay que hacer constar que las condiciones de uso reales de un sistema no zonificado son muy difíciles de predecir, pues los usuarios de las zonas no controladas tenderán a modificar la consigna en la zona controlada para mejorar las condiciones de confort allá donde se encuentren. También, el perfil de ocupación de zonas es intenso durante el día y la tarde. Cualquier reducción en el uso de las zonas podría beneficiar al sistema zonificado, pues éstas quedarán sin climatizar, con el consecuente ahorro eléctrico.

A lo largo de la memoria se han destacado varias cuestiones que deberían abordarse para consolidar los resultados obtenidos:

1.- La información que facilitan los fabricantes de equipos en sus catálogos comprende un rango de temperaturas de evaporación y condensación muy limitado en torno al punto de diseño. Esto supone un problema a la hora de realizar simulaciones detalladas, ya que en muchos momentos la máquina trabaja fuera de esas condiciones. Los autores del artículo [26] indican que estas lagunas de información pueden introducir errores apreciables en los resultados de las simulaciones. Por este motivo es necesario extender los datos de aporte

térmico y COP a un rango más amplio de temperaturas de condensación y evaporación. La mejor forma de hacerlo es mediante ensayos experimentales o, en su defecto, generando estos puntos mediante un modelo detallado del ciclo de compresión mecánica.

2.- Una tabla de condiciones de operación extendida mejoraría inmediatamente los resultados del modelo de máquina todo-nada. Sin embargo, el modelo de máquina inverter precisa además del estudio del comportamiento a carga parcial para verificar si las hipótesis del modelo-1 (§3.4.2.1) son acertadas. A la vista del estado del arte en esta cuestión, la mejor opción es la experimental.

3.- Mejorar el modelo del bypass y de la red de distribución de aire para tener en cuenta el desequilibrio real que se produce al actuar las compuertas.

BIBLIOGRAFÍA

[1] Ir Jan Hensen, *"Application of modelling and simulation to HVAC systems"*, Energy Systems Research Unit (ESRU), University of Strathclyde, www.esru.strath.ac.uk

[2] Carl-Eric Hagentoff, *"Introduction to Building Physics"*, Ed. Studentlitteratur, Suecia, año 2001, ISBN 91-44-01896-7

[3] D. G. Stephenson, G.P. Mitalas, *"Calculation of heat conduction transfer functions for multi-layer slabs"*, ASHRAE Transactions 77, Part II, pp.117-126 (1971).

[4] Curtis O. Pendersen, Daniel E. Fisher, Richard J. Liesen, *"Development of a Heat Balance Procedure for Calculating Cooling Loads"*, ASHRAE Transactions CD, Boston Meeting Papers, June 1997, BN-97-4-1 (RP-875)

[5] Klein S.A., Duffie J.A., Beckman W.A. y otros, *"TRNSYS, a transient system simulation program. User's Manual (version 15)".* Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2000.

[6] Duffie J.A., Beckman W.A., *"Solar engineering of thermal processes"*, Segunda Edición, John Wiley and Sons, 1991. ISBN 0-471-51056-4.

[7] John Ervin Seem, *"Modeling of heat transfer in buildings"*, Ph.D. Thesis, University of Wisconsin-Madison, 1987, www.sel.me.wisc.edu

[8] Eduardo A. Rodríguez García, *"Sistematización de acoplamientos térmicos y termoaeráulicos en la simulación de edificios"*, Tesis Doctoral, Universidad de Sevilla, 1990

[9] M. Gough, *"A Review of New Techniques in Building Energy and Environmental Modelling"*, Draft Technical Report, Building Research Establishment, U.K., 1999

[10] Hung I. Henderson et al., *"Improving DOE-2's RESYS routine: user defined functions to provide more accurate part load energy use and humidity predictions"*, Lawrence Berkeley National Laboratory, www.gundog.lbl.gov/dirpubs/46304.pdf

[11] Ernesto Bettanini, Alessio Gastaldello, Luigi Schibuola, *"Simplified Models to Simulate Part Load Performances of Air Conditioning Equipments"*, Eighth International IBPSA Conference, Eindhoven, Netherlands, August 2003. www.ibpsa.org

