

Departamento de Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos
Escuela Superior de Ingenieros
Universidad de Sevilla



TESIS DOCTORAL

**CARACTERIZACIÓN DE LAS TÉCNICAS DE
REFRIGERACIÓN NATURAL CON
ACUMULACIÓN ESTRUCTURAL.
POTENCIAL DE AHORRO ENERGÉTICO EN
EL ACONDICIONAMIENTO DE EDIFICIOS.**

JOSÉ MANUEL SALMERÓN LISSÉN
Ingeniero Industrial por la E.S.I. de Sevilla

*A Inmaculada,
Mis padres y mis hermanos.*

1. INTRODUCCIÓN.....	6
1.1. Uso de energía y sostenibilidad.....	6
1.2. Uso racional de energía en refrigeración de edificios.....	8
1.3. Las técnicas naturales de refrigeración.....	9
1.4. Utilización de las técnicas de refrigeración natural.....	13
1.5. Referencias.....	15
2. OBJETIVOS, FUNDAMENTOS Y METODOLOGÍA.....	16
2.1. Objetivos.....	16
2.2. Fundamentos.....	17
2.3. Metodología.....	20
2.4. Referencias.....	22
3. FORJADOS TÉRMICAMENTE ACTIVOS.....	23
3.1. Introducción.....	23
3.2. Estado del arte. Evolución Histórica.....	23
3.2.1. <i>Los romanos: calefacción por hipocausto.</i>	23
3.2.2. <i>El siglo XX: paneles calefactores eléctricos y paneles de frío.</i>	25
3.3. Presentación de varios sistemas radiantes.....	26
3.3.2. <i>Sistemas radiantes de suelo.</i>	27
3.3.3. <i>Sistemas radiantes de muros.</i>	28
3.3.4. <i>Sistemas radiantes de techos.</i>	28
3.3.5. <i>Forjado térmicamente activo, con acumulación energética.</i>	31
3.4. Modelización de un forjado térmicamente activo.....	33
3.4.1. <i>Modelo detallado.</i>	33
3.4.2. <i>Obtención de los factores de respuesta correspondientes a excitaciones en temperaturas superficiales.</i>	36
3.4.3. <i>Obtención de los factores de respuesta correspondientes a excitaciones en temperaturas de aire-agua-aire</i>	39
3.5. Energía almacenada por un forjado térmicamente activo.....	41
3.5.1. <i>Revisión de estudios previos sobre la influencia de condiciones operacionales y de diseño sobre el proceso de carga de un forjado térmicamente activo.</i>	41
3.5.2. <i>Estudios específicos de la presente tesis sobre la influencia de las condiciones operacionales y de diseño en el proceso de carga de un forjado térmicamente activo.</i>	48
3.5.3. <i>Eficiencia de almacenamiento.</i>	52
3.5.4. <i>Eficiencia de almacenamiento del proceso de carga.</i>	52
3.5.5. <i>Eficiencia de almacenamiento del proceso completo.</i>	54
3.6. Energía almacenada y restituida por un forjado térmicamente activo.....	56
3.7. Acoplamiento con el edificio.....	60
3.7.1. <i>Escritura general de las ecuaciones de balance de energía.</i>	60

3.7.2. Balance sobre una superficie.....	61
3.7.3. Balance sobre el aire.....	65
3.7.4. Métodos de resolución.....	65
3.8. Referencias.....	67
4. CARACTERIZACIÓN DEL FOCO FRÍO EN FORJADOS TÉRMICAMENTE ACTIVOS.....	69
4.1. Introducción.....	69
4.2. Desarrollo de un método simplificado para modelar estanques de cubierta.....	72
4.3. Referencias.....	79
5. POTENCIAL DE REFRIGERACIÓN DE UN FORJADO TÉRMICAMENTE ACTIVO... 80	
5.1. Potencial de ahorro de un forjado térmicamente activo alimentado por una fuente de agua a temperatura constante.....	80
5.1.1. Ejemplo de aplicación.....	82
5.2. Potencial de ahorro de un forjado térmicamente activo alimentado por un estanque de cubierta.....	83
6. VENTILACIÓN NOCTURNA.....	86
6.1. Introducción.....	86
6.2. Estado del arte. Evolución Histórica.....	89
6.3. Modelización.....	94
6.4. Energía almacenada y profundidad de penetración de la onda térmica en un sólido semiinfinito.....	95
6.5. Almacenamiento y restitución de energía en un componente real de la envuelta.....	104
6.6. Eficiencia de almacenamiento de recintos sometidos a ventilación nocturna.....	113
6.6.1. Recinto en el cual el aire contenido se supone completamente mezclado formado por un único elemento supuesto sistema de capacidad y aislado del exterior.....	114
6.6.2. Recinto formado por varios elementos supuestos sistemas de capacidad y aislados del exterior.....	119
6.6.2.1. Suponiendo que el aire contenido en la zona está completamente mezclado.....	119
6.6.2.2. Suponiendo que el aire contenido en la zona no es isoterma.....	122
6.7. Acoplamiento con el edificio.....	132
6.8. Referencias.....	134
7. POTENCIAL DE REFRIGERACIÓN DE LA VENTILACIÓN NOCTURNA.....	135
7.1. Ejemplo de aplicación.....	137
8. FACTOR DE UTILIZACIÓN.....	140
8.1. Concepto de factor de utilización.....	140
8.2. Antecedentes del factor de utilización: Factor de utilización en radiación.....	142
8.3. Liberación de la energía almacenada en un componente.....	145
8.4. Factor de utilización teórico suponiendo demanda de refrigeración constante.....	150

8.5. Evidencias empíricas del factor de utilización.....	153
8.6. Influencia de la forma de la curva de la oferta en el factor de utilización suponiendo la demanda de refrigeración constante.....	156
8.7. Influencia del periodo de existencia de demanda de refrigeración.....	163
8.8. Comparativa de los factores de utilización de paneles radiantes con almacenamiento y ventilación nocturna.....	170
8.9. Referencias.....	172
9. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN.....	173
9.1. Conclusiones y desarrollos futuros en forjados térmicamente activos.....	173
9.2. Conclusiones y desarrollos futuros de ventilación nocturna.....	174
9.3. Referencias.....	177
10. ANEXOS.....	178
10.1. Programa de apoyo al diseño.....	178
10.1.1. <i>Introducción</i>	178
10.1.2. <i>Definición del edificio</i>	179
10.1.3. <i>Condiciones operacionales</i>	179
10.1.4. <i>Localización y Periodo de cálculo</i>	180
10.1.5. <i>Selección de la Técnica de Refrigeración Natural</i>	180
10.1.6. <i>Propiedades de los elementos del edificio</i>	182
10.1.7. <i>Forjados térmicamente activos</i>	183
10.1.8. <i>Cálculos y Resultados</i>	183
10.2. Resultados del proyecto Roofsol II: Manual de diseño de técnicas de refrigeración natural basadas en la cubierta.....	185
10.3. Ejemplo de edificio con estrategia de ventilación nocturna: Proyecto Sunrise.....	189
10.4. Relaciones entre las funciones de transferencia en temperaturas de aire-agua y las funciones de transferencia en temperaturas superficiales.....	193
10.4.1. <i>Problema unidimensional en régimen permanente</i>	193
10.4.2. <i>Problema unidimensional en régimen transitorio</i>	194
10.4.3. <i>Problema bidimensional en régimen transitorio</i>	196
10.5. Potencial de ahorro de un forjado térmicamente activo alimentado por un estanque de cubierta. Análisis para edificios de oficinas.....	198
10.6. Modelización de estanques de cubierta.....	199
10.7. Almacenamiento y restitución en componentes reales.....	205
10.8. Coeficientes de película medios por cerramiento en función de la configuración. Demostración gráfica para la configuración número 1.....	208
10.9. Catálogo y sinopsis de publicaciones actuales sobre paneles radiantes.....	212
10.10. Catálogo y sinopsis de publicaciones actuales sobre ventilación nocturna.....	217
10.11. Referencias.....	221

1. INTRODUCCIÓN.

1.1. Uso de energía y sostenibilidad.

La complejidad y gravedad de los problemas relativos al deterioro del medio ambiente han supuesto un cambio de escala en la consideración de los temas energéticos. El primer paso en este sentido se hizo patente en la recomendación de la Agenda 21 de la Conferencia de Río de las Naciones Unidas [1], que inició las actuaciones a nivel nacional para la adopción de estrategias de desarrollo sostenible. Una de las vías propuestas fue el uso racional de los recursos energéticos. Cinco años más tarde, el cambio climático volvió a estar en el centro del debate internacional debido a la “Tercera Conferencia de las Partes del Convenio marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático”, que se celebró en Kioto en Diciembre de 1997. Como resultado, el protocolo suscrito obligaba a los países firmantes del mismo a “reducir el total de sus emisiones de gases de efecto invernadero a un nivel inferior en no menos de 5% al de 1990 en el periodo de compromiso comprendido entre los años 2008 y 2012” [2]. La Unión Europea se adhirió al Protocolo de Kioto reconociendo de esta forma la necesidad de abordar el problema del cambio climático. Con el fin de ayudar a los Estados miembros a lograr este objetivo, la Comisión, en su “Comunicación sobre la dimensión energética del cambio climático” [3] determinó una serie de áreas de actuación en la política energética, que incluían la concesión de un papel importante a las fuentes de energía renovables. Así la Unión reconocía una crisis energética, tomando conciencia de su dependencia frente a las importaciones energéticas, que a finales del año 1997 eran del 50% [4].

De esta forma, debido a la doble crisis energético-medio ambiental, la Unión Europea se plantea una reducción en el consumo de energía en todos los sectores a la vez que pretende mantener los niveles de bienestar alcanzados. Podemos decir que no se trata únicamente de ahorrar energía, sino de proporcionar los servicios necesarios con el menor consumo posible de recursos energéticos no renovables.

Por otra parte, el consumo energético en el sector de la edificación está experimentando en Europa un crecimiento importante en los últimos años. Se estima que el consumo del sector de la vivienda y los servicios, compuesto en su mayoría por edificios, constituye el 40% del consumo de energía final de la Europa de los quince; el impacto medioambiental del incremento del consumo del sector edificación es asimismo considerable, alcanzando un 11% de las emisiones de efecto invernadero [5].

En el caso de España el consumo energético de los edificios -suma de los consumos de calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria- se situó en el año 2000 en 14491 kTep, lo que representa un 16% del total nacional, del que un 9,87% se corresponde con el sector residencial y el resto, un 6,13%, procede del sector terciario [6].

El consumo energético presenta una tendencia creciente debido al proceso de expansión en el que se encuentran actualmente dichos sectores y más particularmente en los países del sur de Europa, entre ellos España, como resultado del uso cada vez más extendido de sistemas de aire acondicionado. Las razones de este incremento son las siguientes:

- Reducción en el precio de los sistemas.
- Incremento del nivel de vida.
- Simplicidad de la instalación de dichos sistemas.
- Naturaleza del mercado: es un mercado accesible ya que el comprador potencial puede adquirir este tipo de sistemas en grandes superficies, además, este tipo de sistemas

permite una solución rápida a problemas de confort derivados de las altas temperaturas alcanzadas en un determinado año muy severo, desde el punto de vista del clima [7].

- Incremento de la tasa de población urbana. Actualmente, el nivel de urbanización es del 76% y se estima que llegue al 82% en el año 2025. Es conocido que un incremento de un 1% en el nivel de urbanización produce un incremento de un 2.2% en el nivel de consumo energético [8].

Debido a estas razones, las ventas de equipos de aire acondicionado se han incrementado considerablemente en los países del sur de Europa, con crecimientos anuales promedio del 23% y 35% para equipos centrales y autónomos respectivamente [9].

El siguiente gráfico muestra la evolución de las ventas y la previsión de crecimiento para aparatos de acondicionamiento tipo split a nivel Europeo [10].

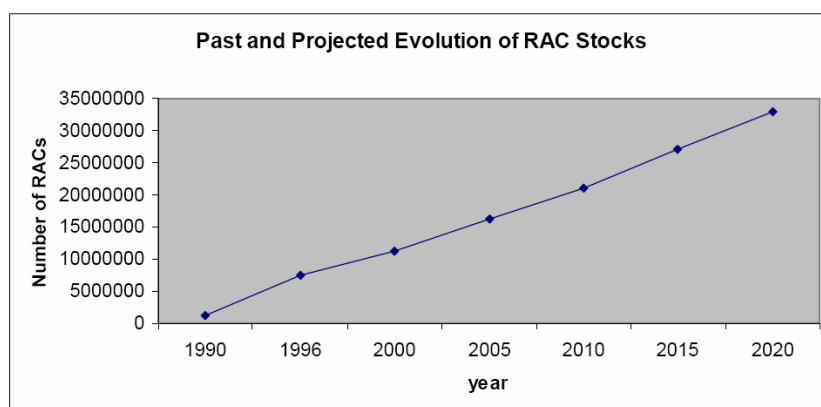


Figura 1.1 Evolución del stock de sistemas de acondicionamiento tipo split.

El impacto en la demanda energética fue cuantificado por Steemper [11], y más recientemente por Santamouris [8]. Llegando a las siguientes conclusiones, el incremento promedio de la demanda de energía de los edificios de todos los países de la UE alcanzará un 21% en el año 2020, este aumento será del 41% en los países del sur de Europa mientras que en los países del norte será del 11%. Este dato pone de manifiesto la importancia del consumo de energía para refrigeración.

Para hacer frente a los problemas expuestos y así poder cumplir con los compromisos adquiridos derivados del Protocolo de Kioto, el Parlamento Europeo se ha dotado, entre otros, de un instrumento preciso que es la Directiva 2002/91/CE relativa a la eficiencia energética de los edificios [12].

En el espíritu de la directiva subyace la necesidad de acometer tres grupos de medidas con carácter simultáneo:

- El endurecimiento progresivo de la reglamentación sobre calidad térmica de los edificios de nueva planta.
- La promoción de edificios de nueva planta cuyo consumo de energía sea netamente inferior al que se deriva de la aplicación estricta de la reglamentación. Estos edificios tendrán un reconocimiento oficial como edificios de alta eficiencia energética.
- En el sector de los edificios existentes, la directiva establece la necesidad de su certificación energética, que conlleva a la identificación, para cada edificio, de una relación de medidas de mejora que, dentro de un contexto de viabilidad técnica y económica, supongan un incremento significativo de la eficiencia de dicho edificio.

En relación con la demanda de energía de refrigeración de los edificios, la directiva subraya en su consideración 16 que: “en los últimos años se ha observado un aumento del número de sistemas de aire acondicionado en los países europeos meridionales. Esto da lugar a problemas importantes en las horas de máxima sobrecarga, aumentando el coste de la electricidad y perturbando el balance energético de esos países. Debe darse prioridad a estrategias que mejoren el rendimiento energético de los edificios durante el verano. Para ello debe propiciarse el desarrollo de técnicas de enfriamiento pasivo, fundamentalmente las que mejoran las condiciones ambientales interiores y el microclima alrededor de los edificios”.

Como conclusión destacaremos que los motivos expuestos ponen de manifiesto que, la consecución de niveles de confort en verano obtenidos con medios renovables, energéticamente eficientes y económicamente rentables, se está convirtiendo en necesidad de primer orden para gobiernos, compañías suministradoras de electricidad y consumidores.

1.2. Uso racional de energía en refrigeración de edificios.

La energía consumida para refrigeración de edificios es función de la demanda del edificio y del rendimiento de los sistemas utilizados para combatirla.

En consecuencia, la reducción de dicho consumo puede ser obtenida actuando sobre alguna de las medidas siguientes de forma independiente o sobre las dos simultáneamente:

- Reducción de la demanda de refrigeración.
- Mejora del rendimiento de las plantas frigoríficas, sistemas secundarios, sistemas de distribución, unidades terminales y elementos de control.

La reducción de la demanda de refrigeración puede a su vez acometerse mediante una combinación de estrategias que pueden agruparse en tres categorías:

- Disminución de las ganancias de calor tanto internas como externas, mediante elementos de control solar, luminarias de alta eficiencia etc.
- Modulación de las ganancias de calor usando la capacidad térmica del edificio.
- Disipación del exceso de calor a un sumidero de calor exterior, utilizando las denominadas técnicas naturales de refrigeración.

1.3. Las técnicas naturales de refrigeración

La refrigeración natural es la cesión de calor desde el edificio a un sumidero medioambiental a menor temperatura tal como el aire, el agua, el cielo o el terreno, utilizando sistemas que requieren una cantidad inapreciable de energía eléctrica. Estas técnicas constituían los sistemas tradicionales de refrigeración que condicionaban en gran medida el diseño arquitectónico en climas cálidos antes de la aparición de la electricidad barata y los sistemas de compresión mecánica.

La refrigeración natural se denomina pasiva cuando el proceso no requiere la utilización de energía no renovable, por otra parte la refrigeración natural se clasifica como híbrida cuando se utilizan bombas o ventiladores.

Con independencia de la clasificación anterior existen numerosos criterios para subdividir las técnicas naturales de refrigeración atendiendo a la naturaleza del sumidero, los fenómenos de transferencia de calor y masa involucrados, el periodo de almacenamiento, el tipo de aplicación etc.

En el presente trabajo, se establecen dos grandes grupos:

Técnicas directas: cuando el sumidero de calor promueve una acción directa de enfriamiento sobre la estructura del edificio y/o sobre el aire interior.

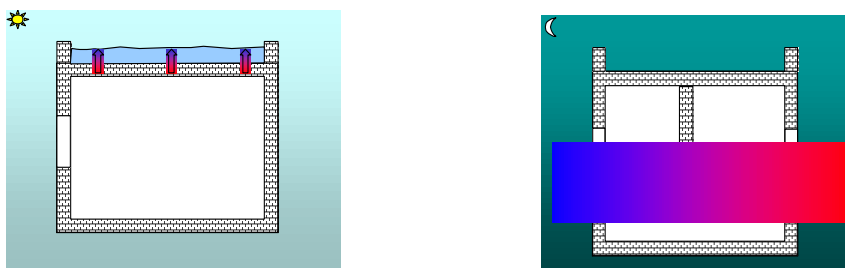


Figura 1.2 Técnicas directas de refrigeración natural, a la izquierda estanque sobre la cubierta, a la derecha ventilación nocturna.

Técnicas indirectas cuando el sumidero enfría en primer lugar un fluido de trabajo (generalmente aire o agua) que absorbe en una segunda fase (con o sin almacenamiento intermedio) el calor residual del edificio.

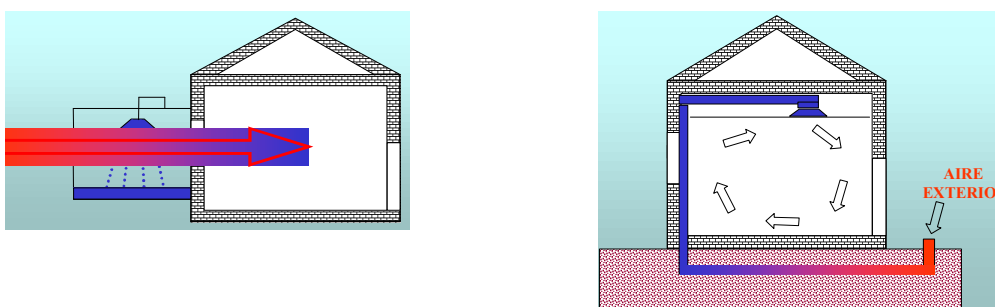


Figura 1.3 Técnicas indirectas de refrigeración natural, a la izquierda enfriamiento evaporativo del aire antes reintroducirlo en el edificio, a la derecha enfriamiento del aire mediante conductos enterrados.

Podemos explicar de forma simple el potencial de estas técnicas mediante la siguiente representación gráfica:

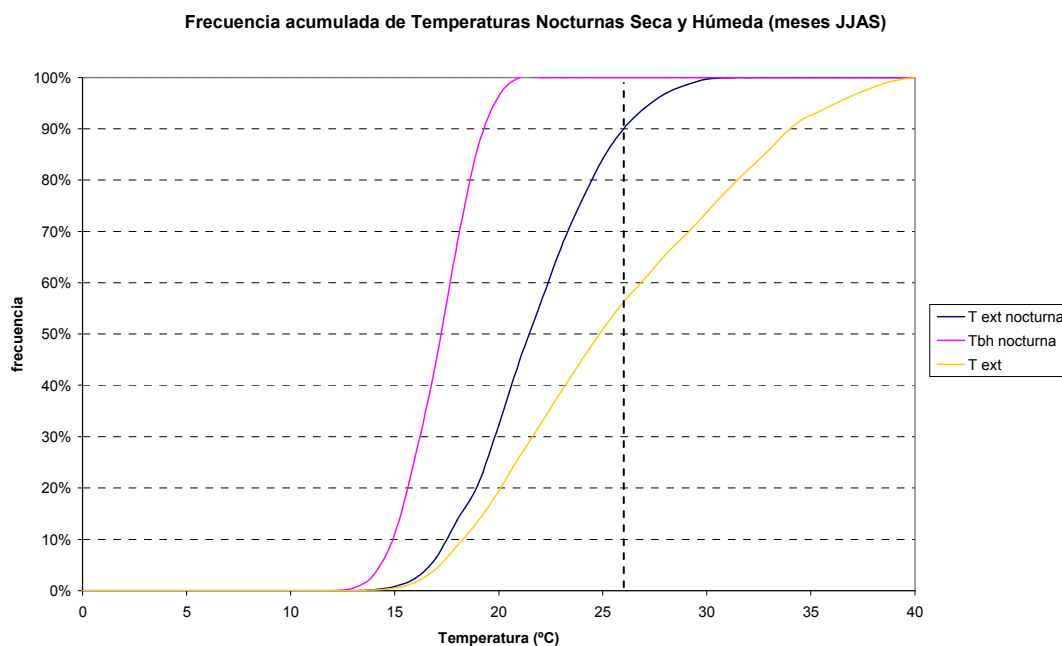


Figura 1.4 Frecuencia acumulada de temperatura exterior, temperatura exterior nocturna y temperatura de bulbo húmedo nocturna durante los meses de Junio, Julio, Agosto y Septiembre en Sevilla.

En el gráfico se muestran la frecuencia acumulada de la temperatura exterior, la temperatura exterior nocturna y la temperatura de bulbo húmedo nocturna. Mediante una línea de trazos se muestra la temperatura interior de consigna. A continuación describiremos el potencial de refrigeración a partir de ésta gráfica en distintas situaciones.

Como podemos ver la temperatura del aire exterior es menor que la temperatura de consigna un 55% de las horas, de esta forma, es posible aprovechar la temperatura de aire como un sumidero medioambiental de calor. Por tanto, en primer lugar consideraremos la ventilación como la técnica de refrigeración natural utilizada.

Para un clima dado, la ventilación será aplicable cuando la temperatura de balance [13] sea menor que la temperatura de consigna interior. El periodo de ventilación considerado será el formado por los intervalos de tiempo en los que la condición anterior se satisfaga. Para nuestro ejemplo tomaremos una temperatura de balance de 24°C –valor característico de edificios con uso residencial- y una temperatura de consigna de 26°C. En el siguiente gráfico, la zona rayada indica el potencial de esta técnica de refrigeración continua, dado que éste sería proporcional a dicha área multiplicada por el caudal de aire circulante.

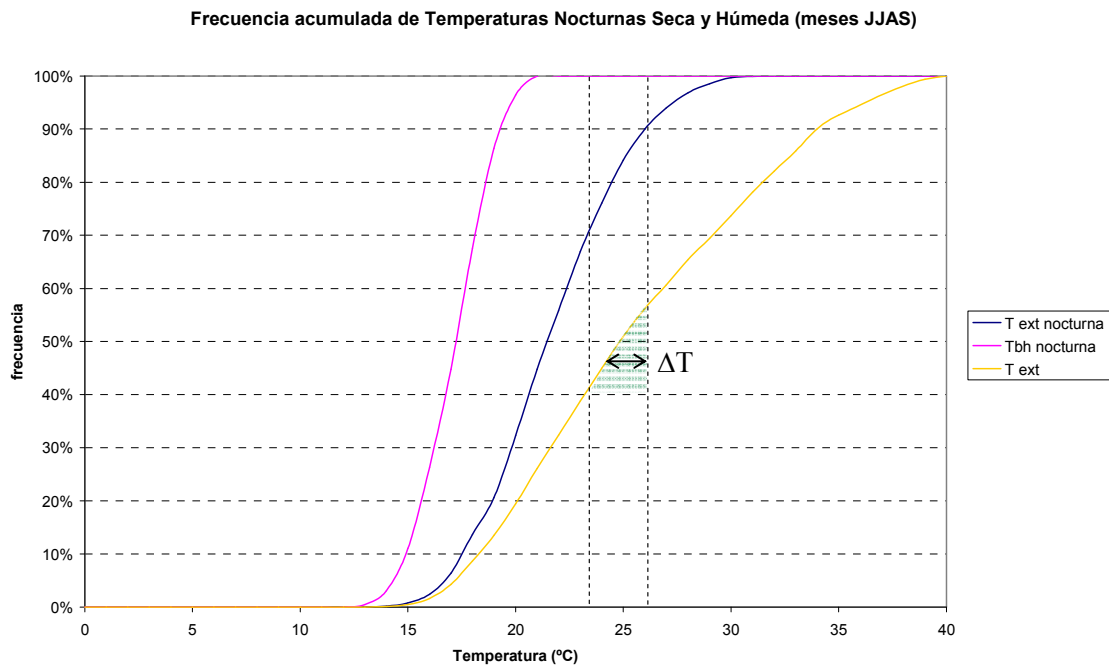


Figura 1.4 Potencial de la ventilación en un edificio de uso residencial en un clima dado.

Ahora bien, podría pensarse en una estrategia de ventilación exclusivamente durante el periodo nocturno, en este caso habría que utilizar la curva de temperaturas exteriores nocturnas. En la siguiente gráfica se compara ésta situación con la inicial.

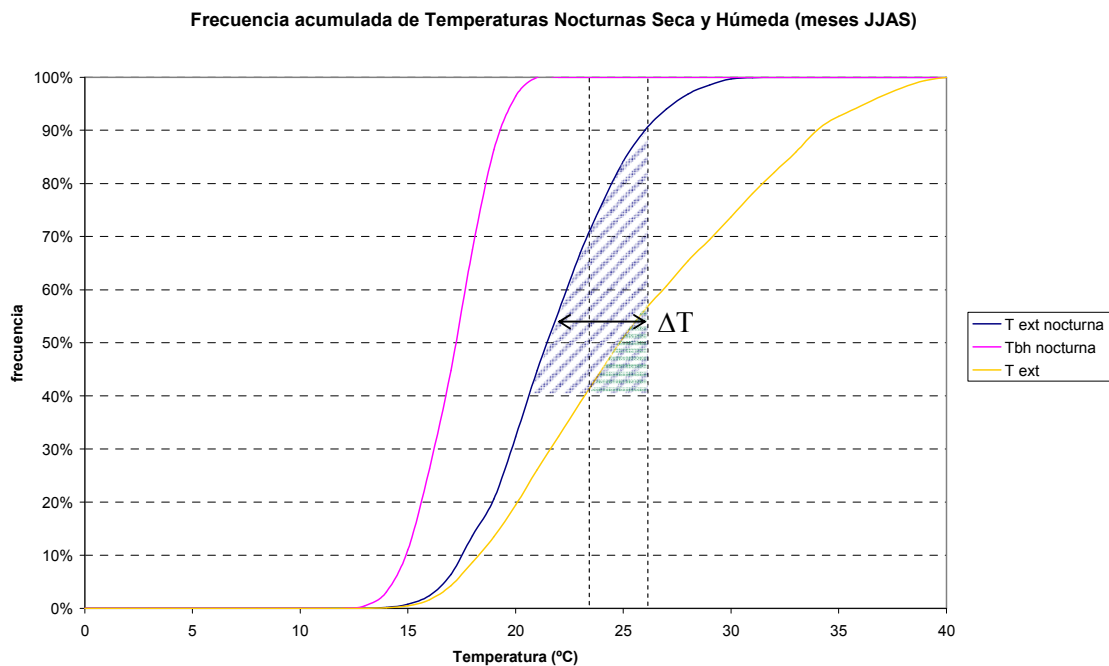


Figura 1.5 Potencial de la ventilación nocturna en un edificio de uso residencial en un clima dado.