[12] 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(2004) 805-815

[13] Gottfried Knabe, Huu-Thoi Le, *"Influence of controller types in HVAC split systems on zone comfort and energy consumption",* Eighth International IBPSA Conference, Eindhoven, Netherlands, August 2003. www.ibpsa.org

[14] Daikin AC Spain, *"Datos Técnicos – Split Sky Air"*, EEDS04-1/2, Volumen 1

[15] J.M. Pinazo Ojer, *"Manual de climatización. Tomo II – cargas térmicas"*, Servicio de publicaciones de la Universidad Politécnica de Valencia, 1995, ISBN 84-7721-341-0

[16] Centro de información técnica de aplicaciones del vidrio, *"Manual del vidrio"*

[17] Lawrence Berkeley National Laboratory, Programa WINDOW 5.1, www.windows.lbnl.gov/software/window/window.html

[18] National Renewable Energy Laboratory, *"User's manual for TMY2s"*, www.rredc.nrel.gov/solar/pubs/tmy2/

[19] www.codigotecnico.org , programa CALENER

[20] Aiguasol ingeniería, base de datos *TRNSCLIMA,* www.aiguasol.com

[21] K. Knight, *"Development and Validation of a Weather Data Generation Model"*, M.S. Thesis, University of Wisconsin-Madison, 1999, www.sel.me.wisc.edu

[22] Sam C. M. Hui, K. P. Cheung, *"Multi-year (MY) building simulation : Is it useful and practical ?"*, 1997, www.ibpsa.org/bs_97.htm

[23] Meteotest, *"Meteonorm, Global Meteorological Database for Engineers, Planners and Education-Version 5.0 – Edition 2003",* www.meteonorm.com

[24] Junta de Andalucía, *"Programa de cálculo de los años meteorológicos tipo de Andalucía – versión 1.0"*

[25] Jérôme Adnot (Coordinador), *"Energy efficiency of room air-conditioners (EERAA)"*, Directorate-General for Energy of the Commission of the European Communities, 1999, www.ceced.org

[26] Daikin, *"Datos técnicos"*, FHYBP _ B7 , Unidad de Conductos

[27] Daikin, *"Datos técnicos"*, RZP-D , Aplicación Split, con Tecnología Inverter:

[28] J. Neymark, R. Judkoff, G. Knabe, H.-T. Le, M. Dürig, A. Glass, G. Zweifel, *"Appling the building energy simulation test (BESTEST) diagnostic method to the verification of space conditioning equipment models used in whole-building energy simulation programs"*, Energy and Buildings 34(2004) 917-931

APÉNDICE A | DESCRIPCIÓN DEL EDIFICIO

```
**************************************************************************************************
* PreBid   5.0.8
**************************************************************************************************
*   BUILDING DESCRIPTIONS FILE TRNSYS
*   FOR BUILDING:   C:\Trnsys15\AIRZONE\vivienda\viviendaSZ1.bui
*   GET BY WORKING WITH PreBid 5.0 for Windows
**************************************************************************************************
*
*--------------------------------------------------------------------------------------------------
* C o m m e n t s
*--------------------------------------------------------------------------------------------------
*--------------------------------------------------------------------------------------------------
* P r o j e c t
*--------------------------------------------------------------------------------------------------
*+++ PROJECT
*+++ TITLE=AIRZONE 2 - SISTEMA SIN ZONIFICAR (POR CARGA)
*+++ DESCRIPTION=VIVIENDA UNIFAMILIAR
*+++ CREATED=FERNANDO DOMÍNGUEZ MUÑOZ
*+++ ADDRESS=GRUPO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA
*+++ CITY=MÁLAGA
*+++ SWITCH=UNDEFINED
*--------------------------------------------------------------------------------------------------
* P r o p e r t i e s
*--------------------------------------------------------------------------------------------------
PROPERTIES
 DENSITY=1.204 : CAPACITY=1.012 : HVAPOR=2454.0 : SIGMA=2.041e-007 : RTEMP=293.15
*
*++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++
++++++
TYPES
```

```
*++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++
++++++
*
*-------------------------------------------------------------------------------------------
* L a y e r s
*-------------------------------------------------------------------------------------------
LAYER YESO
 CONDUCTIVITY=   1.08 : CAPACITY=   0.82 : DENSITY=    800
LAYER LADR_HUECO
 CONDUCTIVITY=  1.764 : CAPACITY=   0.92 : DENSITY=   1200
LAYER CAM_AIRE
 RESISTANCE=     0.05
LAYER LANA_ROCA
 CONDUCTIVITY= 0.1512 : CAPACITY=   0.84 : DENSITY=     30
LAYER LADR_PERF
 CONDUCTIVITY=  2.736 : CAPACITY=  1.135 : DENSITY=   1600
LAYER MORTERO_CM
 CONDUCTIVITY=   5.04 : CAPACITY=   1.05 : DENSITY=   2000
LAYER AGLOMERADO
 CONDUCTIVITY=  0.022 : CAPACITY=   2.72 : DENSITY=    650
LAYER BOVED_HORM
 CONDUCTIVITY=  5.544 : CAPACITY=   1.05 : DENSITY=   1168
LAYER LAYER001
 RESISTANCE=   0.0632
*-------------------------------------------------------------------------------------------
* I n p u t s
*-------------------------------------------------------------------------------------------
INPUTS T_PASILLO SALON_OCUP COCINA_OCU OFIC_OCUP PADR_OCUP NIÑOS_OCUP ILUM_S ILUM_C
ILUM_OF ILUM_P ILUM_N QCALOR QFRIO TINFERIOR TSUPERIOR T_IMPULS HR_IMPULS REN_SAL
REN_COC REN_OFI REN_PAD REN_NIN ;
 CONTROL CLO
*-------------------------------------------------------------------------------------------
* S c h e d u l e s
*-------------------------------------------------------------------------------------------
SCHEDULE SALON_EQP
```

```
 HOURS =0.0  7.75 20.0  20.50 23.0  24.0
 VALUES=0 1. 0 1. 0 0
SCHEDULE COCINA_EQP
 HOURS =0.0  7.0  7.75 20.0  20.50 24.0
 VALUES=0 470. 235. 470. 0 0
SCHEDULE NIÑOS_ORD
 HOURS =0.0  20.50 23.0  24.0
 VALUES=0 1. 0 0
*-------------------------------------------------------------------------------------------
*  W a l l s