Finalmente si la técnica de refrigeración natural usase un sumidero medioambiental en el cual el foco frío fuese la temperatura de bulbo húmedo nocturna –por ejemplo el estanque de cubierta

mostrado en la figura 1.2-, el potencial de dicha técnica sería proporcional al área rayada de rosa.

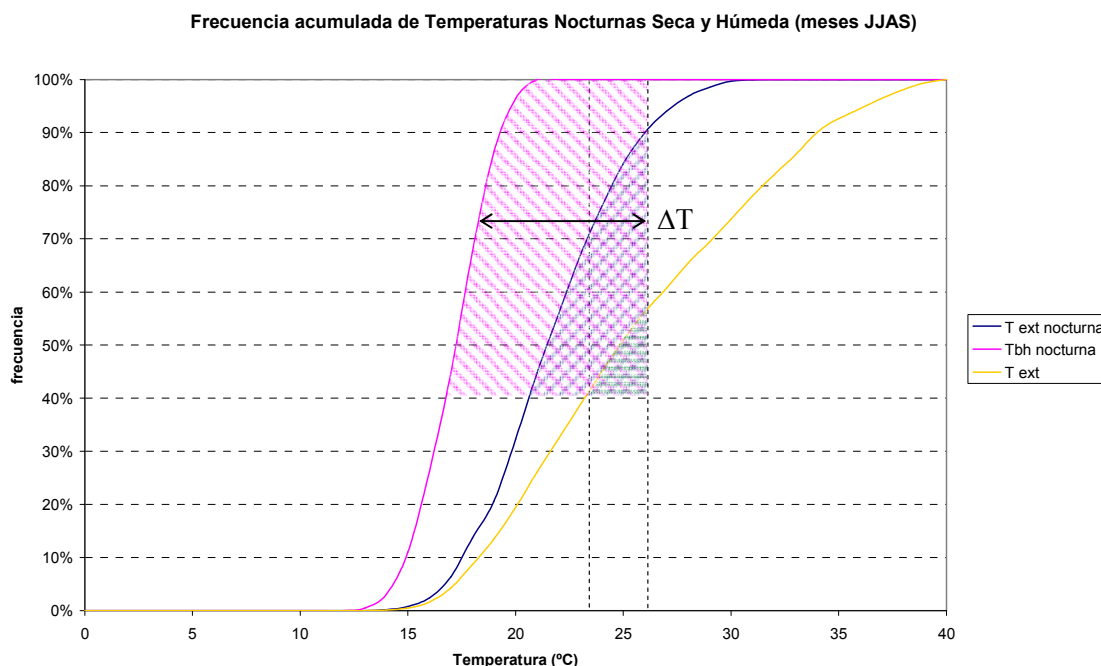


Figura 1.6 Potencial de una técnica de refrigeración que utilice la temperatura de bulbo húmedo nocturna como sumidero medioambiental, en un edificio de uso residencial, en un clima dado.

El problema que se anticipa es que los sumideros de calor que presentan un potencial más elevado son efectivos durante la noche mientras que las demandas de energía se presentan durante el día, es decir, hay un desfase entre la oferta y la demanda. Para utilizar de forma eficiente este potencial, la idea clave consiste en que debemos almacenar en la estructura del edificio la mayor cantidad posible de energía para cederla posteriormente en el momento que sea necesaria. Por tanto, será necesario diseñar los componentes estructurales convenientemente con el objetivo de que la cesión de la energía almacenada se pueda retrasar hasta el comienzo de la demanda.

1.4. Utilización de las técnicas de refrigeración natural

El grado de madurez de las técnicas naturales de refrigeración ha sido puesto de manifiesto en numerosas ocasiones por publicaciones científicas y técnicas que presentan investigaciones teóricas y aplicadas con resultados satisfactorios [14-18], más adelante, en el desarrollo de la presente tesis veremos cómo se ha evolucionado desde estas publicaciones originales hasta nuestros días.

No obstante, tanto en España como en el resto de los países de la Europa del sur, la utilización de dichas técnicas es prácticamente inexistente, no siendo la situación mucho mejor en los Estados Unidos. Las razones de que su uso sea tan extremadamente reducido obedecen a una combinación de factores, entre los que se pueden citar:

- Falta de conocimientos sobre las técnicas que pueden ser usadas a una escala (tipos de edificios y climas) lo suficientemente amplia como para justificar su desarrollo industrial y comercial.
- Falta de información que permita a los diseñadores conocer la oportunidad de usar estas técnicas como alternativa o complemento de los sistemas de aire acondicionado convencionales.
- Falta de herramientas sencillas que combinen el comportamiento térmico de los edificios con las técnicas de refrigeración natural, de forma que se facilite un apropiado diseño, dimensionado y control.

Esta tesis, viene a suplir las carencias anteriormente mencionadas, en este sentido:

- Se proporcionará información sobre las técnicas que pueden ser usadas. De forma que se hará un seguimiento del desarrollo histórico de dichos sistemas, posteriormente se darán varios ejemplos de aplicación actuales y se aportará la bibliografía donde profundizar con más detalle en la descripción arquitectónica de las soluciones.
- Se proporcionará información sobre cuáles son los parámetros de diseño de cada una de las técnicas, así como su influencia en la efectividad de la misma. Se desarrollarán métodos simplificados que permitan al diseñador conocer de forma rápida el ahorro de energía al instalar una técnica, con unos parámetros de diseño dados, en un edificio.
- Se desarrollará una herramienta de simulación que permita el cálculo detallado del potencial de ahorro esperable al implementar una técnica de refrigeración natural.

Las técnicas de refrigeración que estudiaremos comprenderán la sollicitación de componentes del edificio desde la propia estructura y desde el interior de la misma.

Las primeras se basan en componentes embebidos en la propia estructura del edificio, tales como forjados por el interior de los cuales circula agua fría.

Las segundas se basan en componentes del edificio solicitados desde el interior del mismo, tales como los cerramientos que están en contacto con el aire cuando se emplea una técnica directa de ventilación nocturna.

El hecho de estudiar primero las técnicas de paneles radiantes con almacenamiento estructural y posteriormente las basadas en la ventilación nocturna tiene la siguiente justificación. En el caso de las primeras, una vez que la energía se ha almacenado en la estructura del edificio, esta se debe restituir a los espacios adyacentes para combatir la demanda, esta restitución debe hacerse en el momento preciso para evitar que parte de la energía almacenada no se utilice de forma efectiva, ésta constituye la única posibilidad de pérdidas. No obstante, en las técnicas basadas en ventilación nocturna a este tipo de pérdidas hay que añadir las correspondientes a que parte de la energía almacenada en los componentes estructurales que sirvan como cerramientos exteriores del edificio no se restituya a los espacios del edificio, sino que se pierda al exterior. De esta

forma, estudiaremos en primer lugar una técnica de refrigeración donde sólo hay una posibilidad en cuanto al uso ineficiente de la energía almacenada, dado que los forjados siempre separan dos espacios pertenecientes al edificio, pasando a continuación al estudio de una técnica en la cual a estas pérdidas, hay que sumar las correspondientes a las pérdidas de energía acumulada hacia el exterior del edificio.

El grado de innovación de la tesis a desarrollar se centra en que, nunca antes se había abordado un trabajo de caracterización de las técnicas de refrigeración natural con acumulación estructural, siguiendo una metodología común. Esta metodología ha dado lugar a una serie de eficiencias y potenciales de utilización que, hasta donde abarca el conocimiento del doctorando, no han sido definidas con anterioridad.

El estudio de estas técnicas se hará siguiendo la metodología que expondremos en el siguiente capítulo.

1.5. Referencias.

- [1] JRC – Environment Institute “Indoor Air Quality and the Use of Energy in Buildings”, EUR 16367 EN, 1986.
- [2] “Protocolo de Kioto de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático”, Kioto, 11 de diciembre de 1997.
- [3] Comisión Europea, “Comunicación de la Comisión: La dimensión energética del cambio climático”, COM (97) 196, 14 de mayo de 1997.
- [4] Comisión Europea, “Comunicación de la Comisión: Energía para el futuro, fuentes de energía renovables. Libro blanco para una estrategia y un plan de acción comunitarios”, COM (97) 599, noviembre de 1997.
- [5] Diario Oficial de las Comunidades Europeas . Directiva 2002/91/CE del parlamento europeo y del consejo de 16 de diciembre de 2002 relativa a la eficiencia energética de los edificios.
- [6] Ministerio de Economía, “Estrategia de ahorro y eficiencia energética en España 2002-2012” Sector Edificación, Noviembre de 2003.
- [7] Santamouris, M., Adnot, J. et al., “Urbacool project”, SAVE II Programme: European Commission – DG XVII for Energy, 2001.
- [8] Santamouris M., “Comment Ameliorer le Comfort d’ete dans les Batiments Urbaines”, Congreso Internacional AIVCF 2002 –Climat des lieux de travail-.
- [9] M. Santamouris. “Passive Cooling. Integral Design”. Solar Energy and Buildings Symposium. CEC-DGXVII. Athens (1993)
- [10] Adnot, J. et al., “Energy Efficiency of Room Air-Conditioners (EERAC). Final report”, Contract No. SAVE-14.1031/D/97.026, May 1999.
- [11] T. Steempers. “Passive Cooling. State of the Art” . Int. Journal Solar Energy (1990).
- [12] Diario Oficial de las Comunidades Europeas. “Directiva 2002/91/CE del parlamento europeo y del consejo de 16 de diciembre de 2002 relativa a la eficiencia energética de los edificios”.
- [13] Yannas, S., Maldonado E., “Handbook on passive cooling”. Vol. 1. EC-JOULE II. Pascool project. 1996.
- [14] W.C. Miller and J.O. Bradley, “Radiative cooling with selecting surfaces in a desert climate”, Proc 4 th National Passive Solar Conference, Kansas (1980).
- [15] M. Martin “Radiative cooling”, in: Passive Cooling (Chapter 4), J. Cook (Ed.) M.I.T. Press, Cambridge, MA (1989)
- [16] J.R. Watt “Evaporative cooling a nationwide low-energy alternative” Passive Solar Journal 4(3) (1987).
- [17] D. Pescod, “An evaporative air cooler using a plate heat exchanger” Tech. Report, TR 2 Csiro (1974).
- [18] E.A. Rodriguez, J.M. Cejudo AND S. Álvarez, “Earth tube system performance” P.Cib Meeting Air Quality and Air Conditioning, Paris (1988).

2. OBJETIVOS, FUNDAMENTOS Y METODOLOGÍA.

2.1. Objetivos.

El objetivo principal de la presente tesis consiste en crear y desarrollar un protocolo para evaluar la oportunidad de utilización de las Técnicas de Refrigeración Naturales para el acondicionamiento de edificios, así como una herramienta simplificada para diseñar y dimensionar dichas técnicas en el caso de resultar la evaluación anterior positiva a los ojos del diseñador.

Durante el transcurso del proceso necesario para conseguir este objetivo surgen dificultades debidas a los siguientes motivos:

1. La gran cantidad de variables y conceptos involucrados en cada caso específico y la fuerte interacción entre ellos.
2. El hecho de que las decisiones de diseño son tomadas en diferentes niveles y, en la mayoría de los casos, sin seguir un orden prescrito.

Debido a esto, sería una tarea desproporcionada tratar de optimizar la implementación de una Técnica de Refrigeración Natural en un cierto clima y para un edificio determinado utilizando directamente una herramienta de simulación, sin disponer previamente de una metodología rápida y simple de prediseño y evaluación.

La aproximación conceptual general realizada consiste en analizar el comportamiento de varias Técnicas de Refrigeración Natural –TRN en adelante- de forma que, cuando sea posible:

1. Se aislen las causas y fenómenos responsables del comportamiento de la TRN mediante la formulación de la contribución individual de cada uno de ellos.
2. Se establezcan las relaciones formales entre los distintos comportamientos individuales de forma que se pueda conocer una razonable estimación de su comportamiento conjunto.

Todo el proceso de caracterización individual y global se ha realizado bajo una metodología común -que describiremos a continuación-, de forma que a la hora de definir las variables relacionadas con el potencial de refrigeración, se ha hecho de forma análoga para todas las técnicas descritas. Esto es especialmente útil desde el punto de vista del diseñador, ya que conociendo y entendiendo el significado de las definiciones, puede aplicarlo a cualquier técnica de las descritas. Este punto es particularmente interesante, ya que de esta forma el diseñador será capaz de evaluar, no sólo el impacto de una decisión de diseño sobre cualquiera de las TRN, sino que además puede comparar diferentes técnicas para un mismo edificio en una localidad, o únicamente una técnica en un edificio para diferentes localidades.

En definitiva, con el fin de promover la implementación de las TRN se pretende desarrollar una metodología de diseño común adaptada al proceso de toma de decisiones, y que permita comparar diferentes opciones en un contexto amplio orientado no solo a arquitectos, sino también a industriales, constructores y responsables de política energética.

2.2. Fundamentos.

El procedimiento desarrollado admite numerosas variantes particulares en función de la Técnica de Refrigeración Natural que se esté considerando.

No obstante, comentaremos en este punto los fundamentos de las metodologías de estudio de las Técnicas de Refrigeración Natural consideradas en el ámbito de esta tesis, para proporcionar al lector una visión general del desarrollo de la misma. Estas características que a continuación se presentan pueden encontrarse de forma más detallada en el artículo publicado por Álvarez, Rodríguez y Velázquez [1]. Por último, y antes de comenzar su descripción, aclararemos que estos fundamentos son el origen de la metodología seguida en el desarrollo de la presente tesis y que se describe en el siguiente apartado y como tal deben entenderse.

Diremos en primer lugar, que el comportamiento de una técnica natural depende en primera aproximación de tres conceptos relacionados:

El clima, que proporciona la disponibilidad del sumidero medioambiental en términos de su nivel térmico y su variabilidad en base diaria y a lo largo del año.

El edificio, en términos de su demanda de refrigeración, tanto en valores absolutos estacionales como en la distribución en frecuencias horarias y diarias o en términos finalmente de la estructura del perfil de cargas.

La técnica de refrigeración natural, cuyo diseño y eficiencia miden la habilidad de usar lo que el clima permite para satisfacer lo que el edificio necesita.

La caracterización de los tres conceptos anteriores y de su interacción se define en términos de eficiencias.

Para formular dichas eficiencias es necesario distinguir entre dos casos particulares que pueden presentarse, técnicas con acumulación de energía y técnicas sin acumulación de energía, ya que existen ligeras variaciones en la metodología a seguir en ambos casos. A continuación describiremos la metodología general para TRN sin acumulación, posteriormente introduciremos brevemente las TRN con acumulación de energía y finalmente describiremos las diferencias en la metodología general cuando se trata de técnicas con acumulación de energía.

Para los sistemas sin acumulación de energía se establece un procedimiento en dos etapas. Suponiendo, a efectos explicativos, que se está considerando un sistema indirecto -con enfriamiento de un fluido intermedio de trabajo, como por ejemplo un estanque de cubierta- el procedimiento comprende las siguientes fases:

Etapa 1: Enfriamiento del edificio.

Se trata en primer lugar de delimitar el intervalo de la estación de refrigeración durante el cual el edificio demanda refrigeración y la técnica natural tiene un nivel térmico suficiente para satisfacer una parte o la totalidad de dicha demanda.

A la cantidad de energía que la técnica natural es capaz de proporcionar durante dicho intervalo se le denomina Potencial Usable y se define en términos específicos.

No obstante, no toda esta energía va a ser utilizada por el edificio puesto que habrá momentos en los cuales habrá un exceso de la potencia de refrigeración producida por el sumidero medioambiental en relación con la demanda de refrigeración que en dicho periodo tiene el edificio analizado. En consecuencia, una parte del frío que se puede producir no puede utilizarse.

Para corregir este desequilibrio entre el frío requerido y el frío proporcionado se define el Factor de Utilización que mide el porcentaje del Potencial Usable que es realmente utilizado para combatir la demanda.

Etapas 2: Enfriamiento del fluido de trabajo.

Se definen 2 niveles térmicos de enfriamiento:

- Temperatura del sumidero: que es una variable que cualifica el clima concreto en el que se va a realizar la aplicación.
- Temperatura efectiva medioambiental: que introduce una corrección a la temperatura anterior en función de la accesibilidad física y/o térmica del sumidero.

En la siguiente tabla se enumeran las temperaturas anteriores, así como el elemento utilizado para disipar el calor y el fluido de trabajo para varias técnicas de refrigeración natural.

	<i>TEMP. SUMIDERO</i>	<i>TEMP. EFECTIVA</i>	<i>DISIPADOR</i>	<i>FLUIDO DE TRABAJO</i>	<i>CARGA</i>
TERRENO	Temperatura de suelo profundo	Temperatura del terreno a una cierta profundidad	Conducto	Aire ambiente	Edificio
RADIANTE	Temperatura del cielo	Temperatura de remanso.	Radiador	Fluido intermedio (aire, agua)	Elemento de almacenamiento (tanque, lecho de rocas)
EVAPORATIVO	D. Temperatura de bulbo húmedo	Temperatura de bulbo húmedo	Contacto directo (aire-agua)	Aire ambiente	Edificio
	I. Temperatura de bulbo húmedo	Temperatura de bulbo húmedo	Intercambiador de placas y aletas	Aire ambiente	Edificio
	R. Temperatura de rocío	Temperatura de rocío	Intercambiador de placas y aletas	Aire ambiente	Edificio

Tabla 2.1 Técnicas de Refrigeración Natural. Para cada una de las técnicas, se indican la temperatura del sumidero, la temperatura efectiva medioambiental, el elemento usado para disipar el calor, el fluido de trabajo y la carga o foco caliente. Para las técnicas evaporativas se distinguen tres situaciones: enfriamiento directo (D), indirecto (I) y regenerativo (R)

La eficiencia del sumidero se define haciendo uso de las dos temperaturas anteriores y de la temperatura inicial -de entrada- del fluido de trabajo, mediante la siguiente expresión:

$$\mathcal{E}_{sumidero} = \frac{T_{ent} - T_{efectiva}}{T_{ent} - T_{sumidero}}$$

Esta eficiencia nos proporciona información sobre la accesibilidad física y térmica del sumidero de calor medioambiental. A modo de ejemplo diremos que esta eficiencia toma un valor unidad para el enfriamiento evaporativo, que es relativamente baja en el caso de sistemas radiantes –

radiadores de cielo- y muy variable en el caso de técnicas de enfriamiento a través del terreno. En cualquier caso, el valor de esta eficiencia siempre estará comprendido entre 0 y 1.

Por otro lado la eficiencia de intercambio se define en función de la temperatura inicial y final del fluido de trabajo y la temperatura efectiva mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon_{\text{sumidero}} = \frac{T_{\text{ent}} - T_{\text{sal}}}{T_{\text{ent}} - T_{\text{efectiva}}}$$

Esta eficiencia depende del diseño de la técnica y de la capacidad del sumidero medioambiental de mantener su temperatura durante el periodo de funcionamiento de la técnica de refrigeración.

Dado que las dos eficiencias anteriores están comprendidas entre 0 y 1, en condiciones óptimas de accesibilidad del sumidero y de intercambio, se puede pensar que la temperatura de salida del fluido de trabajo podría llegar a ser igual a la temperatura del sumidero. Esto, obviamente, es una cota superior del enfriamiento que podría llegar a producirse.

A la integral del enfriamiento máximo teórico se le denomina Potencial Bruto.

Considerando como dato de partida la demanda de refrigeración del edificio, el procedimiento propuesto se puede entender como una relación formal entre la oferta (Potencial Bruto) y la demanda, mediante tres niveles de utilización o eficiencias que son respectivamente la Eficiencia del Sumidero, la Eficiencia de Intercambio y el Factor de Utilización. La conexión entre las dos etapas de enfriamiento se materializa por medio del Potencial Usable.

Las Técnicas de Refrigeración Naturales con acumulación utilizan elementos masivos del edificio para almacenar y posteriormente liberar calor, estos elementos masivos pueden formar parte de la estructura resistente o no. La ventaja de los sistemas con acumulación es que permiten retrasar en el tiempo el efecto de la técnica de refrigeración de forma que la demanda de energía del edificio y la oferta del sistema sean más simultáneas. Pongamos un ejemplo para aclarar este punto un poco más, supongamos un edificio cuya curva de carga tendrá una forma característica que alcanzará un máximo a alguna hora del día, digamos a medio día, para satisfacer esta demanda de energía dispondremos de una oferta proporcionada por el clima en su función de sumidero medioambiental de calor, esta oferta también variará a lo largo del tiempo presentando un máximo a alguna hora de la noche, digamos a media noche, como vemos la máxima oferta y la máxima demanda están desfasadas en doce horas, esto dará lugar a una pequeña eficiencia en el uso del clima como técnica de refrigeración natural. Para mejorar este nivel de eficiencia es deseable disminuir el desfase existente entre oferta y demanda, la mejor forma de hacer esto es aumentar la inercia del edificio mediante elementos masivos de almacenamiento, estos elementos acumularán energía durante el periodo de oferta liberándola posteriormente y por tanto más cerca del periodo de demanda, de esta forma la simultaneidad entre oferta y demanda aumenta y, por consiguiente, la eficiencia de la Técnica también.

Para los sistemas con acumulación de energía hay que añadir a la metodología expuesta con anterioridad un concepto de eficiencia que cuantifique el calor almacenado por el edificio en comparación con el calor máximo almacenable, esta eficiencia se denomina eficiencia de almacenamiento. Veremos más profundamente la definición cualitativa y cuantitativa de esta eficiencia en el capítulo dedicado a los paneles radiantes de frío, que usan la propia estructura del edificio como elemento de almacenamiento de energía.

El procedimiento de diseño desarrollado proporciona instrumentos para el cálculo aproximado de todas las definiciones anteriores y valora cada caso concreto en términos de las mismas. La inspección de lo que se ha obtenido frente a lo que se hubiera podido obtener guía claramente el proceso de toma de decisiones que conduce a la optimización del conjunto.

2.3. Metodología.

La metodología general comprende actividades repartidas en cuatro tareas diferentes:

- Caracterización climática, que incluye la selección de estaciones meteorológicas representativas, captación y depuración de datos climáticos, generación de datos climatológicos derivados referidos a los sumideros medioambientales (tales como temperatura del cielo), identificación de zonas climáticas, generación de datos climáticos sintéticos, generación de valores integrados del tipo Grados-día, procedimientos de cambio de base, procedimientos de extrapolación climática y geográfica, etc.
- Demanda energética, con una determinación de cargas punta y demanda energética, identificación de días de diseño y de su curva de cargas, caracterización de las cargas bajo diferentes escenarios, temperaturas de consigna y patrones de uso, normalización de los perfiles de carga, tipificación y estandarización en función del uso del edificio y de su compacidad, etc.
- Caracterización del comportamiento de las TRN
- Acoplamiento con el edificio

Las dos últimas tareas son las que se abordan en la presente tesis y se describirán más detalladamente a continuación en el caso de TRN basadas en la solicitación del edificio desde su propia estructura y TRN basadas en la solicitación del edificio desde su interior.

Con gran generalidad podemos decir que para las Técnicas de Refrigeración Natural basadas en la solicitación del edificio desde su propia estructura -paneles radiantes de frío- las actividades que se han desarrollado son las siguientes:

1. Desarrollo de un modelo de referencia, que es un modelo con las mínimas hipótesis, muy detallado y cuya utilidad es comprobar la validez de simplificaciones posteriores.
2. Desarrollo de modelos simplificados, en los que la simplificación es puramente algorítmica, pudiendo afectar a la formulación, a la resolución o a ambas. Se derivan de hipótesis adicionales sobre el modelo de referencia y se utilizan para la realización de análisis de sensibilidad, estos dan lugar a la siguiente etapa.
3. Realización de análisis de sensibilidad y estudios paramétricos de las variables de diseño. Estos estudios permiten identificar las variables relevantes de cada técnica y el rango típico de variación de las mismas para un comportamiento aceptable. Estos estudios permiten asimismo la comprensión fenomenológica del comportamiento de cada técnica, el carácter positivo o negativo de las diferentes actuaciones y la influencia de diversas estrategias de operación. Finalmente, proporcionan una base de datos que se utilizará posteriormente para calibrar y corregir los modelos simplificados.

Los estudios citados pueden hacerse alternativamente con los modelos de referencia o con los modelos simplificados y se realizan para una amplia gama preestablecida de condiciones climáticas. En algunos casos concretos la técnica es tan compleja en su nivel de acoplamiento con el edificio que no permite desarrollar análisis de sensibilidad sobre el modelo de referencia desacoplado del edificio, es el caso de los paneles radiantes de frío.

4. Acoplamiento con el edificio. El acoplamiento con el edificio se obtiene bien a partir de los modelos simplificados, bien a partir de los modelos detallados, implementados en un código detallado de simulación térmica.

En el caso de los paneles radiantes de frío, el modelo que se acopla con el edificio en el programa de simulación térmica de edificios es directamente el modelo detallado.

5. Realización de una segunda serie de análisis de sensibilidad específicos en los que se analizan distintas combinaciones de diseño, dimensionado y control para cada técnica y para varias tipologías y usos de edificios. El objetivo de estos estudios es generar una base de datos que permita identificar la medida en la que el edificio utiliza el sumidero medioambiental para disipar calor. Esta medida se materializa en la identificación de las eficiencias y del Factor de Utilización dando lugar a la siguiente y última etapa.

6. Definición de las eficiencias, de acuerdo con el caso particular que se esté estudiando y del denominado Factor de Utilización.

Asimismo, y describiendo con gran generalidad las etapas seguidas en el desarrollo de las Técnicas de Refrigeración Natural basadas en la solicitación del edificio desde su interior – ventilación nocturna- podemos enumerar las siguientes:

1. Utilización de varios modelos de referencia para evaluar la energía almacenada en el interior de un cerramiento de un edificio. Los modelos desarrollados van desde el más idealista –sistema de capacidad aislado por la cara opuesta a la que se está solicitando- hasta el más real –sistema de conductividad igual a la del cerramiento real con pérdidas por la cara opuesta-. Definición de la eficiencia de almacenamiento de energía de un elemento estructural.

2. Utilización de los modelos anteriores para evaluar la restitución de la energía previamente almacenada. Este estudio permite identificar la influencia de las distintas características térmicas en el proceso de descarga energética del componente estructural. Su utilidad radica en que proporciona unas guías de diseño para poder adecuar la descarga de dicho componente a los requerimientos demandados por el edificio.

3. Evaluación de la energía almacenada en una zona de un edificio sometida a un número de horas de ventilación nocturna en función de la velocidad de entrada del aire, de la inercia total de los cerramientos y de la distribución de la masa total entre los distintos cerramientos que componen la zona. Para llevar a cabo esta tarea es necesario realizar simulaciones numéricas mediante códigos CFD. Esta tarea da lugar a la siguiente.

4. Definición de la eficiencia de almacenamiento comparando la energía almacenada evaluada en la etapa anterior con la energía máxima almacenable en cada caso.

5. Definición del Factor de Utilización de una zona, que para esta técnica, representa la fracción de las pérdidas de energía debidas a la ventilación –carga por ventilación- que efectivamente se utilizan para combatir las necesidades de refrigeración –demanda de refrigeración-.

2.4. Referencias.

[1] S.ÁLVAREZ, I.R. MAESTRE, AND R. VELÁZQUEZ “Design Methodology and Cooling Potential of the Environmental Heat Sinks” Int. J. of Solar Energy, 1997, Vol. 19, pp. 179-197.