*-------------------------------------------------------------------------------------------
WALL EXTERIOR
 LAYERS   = YESO  LADR_HUECO CAM_AIRE LANA_ROCA LADR_PERF MORTERO_CM
 THICKNESS= 0.015 0.09       0        0.04      0.12      0.015
 ABS-FRONT= 0.6   : ABS-BACK= 0.6
 HFRONT   = 11 : HBACK= 64
WALL INTERIOR
 LAYERS   = YESO  LADR_HUECO YESO
 THICKNESS= 0.015 0.07       0.015
 ABS-FRONT= 0.6   : ABS-BACK= 0.6
 HFRONT   = 11 : HBACK= 64
WALL PUERTA
 LAYERS   = AGLOMERADO
 THICKNESS= 0.035
 ABS-FRONT= 0.6   : ABS-BACK= 0.6
 HFRONT   = 11 : HBACK= 64
WALL FORJADO
 LAYERS   = BOVED_HORM
 THICKNESS= 0.31
 ABS-FRONT= 0.6   : ABS-BACK= 0.6
 HFRONT   = 11 : HBACK= 64
WALL VENTANA
 LAYERS   = LAYER001
 THICKNESS= 0
 ABS-FRONT= 0.6   : ABS-BACK= 0.6
```

```
 HFRONT   = 11 : HBACK= 64
*-------------------------------------------------------------------------------------------
* W i n d o w s
*-------------------------------------------------------------------------------------------
WINDOW CLIMALIT
 WINID=1000 : 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=0.5 :
CCISHADE=0.8
*-------------------------------------------------------------------------------------------* D e f a u l t  G a i n s
*-------------------------------------------------------------------------------------------
GAIN PERS_ISO04
 CONVECTIVE=180 : RADIATIVE=90 : HUMIDITY=0.11
GAIN COMPUTER04
 CONVECTIVE=690 : RADIATIVE=138 : HUMIDITY=0
GAIN LIGHT02_01
 CONVECTIVE=INPUT 692.5*ILUM_S : RADIATIVE=INPUT 461.66*ILUM_S : HUMIDITY=0
GAIN PERS_ISO03
 CONVECTIVE=180 : RADIATIVE=90 : HUMIDITY=0.139
GAIN LIGHT02_02
 CONVECTIVE=INPUT 351.22*ILUM_C : RADIATIVE=INPUT 234.14*ILUM_C : HUMIDITY=0
GAIN PERS_ISO02
 CONVECTIVE=156 : RADIATIVE=78 : HUMIDITY=0.081
GAIN LIGHT02_04
 CONVECTIVE=INPUT 289.26*ILUM_OF : RADIATIVE=INPUT 289.26*ILUM_OF : HUMIDITY=0
GAIN PERS_ISO01
 CONVECTIVE=144 : RADIATIVE=72 : HUMIDITY=0.059
GAIN LIGHT02_05
 CONVECTIVE=INPUT 301.1*ILUM_P : RADIATIVE=INPUT 200.74*ILUM_P : HUMIDITY=0
GAIN LIGHT02_06
 CONVECTIVE=INPUT 291.17*ILUM_N : RADIATIVE=INPUT 194.11*ILUM_N : HUMIDITY=0
*-------------------------------------------------------------------------------------------
* O t h e r  G a i n s
*-------------------------------------------------------------------------------------------
GAIN EQUIPO_COC
 CONVECTIVE=SCHEDULE 0.75*COCINA_EQP : RADIATIVE=SCHEDULE 0.25*COCINA_EQP : HUMIDITY=0
```

```
*-----------------------------------------------------------------------------------------
* C o m f o r t
*-----------------------------------------------------------------------------------------
COMFORT COMF001
 CLOTHING=INPUT 1*CLO : MET=1.1 : WORK=0 : VELOCITY=0.1
COMFORT COMF002
 CLOTHING=INPUT 1*CLO : MET=1.8 : WORK=0 : VELOCITY=0.1
*-----------------------------------------------------------------------------------------
* I n f i l t r a t i o n
*-----------------------------------------------------------------------------------------
INFILTRATION INFILTR_CTE
 AIRCHANGE=0.6
*-----------------------------------------------------------------------------------------
* V e n t i l a t i o n
*-----------------------------------------------------------------------------------------
VENTILATION VENT001
 TEMPERATURE=OUTSIDE
 AIRCHANGE=0.1
 HUMIDITY=OUTSIDE
VENTILATION VENTSALON
 TEMPERATURE=INPUT 1*T_IMPULS
 AIRCHANGE=INPUT 1*REN_SAL
 HUMIDITY=INPUT 1*HR_IMPULS
VENTILATION VENT_COC
 TEMPERATURE=INPUT 1*T_IMPULS