3. FORJADOS TÉRMICAMENTE ACTIVOS.

3.1. Introducción.

La solución que se examina en el presente capítulo se denomina “cooling-panel” en la literatura científica, constituye una de las más prometedoras y consiste simplemente en la ejecución de forjados con conductos embebidos en su interior por el interior de los cuales se hace circular agua a baja temperatura, alrededor de 18°C. Para conseguir esta temperatura de agua se puede usar un equipo convencional o bien una técnica de refrigeración natural.

3.2. Estado del arte. Evolución Histórica.

La observación de los elementos naturales y la imaginación de los hombres han permitido a lo largo del tiempo adaptar, concebir y elaborar dispositivos que han permitido el desarrollo de distintos modos de calefacción y refrigeración.

Aunque en la presente tesis nos centraremos en técnicas de refrigeración y concretamente en este capítulo en soluciones basadas en la radiación, las soluciones que presentaremos a continuación nos mostrarán por orden cronológico los sistemas radiantes que se han adoptado a lo largo de la historia para mejorar el bienestar en los edificios de uso residencial. El objetivo de esta revisión histórica es ilustrativo y así debe entenderse.

3.2.1. Los romanos: calefacción por hipocausto.

Los primeros sistemas de calefacción desde el suelo datan de un punto en el tiempo durante el periodo romano. Los romanos, grandes adeptos de los placeres y del bienestar desarrollaron un sistema de calefacción denominado “calefacción por hipocausto” y lo instalaron en ciertas villas de lujo, que a su vez también disponían de termas.

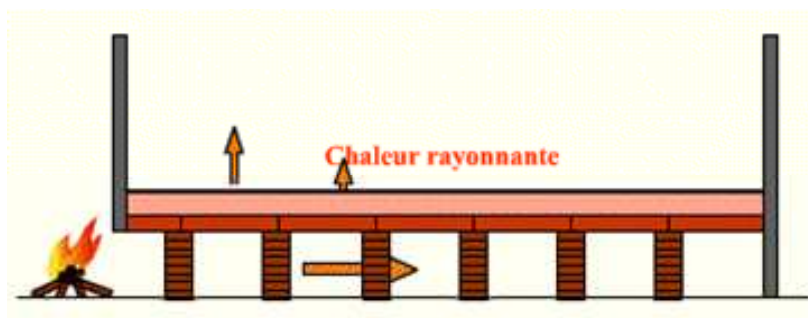


Figura 3.1. Sección de una vivienda calefactada usando la técnica descrita.

Como vemos en las imágenes, el aire, una vez calentado, circula bajo el suelo de la vivienda calentándolo. El suelo principal de la vivienda debía estar elevado para permitir el paso del aire, esto se conseguía mediante pequeños muros de piedra, en dichos muros se disponían cavidades para permitir el paso del aire a su través.



Figura 3.2. Excavación arqueológica de Saint-Romain en Gal

El método empleado para calentar el aire consistía en la combustión de madera o carbón en el interior de un horno, cuyas paredes se construían de ladrillo refractario, generalmente situado en el exterior de la vivienda y protegido de la intemperie.

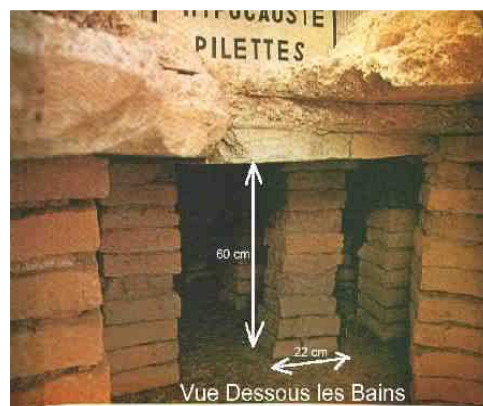


Figura 3.3. Detalles de hipocaustos. Construcción basada en apilamiento de piedras.

Al fin el aire sale a través de conductos diseñados como cámaras de tiro, de esta forma y mediante el uso de una abertura regulable es posible aumentar o disminuir el caudal de aire y, por consiguiente, modificar la temperatura en el interior de la vivienda.

Cabe destacar que la técnica de calefacción a través del hipocausto necesitaba un sistema de alimentación de combustible y que por la noche paraban su funcionamiento por temor a incendios.

El declive del Imperio Romano terminó con buena parte de este ingenio acondicionador.

3.2.2. El siglo XX: paneles calefactores eléctricos y paneles de frío.

Durante la Edad Media el único hecho relevante es el uso de estufas para calentar los asientos de los bancos desde el interior, pero en general los sistemas radiantes usados previamente caen en desuso. Las investigaciones más avanzadas en materia de calefacción desde el suelo reaparecen con la evolución tecnológica de la era industrial y utilizan como fuente de calor el agua caliente.

La técnica basada en superficies no mucho más calientes que la habitación a calefactor, mediante circulación de agua caliente por el interior de tuberías embebidas en la estructura, empezó a incrementar su uso progresivamente al comienzo de los años 50. Gran cantidad de estudios relativos a esta tecnología, han sido llevados a cabo por Shoemaker [2] y Missenard [3], que también investigaron la posibilidad de usar estos sistemas para refrigerar mediante enfriamiento radiante.

En 1960, se realiza la primera instalación en Francia. Se trata de una vivienda, calefactada completamente mediante paneles radiantes eléctricos, situada en el bulevar Lannes en París. Su arquitecto, Storage, fue uno de los primeros en creer en este modo de calefacción. Para esta vivienda en concreto, la única fuente de calor es el suelo radiante sin ningún otro sistema de apoyo. En esa época la idea de calefactar eléctricamente un inmueble parecía insensata, sobre todo desde el punto de vista económico.

Tras este periodo de euforia inicial, el interés en estas técnicas comenzó a decaer progresivamente debido a la conjunción de dos factores. El primero relacionado con defectos tecnológicos, principalmente debidos a los escapes de agua provocados por defectos en las soldaduras en las tuberías de acero. El segundo, representado por los altos valores de temperatura superficial del suelo necesaria para alcanzar las demandas energéticas (hasta 100 W/m^2), como consecuencia de un inadecuado nivel de aislamiento del edificio. Cabe destacar, que la temperatura superficial del suelo no debe superar los 29°C tal y como indica la normativa [4,5].

En un pasado más reciente, los ensayos de Jean-Paul Isoardi en el Centro de ensayos de Co.S.T.I.C de Digne [6] muestran como resultado evidente que es posible obtener refrigeración de buena calidad usando los mismos principios empleados en el caso de paneles calefactores. Dicho procedimiento permitió obtener reducciones de temperaturas de aire del orden de 2°C – comparando las temperaturas de aire en oscilación libre con y sin paneles de frío utilizando agua a una temperatura relativamente elevada alrededor de los 18°C . El suelo y el caudal de agua circulante son dimensionados de forma similar al sistema operando en régimen de calefacción. Estos resultados confirman las posibilidades interesantes del procedimiento y constituyen un hecho destacado para la promoción del uso del suelo como fuente de calefacción y refrigeración en la zona del mediterráneo, así como en las regiones con clima continental.

Recientemente una cantidad relativamente alta de edificios están siendo equipados con sistemas radiantes para calefacción y/o refrigeración. En su tesis, de Carli [1] cita cuatro ejemplos sobre los que se realizaron una serie de medidas. Estos edificios son:

- Edificio en Bregenz, Austria. Edificio de dos plantas de construcción muy ligera. Instala un sistema de calefacción-refrigeración basado en la radiación desde el suelo y las paredes.
- Edificio en Halle, Bélgica. Este edificio instala un sistema de calefacción-refrigeración basado en la radiación desde el suelo.
- Edificio en Milán, Italia. Se trata de un cortijo rehabilitado en edificio de conferencias. Para su climatización se utiliza ventilación natural y un sistema de calefacción-refrigeración.

- En Stuttgart, Alemania. Edificio de oficinas con 6500 m² de superficie de sistema de paneles de frío radiantes con almacenamiento de energía. La ventilación se consigue mediante un sistema de desplazamiento.

Por último, comentar el caso más reciente construido en España. Se trata de un edificio de oficinas con 6500 m² construidos, situado en Madrid y diseñado por Emilio Miguel Mitre y Asociados –EMMA-. En dicho edificio los forjados han sido ejecutados mediante losas alveolares por el interior de las cuales circula aire fresco proveniente del exterior impulsado por ventiladores. De esta forma el forjado se utiliza como sistema de distribución de aire a la vez que se usa como elemento almacenador de energía [7].

3.3. Presentación de varios sistemas radiantes.

Los sistemas radiantes no introducen aire en el edificio, por tanto, deben emplearse en conjunción con un sistema que cumpla los requisitos de ventilación, de forma que pueden emplearse junto a otras técnicas naturales de refrigeración como la ventilación natural o combinados con un sistema tradicional de climatización. Como veremos más adelante, se pueden producir problemas de condensaciones superficiales cuando la humedad relativa del aire introducido sea muy alta. En algunos lugares como en Tokio, este problema es realmente importante, como demuestran la gran cantidad de estudios realizados al respecto. Una regla de buena conducta para evitar estos problemas consiste en introducir el agua por el interior de los conductos al menos 1°C sobre la temperatura de rocío [8].

El aspecto más interesante de los sistemas radiantes consiste en el alto valor del rendimiento del equipo que enfría el agua circulante, ya que la temperatura de operación puede ser relativamente alta –entre 13 y 16°C- en comparación con la de los sistemas tradicionales donde esta temperatura es frecuentemente 7°C. Además, estas temperaturas relativamente altas pueden ser alcanzadas mediante la utilización de una técnica de refrigeración natural como los estanques de cubierta, este aspecto será tratado con más profundidad en esta tesis.

Se pueden diferenciar los sistemas basados en transferencia de calor radiante en dos categorías fundamentales:

- Elementos radiantes que utilizan fluidos a altas temperaturas, de uso en edificios industriales, hangares...
- Elementos radiantes que utilizan fluidos a baja temperatura, de uso en oficinas, viviendas...

Los elementos radiantes de altas temperaturas presentan superficies menores y están dispuestos a distancias considerablemente mayores de los ocupantes que en el caso de elementos radiantes de baja temperatura.

Nosotros nos interesaremos aquí en sistemas radiantes que utilizan fluidos a baja temperatura que son el objeto del presente capítulo.

El fluido circulante por el interior de elementos radiantes de baja temperatura está a una temperatura próxima a la de la habitación a tratar. De este modo no es necesario disponer de un sistema de control ya que de alguna forma existe un comportamiento autoadaptativo del sistema, es decir, aunque un incremento momentáneo de la temperatura en la habitación no pudiera contrarrestarse automáticamente de forma inmediata, éste, provocaría un incremento de la diferencia de temperatura, y por consiguiente, del intercambio de calor, el cual contrarrestaría el aumento de temperatura inicial. No obstante, en ciertas estaciones sería conveniente tener algún control sobre el sistema, por ejemplo, en verano, puede ser necesario controlar la temperatura superficial para así evitar la condensación sobre las paredes refrigeradas.

Los sistemas radiantes de baja temperatura permiten obtener una temperatura uniforme en el interior de la habitación y bajas velocidades de aire. Además, debido al hecho de que la temperatura del fluido circulante no es muy distinta de la temperatura de la habitación se pueden usar energías renovables (p.e. estanques de cubierta –caso estudiado en la presente tesis-, intercambiadores de calor geotérmicos [9]), o enfriadoras con mejores valores del COP en verano que los sistemas convectivos.

Los sistemas radiantes de baja temperatura pueden dividirse en los siguientes tipos [10]: de suelo, de paredes, de techo y forjados térmicamente activos. A continuación pasaremos a describir cada uno de ellos.

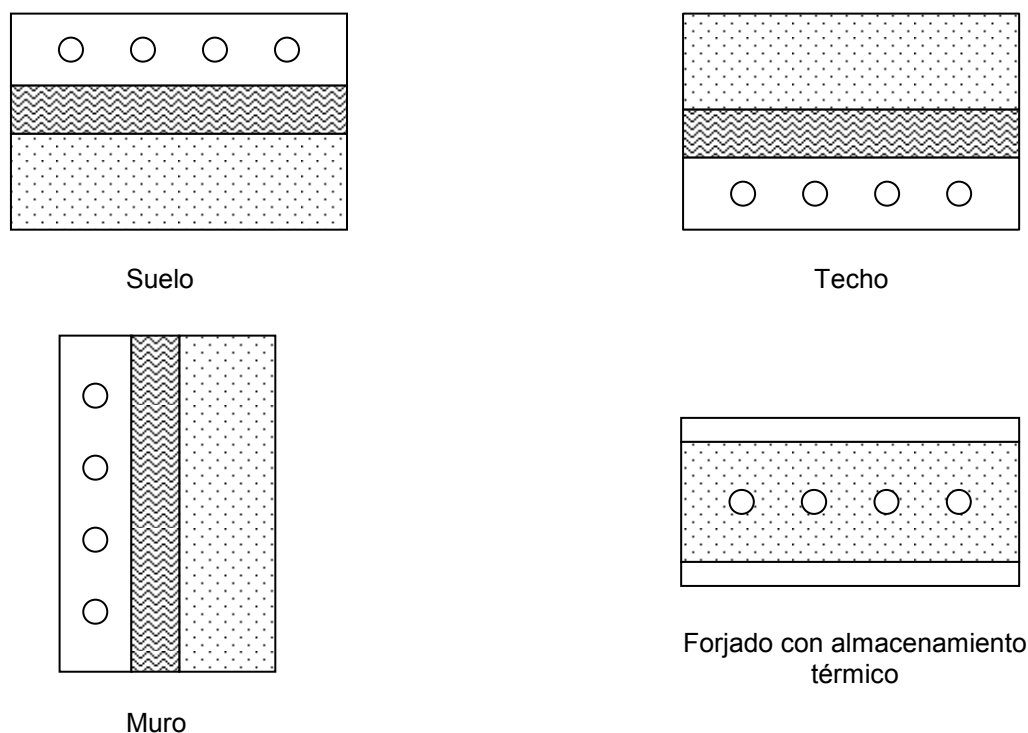


Figura 3.4. Ejemplos de sistemas radiantes de agua

3.3.2. Sistemas radiantes de suelo.

El principal motivo por el cual en la actualidad este sistema es muy utilizado, es que añadir paneles radiantes sobre un suelo preexistente es relativamente sencillo, y tiene un fuerte interés estético desde el punto de vista de la rehabilitación de edificios existentes. En cuanto a edificios de nueva planta el incluir este tipo de sistemas no origina un trabajo extra en la construcción, esto hace que este tipo de sistema sea el más común.

Para uso en calefacción, estos sistemas favorecen el intercambio convectivo en la habitación, ya que favorecen el movimiento de aire en el interior de la misma, consiguiéndose una homogeneización de las temperaturas interiores. Por el contrario, para su uso en refrigeración estos sistemas no favorecen el intercambio convectivo, el aire se estratifica y se tiende a un sistema de ventilación por desplazamiento.

La distribución de los tubos en el interior de los paneles puede cambiarse en dos aspectos:

- El circuito hidráulico (tubos en serie o en paralelo)
- La distribución geométrica

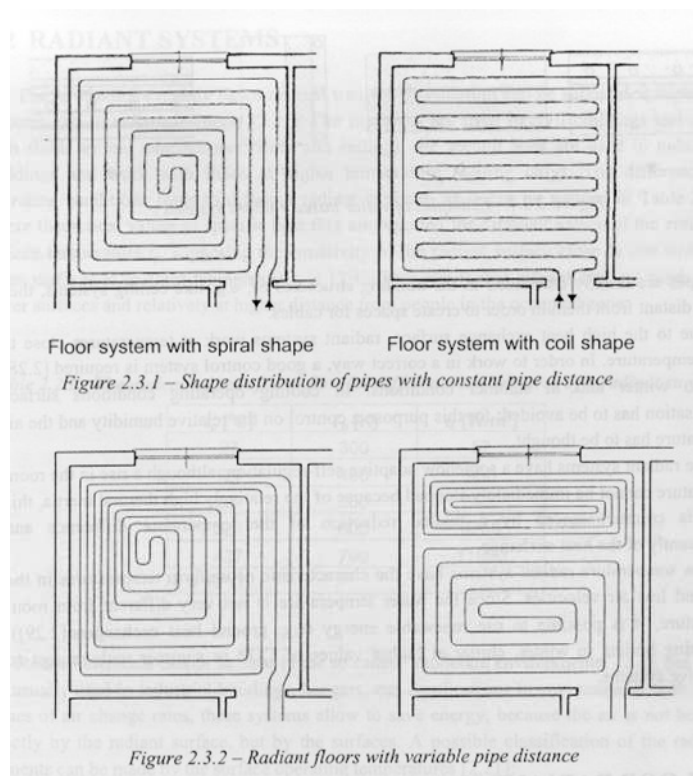


Figura 3.5. Distribución de tubos con distancia constante entre tubos (superior) y distribución de tubos con distancia variable entre tubos (inferior).

Con el fin de mantener la temperatura superficial del suelo tan uniforme como sea posible, para configuraciones de tubos en serie se adopta la disposición en espiral.

Frecuentemente se adopta una disposición con distancia entre tubos variable, de forma que dicha distancia se disminuye entre los tubos más cercanos a las paredes exteriores, con el objeto de incrementar la potencia del sistema radiante allí donde es más necesaria.

Es posible encontrar sistemas de suelo radiante, en los cuales el material de las tuberías es plástico extruido, este material puede formar micro conductos semejantes a capilares. Dado que en este caso el intercambio de calor superficial es muy alto, la diferencia de temperaturas entre el ambiente y el agua circulante puede ser muy reducida. Además el espesor de dichos sistemas es pequeño con lo cual son susceptibles de ser usados en rehabilitación de edificios.

3.3.3. Sistemas radiantes de muros.

Este tipo de sistema presenta la limitación de la existencia de mobiliario en las paredes.

Es muy común instalar estos sistemas como apoyo a sistemas de suelo y/o techo en habitaciones donde la existencia de mobiliario sea reducida, como por ejemplo en los aseos y cuartos de baño.

3.3.4. Sistemas radiantes de techos.

La principal ventaja de los sistemas radiantes de techo, radica en el hecho de que no existen apenas objetos que se interpongan entre este y los ocupantes. Además, la distancia entre estos

elementos y los ocupantes permite trabajar con diferencias de temperaturas mayores que en el caso de sistemas de suelo. Este salto de temperatura estará limitado, no obstante, por razones relativas al confort. En cualquier caso, para calefacción, las temperaturas superficiales no podrán sobrepasar los 33°C para techos situados a una altura de 2.4 m. a 2.8 m. por el efecto negativo sobre el bienestar que tiene el efecto de “cabeza caliente” [10]. Para refrigeración, el hecho de enfriar la cara inferior del techo favorece el intercambio convectivo en la habitación, ya que se favorece el movimiento del aire.

Los tipos más utilizados pertenecientes a este grupo son:

- Tubos embebidos en el techo radiante
- Techos radiantes instalados tras la construcción del techo
- Paneles radiantes metálicos
- Tubos embebidos por cuyo interior circula aire en lugar de agua

La técnica de control es la misma que la de los sistemas de suelo, teniendo en cuenta las particularidades de este caso, como son el mayor rango de temperaturas operativas y la menor inercia térmica del sistema.

Tubos embebidos en el techo radiante

Este tipo de sistemas se instala durante la construcción del edificio. Este sistema presenta una gran inercia térmica que puede aprovecharse para acumular energía. Los denominados “forjados térmicos activos” están incluidos dentro de esta categoría. Debido al carácter innovador de estos sistemas serán descritos extensivamente más adelante.

Techos radiantes instalados tras la construcción

En este caso, el techo ha sido construido con anterioridad y se decide colocar bajo la estructura original un techo radiante, por ejemplo, como medida de rehabilitación energética. Es necesario situar unos ganchos en el techo para fijar los tubos, que en este caso estarán fabricados de acero o de cobre. Las nuevas capas del techo serán: aislante, ganchos portantes, tubos, red metálica portante del enfoscado y enfoscado. Es posible añadir capas de metal sobre los conductos para mejorar el rendimiento del techo radiante. Este tipo de sistemas fueron instalados con gran profusión a finales de los ochenta y principios de los noventa en la zona central de Europa.

Recientemente, se ha propuesto el uso de micro conductos embebidos en paneles de yeso.

Paneles radiantes metálicos

Dado que los metales presentan una alta conductividad, la inercia térmica de este tipo de sistema es muy pequeña en comparación con la de otros sistemas radiantes mencionados anteriormente [11]. El ASHRAE Handbook [10] presenta tres tipos distintos de sistemas radiantes:

- El primero de ellos está constituido por una hoja metálica de 300 mm. por 600 mm. con tubos unidos a ella cuyos diámetros oscilan entre 15 y 20 mm. La distancia entre tubos puede variar entre 150 y 600 mm; Los conductos se conectan a colectores de sección cuadrada cuyo lado es de 30 a 40 mm. La parte superior del panel está aislada.

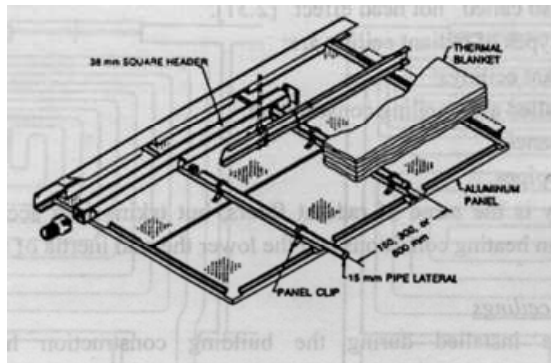


Figura 3.6. Panel metálico ligero tipo I

- El segundo tipo, esta constituido por un panel metálico de dimensiones fijas 900 mm. por 1500 mm, logrando un buen contacto térmico con los conductos de cobre.

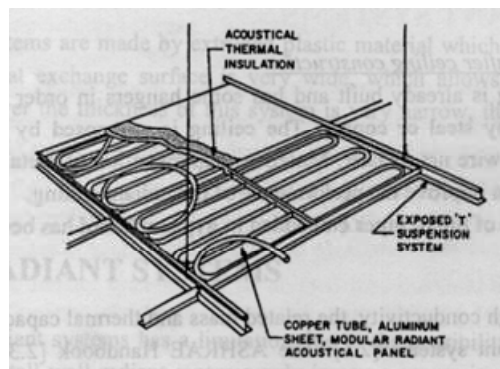


Figura 3.7. Panel metálico ligero con tubos de cobre tipo II

- El tercer tipo consiste en una disposición de paneles metálicos extruidos unidos entre sí, con una forma determinada que permite insertar los conductos.

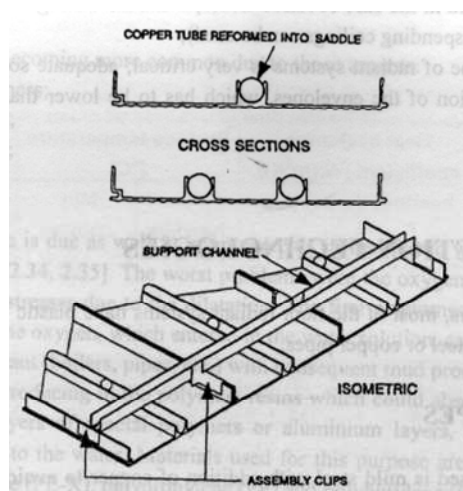


Figura 3.8. Panel metálico ligero extruido tipo III

Todos los sistemas anteriores permiten trabajar en condiciones de calefacción y refrigeración con buenos rendimientos. El espacio que se requiere para su instalación es de 5 a 7 cm. de espesor.

Tubos embebidos por cuyo interior circula aire

Estos sistemas están formados por estructuras que presentan cavidades por cuyo interior puede fluir el aire [12]. La temperatura de suministro del aire en funcionamiento de calefacción nunca es superior a 55°C lo que permite el uso de energías renovables (p.e. colectores solares) y da lugar a temperaturas superficiales entre 30-35°C. Para funcionamiento de refrigeración, se pueden usar para producir aire frío sistemas de alto COP como enfriadoras de condensación por agua.

3.3.5. Forjado térmicamente activo, con acumulación energética.

En este tipo de sistemas, los tubos están embebidos en el interior de la estructura para obtener mayor masa y por tanto, mayor inercia térmica [13]. Esta técnica se usa en forjados intermedios, por tanto encuentra su aplicación en edificios de más de una planta.

La principal diferencia de este sistema frente a los otros sistemas radiantes, es la posibilidad de asincronía entre la operación del sistema acondicionador y las cargas térmicas, es decir, debido a la capacidad térmica, el forjado es capaz de almacenar energía en la propia estructura en un determinado tiempo, para pasar a cederla a la zona ocupada con un cierto desfase temporal.

A principios de los noventa se despertó el interés por estos sistemas y a finales de esta misma década, esta técnica había sido utilizada en la construcción de varios edificios. A comienzos de 2001, más de 60 edificios de varias plantas con forjados térmicamente activos estaban siendo construidos o ya estaban en funcionamiento en Alemania. La gran mayoría de esos edificios son de oficinas con un área útil entre 250 y 40000 m², no obstante, también pueden contarse entre los edificios que instalan estos sistemas museos, hospitales y colegios.

Las ventajas más significativas de este sistema son:

- Debido a la capacidad de almacenamiento, la carga térmica sobre la zona se puede distribuir en un periodo más largo de tiempo, de esta forma se reducen las puntas de carga, así es posible usar plantas de acondicionamiento de tamaño más reducido; además dichas plantas operarán la mayor parte del tiempo a carga punta mejorando el rendimiento de dicho equipo.
- La posibilidad de usar dos superficies de intercambio, suelo y techo, puede dar lugar a condiciones térmicas más uniformes en los espacios acondicionados.
- Es posible el uso de plantas acondicionadoras del agua, cuya temperatura de salida no difiera mucho de la temperatura de consigna del espacio ocupado, por tanto, es posible usar intercambiadores geotérmicos, plantas condensadoras por agua, colectores solares o, como se propone en la presente tesis, estanques de cubierta.
- Los costes de instalación y de operación son relativamente reducidos.

Por otra parte, son necesarios los siguientes requerimientos:

- Las superficies del techo deben estar libres y protegidas de cualquier obstáculo.
- El diseño de la envuelta del edificio es crítico.

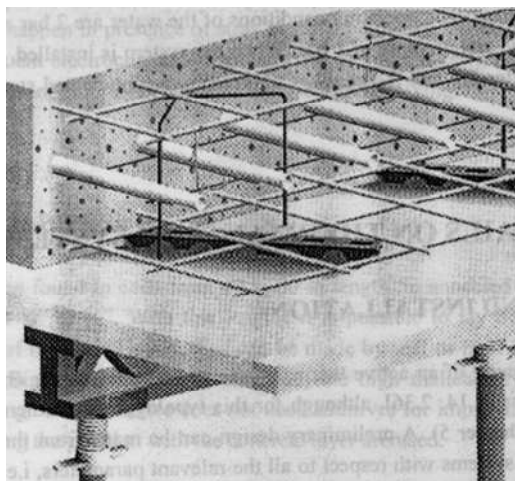


Figura 3.9. Disposición típica de los conductos en el interior de un forjado térmicamente activo. Vista en ejecución.

En cuanto al diseño de estos sistemas, tradicionalmente se han dimensionado basándose en las características del resto de sistemas radiantes [14, 15], aunque para obtener resultados más precisos es necesario llevar a cabo simulaciones del comportamiento térmico en régimen dinámico [1]. Las simulaciones se llevan a cabo partiendo de modelos; dada la capacidad de los ordenadores actuales es posible utilizar modelos complejos con gran parecido a la realidad, no obstante, la limitación se encuentra en los tiempos de cálculo y en desconocer a priori una aproximación del resultado. En la presente tesis, se expone el programa de cálculo desarrollado basado en un modelo detallado del sistema, pero además se solventa el problema antes mencionado; por una parte el programa informático desarrollado permite el cálculo del ahorro en demanda de un sistema con unas características determinadas en una situación geográfica concreta, pero también es capaz de extrapolar estos resultados a otra zona geográfica resultando un mapa de potenciales de ahorro. Estos mapas nos permiten hacernos una idea anticipada del ahorro esperable tras la implementación de un determinado sistema, para así decidir si merece la pena dedicar tiempo al estudio detallado del mismo. Más adelante describiremos el método detallado. El programa desarrollado y los resultados del proyecto RoofSol II se expondrán en los anexos 10.1 y 10.2 de la presente tesis.

Por otra parte, se ha desarrollado un método simplificado para el cálculo del potencial de ahorro para esta técnica de refrigeración natural. Al igual que los mapas, estos métodos simplificados nos permiten conocer el ahorro que cabe esperar para un sistema determinado, no se trata de sustituir el método detallado sino de usar un método simplificado previo para poder discriminar entre varias soluciones posibles. El método simplificado, nace de esta forma con carácter de apoyo al diseño. Es relativamente frecuente que en etapas iniciales del proceso de diseño existan tantas variables o parámetros libres que no se sepa concretamente cuál de ellos fijar, en este sentido, el método detallado permite establecer las tendencias del comportamiento del conjunto sistema-edificio para así llegar, por aproximaciones sucesivas, al dimensionado final del sistema.

A continuación exponremos los criterios de diseño usados hasta la fecha:

- Diseño preliminar basado en la experiencia de otros sistemas radiantes de tubos embebidos. Se determinan así los parámetros relevantes, por ejemplo, la distancia entre tubos, el espesor de la capa de hormigón, el diámetro de los tubos, la temperatura del agua de entrada, el caudal de agua circulante, la longitud de los tubos...

- Se propone tener en cuenta las variaciones en los coeficientes de película dependiendo de la posición en la que se encuentre el forjado y de otros parámetros como el régimen de funcionamiento.
- Para los sistemas termo-activos el régimen de funcionamiento para refrigeración es el parámetro relevante para el dimensionado del caudal de agua circulante. Para obtener diferencias de temperatura reducidas entre el agua y la habitación, el caudal de agua se diseña para una caída de temperatura entre la entrada y la salida de 2 a 5 °C. Las dimensiones habituales de los conductos son 20 mm. de diámetro y la distancia entre tubos es de 15 cm. En ocasiones se usa un aislamiento acústico en el caso que sea necesario atenuar el ruido de circulación del agua por el interior de dichos conductos.

3.4. Modelización de un forjado térmicamente activo.

3.4.1. Modelo detallado.

Para resolver el comportamiento térmico de un edificio con paneles radiantes como forjados, es necesario resolver un problema multidimensional de transmisión de calor por el mecanismo de conducción en régimen transitorio, acoplado con la resolución del conjunto del edificio; no obstante, los métodos de resolución para un problema multidimensional de tales características no pueden ser incluidos en el conjunto de las rutinas que forman el programa de cálculo del edificio; es entonces necesario, caracterizar el comportamiento térmico del panel radiante, mediante un método susceptible de ser integrado posteriormente, en el programa de simulación del comportamiento térmico de edificios.

Las siguientes etapas de trabajo fueron necesarias para caracterizar el forjado radiante con acumulación térmica.

- Definir y resolver el modelo detallado del forjado.
- Determinar las funciones de transferencia correspondientes a la excitación del forjado térmicamente activo en temperaturas superficiales, mediante un programa específico de simulación del componente.
- Validación de los resultados obtenidos al simular el panel radiante aislado, mediante las funciones obtenidas previamente.
- Realización de un análisis de sensibilidad, con el fin de definir las tendencias del comportamiento del panel radiante, cuando varían ciertos parámetros de diseño del mismo.
- Estudio del acoplamiento del panel radiante con el edificio. Resultados para varias configuraciones y localidades.
- Definir un método simplificado para calcular el potencial de mejora esperable al utilizar forjados radiantes con acumulación térmica para refrigeración, y validación de dicho método.

El cálculo de las funciones de transferencia se realizó a partir de los factores de respuesta obtenidos para el sistema. El cálculo de dichos factores de respuesta se realizó mediante un método de elementos finitos desarrollado en el Grupo de Termotecnia de la Universidad de Sevilla [16] e integrado en Matlab©.

Dicho programa se basa en el método de los elementos finitos, por tanto, para la modelización del componente, es necesario realizar una discretización del mismo. Este mallado es realizado internamente por el programa una vez que el usuario introduce unos patrones simples para realizarlo. Estos patrones son el tipo de elemento finito que se debe usar y alguna característica que permita hacer más o menos fino el mallado.

Por tanto, los datos de entrada en el programa serán, el componente y los datos necesarios para realizar la discretización. Prestemos atención al primero de ellos. Para introducir el componente a simular en el programa, será necesario decidir la porción del mismo que bajo ciertas condiciones de contorno sea igual al componente completo. Si observamos el siguiente esquema de un forjado con conductos embebidos podemos determinar el elemento repetitivo.



Figura 3.10. Esquema de un forjado con conductos embebidos. Sección por un plano perpendicular a los conductos.

Observando la figura anterior podemos afirmar que el siguiente elemento es el que repetido reproduce la totalidad del forjado.

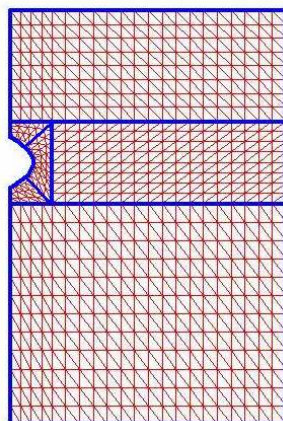


Figura 3.11. Elemento repetitivo de un forjado con conductos embebidos.

Para que lo anterior sea cierto es necesario que las condiciones de contorno en las fronteras izquierda y derecha sean de flujo de calor nulo. Esta simetría será la que nos permitirá repetir el elemento de la forma deseada para conseguir el forjado completo.

La generación del mallado se realiza a partir de la división del elemento en un número de bloques. Como vemos en la Figura 3.11. el elemento repetitivo se ha descompuesto en 6 bloques. Cada uno de estos bloques se ha mallado con cuadriláteros curvilíneos, las fronteras de estos elementos pueden ser líneas curvas, esto es particularmente interesante en aquellos bloques cuyas fronteras son segmentos de circunferencia, como es el caso de los 3 bloques que definen el semiperímetro de los conductos de agua. Aclaremos que en el caso que expondremos a continuación el bloque más superior está formado por aislante con el objetivo de que la descarga sea predominante desde la superficie inferior del forjado. El resto de los bloques se constituyen de hormigón en masa.

Tras introducir los parámetros de entrada, el programa solicita información sobre la sollicitación térmica a la que queremos someter el elemento. Una vez aportada esta, el programa proporciona los flujos de calor y las temperaturas correspondientes en los contornos. Asimismo, es posible obtener el campo de temperatura en el interior del elemento en cualquier instante de tiempo.

La siguiente figura muestra los flujos de calor en las superficies superior, inferior y en los conductos tras una excitación con forma triángulo unidad en temperaturas en la cara inferior del elemento.

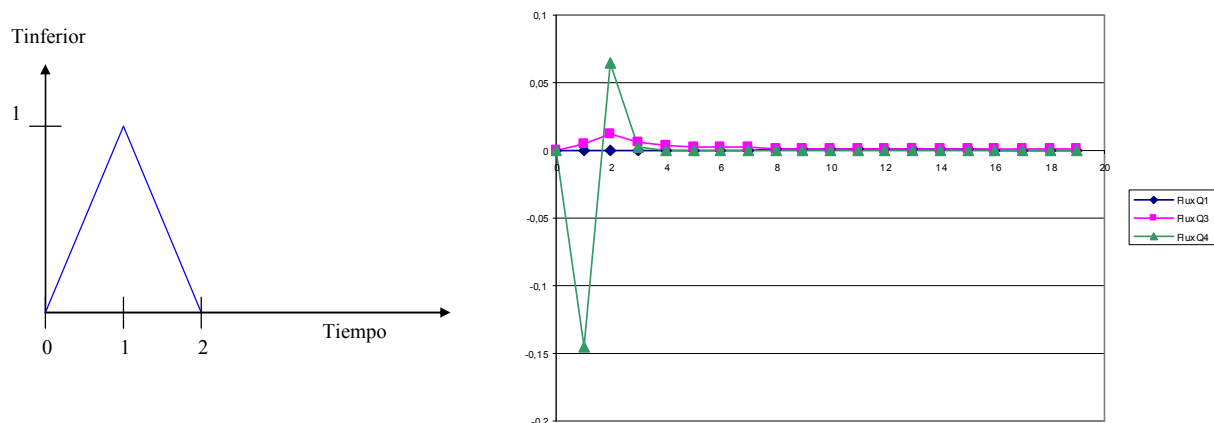


Figura 3.12. Sollicitación en temperaturas en la superficie inferior (izquierda) y flujos de calor en W/m^2 en las superficies inferior -Q4, verde-, superior-Q1, azul- y conductos - Q3, rosa-.

La siguiente figura muestra el campo de temperaturas en el interior del elemento en tres instantes de tiempo determinados.

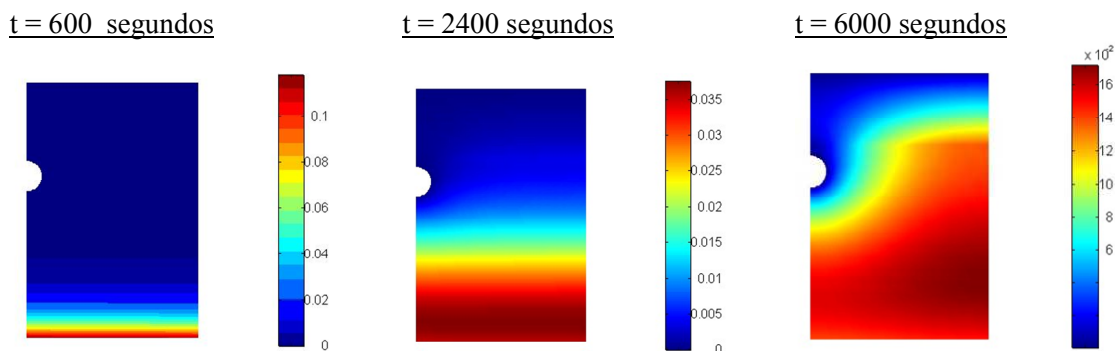


Figura 3.13. Campo de temperaturas en el interior del elemento en tres instantes de tiempo determinados. Se aprecia la curvatura de las líneas isotermas cuando la onda térmica alcanza al aislante una vez sobrepasados los tubos.

Una vez revisado el método de cálculo pasaremos a describir pormenorizadamente las tareas que fueron abordadas correspondientes con las que fueron enumeradas con anterioridad.

3.4.2. Obtención de los factores de respuesta correspondientes a excitaciones en temperaturas superficiales.

En 1959, Carslaw H. W. y Jaeger J. C. establecen las bases sobre las que se apoya el método de los factores de respuesta [17], utilizando la transformada de Laplace de las excitaciones - temperatura y radiación- [18].

Si la respuesta, $R(t)$, de un sistema a una excitación elemental unitaria se muestrea a intervalos de tiempo iguales y sucesivos, los valores obtenidos en cada instante se denominan factores de respuesta $r_u(n\Delta t)$.

De hecho, todo sistema físico puede representarse a través de relaciones entre determinadas excitaciones al sistema y las respuestas de éste ante las sollicitaciones impuestas. Esta relación excitación-respuesta es particularmente interesante en el caso de sistemas lineales e invariantes, puesto que ambas son condiciones necesarias y suficientes para la aplicación del principio de superposición. La linealidad implica que la amplitud de la respuesta es proporcional a la de la excitación, y la invariabilidad conduce a que la misma excitación aplicada en distintos instantes de tiempo da lugar a una respuesta idéntica.

Dado que el fenómeno de conducción en un muro multicapa está regido por ecuaciones diferenciales lineales e invariantes, se podría conocer la respuesta de dicho muro ante cualquier excitación, sin más que superponer las respuestas debidas a las excitaciones elementales en las que se aproximaría la excitación original.

El programa de simulación del comportamiento térmico de edificios desarrollado en el Grupo de Termotecnia de la Universidad de Sevilla, que es el motor de cálculo del programa normativo para la limitación de la demanda de energía en edificios -LIDER-, sigue el siguiente esquema, en cuanto a la resolución de la respuesta de elementos convencionales ante excitaciones térmicas:

1. Descompone la excitación $E(t)$ en una serie temporal de intervalo (Δt) , siendo este intervalo el de simulación. Normalmente esta excitación ya vendrá dada como una serie de valores en una determinada base de tiempo.
2. Aproxima la excitación linealmente mediante la superposición de excitaciones elementales.
3. Calcula mediante superposición la respuesta total del sistema en el instante t .

$$R_t = \sum_{n=0}^{\infty} r_t(t - n\Delta t) = \sum_{n=0}^{\infty} E(t - n\Delta t) \cdot r_u(n\Delta t)$$

La expresión anterior es el sumatorio de las respuestas producidas en el instante t por la excitación elemental en dicho instante y por las excitaciones elementales de infinitos instantes anteriores. Los factores de respuesta constituyen, por tanto, una serie discreta e infinita de valores.

Para el estudio de un cerramiento opaco convencional – con 2 superficies de transferencia-, se toman como excitaciones las temperaturas superficiales de las dos caras más externas del muro, y como respuesta, los flujos de calor en dichas superficies. En este caso existen 4 series de factores de respuesta.

1. Flujo de calor en la superficie 1 ante una excitación unitaria de temperatura en dicha superficie 1.
2. Flujo de calor en la superficie 2 ante una excitación unitaria de temperatura en la superficie 1.

3. Flujo de calor en la superficie 1 ante una excitación unitaria de temperatura en la superficie 2.
4. Flujo de calor en la superficie 2 ante una excitación unitaria de temperatura en la superficie 2.

Se demuestra que 2 y 3 son coincidentes.

Stephenson y Mitalas [19], demuestran que los flujos de calor en las superficies 1 y 2 son:

$$q_1(t) = \sum_{j=0}^{n_a} a_j T_1(t-j) + \sum_{j=0}^{n_b} b_j T_2(t-j) - \sum_{j=1}^{n_d} d_j q_1(t-j)$$

$$q_2(t) = \sum_{j=0}^{n_b} b_j T_1(t-j) + \sum_{j=0}^{n_c} c_j T_2(t-j) - \sum_{j=1}^{n_d} d_j q_2(t-j)$$

Y que los coeficientes a, b, c y d pueden ser obtenidos a través de los factores de respuesta.

Dado que este es el método utilizado en el programa de cálculo para elementos convencionales, aplicaremos la misma teoría a nuestro panel radiante –con tres superficies de transferencia-, para posteriormente facilitar la inclusión del nuevo elemento en dicho programa de simulación.

La diferencia fundamental radica en que el panel radiante presenta una superficie interna, además de las dos superficies externas presentes también en los cerramientos opacos convencionales; dicha superficie interna es la superficie de los tubos embebidos en el panel. Dado que existen tres superficies, en este caso debemos excitar cada una de ellas por separado recogiendo las tres respuestas en cada ocasión, de este procedimiento resultarán 9 factores de respuesta. Estos factores de respuesta se utilizarán posteriormente para determinar los coeficientes $tt(k)$, $ts(k)$, $ti(k)$, $ss(k)$, $si(k)$ e $ii(k)$ de las siguientes ecuaciones análogas a las anteriores.

$$q_t = -tt(0)T_t + ts(0)T_s + ti(0)T_i + P_t$$

$$q_s = ts(0)T_t - ss(0)T_s + si(0)T_i + P_s$$

$$q_i = ti(0)T_t + si(0)T_s + ii(0)T_i + P_i$$

donde

$$P_t = -\sum_{k=1}^{ntt} tt(k)T_t(t-k\Delta t) + \sum_{k=1}^{nts} ts(k)T_s(t-k\Delta t) + \sum_{k=1}^{nti} ti(k)T_i(t-k\Delta t) - \sum_{k=1}^{nd} d(k)q_t(t-k\Delta t)$$

$$P_s = \sum_{k=1}^{nts} ts(k)T_t(t-k\Delta t) - \sum_{k=1}^{nss} ss(k)T_s(t-k\Delta t) + \sum_{k=1}^{nsi} si(k)T_i(t-k\Delta t) - \sum_{k=1}^{nd} d(k)q_s(t-k\Delta t)$$

$$P_i = \sum_{k=1}^{nti} ti(k)T_t(t-k\Delta t) + \sum_{k=1}^{nsi} si(k)T_s(t-k\Delta t) - \sum_{k=1}^{nii} ii(k)T_i(t-k\Delta t) - \sum_{k=1}^{nd} d(k)q_i(t-k\Delta t)$$

Los subíndices t, s e i representan las superficies de los tubos, la cara superior del forjado y la inferior respectivamente.

Una vez excitado el panel en sus tres caras de la forma descrita gráficamente en la siguiente figura y calculados los coeficientes $tt(k)$, $ts(k)$, $ti(k)$, $ss(k)$, $si(k)$ e $ii(k)$ pasamos a validar el comportamiento térmico del panel ante una condición de contorno determinada para comprobar la bondad del método empleado.

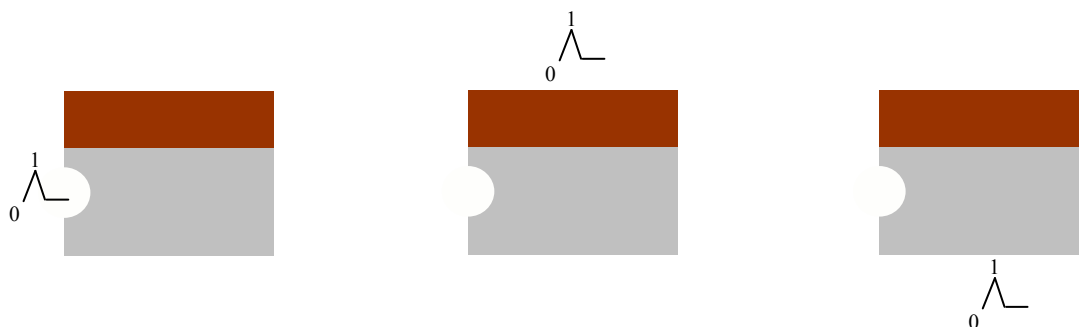


Figura 3.14. Solicitaciones en forma de triángulo unidad de temperaturas en las tres caras del panel para obtener los coeficientes $tt(k)$, $ts(k)$, $ti(k)$, $ss(k)$, $si(k)$ e $ii(k)$.

El experimento simulado que se realizó con el fin de validar el procedimiento consistió en colocar el panel entre dos ambientes a una temperatura fija, 25 °C, suministrarle agua a 25 °C y poner la condición inicial de temperaturas superficiales superior e inferior de 22 °C. Es evidente que en esta situación se debería alcanzar un estado de equilibrio en régimen permanente donde todo el panel estuviese a 25 °C.

Una vez implementado en C++ sometimos el modelo al experimento anterior resultando que se alcanzaba un estado permanente pero con una desviación de unos 2 °C sobre la que debería haber sido la temperatura de equilibrio.

En un primer momento pensamos que este error se podría deber a algún error en la implementación informática, por lo cual revisamos el código y volvimos a probar obteniéndose idéntico resultado. Para asegurarnos completamente se implementó el método descrito anteriormente en una hoja de cálculos obteniéndose un resultado muy similar al obtenido mediante el programa en C++.

Dudamos entonces del modelo, evitamos condensar la incógnita sobre la temperatura de los tubos y resolvimos un sistema de 3 ecuaciones con 3 incógnitas tanto en el programa de comprobación del elemento como en la hoja de cálculo y se obtuvo de nuevo la confirmación del régimen permanente en torno a los 27 °C.

Finalmente pensamos en algo que generalmente se aplica al estudio de los puentes térmicos [20]. Cuando un puente térmico se analiza siguiendo la metodología de factores de respuesta y funciones de transferencia, en ocasiones, es necesario excitar en el aire ambiente en lugar de excitar directamente sobre las superficies, esto es debido a lo siguiente. Cuando se solicita un elemento a través de sus temperaturas superficiales se está haciendo la suposición de que toda la superficie se encuentra a una temperatura unievaluada, además se va variando la temperatura de la superficie excitada mientras que las temperaturas de las otras superficies permanecen iguales a cero, es decir, se está suponiendo implícitamente que la temperatura de una superficie no afecta a la otra, esto puede considerarse cierto, siempre que la proximidad entre la superficie excitada y una de las que se mantiene constante no sea demasiado reducida, e invalide la suposición de que la temperatura de una superficie no afecta a la otra.

Parece lógico pensar que en nuestro caso se puede estar haciendo patente una incompatibilidad de este tipo. Es claro que la temperatura superficial superior o inferior más cercana a los tubos se puede ver influenciada por la temperatura superficial de estos, invalidando la hipótesis de temperatura uniforme en toda la superficie establecida implícitamente en el cálculo de los factores de respuesta mediante excitaciones superficiales.

Por lo tanto se decidió calcular los factores de respuesta partiendo de excitaciones en el aire, correspondiente a las superficies superior e inferior, y excitaciones en el agua, correspondiente a la superficie de los tubos. Una vez obtenidos los factores de respuesta, se pasan a funciones de transferencia, cortando debidamente la serie infinita obtenida en primera instancia. Finalmente

se pasa de función de transferencia aire-aire-agua a la función de transferencia superficial, se determinan todos los coeficientes necesarios y se expresa el problema en términos resolubles por el programa.

El paso de la función de transferencia aire-agua-aire a la función de transferencia superficial es un proceso innovador desarrollado en la presente tesis para caracterizar forjados con conductos embebidos, no obstante, este mismo método ha sido empleado con anterioridad para caracterizar elementos donde se plantean problemas análogos a los descritos anteriormente. En concreto, Allard [20], describe el proceso llevado a cabo para obtener la función de transferencia superficie-superficie a partir de la función de transferencia aire-aire en un puente térmico estructural. Es claro que en este tipo de elementos la temperatura superficial interior no es única sino que algunas zonas recibirán de forma más intensa la influencia de la excitación exterior y por tanto su temperatura será distinta.

3.4.3. Obtención de los factores de respuesta correspondientes a excitaciones en temperaturas de aire-agua-aire

Se resuelve utilizar un paso de tiempo corto, 600 seg., y un periodo de simulación correspondiente a 200 pasos de tiempo. Además, dado que las excitaciones y respuestas se tomarán en el seno de un fluido en contacto con un sólido, es necesario definir los coeficientes de película que existirán en cada caso, dichos coeficientes no son relevantes para los resultados del estudio puesto que, finalmente, al pasar de función de transferencia aire-agua-aire a función de transferencia superficial, estos serán eliminados. Se utilizaron coeficientes de película de 10 W/m²K para las superficies superior e inferior y 2000 W/m²K para el coeficiente del lado del agua.

Los factores de respuesta se obtienen mediante los flujos de calor en la cara superior, inferior y en la superficie de los conductos, a partir de los casos descritos en la figura 4.14:

1. Excitación triángulo unidad en el agua en contacto con la superficie de los conductos.
2. Excitación triángulo unidad en el aire en contacto con la cara superior.
3. Excitación triángulo unidad en el aire en contacto con la cara inferior.

Como se dijo anteriormente los factores de respuesta son series infinitas, y por tanto, deben cortarse para ser operables. Esto debe ser realizado con cuidado, ya que, debemos tener en cuenta que el régimen permanente que se debe alcanzar debería ser el mismo, bien realizando la simulación con los coeficientes obtenidos a partir de la serie infinita, bien con los coeficientes obtenidos a partir de la serie corta. Por tanto, la suma de todos los coeficientes, que debe coincidir con el flujo de calor en régimen permanente, es lo primero que debe permanecer invariante al pasar de la serie larga a la serie corta. A continuación describiremos los pasos necesarios que pueden consultarse más extensamente en la tesis del profesor Álvarez [21] en su apartado 3.2.3.

Es necesario seguir los siguientes pasos:

- Los factores de respuesta permiten conocer el flujo de calor producido por solicitaciones reales en temperatura superficiales mediante las siguientes ecuaciones:

$$q_1(t) = \sum_{n=0}^{\infty} X(n\Delta t) \cdot T_1(t - n\Delta t) - \sum_{n=0}^{\infty} Y(n\Delta t) \cdot T_2(t - n\Delta t)$$

$$q_2(t) = \sum_{n=0}^{\infty} Y(n\Delta t) \cdot T_1(t - n\Delta t) - \sum_{n=0}^{\infty} Z(n\Delta t) \cdot T_2(t - n\Delta t)$$

A partir de ahora nos centraremos en la primera de las ecuaciones anteriores pudiéndose extender el procedimiento para la segunda.

- Calcular la primera razón común. Para ello se calculan los cocientes $q(t)/q(t-1)$ en cada paso de tiempo. Cuando la variación de este cociente entre un paso de tiempo y el paso de tiempo inmediatamente posterior sea despreciable, habremos obtenido la primera razón común.
- Cortar la serie a partir del instante de tiempo en el que hayamos encontrado la primera razón común y modificar convenientemente los términos restantes para que la suma de estos se corresponda con el valor del flujo en régimen permanente.

Si nos limitamos al factor de respuesta X , la ecuación quedaría de la forma:

$$q_1(t) = \sum_{n=0}^{nr} X'(n\Delta t) \cdot T_1(t - n\Delta t) + CR \cdot q_1(t-1) - \sum_{n=0}^{\infty} Y(n\Delta t) \cdot T_2(t - n\Delta t)$$

Donde X' son los factores de respuesta modificados:

$$X'(0) = X(0)$$

$$X'(j) = X(j) - CR \cdot X(j-1); \quad j > 0$$

- Para determinar la segunda razón común y las siguientes, y proceder a cortar la serie nuevamente, sólo es necesario repetir el proceso seguido para la primera razón común.

Como hemos dicho el procedimiento anterior se puede extender a los factores de respuesta restantes, Y , Z .

En el caso que nos ocupa, es necesario realizar el proceso anterior para todos los factores de respuesta aire-agua-aire y obtener así las series cortas.

Con el fin de obtener las funciones de transferencia superficiales a partir de las series cortas es necesario establecer las relaciones existentes entre las funciones de transferencia en temperaturas de aire-agua y las funciones de transferencia en temperaturas superficiales.

Estableceremos estas relaciones sucesivamente para los siguientes problemas ascendiendo progresivamente en el grado de dificultad.

- Problema unidimensional en régimen permanente.
- Problema unidimensional en régimen transitorio.
- Problema bidimensional en régimen transitorio -caso de interés para la presente tesis-.

El desarrollo teórico de estas relaciones ha sido desarrollado por el doctorando y se recoge en síntesis en el anexo 10.4.

Mediante estas relaciones es posible obtener los factores $tt(k)$, $ts(k)$, $ti(k)$, $ss(k)$, $si(k)$ e $ii(k)$ –que fueron introducidos en el apartado 3.4.2.- a partir de las series cortas obtenidas mediante excitaciones en temperaturas de agua o aire. El procedimiento lo podemos encontrar ejemplificado en el anexo anterior.

En nuestro caso, una vez obtenidos los nuevos coeficientes utilizando este segundo método comprobamos la bondad del método sometiéndolo a la prueba descrita en el apartado anterior. En este caso el modelo condujo con total precisión al régimen permanente.

3.5. Energía almacenada por un forjado térmicamente activo.

En este capítulo estudiaremos el proceso de almacenamiento de energía por un forjado térmicamente activo, este proceso podría denominarse también proceso de carga ya que durante el mismo, el panel almacena la energía que podrá usarse posteriormente para combatir la demanda de refrigeración del edificio. El proceso en el cual la energía almacenada se utiliza para satisfacer total o parcialmente la demanda se denomina proceso de descarga o restitución de energía y se analizará en capítulos posteriores.