 AIRCHANGE=INPUT 1*REN_COC
 HUMIDITY=INPUT 1*HR_IMPULS
VENTILATION VENT_OFIC
 TEMPERATURE=INPUT 1*T_IMPULS
 AIRCHANGE=INPUT 1*REN_OFI
 HUMIDITY=INPUT 1*HR_IMPULS
VENTILATION VENTPAD
 TEMPERATURE=OUTSIDE
 AIRCHANGE=0
 HUMIDITY=OUTSIDE
```

```
VENTILATION VENT_PAD
 TEMPERATURE=INPUT 1*T_IMPULS
 AIRCHANGE=INPUT 1*REN_PAD
 HUMIDITY=INPUT 1*HR_IMPULS
VENTILATION VENT_NIN
 TEMPERATURE=INPUT 1*T_IMPULS
 AIRCHANGE=INPUT 1*REN_NIN
 HUMIDITY=INPUT 1*HR_IMPULS
*-------------------------------------------------------------------------------------
* C o o l i n g
*-------------------------------------------------------------------------------------
COOLING COOL001
 ON=INPUT 1*TSUPERIOR
 POWER=INPUT 1*QFRIO
 HUMIDITY=100
*-------------------------------------------------------------------------------------
* H e a t i n g
*-------------------------------------------------------------------------------------
HEATING HEAT001
 ON=INPUT 1*TINFERIOR
 POWER=INPUT 1*QCALOR
 HUMIDITY=0
 RRAD=0
*
*-------------------------------------------------------------------------------------
* Z o n e s
*-------------------------------------------------------------------------------------
ZONES SALÓN COCINA SIN_ACOND OFICINA D_PADRES D_NIÑOS CONTORNO
*-------------------------------------------------------------------------------------
* O r i e n t a t i o n s
*-------------------------------------------------------------------------------------
ORIENTATIONS SOUTH EAST WEST
*
*++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++
++++++
```

```
BUILDING
*++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++
++++++
*
*-------------------------------------------------------------------------------------------
* Z o n e  SALÓN  /  A i r n o d e  SALÓN
*-------------------------------------------------------------------------------------------
ZONE SALÓN
AIRNODE SALÓN
WALL  =EXTERIOR   : SURF=  1 : AREA=     14.24 : EXTERNAL : ORI=WEST : FSKY=0.5
WINDOW=CLIMALIT   : SURF=  2 : AREA=         6 : EXTERNAL : ORI=WEST : FSKY=0.5
WALL  =EXTERIOR   : SURF=  3 : AREA=        11 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WINDOW=CLIMALIT   : SURF=  4 : AREA=      2.02 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WALL  =INTERIOR   : SURF=  5 : AREA=     11.92 : ADJACENT=COCINA : FRONT
WALL  =PUERTA     : SURF=  7 : AREA=      1.52 : ADJACENT=COCINA : FRONT
WALL  =INTERIOR   : SURF=  9 : AREA=     18.15 : ADJACENT=SIN_ACOND : FRONT
WALL  =PUERTA     : SURF= 11 : AREA=      3.04 : ADJACENT=SIN_ACOND : FRONT
WALL  =FORJADO    : SURF= 13 : AREA=     64.12 : ADJACENT=CONTORNO : FRONT
 REGIME
 GAIN       = PERS_ISO04 : SCALE= INPUT 1*SALON_OCUP
 GAIN       = COMPUTER04 : SCALE= SCHEDULE 1*SALON_EQP
 GAIN       = LIGHT02_01 : SCALE= 1
 COMFORT     = COMF001
 INFILTRATION= INFILTR_CTE
 VENTILATION = VENTSALON
 COOLING     = COOL001
 HEATING     = HEAT001
 CAPACITANCE = 107.72  : VOLUME= 89.768  : TINITIAL= 22      : PHINITIAL= 50      : WCAPR= 1
*-------------------------------------------------------------------------------------------
* Z o n e  COCINA  /  A i r n o d e  COCINA
*-------------------------------------------------------------------------------------------
ZONE COCINA
AIRNODE COCINA
WALL  =INTERIOR   : SURF=  6 : AREA=     11.92 : ADJACENT=SALÓN : BACK
WALL  =PUERTA     : SURF=  8 : AREA=      1.52 : ADJACENT=SALÓN : BACK
```

```
WALL  =EXTERIOR   : SURF= 15 : AREA=     9.04 : EXTERNAL : ORI=WEST : FSKY=0.5