Aclaremos en primer lugar que cuando hablamos de almacenamiento de energía estamos hablando de un almacenamiento de frío ya que la temperatura de entrada del agua al forjado es menor que la temperatura de dicho elemento constructivo. Por lo tanto, para expresarnos con más rigor podríamos hablar de un almacenamiento negativo de calor o una descarga de calor del forjado. No obstante, dado que el concepto de almacenamiento de frío es más intuitivo, en lo que sigue nos expresaremos en estos términos.

3.5.1. Revisión de estudios previos sobre la influencia de condiciones operacionales y de diseño sobre el proceso de carga de un forjado térmicamente activo.

A continuación, revisaremos un análisis de sensibilidad realizado para paneles aislados en el marco del proyecto, parcialmente subvencionado por la Comunidad Europea, RoofSol “Roof Solutions for Natural Cooling”, es decir, “Refrigeración Natural mediante el uso de Soluciones de Cubierta” [22]. En este estudio, se modelaron los procesos de “carga” y “descarga” de un panel de enfriamiento radiante desacoplado del edificio, para pasar a estudiar las variaciones producidas en dichos procesos al modificar ciertos parámetros de diseño y operacionales. Se entienden por parámetros de diseño, el diámetro de los tubos embebidos en el panel, la posición relativa de dichos tubos en el interior del panel, la inercia térmica del panel (ρC_p), el espesor del panel..., y por parámetros operacionales, la duración del periodo de carga y la temperatura de entrada del agua al panel.

Seguidamente, describiremos el modelo realizado en el marco del proyecto RoofSol. En primer lugar, cabe comentar que en el proyecto citado anteriormente [22], se detallan las ecuaciones de transferencia de calor utilizadas, el método de resolución y la validación de dicho método; para no hacer demasiado extenso el desarrollo de este punto prescindiremos de esta primera parte y nos centraremos en el modelo del proceso de “carga” del panel.

Descripción del proceso de carga.

El proceso de carga consiste en el enfriamiento del panel, mediante el agua que circula por el interior del mismo, durante un periodo de tiempo que puede situarse durante la noche, o en las primeras horas de la mañana. Este agua a baja temperatura, proviene bien de una fuente natural de agua como por ejemplo un río o lago, o bien, de otro sistema de enfriamiento natural.

Las hipótesis introducidas en el estudio del proceso de carga son:

1. El panel está perfectamente aislado en su cara superior.
2. La transferencia de calor desde la habitación al panel durante el proceso de carga es despreciable. Esta segunda hipótesis es equivalente a imponer que el panel esté perfectamente aislado por su cara inferior también.

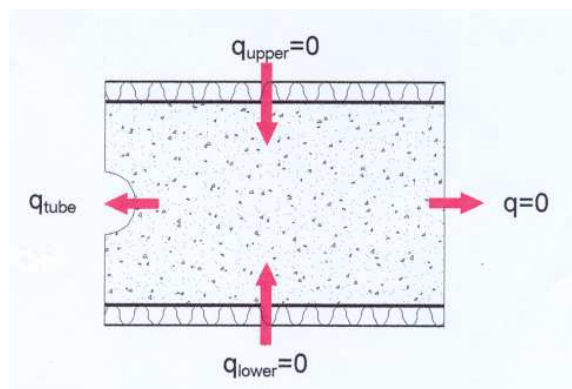


Figura 3.15. Esquema de un panel durante el proceso de “carga”.

Estas suposiciones implican que el proceso de carga del panel se dé en las mejores condiciones posibles, puesto que de esta forma, todo el calor que fluye hacia el agua, lo hace desde el seno del panel, de forma, que se consigue disminuir su temperatura más rápidamente que si el panel no estuviese aislado del ambiente.

El flujo de calor hacia la izquierda y hacia la derecha es cero por condición de contorno de simetría.

Estos análisis de sensibilidad se utilizarán para encaminar los análisis específicos posteriores hacia aquellos parámetros que tengan mayor importancia en el comportamiento del forjado.

La primera conclusión que extraeremos de estos análisis de sensibilidad es que a partir de un cierto momento las curvas de carga y descarga de energía de un panel pueden aproximarse mediante curvas exponenciales que responderían a la siguiente expresión general:

$$E = C \cdot e^{-d \cdot t}$$

Esto se corrobora en el estudio realizado obteniéndose en cada caso el valor de los exponentes.

A continuación se presentan el resto de conclusiones del análisis de sensibilidad de los parámetros de diseño extraídas del análisis de sensibilidad sobre el modelo ideal resaltando o profundizando en mayor medida en aquellas que resultan más importantes.

En primer lugar, hagamos las siguientes aclaraciones, este análisis se realizó haciendo varias simulaciones con el mismo elemento variando cada vez uno solo de sus parámetros de diseño u operacionales. Durante el proceso de carga se asumieron las siguientes condiciones: la temperatura del agua a la entrada del panel es constante e igual a 15°C, el coeficiente de película por el interior de los tubos es constante e igual a 2000 W/m²K, y la duración del periodo de carga es de 8 horas.

1. Variación del diámetro de los tubos.

Se concluye que para un panel determinado, el efecto de aumentar el diámetro de los tubos no es significativo en la tasa de calor absorbido por el agua en el proceso de carga, y por tanto de acuerdo con las referencias bibliográficas, se considerará únicamente un diámetro de 1.8 cm.

2. Variación de la posición relativa de los tubos en el seno del panel.

La sensibilidad del proceso de carga a la posición relativa de los tubos en el interior del panel es despreciable y por tanto basta con considerar una posición determinada. No obstante, cabe hacer una apreciación, en el caso que no se pretenda enfriar el panel durante un periodo de carga, de

manera que nos sirva como un elemento de almacenamiento térmico para su posterior utilización, sino que se pretenda eliminar carga térmica de la habitación a la vez que se enfría el panel, podría ser más conveniente una ubicación próxima a la superficie. Como conclusión se optará para todos los casos por una posición de los tubos centrada en el panel.

3. Variación de la inercia térmica del panel.

Presenta dos efectos principales, aumenta el tiempo de carga y descarga, por tanto paneles con mayor capacidad calorífica requieren periodos de carga más prolongados, y, la cantidad de calor total almacenada durante el proceso de carga es proporcional a la capacidad calorífica del panel. Por tanto cuanto mayor sea el producto densidad-calor específico del material constitutivo del panel, este podrá cubrir una fracción mayor de la carga térmica del edificio.

4. Variación del espesor del panel.

Aumentar el espesor de un panel implica hacerlo más inerte desde el punto de vista térmico y por tanto, el tiempo de respuesta del mismo se verá incrementado; además la máxima cantidad de calor susceptible de ser almacenada en el panel aumentará. Las variaciones del espesor del panel pueden considerarse a todos los efectos como variaciones de la inercia térmica del mismo.

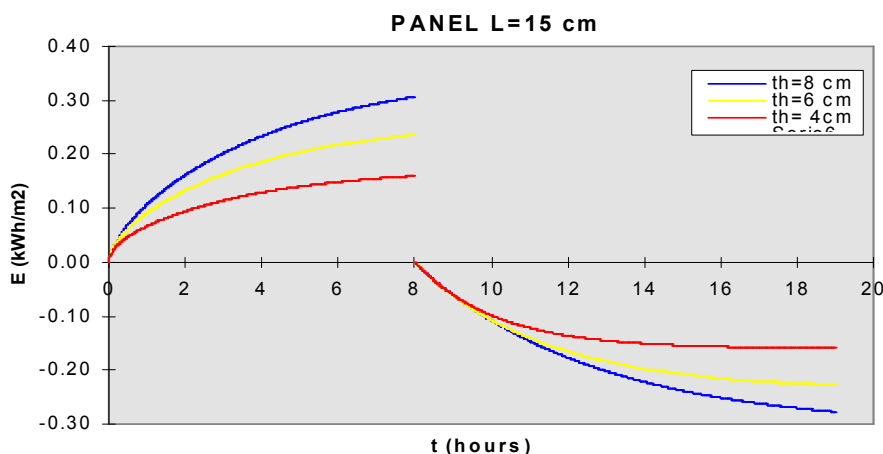


Figura 3.16. Representación gráfica de un proceso de carga y descarga de un panel cuya semi-distancia entre tubos es de 15 cm y con el resto de características constantes salvo el espesor que es de 4, 6 y 8 cm.

Semi distancia entre tubos	10 cm			15 cm		
Espesor (cm)	4	6	8	4	6	8
Exponente en carga	0.6781	0.6018	0.5161	0.3275	0.3059	0.2771

Tabla 3.1. Exponentes en carga para diversos espesores en dos tipos de paneles.

5. Variación de la distancia entre tubos.

El efecto de variar la distancia entre tubos tiene mucha importancia sobre el tiempo de carga, sin embargo no afecta en absoluto a la cantidad máxima de energía. Esto es debido a que cuanto menor sea la distancia entre tubos, mayor será el número de tubos para una determinada superficie o lo que es lo mismo, mayor será la longitud total de tubos en el seno del panel.

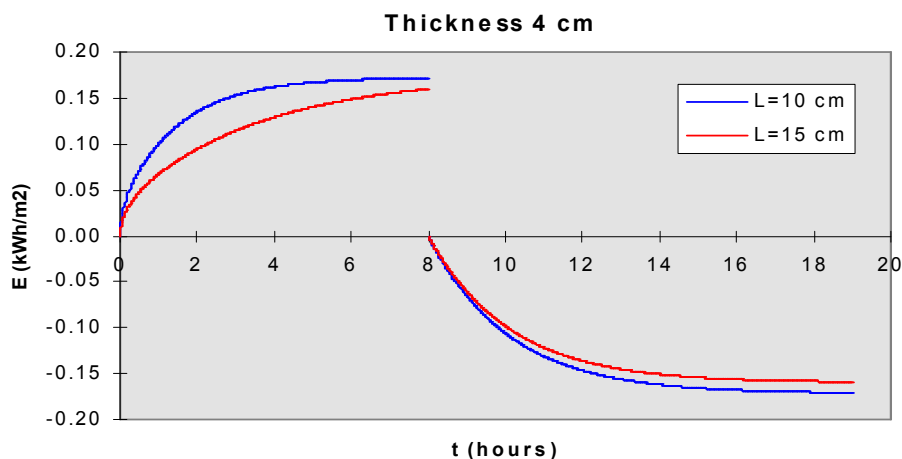


Figura 3.17. Representación gráfica de un proceso de carga y descarga de un panel de 4 cm de espesor y el resto de características constantes salvo la semi-distancia entre tubos que varía entre 10 y 15 cm.

Espesor (cm)	4		6		8	
Semi distancia entre tubos	10	15	10	15	10	15
Exponente en carga	0.6781	0.3275	0.6018	0.3059	0.5161	0.2771

Tabla 3.2. Exponentes en carga para diversas semidistancias entre tubos en tres tipos de paneles.

6. Variación de la conductividad del material constituyente del panel.

La conductividad afecta fuertemente al comportamiento transitorio del panel, no obstante, al igual que la distancia entre tubos no afecta en nada al régimen permanente, y por tanto la energía máxima almacenable en el panel no se ve influenciada por este parámetro. Por consiguiente, si suponemos dos paneles de las mismas dimensiones construidos con materiales de idéntico ρC_p y distinta conductividad, ambos sometidos a las mismas condiciones de contorno, los dos alcanzarán el mismo estado en régimen permanente, si bien en distintos instantes de tiempo. Cuanto mayor sea la conductividad, menor será el tiempo de respuesta o equivalentemente, para un tiempo de carga determinado la cantidad de calor almacenado será mayor en el panel de mayor conductividad.

El material más utilizado para construir los paneles de almacenamiento térmico es el hormigón, este presenta la ventaja de ser un buen elemento para la construcción que se puede ejecutar en obra o prefabricar, además posee una alta capacidad calorífica y una conductividad térmica de 1.1 W/mK con lo cual se convierte en el material usado en los casos en los que se quiere usar el forjado como elemento térmicamente activo.

Las conclusiones más importantes del análisis de sensibilidad de los parámetros relacionados con las variables operacionales se presentan a continuación:

7. Temperatura de entrada del agua en los tubos.

Como se dijo anteriormente, estos sistemas pueden alimentarse de agua proveniente de una fuente natural de agua a baja temperatura como puede ser un lago o río, o bien de agua a baja temperatura que se obtenga como subproducto de la aplicación de otro sistema natural de refrigeración como pueden ser los ya conocidos estanques de cubierta. Dichos estanques no sólo son capaces de enfriar la cubierta de un edificio, sino que además es posible utilizar el agua que contienen, para alimentar un panel radiante, y garantizar a su vez la baja temperatura del agua del estanque, gracias al enfriamiento evaporativo-radiante que tiene lugar fundamentalmente durante la noche.

Debido a las ecuaciones que gobiernan el comportamiento térmico del sistema, es posible encontrar una relación matemática que relacione la cantidad de calor almacenado, con el salto de temperaturas entre la temperatura de entrada del agua al panel, y la temperatura inicial del mismo.

Si representamos gráficamente la energía almacenada en un determinado panel durante el proceso de carga del mismo, alimentándolo con agua a dos temperaturas distintas - T_{w1} y T_{w2} -, en función del tiempo de carga; obtendríamos sendas curvas, cuyo cociente en cualquier instante, viene dado por la expresión:

$$\frac{E(T_{w1})}{E(T_{w2})} = \frac{T_{i1} - T_{w1}}{T_{i2} - T_{w2}}$$

Donde: T_{w1} y T_{w2} son las temperaturas de alimentación del agua en cada caso durante el periodo de carga, y T_{i1} y T_{i2} son las temperaturas del panel en el instante inicial.

Si hacemos la comparación, entre la energía almacenada en dos casos en los que el panel se alimente con agua a 20°C y 15°C respectivamente, siendo la temperatura inicial del panel igual a 25°C en ambos casos. Obtendremos que, en cada instante de tiempo, el cociente entre la energía almacenada alimentando el panel con agua a 15°C y la energía almacenada alimentando el panel con agua a 20°C sería constante e igual a 2. Es obvio que a menor temperatura de alimentación de agua, mayor capacidad de almacenamiento de energía.

La siguiente gráfica representa la energía almacenada y restituida por un panel cuya semi-distancia entre tubos es de 15cm y con espesor 8cm que se alimenta con agua a 20°C y 15°C respectivamente. Podemos comprobar que en cada instante la relación entre la energía acumulada o cedida en uno y otro caso es 2.

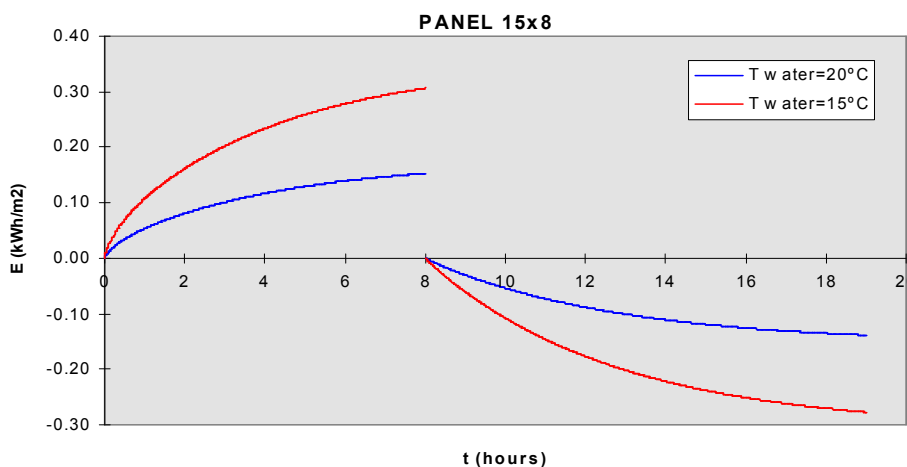


Figura 3.18. Representación gráfica de un proceso de carga y descarga de un panel de 8cm de espesor y 15cm de semi-distancia entre tubos alimentado con agua a 20°C y 15°C respectivamente.

8. Tiempo de carga.

En [22] podemos encontrar varios gráficos que representan la energía almacenada por un panel en función del tiempo que dure la carga del mismo. En concreto, traemos aquí el siguiente gráfico, donde se puede ver lo anterior para diversos paneles radiantes:

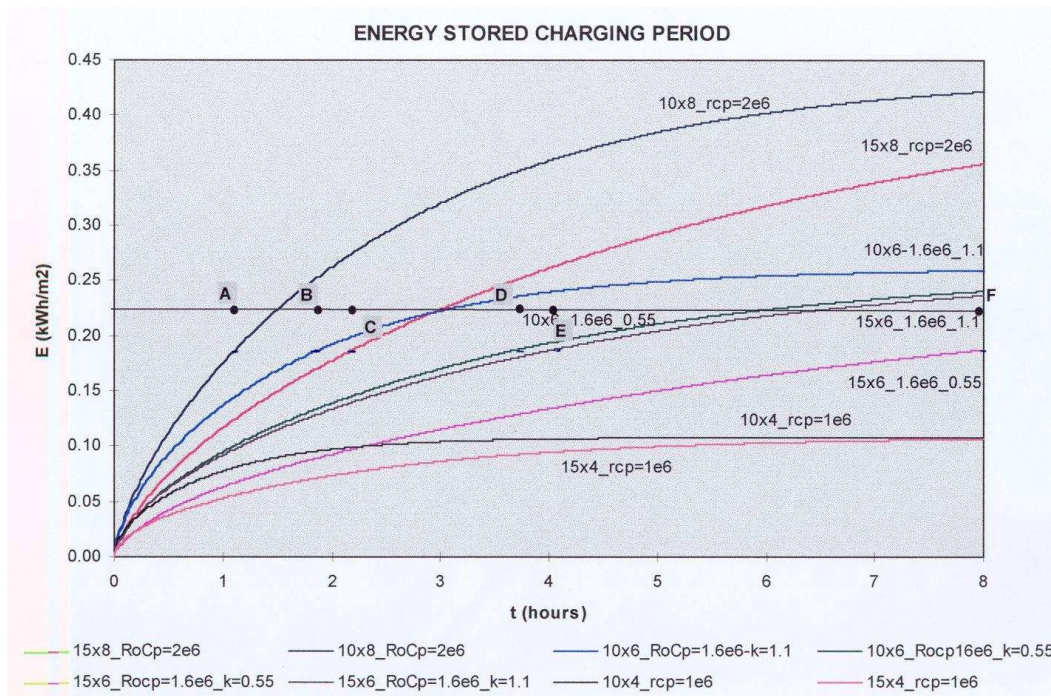


Figura 3.19. Energía almacenada durante el periodo de carga

En primer lugar, podemos ver que la energía almacenada durante las 8 horas correspondientes al periodo de carga para estos siete paneles está, en cualquier caso, comprendida entre 100 y 420 Wh/m², estos números permitirían cubrir los requerimientos diarios de refrigeración de una amplia gama de edificios. Como ejemplo mostraremos la siguiente gráfica dónde se representa la frecuencia acumulada de la demanda diaria de refrigeración para una vivienda pareada.

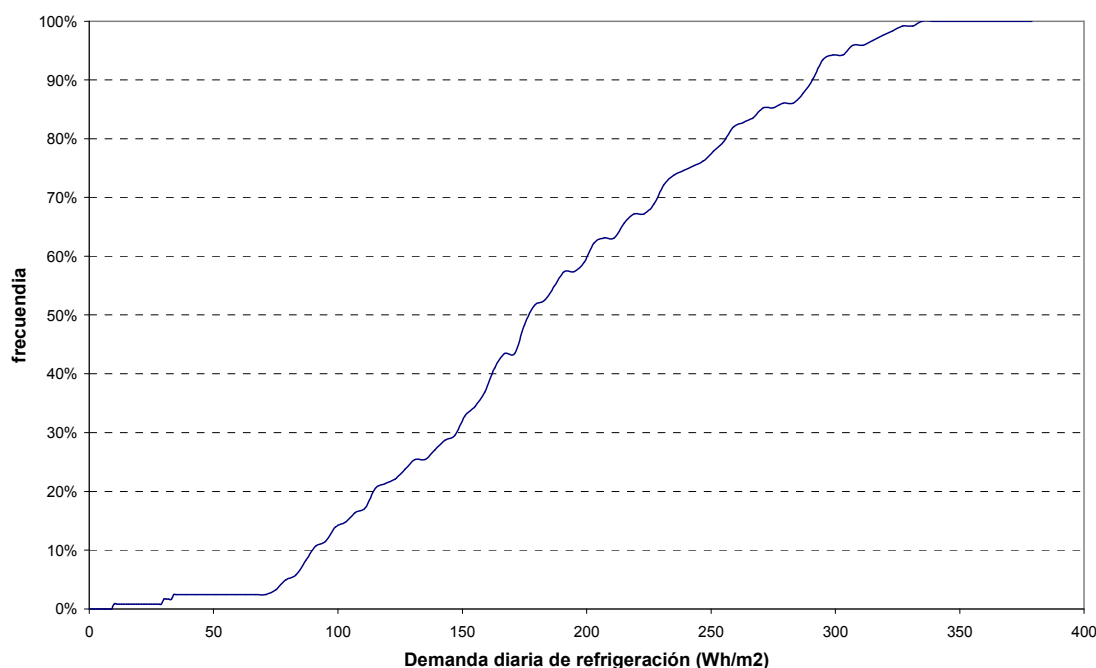


Figura 3.20. Frecuencia acumulada de la demanda diaria de refrigeración de una vivienda pareada situada en Sevilla (meses de Junio, Julio, Agosto y Septiembre).

En la Figura 3.19., Podemos ver además, que el tiempo de carga es la variable principal que determina la cantidad de energía almacenada por un panel, obviamente, dicha cantidad de energía dependerá del tiempo que ha estado circulando el agua por su interior, no obstante, es claro que el tiempo de carga no afecta a la cantidad de energía máxima almacenable.

Vemos que una cantidad fija de energía almacenada, por ejemplo 187 Wh/m^2 , es obtenible de diversas formas, vemos que el panel de 10×8 con $\rho C_p = 2000 \text{ KJ/m}^3\text{K}$ alcanza ese nivel de energía en tan sólo una hora, mientras que el de 15×6 con $\rho C_p = 1600 \text{ KJ/m}^3\text{K}$ y conductividad 1.1 W/mK tarda del orden de 4 horas y el panel de 15×6 con $\rho C_p = 1600 \text{ KJ/m}^3\text{K}$ y conductividad 0.55 W/mK emplea en alcanzar el mismo nivel de carga unas 8 horas.

En cuanto al modelo usado en el estudio realizado con anterioridad, el proceso de carga del panel se simplificó extraordinariamente de forma que, posteriormente se realizó el análisis de un nuevo caso conocido como caso base, en el cual la cara inferior del panel no estaba perfectamente aislada sino que se encontraba en contacto con un ambiente a 19°C , existiendo un coeficiente de película de $6 \text{ W/m}^2\text{K}$ en dicha interfase.

Como conclusión al desarrollo expuesto en el apartado anterior extraemos que, la cantidad de energía almacenada en el panel depende en gran medida del tiempo que dure el periodo de carga. Por otra parte, la energía almacenada en un panel durante el periodo de carga del mismo, para un tiempo de carga determinado, dependerá de los siguientes factores:

- el salto de temperaturas disponible entre el agua de alimentación al panel y la temperatura ambiente de la habitación. Se realizará por tanto un análisis de sensibilidad sobre el modelo real desacoplado con temperatura de alimentación de agua variable.
- cuanto mayor sea la inercia térmica del panel mayor será la energía máxima almacenable en el mismo. Por tanto se tratará de incluir este concepto en el análisis de sensibilidad, en concreto trataremos de normalizar la cantidad de energía realmente almacenada con la cantidad máxima de energía almacenable, más adelante profundizaremos más al respecto.

- la longitud de los tubos no influye en la energía máxima almacenable si bien si influye en el proceso de carga del panel, debido a esto algunos autores [1] consideran las variaciones de temperatura del agua en la dirección del flujo. Para determinar si es necesario o no tener en cuenta dichas variaciones estudiaremos el proceso de carga para diversas longitudes de los tubos.

Por ultimo, indicar que otros parámetros de diseño han resultado ser de poca relevancia en cuyo caso se consideran los valores más comunes que se dan en la práctica, por ejemplo, el diámetro de los tubos igual a 1.8 cm.

En cuanto al material, siempre consideraremos hormigón por ser este el material más frecuentemente utilizado en la construcción, estudiándose las variaciones de la inercia térmica mediante variaciones en el tamaño del panel, en concreto, aumentando la distancia entre tubos.

Como ya se indicó al comienzo del desarrollo de éste capítulo, extraer conclusiones de los análisis de sensibilidad realizados en el marco de otros proyectos para aplicarlas a nuestro estudio puede ser complicado e inexacto. En primer lugar por los modelos realizados, en segundo lugar por los programas de simulación utilizados. Por tanto, no usaremos los resultados existentes directamente sino que, los usaremos como primera criba de aquellos parámetros que puedan descartarse por su baja relevancia en el proceso de estudio. A continuación describiremos los estudios específicos realizados.

3.5.2. Estudios específicos de la presente tesis sobre la influencia de las condiciones operacionales y de diseño en el proceso de carga de un forjado térmicamente activo.

La resolución del modelo de panel radiante descrito por el sistema de ecuaciones que aparece desarrollado en el apartado 3.4.1 permite abordar un estudio de sensibilidad del proceso de carga del forjado térmicamente activo específico para la presente tesis. Este estudio específico se ha concentrado en los parámetros que una vez revisados los análisis existentes parecían más importantes. Estas son la longitud de los tubos, la temperatura de entrada del agua y la duración del periodo de carga.

Para acometer el estudio, se han realizado los cálculos en elementos de 15 cm. de canto -11 cm de hormigón aislado en su cara superior mediante 4cm de aislante- por 20 cm. de ancho y por 1 m. de profundidad, en los cuales, la semi-distancia entre los tubos es de 20 cm. De esta forma cada elemento contendrá un solo tubo y por tanto, de ahora en adelante nos referiremos indistintamente a longitud de los tubos o longitud del panel, ya que representarán la misma dimensión.

Hasta ahora, nos hemos centrado en el estudio del problema bidimensional de transmisión de calor en el interior del forjado, ya que en todo momento hemos realizado los análisis en una sección del forjado, es ahora el momento de afrontar el problema tridimensional; como acabamos de mencionar la longitud del forjado es un parámetro de diseño, ya que determina, en cierta forma, la longitud de los conductos, la forma de abordar la resolución del forjado será la formulación del problema tridimensional extendiendo el problema bidimensional a la tercera dimensión de forma que se calculará cada sección independientemente como sigue:

- En primer lugar se estudiará la primera sección del forjado para la cual la temperatura de entrada del agua es conocida, determinándose la temperatura de salida del agua de dicha sección.

- La temperatura anterior será utilizada como dato en el cálculo de la segunda sección del forjado de forma que podremos obtener la temperatura de salida del agua de esta sección y usarla como dato para la siguiente.

Este proceso se repite de forma sucesiva para todas las secciones hasta completar el forjado completo.

Para explicar lo anterior de forma gráfica presentamos la siguiente figura donde podemos ver una de las secciones de un forjado, en ésta la temperatura de entrada del agua será conocida y la temperatura de salida se determinará. Una vez conocida la temperatura de salida, podremos usarla como la temperatura de entrada de agua en la sección siguiente.

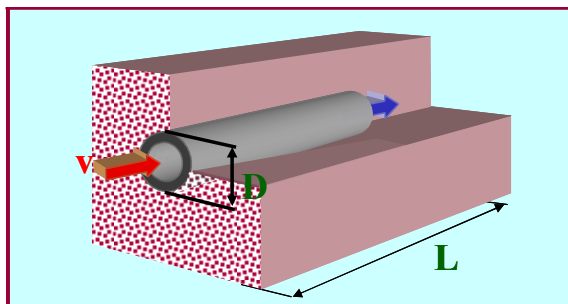


Figura 3.21. Sección de un forjado. Una vez calculada la temperatura de salida, ésta se utilizará como temperatura de entrada de la sección posterior. Este método de calcular un caso tridimensional mediante una extensión de un caso bidimensional se conoce como modelo 2D+1.