WINDOW=CLIMALIT   : SURF= 16 : AREA=     2.02 : EXTERNAL : ORI=WEST : FSKY=0.5
WALL  =EXTERIOR   : SURF= 17 : AREA=     4.93 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WALL  =INTERIOR   : SURF= 18 : AREA=   22.747 : BOUNDARY=INPUT 1*T_PASILLO
WALL  =INTERIOR   : SURF= 19 : AREA=     2.97 : ADJACENT=SIN_ACOND : FRONT
WALL  =PUERTA     : SURF= 21 : AREA=     1.53 : ADJACENT=SIN_ACOND : FRONT
WALL  =FORJADO    : SURF= 41 : AREA=    32.52 : ADJACENT=CONTORNO : FRONT
 REGIME
 GAIN       = PERS_ISO03 : SCALE= INPUT 1*COCINA_OCU
 GAIN       = LIGHT02_02 : SCALE= 1
 GAIN       = EQUIPO_COC : SCALE= 1
 COMFORT    = COMF002
 INFILTRATION= INFILTR_CTE
 VENTILATION = VENT_COC
 CAPACITANCE = 54.63   : VOLUME= 45.528  : TINITIAL= 22      : PHINITIAL= 50      : WCAPR= 1
*-------------------------------------------------------------------------------------------
* Z o n e  SIN_ACOND / A i r n o d e  SIN_ACOND
*-------------------------------------------------------------------------------------------
ZONE SIN_ACOND
AIRNODE SIN_ACOND
WALL  =INTERIOR   : SURF= 10 : AREA=    18.15 : ADJACENT=SALÓN : BACK
WALL  =PUERTA     : SURF= 12 : AREA=     3.04 : ADJACENT=SALÓN : BACK
WALL  =INTERIOR   : SURF= 20 : AREA=     2.97 : ADJACENT=COCINA : BACK
WALL  =PUERTA     : SURF= 22 : AREA=     1.53 : ADJACENT=COCINA : BACK
WALL  =EXTERIOR   : SURF= 23 : AREA=     4.71 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WINDOW=CLIMALIT   : SURF= 24 : AREA=     0.49 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WALL  =INTERIOR   : SURF= 26 : AREA=    11.32 : ADJACENT=D_PADRES : FRONT
WALL  =PUERTA     : SURF= 28 : AREA=     3.04 : ADJACENT=D_PADRES : FRONT
WALL  =INTERIOR   : SURF= 30 : AREA=      7.1 : ADJACENT=D_NIÑOS : FRONT
WALL  =PUERTA     : SURF= 32 : AREA=     1.52 : ADJACENT=D_NIÑOS : FRONT
WALL  =INTERIOR   : SURF= 34 : AREA=    10.29 : ADJACENT=OFICINA : FRONT
WALL  =PUERTA     : SURF= 36 : AREA=     3.04 : ADJACENT=OFICINA : FRONT
WALL  =INTERIOR   : SURF= 38 : AREA=    11.67 : BOUNDARY=INPUT 1*T_PASILLO
WALL  =PUERTA     : SURF= 39 : AREA=     1.74 : BOUNDARY=INPUT 1*T_PASILLO
WALL  =FORJADO    : SURF= 40 : AREA=    53.28 : ADJACENT=CONTORNO : FRONT
```

```
 REGIME
 INFILTRATION= INFILTR_CTE
 CAPACITANCE = 89.52   : VOLUME= 74.6    : TINITIAL= 22      : PHINITIAL= 50      : WCAPR= 1
*-------------------------------------------------------------------------------------------
* Z o n e  OFICINA  /  A i r n o d e  OFICINA
*-------------------------------------------------------------------------------------------
ZONE OFICINA
AIRNODE OFICINA
WALL  =INTERIOR   : SURF= 35 : AREA=     10.29 : ADJACENT=SIN_ACOND : BACK
WALL  =PUERTA     : SURF= 37 : AREA=      3.04 : ADJACENT=SIN_ACOND : BACK
WALL  =INTERIOR   : SURF= 25 : AREA=      8.19 : ADJACENT=D_NIÑOS : FRONT
WALL  =EXTERIOR   : SURF= 45 : AREA=     5.824 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WALL  =EXTERIOR   : SURF= 46 : AREA=      9.49 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5
WINDOW=CLIMALIT   : SURF= 47 : AREA=      2.02 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5
WALL  =INTERIOR   : SURF= 48 : AREA=     14.97 : ADJACENT=CONTORNO : FRONT
WALL  =FORJADO    : SURF= 49 : AREA=     32.14 : ADJACENT=CONTORNO : FRONT
 REGIME
 GAIN       = PERS_ISO02 : SCALE= INPUT 1*OFIC_OCUP
 GAIN       = COMPUTER04 : SCALE= INPUT 1*OFIC_OCUP
 GAIN       = LIGHT02_04 : SCALE= 1