La precisión del método anterior es tanto mayor, cuanto más insignificante sea la conducción de calor en el sentido del flujo –longitudinal- frente a la conducción en el sentido perpendicular al mismo –radial-. En el proyecto fin de carrera [23], se demuestra que en el caso estudiado la precisión del método es muy elevada dado que se cumplen las condiciones mencionadas anteriormente.

A fin de estudiar paneles de diferentes longitudes, se han colocado consecutivamente tantos paneles como fuera necesario para conseguir la longitud deseada, de forma que la temperatura de salida del agua del primer panel coincidiese con la temperatura de entrada del agua al segundo panel.

Las temperaturas del aire sobre y bajo el panel serán constantes e igual a 25°C.

Los coeficientes de película ente el aire y las superficies superior e inferior del panel son 10 W/m²K, y el coeficiente de película por el interior de los tubos será 2000 W/m²K.

El análisis de sensibilidad permite evaluar la influencia de los factores que decidimos anteriormente sobre la eficacia del proceso de carga del sistema. Como comentamos anteriormente, estudiaremos aquí la influencia de la longitud del panel, del tiempo de carga y de la temperatura de entrada de agua. La siguiente tabla resume el estudio comparativo realizado.

Cada fila de la cuadrícula representa un caso en el cual se varía uno solo de los parámetros, así en el caso 1 se estudiará la influencia de la longitud del panel, en el caso 2 la influencia de la temperatura del agua y en el caso 3 la influencia del tiempo de carga. En el primer caso, se fijan la temperatura del agua en 15°C y el tiempo de carga en 5 horas, estos valores aparecen marcados sombreándose la celda correspondiente, mientras que la longitud del panel se varía desde 1 a 10 metros. En el segundo caso se varía la temperatura de entrada del agua fijando la longitud en 5 m. y el tiempo de carga en 5 horas, y en el tercero se fijan la longitud y la temperatura de entrada del agua y se varía el tiempo de carga desde 1 a 10 horas.

	Longitud (m)										Temp agua		Tiempo de carga (h)									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	19	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Cas 1																						
Cas 2																						
Cas 3																						

Tabla 3.3. Casos estudiados en el análisis de sensibilidad realizado sobre el panel desacoplado.

En primer lugar estudiemos la variación de la energía acumulada en el panel en función de la longitud. Como vemos en el siguiente gráfico, la energía acumulada varía linealmente con la longitud del conducto.

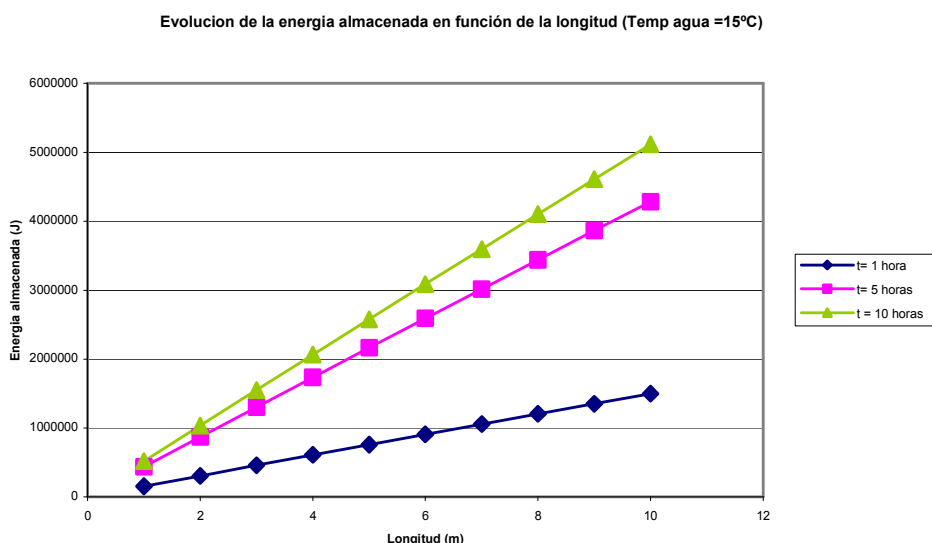


Figura 3.22. Energía acumulada en función de la longitud del tubo para varios periodos de carga.

En efecto, la energía acumulada en cada elemento de profundidad 1 metro es la misma, y por tanto, es suficiente con conocer su valor en el primer elemento para obtener la energía acumulada por un elemento de “n” metros de profundidad -mediante una simple multiplicación por el número de elementos-. De este primer caso se extrae que no es necesario efectuar una gran división en pequeños elementos del suelo radiante sino que es posible obtener la curva completa solamente usando sus dos puntos extremos. Este punto se confirma con el estudio de la evolución de la temperatura de salida del agua realizado en [22], mediante un modelo 2D+1 análogo al realizado por nosotros, se extendieron los resultados obtenidos en la sección del panel para obtener las temperaturas de salida del agua. Como puede verse en la siguiente gráfica la diferencia máxima de temperatura entre la entrada y la salida es de 0.5°C en el instante inicial disminuyendo rápidamente de forma que a la primera hora después de iniciado el proceso de carga esta diferencia es menor de una décima de grado manteniéndose por debajo de este umbral hasta finalizar el proceso a las 8 horas.

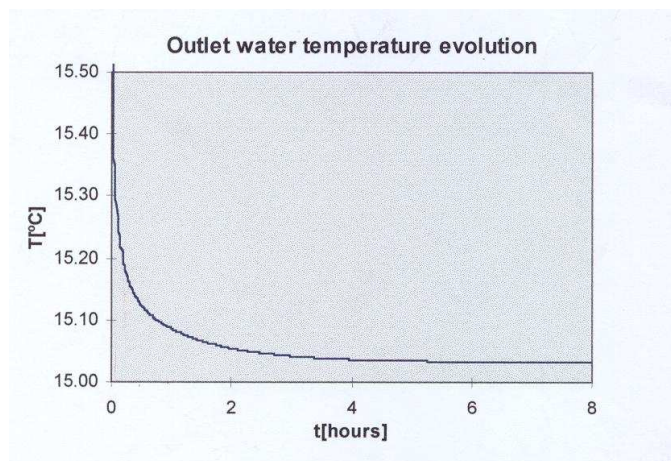


Figura 3.23. Evolución de la temperatura de salida del agua en función de la duración del periodo de carga.

También podemos observar en la Figura 3.22., que la energía acumulada, como cabía esperar, aumenta con el tiempo de carga. No obstante, es destacable, que la diferencia de la energía acumulada es mayor para un periodo de carga entre 1 y 5 horas que para un periodo de carga entre 5 y 10 horas. Esto, es debido, a que en las primeras horas del proceso de carga, el salto térmico entre el material del panel y el agua es mayor que al final de dicho proceso, es evidente, que al final del proceso de carga el panel estará más frío y su temperatura será más parecida a la del agua, por lo tanto se entrará en una zona de rendimientos marginales, en la cual, mantener el agua circulando una hora más no proporcionará casi ningún beneficio extra.

Veamos a continuación la variación de la energía acumulada en el panel en función del tiempo de carga:

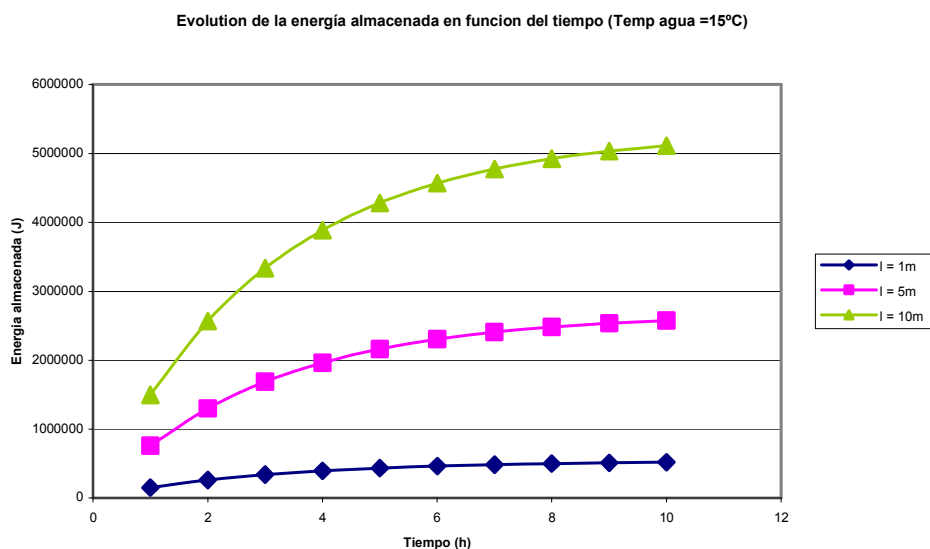


Figura 3.24. Energía acumulada en función de la duración del periodo de carga para varias longitudes.

A primera vista es evidente que la evolución no es lineal, y que la curva posee una asíntota horizontal. También es observable, el hecho comentado anteriormente, la linealidad de la energía almacenada en función de la longitud del conducto para idénticos periodos de carga.

Finalmente cabe destacar que no es necesario alargar en exceso los periodos de carga, como vemos, la zona de rendimientos marginales para este tipo de panel, se alcanza para una duración del periodo de carga de 8 horas en el caso que la longitud de los conductos sea 10 metros, 6 horas para una longitud de conductos de 5 metros y apenas 2 horas para una longitud de 1m.

3.5.3. *Eficiencia de almacenamiento.*

Con el objetivo de normalizar los resultados obtenidos anteriormente, vamos a calcular en cada caso la energía máxima acumulable por el panel, así como la razón entre la energía realmente acumulada y dicha energía máxima acumulable.

Esta razón será denominada “*eficiencia de almacenamiento*” y hasta donde abarca nuestro conocimiento no ha sido definida con anterioridad.

Dicha eficiencia de almacenamiento se estudiará en dos casos, en un primer momento se analizará la eficiencia del almacenamiento considerando exclusivamente el proceso de carga del panel. A continuación se completará lo anterior añadiendo el proceso de descarga, de esta forma, se extenderá el análisis a la eficiencia de almacenamiento del proceso completo.

3.5.4. *Eficiencia de almacenamiento del proceso de carga.*

Supongamos un panel que acumula energía partiendo de una situación inicial invariante. Esto, sería equivalente a decir que se estudia el proceso de carga y descarga sucesiva de un panel pero con una peculiaridad, esta consiste en que durante el proceso de descarga el panel pierde toda la energía almacenada y por tanto al inicio de cada periodo de carga el panel está siempre en las mismas condiciones.

Esta situación no es realista, salvo que el panel se comporte como un sistema de capacidad, sin embargo, nos servirá para caracterizar el proceso de almacenamiento de energía en el panel y comprender de qué forma depende este proceso de las características operacionales enumeradas en los apartados precedentes a este.

La energía máxima acumulable por el panel, se calculará multiplicando la capacidad térmica del mismo, es decir el producto de la masa por el calor específico, por el máximo salto de temperaturas disponible entre el panel y el agua de alimentación al mismo, es decir, la temperatura inicial del panel y la temperatura del agua a la entrada del mismo.

La temperatura del agua de alimentación al panel es un dato, no obstante, la temperatura máxima del panel requiere una reflexión previa. Diremos que al final de cada ciclo de carga y descarga el panel se encontrará en equilibrio con el aire de la zona adyacente, esta suposición no es descabellada si tenemos en cuenta lo dicho al comienzo del apartado sobre el proceso de descarga. Pues bien, el aire de la zona podría estar como máximo a la temperatura máxima que permita el equipo alcanzar antes de su arranque, es decir la temperatura de consigna de refrigeración de la zona en cuestión, este valor se considerará 25°C como estándar de confort en verano.

El siguiente gráfico representa la variación de la eficiencia de almacenamiento en función de la longitud de los conductos para varios periodos de carga:

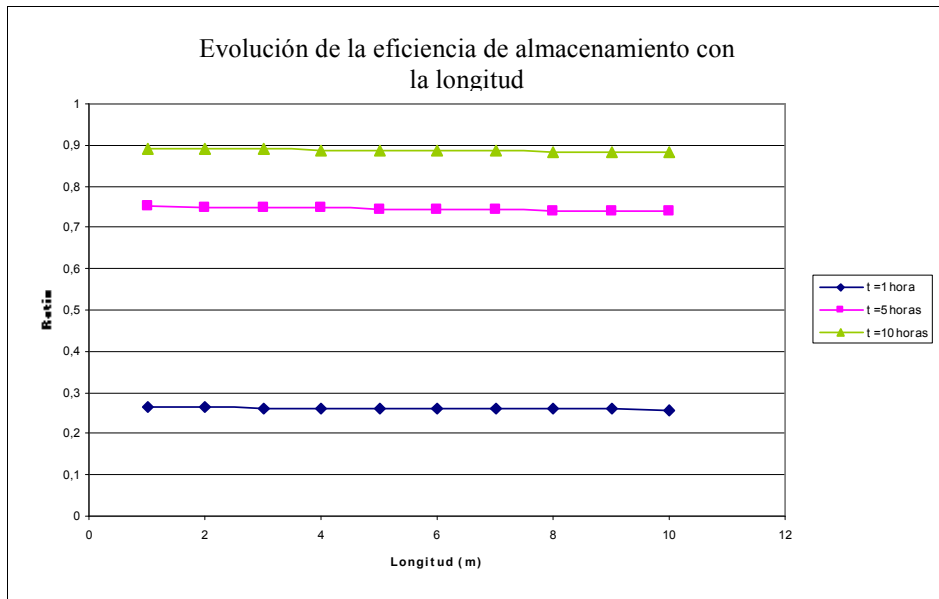


Figura 3.25. Eficiencia de almacenamiento en función de la longitud de los conductos para varios periodos de carga.

Este gráfico pone de manifiesto que la eficiencia de almacenamiento no depende de la longitud de los tubos mientras que si depende fuertemente de la duración del periodo de carga. Esta conclusión era completamente esperable, dado que, la evolución de la energía acumulada es lineal en función de la longitud del panel como se demostró en la figura 3.22.

A continuación se muestra la curva correspondiente a la evolución de la eficiencia de almacenamiento en función de la duración del periodo de carga para varias longitudes del panel. Esta gráfica revela una superposición de las diferentes curvas para varias longitudes del panel, como podríamos presumir a raíz de lo observado en el gráfico anterior. Estas curvas presentan una evolución claramente exponencial con una asíntota horizontal.

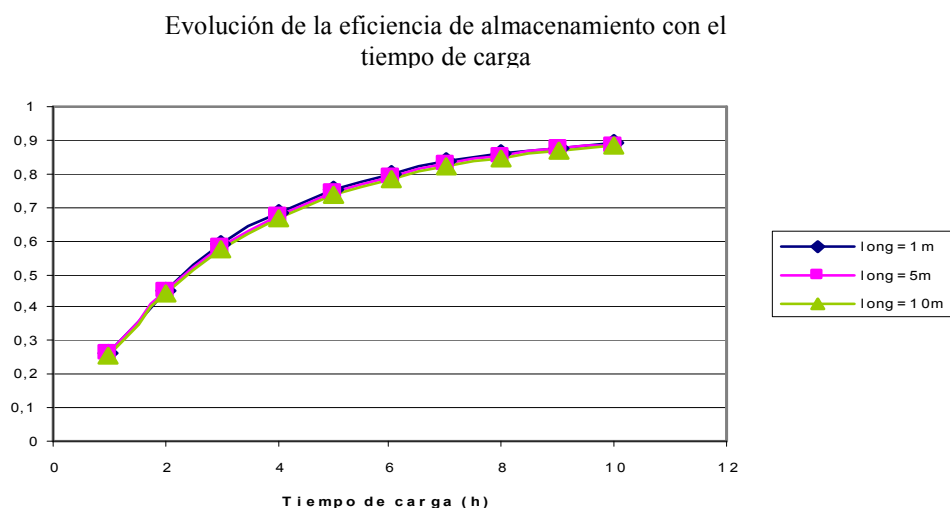


Figura 3.26. Eficiencia de almacenamiento en función de la duración del periodo de carga para diversas longitudes del panel.

Un análisis completamente análogo fue realizado para una temperatura de alimentación del agua igual a 19°C.

La siguiente representación gráfica muestra la evolución de la eficiencia de almacenamiento en función del periodo de carga para un panel de 5 metros de profundidad alimentado con agua a 15°C y 19°C respectivamente.

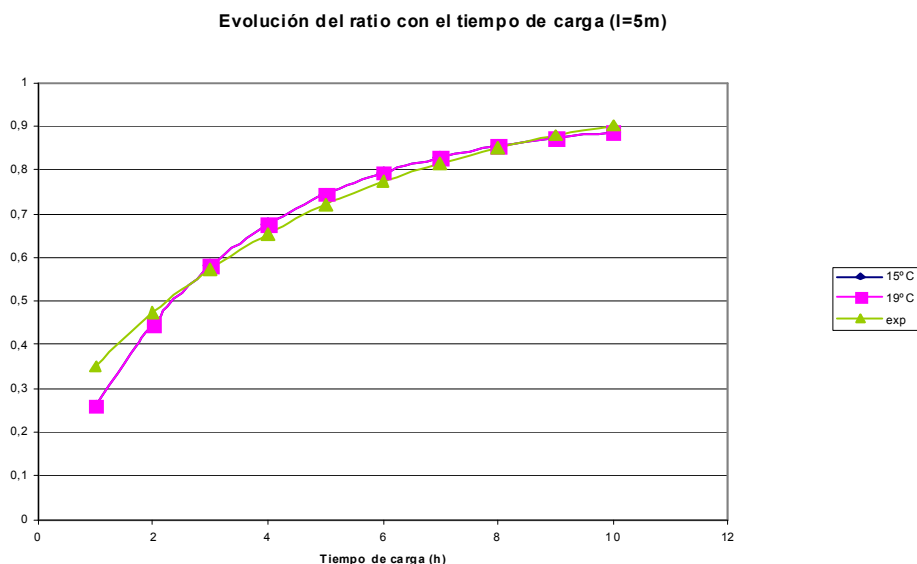


Figura 3.27. Eficiencia de almacenamiento en función de la duración del periodo de carga para diversas temperaturas de alimentación del agua. Longitud del panel igual a 5 metros.

Como vemos las curvas para ambas temperaturas de alimentación se superponen completamente de forma que se confunden. La siguiente expresión exponencial ajusta la curva anterior:

$$\varepsilon_{alm} = 1 - 0.8008 \cdot e^{-0.2101t}$$

Como vemos la eficiencia de almacenamiento depende única y exclusivamente de la duración del periodo de carga no teniendo influencia el resto de factores.

Si forzamos que la eficiencia de almacenamiento sea cero para tiempo de carga nulo la expresión anterior pasa a ser:

$$\varepsilon_{alm} = 1 - e^{-0.242t}$$

La expresión anterior caracteriza la eficiencia de almacenamiento en carga del panel estudiado, no obstante, el proceso seguido es completamente extensible a todos los posibles tipos y configuraciones de paneles radiantes con acumulación térmica.

3.5.5. Eficiencia de almacenamiento del proceso completo.

Una vez estudiado el almacenamiento de energía en un panel radiante y la influencia que sobre este almacenamiento tienen las distintas variables de diseño, pasaremos a estudiar la restitución de calor desde el panel al espacio adyacente. Este es el proceso que ocurre a continuación de que termine la etapa de carga. Si nos expresamos en los mismos términos en los que lo hicimos anteriormente para el proceso de carga, la restitución de calor puede considerarse en toda regla una descarga de frío del forjado, o más técnicamente, una carga de calor del mismo. La

velocidad a la cual se produce esta transferencia de energía dependerá de las propiedades térmicas del forjado, por tanto, será objeto de este apartado, el estudio de la influencia de las variables de diseño en el proceso de descarga.

De nada serviría un componente que almacenara una gran cantidad de energía, si al restituirla al espacio lo hiciese en un momento en el que no existiese demanda y por tanto dicha energía se desaprovechase. Este es el interés de estudiar en este apartado la influencia de los parámetros de diseño en el proceso de cesión de energía al espacio por parte del forjado.

Para llevar a cabo el análisis comentado, anularemos la hipótesis que se hizo sobre la descarga en el caso anterior, en esta situación, si sometemos el panel a un ciclo de varias cargas y descargas consecutivas hasta alcanzar un estado de régimen permanente podremos comprobar cual de las dos etapas del proceso completo es la controlante. Podrían darse dos casos: el primero en el cual el panel se cargase más de lo que fuese capaz de descargarse, en cuyo caso la descarga sería la etapa controlante, o bien, la situación en la cual el panel se cargase menos de lo que es capaz de descargar en cuyo caso la carga sería la etapa controlante del proceso completo.

Como ya sabemos, las etapas de carga y descarga siguen curvas que se pueden aproximar por exponenciales a partir de un cierto instante de tiempo. Comparando las constantes de tiempo para ambas etapas podremos decir cual de las dos será la controlante.

La constante de tiempo de estas exponenciales estará relacionada con el coeficiente de película, el área de transferencia, la masa y la capacidad calorífica del sistema. Si el forjado térmicamente activo fuese un sistema de capacidad la constante de tiempo del sistema relacionaría las propiedades anteriores según la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{MC_p}{hA}$$

Compararemos los valores en ambas etapas mediante el siguiente cuadro:

$$MC_p = 31.94 \text{ KJ/mK}$$

	CARGA	DESCARGA
h	2000 W/m ² K	10 W/m ² K
A	0.0283 m ² /m	0.15 m ² /m
1/τ	6.379 h ⁻¹	0.169 h ⁻¹

Tabla 3.4. Comparación de los valores del coeficiente de película, el área de transferencia y el inverso de la constante de tiempo para las etapas de carga y descarga del forjado.

Donde los valores han sido calculados para una semi-distancia entre tubos de 15cm, diámetro de los tubos 1.8cm y espesor de la capa de hormigón de 11cm.

Como puede observarse, la duración de la etapa de descarga debe ser 38 (6.379/0.169) veces superior a la de la etapa de carga para que ambos procesos estén equilibrados. Es evidente que este valor no puede darse, es decir, en condiciones normales la duración de la etapa de carga será inferior a la de descarga pero en ningún caso se llegará al valor necesario. Por tanto, en las situaciones reales la etapa controlante del proceso completo será la etapa de descarga.

La eficiencia de almacenamiento del proceso completo tendrá la forma:

$$\varepsilon_{almSC} = \frac{\text{Energía almacenada por un Sist. Capacidad sometido a procesos de carga y descarga ideales}}{\text{Energía Máxima Almacenable}}$$

$$\varepsilon_{almSC} = 1 - e^{-kt}$$

Donde

$$k = \frac{1}{\tau} = \frac{hA}{MC_p}, \text{ en la descarga y } t \text{ es la duración del periodo de descarga.}$$

3.6. Energía almacenada y restituida por un forjado térmicamente activo.

A continuación, se describirán distintos procesos de carga y descarga de un forjado térmicamente activo y se analizarán los diferentes niveles de almacenamiento de calor alcanzados, en función de que se trate de sistemas de capacidad –conductividad muy elevada-, o sistemas con conductividad térmica real. El análisis cuantitativo de los diferentes sistemas descritos, permitirá hacer una estimación del máximo calor almacenable y restituible en las situaciones descritas.

Se describirán las siguientes situaciones de carga/descarga de un forjado térmicamente activo:

1. Procesos de carga y descarga ideales.

En un proceso de carga ideal, el forjado se mantendrá aislado por sus caras superior e inferior de forma que, el intercambio de calor con el ambiente sea nulo, es decir, las superficies anteriores se suponen adiabáticas. La única superficie por la que se permiten flujos de calor, es la superficie de los conductos embebidos en el forjado. Nótese que el proceso descrito coincide íntegramente con el proceso de carga expuesto en el apartado 3.5.

En el proceso de descarga ideal, pasan a suponerse adiabáticas la superficie de los conductos y la superficie superior del forjado, de forma que, la única superficie a través de la cual se permiten intercambios de calor con el ambiente, es la superficie inferior del forjado.

Las siguientes imágenes permiten hacernos una idea de los procesos descritos anteriormente:

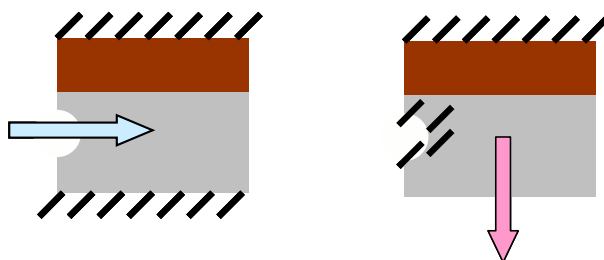


Figura 3.28. Representación esquemática de los procesos de carga y descarga en condiciones ideales. Las flechas representan los flujos de calor y las superficies rayadas implican la adiabaticidad de dicha superficie.

2. Procesos de carga y descarga reales.

Durante el transcurso de un proceso de carga o descarga real todas las superficies del forjado se mantendrán tal y como están definidas, de tal forma que, se permiten los intercambios de calor con los ambientes en contacto con ellas en todo momento.

De esta forma, durante el proceso de carga, el forjado almacenará frío por la superficie de los conductos, pero simultáneamente cederá parte del frío acumulado al exterior, por las superficies superior e inferior del mismo. Asimismo, durante el proceso de descarga el forjado, cederá el

frío almacenado por las superficies inferior y superior del mismo, pero simultáneamente se producirá una transferencia de calor desde el seno del forjado, hacia el seno del fluido circulante por el interior de los conductos.

La siguiente imagen describe de forma esquemática la situación.

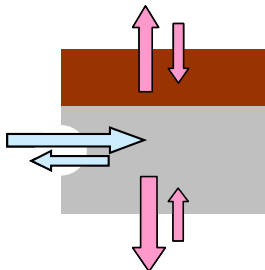


Figura 3.29. Representación esquemática del proceso de carga y descarga en condiciones realistas. Las flechas representan los flujos de calor.

Finalmente, los procesos anteriores se combinarán con las dos situaciones en cuanto a la conductividad del material constituyente del forjado, conductividad infinita –sistema de capacidad- o conductividad real, resultando los siguientes escenarios de estudio.

1. Sistema de capacidad con carga y descarga ideales.
2. Sistema real con carga y descarga ideales.
3. Sistema real con carga y descarga reales.

Para cada uno de estos escenarios objetos de estudio, se ha representado el proceso de carga y descarga, así como el calor almacenado y posteriormente restituído al edificio. El ciclo repetitivo presenta una duración de 24 horas.

Durante los procesos de carga y descarga las solicitaciones son como las descritas a continuación.

La temperatura del agua circulante es 15°C durante el proceso de carga, y 25°C durante el proceso de descarga.

La temperatura del aire es constante e igual a 25°C durante la carga como la descarga.

Tomando la inercia de un forjado de hormigón de 15 cm de espesor. ($MC_p=290.4 \text{ KJ/m}^2\text{K}$) se obtienen los siguientes resultados.

Escenario 1: sistema de capacidad con carga y descarga ideales.

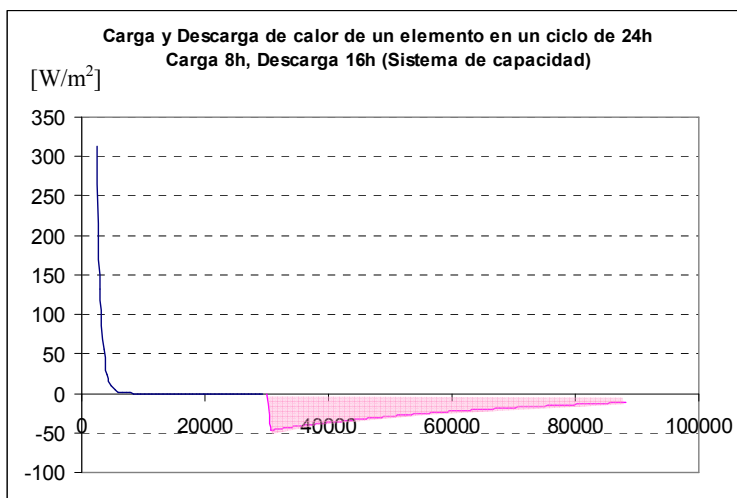


Figura 3.30. Carga y descarga de calor de un forjado –sistema de capacidad- sometido a un periodo de carga de 8 horas de duración y una posterior descarga de 16 horas. Calculado según condiciones ideales.