 COMFORT    = COMF001
 INFILTRATION= INFILTR_CTE
 VENTILATION = VENT_OFIC
 CAPACITANCE = 54      : VOLUME= 44.996  : TINITIAL= 22      : PHINITIAL= 50      : WCAPR= 1
*-------------------------------------------------------------------------------------------
* Z o n e  D_PADRES  /  A i r n o d e  D_PADRES
*-------------------------------------------------------------------------------------------
ZONE D_PADRES
AIRNODE D_PADRES
WALL  =INTERIOR   : SURF= 27 : AREA=     11.32 : ADJACENT=SIN_ACOND : BACK
WALL  =PUERTA     : SURF= 29 : AREA=      3.04 : ADJACENT=SIN_ACOND : BACK
WALL  =EXTERIOR   : SURF= 51 : AREA=      6.19 : EXTERNAL : ORI=WEST : FSKY=0.5
WALL  =EXTERIOR   : SURF= 52 : AREA=      5.97 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WINDOW=CLIMALIT   : SURF= 53 : AREA=         4 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WALL  =EXTERIOR   : SURF= 54 : AREA=     10.16 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5
```

```
WINDOW=CLIMALIT   : SURF= 55 : AREA=      2.02 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5
WALL  =FORJADO    : SURF= 56 : AREA=     27.88 : ADJACENT=CONTORNO : FRONT
WALL  =INTERIOR   : SURF= 58 : AREA=    10.292 : ADJACENT=D_NIÑOS : FRONT
 REGIME
 GAIN       = PERS_ISO01 : SCALE= INPUT 1*PADR_OCUP
 GAIN       = LIGHT02_05 : SCALE= 1
 COMFORT    = COMF001
 INFILTRATION= INFILTR_CTE
 VENTILATION = VENT_PAD
 CAPACITANCE = 46.84   : VOLUME= 39.032  : TINITIAL= 22      : PHINITIAL= 50      : WCAPR= 1
*-------------------------------------------------------------------------------------------
* Z o n e  D_NIÑOS  /  A i r n o d e  D_NIÑOS
*-------------------------------------------------------------------------------------------
ZONE D_NIÑOS
AIRNODE D_NIÑOS
WALL  =INTERIOR   : SURF= 31 : AREA=       7.1 : ADJACENT=SIN_ACOND : BACK
WALL  =PUERTA     : SURF= 33 : AREA=      1.52 : ADJACENT=SIN_ACOND : BACK
WALL  =INTERIOR   : SURF= 44 : AREA=      8.19 : ADJACENT=OFICINA : BACK
WALL  =INTERIOR   : SURF= 59 : AREA=    10.292 : ADJACENT=D_PADRES : BACK
WALL  =EXTERIOR   : SURF= 60 : AREA=      3.08 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WALL  =EXTERIOR   : SURF= 61 : AREA=     12.12 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5
WINDOW=CLIMALIT   : SURF= 62 : AREA=      2.02 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5
WALL  =FORJADO    : SURF= 63 : AREA=     26.96 : ADJACENT=CONTORNO : FRONT
 REGIME
 GAIN       = PERS_ISO01 : SCALE= INPUT 1*NIÑOS_OCUP
 GAIN       = COMPUTER04 : SCALE= SCHEDULE 1*NIÑOS_ORD
 GAIN       = LIGHT02_06 : SCALE= 1
 COMFORT    = COMF001
 INFILTRATION= INFILTR_CTE
 VENTILATION = VENT_NIN
 CAPACITANCE = 45.29   : VOLUME= 37.744  : TINITIAL= 22      : PHINITIAL= 50      : WCAPR= 1
*-------------------------------------------------------------------------------------------
* Z o n e  CONTORNO  /  A i r n o d e  CONTORNO
*-------------------------------------------------------------------------------------------
ZONE CONTORNO
```

```
AIRNODE CONTORNO
WALL  =EXTERIOR   : SURF= 65 : AREA=    29.492 : EXTERNAL : ORI=WEST : FSKY=0.5
WALL  =VENTANA    : SURF= 66 : AREA=         8 : EXTERNAL : ORI=WEST : FSKY=0.5
WALL  =EXTERIOR   : SURF= 67 : AREA=    35.511 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WALL  =VENTANA    : SURF= 68 : AREA=     6.506 : EXTERNAL : ORI=SOUTH : FSKY=0.5
WALL  =EXTERIOR   : SURF= 69 : AREA=     31.78 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5