En esta situación el calor almacenado que posteriormente se restituye asciende a 552 Wh/m².

Escenario 2: sistema real con carga y descarga ideales.

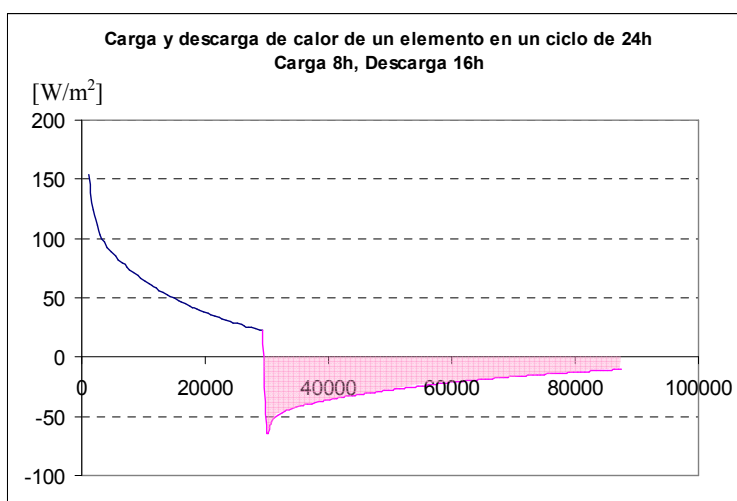


Figura 3.31. Carga y descarga de calor de un forjado sometido a un periodo de carga de 8 horas de duración y una posterior descarga de 16 horas. Calculado según condiciones ideales.

En este escenario el valor del calor restituido alcanza los 401.2Wh/m².

Escenario 3: sistema real con carga y descarga reales.

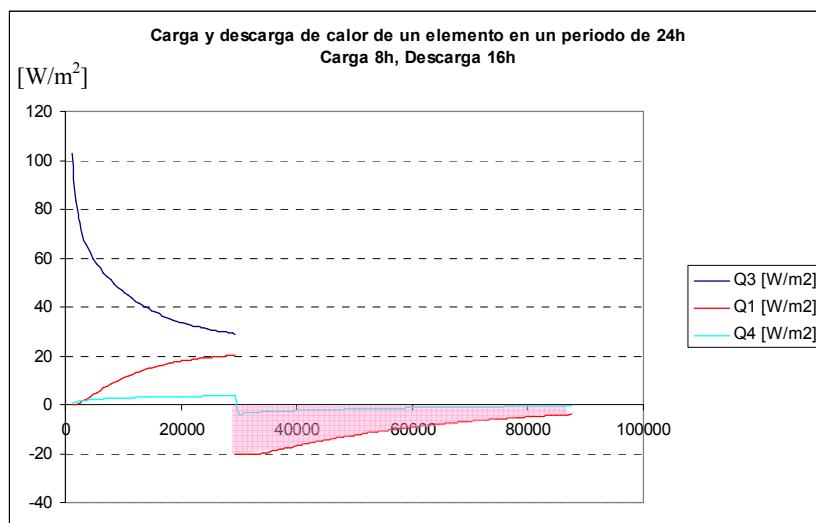


Figura 3.32. Carga y descarga de calor de un forjado sometido a un periodo de carga de 8 horas de duración y una posterior descarga de 16 horas. Calculado según condiciones reales.

Cabe aclarar que el valor Q3 que aparece en el gráfico corresponde a la densidad de flujo de calor en la superficie de los conductos, el valor Q1 es la densidad de flujo de calor a través de la superficie inferior del forjado y el valor Q4 corresponde a la densidad de flujo de calor a través de la superficie superior del forjado.

En este escenario el valor del calor restituído alcanza los 198.4 Wh/m².

La siguiente tabla recoge la comparación entre el máximo calor almacenable por el sistema y el máximo calor restituído por el mismo en los escenarios anteriores.

	Máximo teórico almacenable Wh/m ²	Sistema de capacidad Carga/Descarga ideal Wh/m ²	Sistema real Carga/Descarga ideal Wh/m ²	Sistema real Carga/Descarga real Wh/m ²
Panel radiante	591.6	552	401.2	198.4

Tabla 3.5. Comparación de la energía almacenable en las distintas situaciones descritas.

Donde el máximo calor almacenable teórico se ha calculado considerando que la diferencia de temperaturas entre el foco frío y el forjado se mantuviese constante durante todo el proceso de carga.

La diferencia entre la energía almacenada por un sistema de capacidad sometido a procesos cíclicos de carga y descarga ideales, y el máximo teórico se debe a que el sistema de capacidad no alcanza la temperatura del agua al final del periodo de carga, ni la del aire al final del periodo de descarga, no obstante el cociente entre ambos es muy elevado para el ejemplo propuesto, en concreto la relación 552/591.6 arroja un valor de 0.933. Esta relación se podría obtener

mediante la expresión propuesta al final del subapartado “eficiencia de almacenamiento del proceso completo”, como vimos:

$$\varepsilon_{almSC} = 1 - e^{-kt}$$

Donde

$$k = -\frac{hA}{MC_p}$$

, en la descarga y t es la duración del periodo de descarga.

Numéricamente $\varepsilon_{almSC} = 1 - e^{-0.169*16} = 0.933$

Valor que coincide plenamente con el encontrado por nosotros.

Por otra parte, la diferencia entre la energía almacenada por el sistema real y el sistema ideal, ambos sometidos a procesos cíclicos de carga y descarga ideales se debe a que el número de Biot en el caso de sistema de capacidad es inferior a 0.1 mientras que en la situación real simulada este número adimensional toma el valor 1.4 para un coeficiente de película en descarga de 10 W/m²K, una semi-distancia entre tubos de 15cm y una conductividad del hormigón de 1.1 W/mK. Como vemos el cociente anterior sería en nuestro ejemplo de 0.73 (401.2/552). Este cociente definiría un factor de corrección que dependería del diseño del panel en cuestión.

Más adelante en el desarrollo de la presente tesis veremos cómo se utilizan la “eficiencia de almacenamiento del proceso completo” y el “factor de corrección por diseño”, descritos anteriormente para evaluar el potencial de refrigeración de un determinado diseño de un forjado térmicamente activo.

No entrará en el objetivo de esta tesis la obtención de los factores de corrección por diseño para diversas tipologías de forjados. No obstante, en el desarrollo de este capítulo queda clara la metodología a seguir para conseguirlo. Dentro del capítulo de conclusiones y desarrollos futuros se incluirá éste aspecto como una línea de trabajo posible.

Finalmente aclarar que la disminución de la energía almacenada al pasar de un sistema real con carga y descarga ideales a un sistema real con carga y descarga reales se debe a que en el proceso real durante la carga se produce una descarga simultánea –identificada en la figura anterior con el flujo a través de la cara inferior del forjado- es decir el panel a la vez que almacena energía es capaz de utilizarla para combatir la demanda existente en la zona en caso de existir esta. En ocasiones se combina el uso de paneles radiantes y ventilación nocturna de forma que al estar la zona a una temperatura inferior durante el proceso de carga la descarga simultánea se reduce, aumentando de esta forma la cantidad de energía susceptible de restituirse durante el periodo de descarga propiamente dicho, es decir, el diurno.

3.7. Acoplamiento con el edificio.

Es importante comentar el proceso de modelización del edificio, ya que la inclusión del modelo desarrollado para caracterizar los forjados térmicamente activos en el esquema general del planteamiento de ecuaciones de balance y resolución de las mismas presenta cierto grado de dificultad.

3.7.1. Escritura general de las ecuaciones de balance de energía.

Desarrollaremos brevemente en este apartado la formulación matemática de las ecuaciones térmicas definidas en cada zona del edificio. La teoría se desarrollará para una zona aunque el

programa de cálculo desarrollado por el Grupo de Termotecnia de la Universidad de Sevilla – motor de cálculo del programa normativo para la limitación de la demanda energética LIDER-sea capaz de calcular el comportamiento térmico de edificios multizona.

En principio, e independientemente del método de resolución adoptado, las ecuaciones a resolver son los balances de energía superficiales, que se formulan como condición de contorno y un balance de energía en el aire de la zona. Resolviendo dichas ecuaciones obtendremos las incógnitas que son las temperaturas superficiales, y la temperatura del aire de la zona o, si esta es conocida, la potencia del equipo de acondicionamiento.

3.7.2. Balance sobre una superficie.

Para caracterizar térmicamente los elementos, es necesario escribir las ecuaciones que gobiernan el comportamiento térmico de un elemento genérico. Para abordar dicho tratamiento genérico, consideraremos al elemento como una entidad térmica sobre la cual definiremos una matriz térmica y un vector de excitaciones térmicas que caracterizaran al elemento en cuestión.

El comportamiento térmico de cada uno de los elementos que componen el edificio se caracterizará mediante el planteamiento de las ecuaciones de balance energético superficial:

La suma del flujo de calor por conducción, más el flujo de calor convectivo, más el flujo de calor radiante de corta longitud de onda, más el flujo de calor radiante de larga longitud de onda es igual a cero.

Que en forma de matemática es:

$$Q_{cond} + Q_{conv} + Q_{rad.corta} + Q_{rad.larga} = 0$$

El flujo de calor sobre la superficie de un sólido puede ser calculado por diferentes métodos numéricos o analíticos, como pueden ser el método de las diferencias finitas o el método de las funciones de transferencia.

Como vimos en 3.4 puede escribirse sin pérdida de generalidad que

$$q_i^{cond}(t) = \sum_{j=1}^N a_{i,j}^{cond} T_j(t) + P_i^{cond}(t)$$

Para $i = 1, \dots, N$

Dónde:

- $q_i^{cond}(t)$: flujo de calor conductivo en la superficie i del contorno del elemento
- $T_j(t)$: temperatura de la superficie j del contorno del elemento.
- $a_{i,j}^{cond}$: coeficientes que relacionan el flujo de calor conductivo con las temperaturas superficiales en un instante determinado.
- $P_i^{cond}(t)$: término independiente que define el comportamiento en régimen transitorio del elemento, viene determinado por las temperaturas superficiales y los flujos de calor en los instantes anteriores al instante actual de la simulación, también puede provenir de la generación interna de calor en un elemento en un instante dado de la simulación.

Por simplicidad haremos el desarrollo sobre una zona en la cual todos los elementos están compuestos por una superficie que da al exterior y otra que da al interior.

Podemos ver un esquema simplificado de esta zona y los flujos de calor presentes en la siguiente figura:

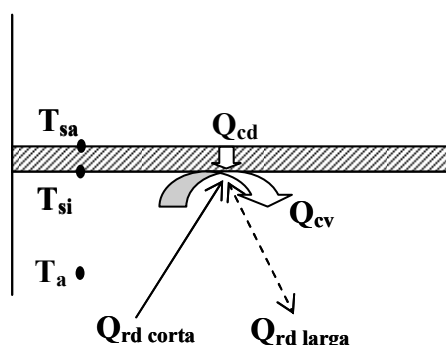


Figura 3.33. Flujos de calor sobre un elemento de la zona estudiada.

Escribamos a continuación, las expresiones matemáticas de los distintos mecanismos de transferencia de calor que aparecen sobre las superficies de los elementos de nuestra zona.

1. Conducción:

$$q_i^{cond}(t) = \sum_{j=0}^{na} a_j T_{s_i}(t-j) + \sum_{j=0}^{nb} b_j T_{s_a}(t-j) - \sum_{j=1}^{nd} d_j q_i^{cond}(t-j)$$

Reagrupando los términos que dependen de los instantes anteriores obtendremos:

$$q_i^{cond}(t) = -a_{0i} T_{s_i}(t) + b_{0i} T_{s_a}(t) + P_i(t)$$

Si el elemento fuese un forjado térmicamente activo, la densidad de flujo por conducción puesta en la forma anterior vendría dada por la siguiente expresión ya recogida en el subapartado 3.4.2:

$$q_i^{cond}(t) = ti(0)T_i(t) + si(0)T_s(t) + ii(0)T_i(t) + P_i(t)$$

Como vemos en esta expresión intervendría una temperatura extra aparte de la temperatura de la superficie interior y exterior a la zona en cuestión, esta sería la temperatura de la superficie de los tubos.

Como sabemos, el conjunto de ecuaciones que determinan los flujos de calor por conducción da lugar a un sistema de 3 ecuaciones con 3 incógnitas, no obstante los elementos convencionales que, hasta ahora, se habían acoplado al programa general de cálculo, al estar formados por únicamente 2 superficies límite, daban lugar a un conjunto de 2 ecuaciones con 2 incógnitas.

Para conseguir una perfecta coordinación entre el programa de cálculo y el modelo de paneles radiantes desarrollado, se optó por condensar una de las incógnitas para obtener un sistema 2x2 a partir de un sistema 3x3. La incógnita que se substituyó en las otras dos ecuaciones fue la correspondiente a la temperatura superficial de los conductos.

El método seguido se expone a continuación:

Por la ecuación de balance de energía en la superficie de los tubos:

$$Q_t = h_w \cdot \pi DL \cdot N_t \cdot \left(T_t - \frac{T_{wi} + T_{wo}}{2} \right)$$

Donde h_w es el coeficiente de película, D el diámetro de los tubos, L la longitud de los tubos y T_{wi} y T_{wo} la temperatura de entrada y salida del agua respectivamente. Como vemos la temperatura en el interior de los conductos se supone la media entre la temperatura de entrada y la temperatura de salida.

De la ecuación de balance de energía en el agua:

$$Q_t = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{wo} - T_{wi}) \Rightarrow T_{wo} = T_{wi} + \frac{Q_t}{\dot{m} \cdot C_p} \Rightarrow \frac{T_{wo} + T_{wi}}{2} = T_{wi} + \frac{Q_t}{2 \cdot \dot{m} \cdot C_p}$$

Sustituyendo en la anterior:

$$Q_t = h_w \cdot \pi DL \cdot N_t \cdot (T_t - T_{wi} + \frac{Q_t}{2 \cdot \dot{m} \cdot C_p}) \Rightarrow Q_t = \frac{h_w \cdot \pi DL \cdot N_t}{1 + \frac{h_w \cdot \pi DL \cdot N_t}{2 \cdot \dot{m} \cdot C_p}} \cdot (T_t - T_{wi})$$

Igualando esta Q_t a la del modelo del panel radiante se despeja T_t :

$$T_t = P'_t + K_{ts} \cdot T_s + K_{ti} \cdot T_i$$

Identificando términos,

$$P'_t = \frac{\gamma \cdot T_{wi} + P_t}{\phi}$$

$$K_{ts} = \frac{ts(0)}{\phi} \quad ; \text{donde} \quad \gamma = \frac{h_w \cdot \pi DL \cdot N_t}{1 + \frac{h_w \cdot \pi DL \cdot N_t}{2 \cdot \dot{m} \cdot C_p}}$$

$$K_{ti} = \frac{ti(0)}{\phi} \quad \phi = \gamma - ti(0)$$

Sustituyendo T_t en Q_s y Q_i e identificando términos:

$$Q_s = P'_s + K_{ss} \cdot T_s + K_{si} \cdot T_i$$

$$Q_i = P'_i + K_{is} \cdot T_s + K_{ii} \cdot T_i$$

Donde,

$$P'_s = P_s + ts(0) \cdot P'_t \quad K_{ss} = ss(0) + ts(0) \cdot K_{ts} \quad K_{is} = si(0) + ti(0) \cdot K_{ts}$$

$$P'_i = P_i + ti(0) \cdot P'_t \quad K_{si} = si(0) + ts(0) \cdot K_{ti} \quad K_{ii} = ii(0) + ti(0) \cdot K_{ti}$$

De esta forma el flujo de calor por conducción en la superficie interior a la zona de estudio podría ponerse en función de la temperatura superficial en esa misma superficie, la temperatura superficial exterior a la zona de estudio y la temperatura de entrada del agua a los conductos. El planteamiento de las ecuaciones de balance sobre las superficies de los cerramientos que conforman el recinto no se ve afectado, pese a que uno de ellos sea un forjado térmicamente activo.

El proceso seguido obliga a que una vez resueltas las ecuaciones de balance aplicando el método de resolución que veremos a continuación y, por tanto, conocidas las temperaturas superior e inferior del forjado y teniendo el dato de la temperatura del agua al forjado, podríamos calcular la temperatura de la superficie de los tubos deshaciendo el procedimiento de condensación de la incógnita:

$$T_t = P'_t + K_{ts} \cdot T_s + K_{ti} \cdot T_i$$

El flujo de calor a través de los conductos a partir de la temperatura anterior se calcularía mediante la siguiente expresión:

$$Q_t = \frac{h_w \cdot \pi DL \cdot N_t}{1 + \frac{h_w \cdot \pi DL \cdot N_t}{2 \cdot m \cdot C_p}} \cdot (T_t - T_{wi})$$

Y finalmente, una vez conocido este flujo de calor, la temperatura de salida del agua se obtiene inmediatamente sin más que sustituir en la ecuación de balance de energía sobre los conductos:

$$Q_t = m \cdot C_p \cdot (T_{wo} - T_{wi}) \Rightarrow T_{wo} = T_{wi} + \frac{Q_t}{m \cdot C_p} \Rightarrow \frac{T_{wo} + T_{wi}}{2} = T_{wi} + \frac{Q_t}{2 \cdot m \cdot C_p}$$

2. Convección:

$$q_i^{conv}(t) = h_i^{conv} (Ta(t) - Ts_i(t))$$

3. Radiación de larga longitud de onda.

El intercambio radiante de corta longitud de onda es motivado por las diferencias de temperaturas entre las superficies interiores de la zona. Este término es el que acopla térmicamente todos los elementos de la zona.

$$q_i^{rad.larga}(t) = \sum_{j=1}^n C_{ij} (Ts_i(t) - Ts_j(t))$$

4. Fuentes internas y radiación de corta longitud de onda

$$qrc_i(t) ; qrl_i(t)$$

Así, para el elemento i , el balance de energía superficial queda representado por la ecuación:

$$-\left(a_{0i} + h_i + \sum_{j=1}^n C_{ij}\right) Ts_i(t) + \sum_{j=1}^n C_{ij} Ts_j(t) = -b_{0i} Tsa_i(t) - qrc_i(t) - qrl_i(t) - h_i Ta(t) - P_i(t)$$

Donde:

- Ts_i : temperatura de la cara interior del elemento i .
- Ta : temperatura de aire de la zona.
- Tsa : temperatura de la cara exterior del elemento i .
- h_i^{conv} : coeficiente de transferencia de calor convectivo o coeficiente de película sobre la superficie interior del elemento i .
- C_{ij} : coeficiente de transferencia de calor radiante entre las superficies i y j .

La ecuación para todos los elementos que constituyen la zona queda en forma matricial:

$$\begin{bmatrix} -\left(a_{01} + h_1 + \sum_{j=1}^n C_{1j}\right) & C_{12} & \dots & C_{1n} \\ C_{21} & -\left(a_{02} + h_2 + \sum_{j=1}^n C_{2j}\right) & \dots & C_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ C_{n1} & C_{n2} & \dots & -\left(a_{0n} + h_n + \sum_{j=1}^n C_{nj}\right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Ts_1 \\ Ts_2 \\ \vdots \\ Ts_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -b_{01} Tsa_1 \\ -b_{02} Tsa_2 \\ \vdots \\ -b_{0n} Tsa_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -qrc_1 \\ -qrc_2 \\ \vdots \\ -qrc_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -qrl_1 \\ -qrl_2 \\ \vdots \\ -qrl_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -h_1 \\ -h_2 \\ \vdots \\ -h_n \end{bmatrix} Ta + \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_n \end{bmatrix}$$

3.7.3. Balance sobre el aire.

Hasta ahora tenemos un sistema de n ecuaciones con $n+1$ incógnitas, que son las temperaturas superficiales y la temperatura de aire de la zona. De esta forma es necesario plantear una nueva ecuación para cerrar el problema, esta ecuación será la correspondiente al balance de energía sobre el aire.

La variación de energía interna del aire de la zona es igual al calor recibido por:

- convección sobre las superficies interiores de los elementos que la forman.
- ventilación/infiltración.
- fuentes internas.
- equipo de acondicionamiento de aire.

$$\underbrace{\sum_{i=1}^n S_i h_i (Ts_i - Ta)}_{\text{Conv. elementos}} + \underbrace{\rho Cp V_I (Tae - Ta)}_{\text{Ventilación-Infiltración}} + \underbrace{\sum_k Q_{FI,k}}_{\text{Fuentes Internas}} + \underbrace{Q_{EA}}_{\substack{\text{Equipo} \\ \text{Acondicionador}}} = \underbrace{M Cp \frac{dT_a}{dt}}_{\text{Inercia}}$$

Donde el término de inercia incluye la masa y el calor específico del mobiliario que se considera a la misma temperatura que el aire de la zona.

El flujo de calor debido al equipo de acondicionamiento de aire Q_{EA} puede ser conocido, y en este caso el problema estará cerrado, o puede ser una nueva incógnita, en cuyo caso es necesario resolver simultáneamente la ecuación de comportamiento del equipo de acondicionamiento, que depende de la temperatura de la zona a través de la expresión siguiente:

$$Q_{EA} = \rho Cp V_{EA} (T_{imp} - Ta)$$

En esta ecuación, la incógnita será V_{EA} , o T_{imp} , dependiendo de que el equipo sea de caudal constante o variable respectivamente.

3.7.4. Métodos de resolución.

El conjunto de las ecuaciones de balance de energía en las superficies, en el aire y la ecuación del sistema, forman las llamadas ecuaciones térmicas de la zona. La resolución del sistema de ecuaciones anterior, permite obtener las temperaturas superficiales y la temperatura del aire de la zona, o el calor extraído o aportado por el sistema de acondicionamiento. El método a seguir para resolver dicho sistema de ecuaciones puede ser un método directo o indirecto.

El método indirecto consiste en escribir una matriz para resolver todas las ecuaciones simultáneamente. Esta matriz es constante en el tiempo y por tanto, sólo es necesario invertirla una vez. Coronel [24], describe este método de forma precisa y rigurosa. Este método es muy interesante pero no es de utilidad para problemas en los cuales ciertas magnitudes, como los coeficientes de película, varíen con el tiempo, tampoco son de utilidad si existen en el edificio elementos especiales como por ejemplo muros Trombe o parietodinámicos.

El método directo, que es el que nosotros utilizaremos, resuelve las ecuaciones de forma iterativa. El proceso es el siguiente, en primer lugar, es necesario suponer las temperaturas superficiales de todos los elementos y del aire en el instante inicial; seguidamente, a fin de determinar estas temperaturas en el instante inmediatamente posterior, suponemos en primera aproximación que los valores de las temperaturas no han cambiado desde el instante precedente, y resolvemos cada elemento independientemente de los otros, esto significa que suponemos

despreciables los intercambios radiantes de larga longitud de onda entre los elementos, de forma que únicamente tendremos que resolver dos ecuaciones con dos incógnitas, las temperaturas superficiales interior y exterior del elemento en cuestión.

Se procede de la forma anterior, hasta completar la totalidad de los elementos que componen la zona, resolviendo cada elemento individualmente, a continuación se repite todo el proceso para resolver el mismo instante de tiempo, suponiendo como temperaturas iniciales en esta ocasión las obtenidas en el paso anterior. De esta forma, cada paso de tiempo es resuelto dos veces.

Es posible establecer un criterio de convergencia de tal forma que se detengan los cálculos cuando las soluciones obtenidas no varíen.

3.8. Referencias.

- [1] M. de Carli, New Technologies in radiant heating and cooling, Tesis doctoral, Departamento de física técnica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Pádova, Curso académico 2000-2001.
- [2] R. W. Shoemaker, “Le chauffage par rayonnement”, Ediciones Enrolles, Paris (F), 1954.
- [3] F. A. Missenard, “Le chauffage et le rafraichissement par rayonnement”, Ediciones Enrolles, Paris (F), 1959.
- [4] ASHRAE, “ANSI/ASHRAE Standar 55-1994, Thermal environmental conditions for human occupancy”. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1994.
- [5] ISO, “ISO 7730-1994, Moderate thermal environments- Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort”. Geneva (CH), International Organization for Standardization, 1994.
- [6] <http://www.aid-batiment.com/planraf.htm>
- [7] Instituto Eduardo Torroja de Ciencias de la Construcción, Seminario 16, “La eficiencia energética en la edificación”, Curso de Estudios Mayores de la Construcción CEMCO 2004: Nuevas Tendencias en la Construcción.
- [8] Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system. Comparison with the conventional all-air system. Takehito Imanari, Toshiaki Omori, Kazuaki Bogaki. Energy and Buildings 30 (1999) 167-175.
- [9] R. A. Meierhans, “Slab cooling and Heat coupling”, ASHRAE Transactions Symposia, Vol. 99 (2), 1993.
- [10] ASHRAE, “ASHRAE System and Equipment Handbook”, ASHRAE, Chapter 6, 1996.
- [11] M. De Carli, F. Perom, P. Romagnoli, R. Zecchin, “Computer simulation of ceiling radiant heating and cooling panels and comfort evaluation”. Healthy buildings, Helsinki (SF), 6-8 Agosto de 2000.
- [12] R. Benvenuto, E. Ciulli, G. Monagnani, “Riscaldamento di edifici con pannelli radiante a zoófito con immissioni di aria calda”, 44th Nacional Congreso ATI (I), 1989.
- [13] B. W. Olesen, “hydronic radiant heating and cooling of buildings using pipes embedded in the building structure”, 41st AiCARR Annual Conference, Milano (I), 22-23 de Marzo de 2000.
- [14] R. A. Meierhans, B. W. Olesen, “Betonkernaktivierung”. ISBN 3-00-004092-7, 1999.
- [15] B. W. Olesen, “Attivazione termica della massa: principi e caratteristiche funzionali”, Velta Italia Seminars, Otoño 2000, Terlano (I).
- [16] M. Zamora García, “Programa de conducción bidimensional por elementos finitos”, Proyecto Fin de Carrera, Universidad de Sevilla, Escuela Superior de Ingenieros, Grupo de Termotecnía, Julio 1998.
- [17] Mitalas G.P., “Calculation of transient heat flow through walls and roofs”, ASHRAE Transactions Volumen 74, 1968.
- [18] S. Álvarez Domínguez, “Análisis del comportamiento térmico de edificios”, Tesis Doctoral, Universidad de Sevilla, 1986.
- [19] Stephenson D. G. y Mitalas G. P., “Calculation of Heat Transfer Functions for multi-layers slabs”, ASHRAE Transactions Volumen 77 Parte II. p 112-126, 1971.
- [20] Achard G., Depecker P., Allard F., “La caractérisation des ponts thermiques en régime variable et leur intégration dans les modèles de simulation du comportement thermique des

bâtiments”, Laboratoire Equipement de l’Habitat, Département Génie Civil et Urbanisme- INSA de Lyon.

[21] Álvarez S., “Análisis dinámico del comportamiento térmico de edificios”, Tesis Doctoral, Universidad de Sevilla, Escuela Superior de Ingenieros Industriales. Sevilla, 1986.

[22] Velázquez D., Zamora M., Quijano A., Alvarez S., “Sensitivity análisis of cooling panels”, RoofSol Project, Meeting at GISE, Paris (France), February 1997, Universidad de Sevilla, Grupo de Termotecnia.

[23] Rodríguez Maestre, I., “Modelización y análisis de sistemas de acondicionamiento natural mediante conductos enterrados”, Proyecto fin de carrera nº 1402, Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, Sevilla 1993.