WALL  =VENTANA    : SURF= 70 : AREA=     6.048 : EXTERNAL : ORI=EAST : FSKY=0.5
WALL  =INTERIOR   : SURF= 71 : AREA=    49.394 : BOUNDARY=INPUT 1*T_PASILLO
WALL  =PUERTA     : SURF= 72 : AREA=      1.74 : BOUNDARY=INPUT 1*T_PASILLO
WALL  =FORJADO    : SURF= 14 : AREA=     64.12 : ADJACENT=SALÓN : BACK
WALL  =FORJADO    : SURF= 42 : AREA=     32.52 : ADJACENT=COCINA : BACK
WALL  =FORJADO    : SURF= 43 : AREA=     53.28 : ADJACENT=SIN_ACOND : BACK
WALL  =FORJADO    : SURF= 57 : AREA=     27.88 : ADJACENT=D_PADRES : BACK
WALL  =FORJADO    : SURF= 64 : AREA=     26.96 : ADJACENT=D_NIÑOS : BACK
WALL  =FORJADO    : SURF= 50 : AREA=     32.14 : ADJACENT=OFICINA : BACK
WALL  =INTERIOR   : SURF= 73 : AREA=     14.97 : ADJACENT=OFICINA : BACK
 REGIME
 INFILTRATION= INFILTR_CTE
 CAPACITANCE = 398     : VOLUME= 331.665 : TINITIAL= 22      : PHINITIAL= 50      : WCAPR= 1
*-------------------------------------------------------------------------------------------
* O u t p u t s
*-------------------------------------------------------------------------------------------
OUTPUTS
 TRANSFER : TIMEBASE=1.000
 AIRNODES = SALÓN COCINA SIN_ACOND OFICINA D_PADRES D_NIÑOS CONTORNO
 NTYPES =   1 : TAIR       air temperature of zone
 AIRNODES = SALÓN
 NTYPES =   2 : QSENS   sensible energy demand of zone, heating(-), cooling(+)
 AIRNODES = SALÓN COCINA SIN_ACOND OFICINA D_PADRES D_NIÑOS CONTORNO
 NTYPES =   9 : RELHUM            relativ humidity of zone air
 AIRNODES = SALÓN COCINA OFICINA D_PADRES D_NIÑOS
 NTYPES =  62 : PMV       predicted mean vote (PMV) value of zone
       =  63 : PPD   predicted percentage of dissatisfied persons (PPD) of zone
 AIRNODES = SALÓN COCINA OFICINA D_PADRES D_NIÑOS
 NTYPES =  34 : SQCSUR           sum of surface convective gains to air for group of zones
```

```
      =  35 : SQINF          sum of sensible infiltration energy gains for group of zones
      =  36 : SQVENT         sum of sensible ventilation energy gains for group of zones
      =  37 : SQCOUP         sum of sensible coupling energy gains for group of zones
      =  38 : SQGCON         sum of internal convective gains for group of zones
      =  39 : SDQAIR         sum of changes in internal energy of air for group of zones (since start)
 AIRNODES = SALÓN COCINA OFICINA D_PADRES D_NIÑOS
 NTYPES =  24 : TMSURF           weighted mean surface temperature of zone
      =  25 : TOP  operative zone temperature
 AIRNODES = SALÓN
 NTYPES =  17 : SURF = 2,1,3,13, : TSI   inside surface temperature
 AIRNODES = D_PADRES
 NTYPES =   2 : QSENS  sensible energy demand of zone, heating(-), cooling(+)
 AIRNODES = SALÓN COCINA OFICINA D_PADRES D_NIÑOS
 NTYPES =  34 : SQCSUR          sum of surface convective gains to air for group of zones
      =  35 : SQINF          sum of sensible infiltration energy gains for group of zones
      =  36 : SQVENT         sum of sensible ventilation energy gains for group of zones
      =  37 : SQCOUP         sum of sensible coupling energy gains for group of zones
      =  38 : SQGCON         sum of internal convective gains for group of zones
      =  39 : SDQAIR         sum of changes in internal energy of air for group of zones (since start)
*-------------------------------------------------------------------------------------------
*  E n d
*-------------------------------------------------------------------------------------------
END
```