[24] Coronel J.F., “Simulación térmica de entornos arquitectónicos. Aproximación a los espacios exteriores”, Tesis doctoral, Universidad de Sevilla, Escuela Superior de Ingenieros, Grupo de Termotecnia, Abril 1998.

4. CARACTERIZACIÓN DEL FOCO FRÍO EN FORJADOS TÉRMICAMENTE ACTIVOS

El objetivo de este apartado es definir cuantitativamente el sistema de alimentación de los forjados térmicamente activos. Como sabemos, esta agua puede provenir de un estanque o río cercano, en cuyo caso estará a una temperatura cuasi-constante, o bien, de una técnica natural que aproveche un sumidero de calor medioambiental para enfriar el agua. En concreto y como ya hemos anticipado, en la presente tesis se estudiará el método consistente en enfriar el agua mediante la instalación de estanques de cubierta.

Este método de alimentación de agua, consiste en la conexión de los conductos embebidos en los forjados con un estanque situado en la cubierta del edificio. Los estanques de cubierta representan una solución utilizada como técnica de refrigeración natural en sí misma, ya que limitan las ganancias a través del techo del edificio, estas ganancias, debido a la altura solar existente en régimen de verano, pueden ser una parte sustancial de la carga térmica de refrigeración de viviendas unifamiliares.

A continuación describiremos brevemente los estanques de cubierta. El objetivo principal de estos sistemas como técnicas de refrigeración en sí mismos, es conseguir una baja temperatura en la superficie exterior del forjado. El aire del edificio -más caliente-, cede calor hacia dicha superficie y como consecuencia se enfría. Este sería el beneficio directo obtenido al implementar este sistema de refrigeración natural.

Esta técnica de refrigeración se denomina “roof-pond” en la literatura científica, y constituye una de las más prometedoras. La forma de conseguir una baja temperatura en la superficie exterior del forjado, es mediante la incorporación al techo de un estanque o lámina de agua de pequeño espesor (30 ó 40cm). Esta lámina de agua, admite numerosas variantes de diseño y operación, según este provista o no de una cobertura móvil para limitar la ganancia de calor solar durante el día, y según tenga o no surtidores que ayuden a mejorar el enfriamiento evaporativo.

El beneficio secundario, pero no menos importante, de los estanques de cubierta, consiste en que permiten enfriar el agua que contienen y que se recircula por el interior de los forjados del edificios. De esta forma, la lámina de agua se constituye en un foco frío durante el día. Esto es debido a varias causas:

- 1.- La radiación solar es absorbida de forma volumétrica -en vez de superficial-, lo que contribuye a distribuir este calor entre toda la masa.
- 2.- Su alta capacidad calorífica -que le confiere una inercia significativa-, de forma que el calor absorbido se manifiesta en una ligera elevación de la temperatura.
- 3.- La capacidad de disipación de calor mediante evaporación en su superficie. La evaporación es proporcional al área de contacto entre el aire y el agua. Dicha área se incrementa considerablemente con la incorporación de surtidores. Mientras menor es el tamaño de las gotas, mayor es el área de contacto, y consecuentemente, mayor es la evaporación.

4.1. Introducción.

Esta introducción pretende mostrar el desarrollo histórico que han sufrido a lo largo de la historia los sistemas evaporativos en general, y los estanques de cubierta en particular. Asimismo, se hace una revisión histórica de la investigación científica relativa a estas técnicas, y finalmente se describen edificios construidos que las incorporan.

Los sistemas evaporativos de refrigeración constituyen una de las estrategias más efectivas debido a la enorme cantidad de energía necesaria para la evaporación del agua. Tenemos registros del uso de estos sistemas en el antiguo Egipto y Persia [2-4].

Las investigaciones al respecto han demostrado que el 50% de las ganancias de calor de los edificios de una sola planta, penetran en la vivienda a través de la cubierta [5]. Las soluciones tradicionales para evitar esto consisten en incrementar el espesor de la cubierta, aumentar el aislamiento, instalar falsos techos, situar en el exterior del edificio elementos de sombra y usar recubrimientos o pinturas que reflejen la radiación solar. Sin embargo, en regiones calurosas y relativamente secas, es posible afrontar este proceso de mejora energética del edificio mediante la construcción de un estanque sobre la cubierta, estos estanques de poca profundidad pueden incluir un sistema de chorros que mejoren el enfriamiento evaporativo.

La reducción del flujo de calor a través de la cubierta usando estanques fue investigada por primera vez en la Universidad de Texas en 1920, no obstante, esta técnica fue prácticamente condenada al olvido debido a los problemas estructurales que plantea. En 1940, Houghten y otros [5], iniciaron un proyecto cuyo objetivo era investigar el enfriamiento producido por un estanque de cubierta y el enfriamiento producido por un sistema de chorros instalados directamente sobre la cubierta. Los resultados de ese estudio demostraron que ambos métodos eran extremadamente eficientes, reduciendo el nivel de flujos de calor a través de diversos tipos de cubiertas. En los años 50 en la India y durante las décadas siguientes en Estados Unidos, Harold Hay registró varias patentes del uso de estas técnicas para refrigeración y calefacción, concretamente en 1967 patentó un concepto de estanque de cubierta llamado "Skytherm". Posteriormente, Yellot [6], llevó a cabo una serie de experimentos en Fénix, Arizona durante el verano de 1965, en este caso el objetivo de la investigación era determinar el enfriamiento producido por un sistema de pulverización de agua operando intermitentemente. Como resultado principal, se destacó que estos sistemas eran más convenientes en edificios con cubiertas de construcción ligeras poco aisladas.

Hasta la fecha se han desarrollado gran cantidad de proyectos de investigación sobre técnicas de enfriamiento evaporativo basadas en la cubierta [5-17], algunos de estos proyectos han tenido como consecuencia la implementación práctica de los mismos [8,10]. Entre todos los sistemas y las variantes estudiadas, el estanque con aislamiento móvil y la colocación sobre la superficie del agua de una cubierta compuesta por tela de saco han sido las que han demostrado un mayor nivel de eficiencia desde el punto de vista energético [16,17]. Sin embargo, el primer sistema necesita la instalación de un sistema de control de operación manual o automática que permita retirar el aislante en la puesta del sol y colocarlo sobre el agua a la salida del sol.

Recientemente, ha aparecido en el mercado un sistema mejorado de estanques de cubierta, este sistema combina las dos técnicas anteriores de forma que un estanque de cubierta se cubre con tela de saco que lógicamente se mantiene humedecida por el contacto con el agua. Para conseguir que la tela flote, se coloca sobre una estructura reticular formada por bandas de poliestireno. Este sistema fue sugerido y examinado experimentalmente por Tang y Etzion [5]. El objetivo de cubrir la superficie del estanque con las telas, es bloquear el acceso a la radiación solar permitiendo simultáneamente el enfriamiento por convección y la evaporación del agua. Posteriormente estos mismos autores publican otro artículo [8], donde se desarrolla un modelo detallado de simulación, y se compara en términos de temperatura interior y flujo de calor a través de la cubierta con otros sistemas. Como resultado se muestra que, implementando este sistema, se obtienen mejores resultados que con las técnicas existentes, los autores achacan esta mejora a la estratificación de temperaturas en el interior del agua del estanque. Los resultados también revelan que la profundidad óptima del estanque depende del tipo de cubierta.

Existen numerosos ejemplos de edificios en los cuales se han utilizado estanques de cubierta, el caso más cercano a nosotros, es precisamente el estanque instalado tras la rehabilitación de la biblioteca de la Universidad Pompeu Fabra en Barcelona, esta obra finalizó en 1995. En este

caso se ha mantenido una cámara de aire entre el estanque y la cubierta del edificio. El sistema no incluye evaporación por chorros y el sistema de llenado es mediante agua de lluvia.



Figura 4.1. Vista del estanque sobre la cubierta de la biblioteca de la Universidad Pompeu Fabra en Barcelona.

En Europa, se vienen usando paneles radiantes para refrigeración o calefacción desde los años 90. En concreto, podríamos destacar un edificio situado en Bregenz, al oeste de Austria, este edificio de oficinas de construcción ligera instaló paneles radiantes en techos, suelos y paredes como sistema de apoyo a los sistemas tradicionales en la estación de refrigeración. En la campaña de mediciones de temperaturas en este edificio, llevada a cabo por de Carli [1], encontramos que las temperaturas exteriores en esta localidad alcanzaron los 34°C. Gracias a la incorporación de estas técnicas, la temperatura de las oficinas se mantiene el 95% de las horas de ocupación entre 21 y 25°C. Traemos aquí el ejemplo de este edificio pues el sistema de alimentación de agua a los conductos no es un lago u otra fuente de agua cercana, sino que el agua que se recircula por el interior del forjado es la que sale del mismo una vez enfriada en un circuito dispuesto en forma de serpentín enterrado bajo el jardín adyacente al propio edificio. Esta forma de enfriar el fluido de trabajo mediante conductos enterrados, ha sido estudiada con anterioridad por el Grupo de Termotecnia de la Universidad de Sevilla. En concreto la metodología desarrollada para esta Técnica de Refrigeración Natural, se puede encontrar en la referencia [1] del capítulo 2. En cierta medida el acoplamiento de paneles radiantes de frío con un sistema de conductos enterrados es similar al acoplamiento con estanques de cubierta ya que ambas producen un enfriamiento del fluido de trabajo mediante un sumidero medioambiental de calor.

Como ejemplo del potencial de los estanques de agua para enfriar el agua contenida en los mismos, comentaremos a continuación el trabajo realizado en este sentido por el Grupo de Termotecnia de la Universidad de Sevilla durante la fase proyecto de la Exposición Universal de 1992 [18]. Como hemos dicho, el uso de estanques de cubierta obedece a un doble motivo: su capacidad de mantener temperaturas de agua inferiores a las del aire ambiente, y su baja reflectividad. En efecto, a pesar de que la radiación solar absorbida en un estanque puede ser considerable, ésta no origina una elevación de la temperatura de agua debido por un lado a la evaporación que tiene lugar, y por otro a la inercia térmica de la masa de agua.

La evaporación es proporcional a la superficie de contacto entre el agua y el aire, la cual puede incrementarse considerablemente y de manera efectiva instalando fuentes y surtidores –gotas de diámetro del orden de centímetros- o aún mejor pulverizadores –gotas de diámetro del orden de milímetros-. Llamamos la atención sobre el hecho que entre un surtidor y un pulverizador el área de transferencia se multiplica por 100 para un mismo caudal.

El efecto de la inercia –proporcional a la profundidad del estanque–, se traduce en un amortiguamiento y un desfase de la onda térmica, con lo cual la oscilación diaria de la temperatura del agua –diferencia entre el máximo y el mínimo– es baja, y sus valores absolutos dependen de los niveles térmicos existentes en horas anteriores.

Para ilustrar estos dos fenómenos veamos en la figura Figura 4.2. las temperaturas del aire y de un estanque situado en el área experimental de la Exposición Universal de 1992 monitorizado durante 4 días -25 a 28 de Agosto de 1988-.

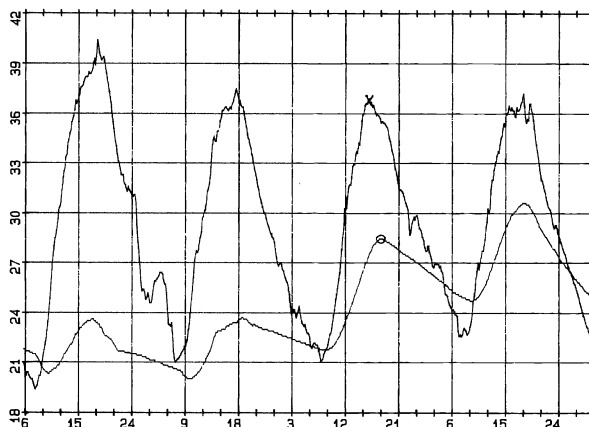


Figura 4.2. Temperatura de aire y del agua de un estanque con surtidores durante cuatro días consecutivos, los surtidores no funcionaron los dos últimos días.

El estanque estaba provisto de un sistema de surtidores que estuvo funcionando durante los dos primeros días y detenido durante los dos restantes. Como vemos la temperatura del agua se mantiene muy por debajo de la temperatura del aire, la inercia térmica del agua, amortigua las ganancias de calor de tal forma que la diferencia entre la máxima temperatura de aire y la máxima temperatura de agua es 12°C, además se consigue un desfase entre la máxima temperatura de aire y la máxima temperatura de agua de 2 días. También puede observarse que mientras que la oscilación típica de la temperatura del aire es de 17°C, la del agua es tan sólo de 3°C en los dos primeros días y de 6°C en los dos siguientes. El efecto de la inercia se aprecia con claridad si se comparan las temperaturas de agua durante los días tercero y cuarto que fueron idénticos climatológicamente hablando. Durante el último día, el agua alcanzó un máximo de 3°C superior al del día anterior debido a que al comienzo del día 28 el agua estaba ya recalentada.

El modelo de estanque cuyas líneas generales se encuentran en el anexo 10.6. se implementó en el programa de simulación térmica de edificios desarrollado por el Grupo de Termotecnia de la Universidad de Sevilla, una de las tareas realizadas por el doctorando en la presente tesis consistió en la conexión de este modelo, con el modelo desarrollado para paneles radiantes con acumulación térmica estructural. En el anexo mencionado podemos encontrar asimismo la validación experimental del modelo de estanques.

4.2. Desarrollo de un método simplificado para modelar estanques de cubierta.

El comportamiento térmico de estanques de cubierta sobre edificios fue estudiado por el Grupo de Termotecnia de la Universidad de Sevilla durante el periodo comprendido entre los años 1990 y 1997. En concreto, la investigación comenzó con el estudio del comportamiento térmico

de masas de agua, Gutiérrez [19], pasando posteriormente a estudiar las consecuencias de la instalación de este tipo de sistemas sobre las cubiertas de los edificios en el proyecto fin de carrera titulado “Desarrollo de un procedimiento de evaluación y diseño de estanques en cubiertas. Aplicación a la refrigeración natural de edificios” realizado por Esteban [20].

En este proyecto fin de carrera se caracterizan los estanques mediante un modelo detallado que ha sido incorporado por nosotros en el motor de cálculo del programa normativo LIDER, Este motor de cálculo con sus nuevas utilidades fue utilizado en el desarrollo, por parte del doctorando, del programa de evaluación de técnicas de refrigeración naturales descrito en el anexo 10.1.

A partir de este modelo detallado podemos desarrollar un método simplificado sin más que correlacionar algunas propiedades o flujos de calor en función de los parámetros de diseño. Para hacer estas correlaciones será preciso realizar varias simulaciones con el método simplificado que proporcionen datos suficientes. En el anexo mencionado anteriormente se presenta una simplificación basada en la metodología expuesta.

Por último unas simplificaciones a otra escala permitirían obtener la potencia disipada por la lámina y la temperatura del estanque a partir de parámetros globales del sistema como la eficiencia del sumidero, la eficiencia del surtidor y la eficiencia de la lámina de agua.

Expondremos brevemente este último método simplificado que permite obtener la temperatura del agua del estanque a partir de los parámetros de diseño y las condiciones operacionales del mismo. Nos interesa particularmente este método pues, en el caso de acoplamiento de un estanque con un forjado térmicamente activo, es precisamente la temperatura del estanque la temperatura de entrada a los conductos y por tanto, dicha temperatura es la magnitud que acopla el funcionamiento de ambos sistemas.

Si planteamos un balance global de energía en una lámina de agua planteando las dos hipótesis siguientes:

- Se consideran los mecanismos de transferencia de calor debido a la radiación solar, el intercambio radiante de larga, el flujo que alcanza la lámina desde el forjado y flujo adicionales derivados de la utilización del agua con otros fines, como un único termino q_{Gan} .
- Los mecanismos de convección y evaporación en la lámina se tratan conjuntamente. Considerando, además que este mecanismo no es más que un término adicional a las pérdidas ocasionadas por el funcionamiento de los surtidores.

Podemos escribir la siguiente expresión,

$$-(\dot{m} + \Delta\dot{m})C_{pw}(T_w - T_{wf}) + q_{Gan}A_w = \rho_w \delta C_{pw} A_w \frac{dT_w}{dt}$$

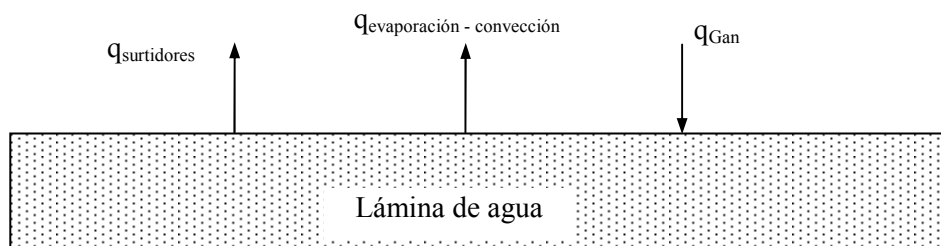


Figura 4.3. Balance de energía en la lámina de agua.

Donde, ρ_w es la densidad del agua, C_{pw} es el calor específico del agua, \dot{m} es el caudal másico vehiculado por los surtidores, $\Delta \dot{m}$ es la aportación adicional que el mecanismo de convección y evaporación tienen sobre el juego de surtidores, T_w la temperatura del agua, T_{wf} la temperatura a la que regresan las gotas a la lámina, q_{Gan} los restantes flujos entrantes a la lámina (radiación solar, intercambio con el cielo, etc.), A_w el área de la lámina, y δ la profundidad de la lámina.

Despejando y reordenando términos se tiene:

$$\frac{dT_w}{dt} = -\frac{(\dot{m} + \Delta \dot{m})}{\rho_w A_w \delta} (T_w - T_{wf}) + \frac{q_{Gan}}{\rho_w \delta C_{pw}}$$

Denominado efectividad del surtidor (ϵ_s) a la relación existente entre el salto máximo de temperaturas que puede experimentar una gota de agua en contacto con aire –hasta la temperatura de bulbo húmedo- y el salto de temperatura real de la misma, es decir,

$$\epsilon_s = \frac{T_w - T_{wf}}{T_w - T_{bh}}$$

y haciendo la hipótesis de temperatura de bulbo húmedo (T_{bh}) constante igual al promedio durante el periodo de tiempo estudiado, puede escribirse la expresión anterior en la forma,

$$\frac{d(T_w - T_{bh})}{dt} = -\frac{(\dot{m} + \Delta \dot{m})}{\rho_w A_w \delta} \epsilon_s (T_w - T_{bh}) + \frac{q_{Gan}}{\rho_w \delta C_{pw}}$$

Para realizar la integración analítica de la ecuación anterior se hacen las siguientes hipótesis:

- Se considera que la efectividad del surtidor toma un valor constante durante el periodo de tiempo considerado.
- El caudal vehiculado por los surtidores y la aportación adicional de los mecanismos de convección y evaporación natural se considera constante.
- El flujo de calor que gana la lámina (q_{Gan}) a lo largo del periodo de tiempo considerado, se promedia obteniendo un valor medio del flujo que gana la lámina y que se introducirá en la expresión anterior.

$$\bar{q}_{Gan} = \frac{\int_0^{T_{per}} q_{Gan} dt}{T_{per}}$$

Con estas hipótesis, se puede proceder a la integración obteniéndose:

$$(T_w - T_{bh}) = (T_{w0} - T_{bh}) \cdot e^{-\frac{(\dot{m} + \Delta \dot{m})}{\rho_w A_w \delta} \epsilon_s t} + \left(1 - e^{-\frac{(\dot{m} + \Delta \dot{m})}{\rho_w A_w \delta} \epsilon_s t}\right) \frac{\bar{q}_{Gan}}{\rho_w \delta C_{pw} \frac{(\dot{m} + \Delta \dot{m})}{\rho_w A_w \delta} \epsilon_s}$$

Siendo T_{w0} la temperatura del agua al comienzo del periodo. Operando puede deducirse el valor de la efectividad instantánea de la lámina a partir de su definición como

$$\epsilon_{lam} = \frac{T_{ext} - T_w}{T_{ext} - T_{bh}} = 1 - \frac{T_w - T_{bh}}{T_{ext} - T_{bh}}$$

De donde puede deducirse que el valor de la efectividad de la lámina vendrá determinado por una función de la forma,

$$\varepsilon_{\text{lam}} = 1 - \frac{(T_{w0} - T_{bh})}{(T_{\text{ext}} - T_{bh})} \cdot e^{-\frac{(\dot{m} + \Delta\dot{m})}{\rho_w A_w \delta} \varepsilon_s t} + \frac{\left(1 - e^{-\frac{(\dot{m} + \Delta\dot{m})}{\rho_w A_w \delta} \varepsilon_s t}\right)}{(T_{\text{ext}} - T_{bh})} \frac{\bar{q}_{\text{Gan}}}{\rho_w \delta C_{pw} \frac{(\dot{m} + \Delta\dot{m})}{\rho_w A_w \delta} \varepsilon_s}$$

Si se tiene en cuenta, que la división de diferencia de temperatura del segundo sumando, es típicamente del orden de 0.1, y que éste es multiplicado por una exponencial que como mucho será de orden unidad, puede concluirse que el segundo sumando será despreciable (0.1 frente a 1) la expresión anterior se reduce a:

$$\varepsilon_{\text{lam}} = 1 - \frac{\left(1 - e^{-\frac{(\dot{m} + \Delta\dot{m})}{\rho_w A_w \delta} \varepsilon_s t}\right)}{(T_{\text{ext}} - T_{bh})} \frac{\bar{q}_{\text{Gan}}}{\rho_w \delta C_{pw} \frac{(\dot{m} + \Delta\dot{m})}{\rho_w A_w \delta} \varepsilon_s}$$

Si se considera el valor de la depresión de bulbo húmedo constante, como el valor promedio a lo largo del periodo considerado,

$$\bar{\varepsilon}_{\text{lam}} = 1 - \frac{\left(1 - e^{-\frac{(\dot{m} + \Delta\dot{m})}{\rho_w A_w \delta} \varepsilon_s}\right)}{(T_{\text{ext}} - T_{bh})} \frac{\bar{q}_{\text{Gan}}}{\rho_w \delta C_{pw} \frac{(\dot{m} + \Delta\dot{m})}{\rho_w A_w \delta} \varepsilon_s}$$

Por tanto la efectividad media de la lámina, presenta una dependencia funcional del tipo:

$$\bar{\varepsilon}_{\text{lam}} = F \left(\frac{(\dot{m} + \Delta\dot{m})}{\rho_w A_w \delta} \varepsilon_s, \frac{\bar{q}_{\text{Gan}}}{\delta(T_{\text{ext}} - T_{bh})} \right)$$

El primer parámetro es en principio conocido, salvo por la corrección ($\Delta\dot{m}$) debida a la evaporación y convección que sufre la superficie de la lámina. Por ello se toma como primer parámetro, el término debido a la pérdidas provocadas por el juego de surtidores, es decir,

$$P_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_w A_w \delta} \varepsilon_s \quad [1/h]$$

Esto provocará que para un valor nulo de este parámetro, la lámina siga teniendo unas pérdidas debidas al “funcionamiento de surtidores”, como consecuencia de los mecanismos de convección y evaporación de la misma. El rango de valores considerados de P_1 va desde el valor nulo, hasta un valor de 2.5. Este valor máximo sería el equivalente a un surtidor de efectividad unidad, que bombea dos veces y media por hora el volumen de la lámina de agua.

El segundo parámetro es:

$$P_2 = \frac{\bar{q}_{\text{Gan}}}{\delta(T_{\text{ext}} - T_{bh})} \quad [W/m^3K]$$

Los valores de P_2 que pueden darse considerando todas las condiciones operacionales van desde -100 W/m³K a 500 W/m³K.

La dependencia de la efectividad de la lámina con estos dos parámetros se estudió correlacionando los resultados obtenidos con la siguiente ecuación. Los resultados se obtuvieron mediante la simulación térmica de la lámina usando un modelo complejo.

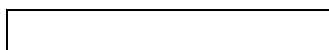
$$\bar{\varepsilon}_{lam} = K_1 + K_2 \frac{(1 - e^{-K_3 P_1})}{P_1}$$

Como resultado se obtienen las siguientes dependencias:

$$K_1 = 0.9985 - 0.000324 \cdot P_2 + 4.8E - 7 \cdot P_2^2$$

$$K_2 = -0.002856 - 0.000735 \cdot P_2$$

$$K_3 = K_{31} + K_{32} P_2 + K_{33} P_2^2$$



$$K_{32} = 0.0074 - 0.429 \cdot \delta$$

$$K_{33} = -0.000021 + 0.000539 \cdot \delta$$

La siguiente gráfica muestra los valores de la eficiencia de la lámina en función de los parámetros P_1 y P_2 para una lámina de profundidad 0.2 metros.

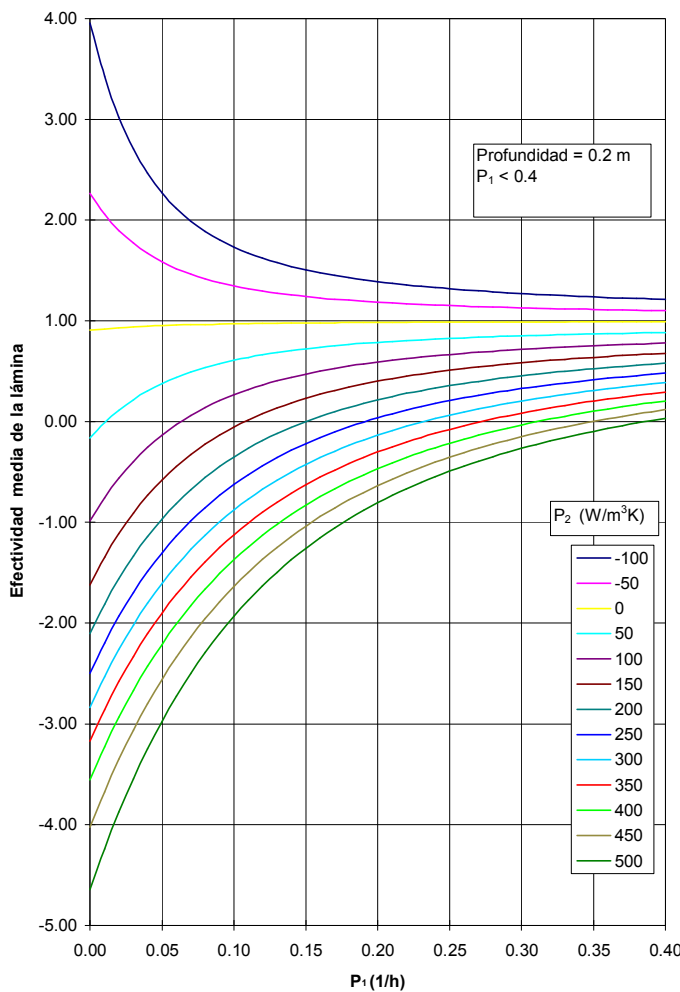


Figura 4.4. Efectividad media de la lámina.

Al igual que se ha representado para esta profundidad podríamos hacer para otra cualquiera.

Llegados a este punto, estamos en la situación siguiente, una vez calculados los parámetros P_1 y P_2 conoceremos la eficiencia de la lámina, y con ella la potencia disipada por la lámina de agua.

Veamos pues cómo calcular dichos parámetros.

El parámetro P_1 puede escribirse de la siguiente forma

$$P_1 = \frac{\dot{m}}{\rho_w A_w \delta} \varepsilon_s = n_{\text{rec}} \varepsilon_s$$

En esta expresión se pone de manifiesto la relación entre el parámetro que queremos evaluar, el número de recirculaciones/hora del agua a través de los surtidores y la eficiencia de los surtidores que fue definida anteriormente.

La efectividad de los surtidores es un factor de diseño que depende de las características del juego de surtidores instalado y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon_s = 1 - \exp(-b \cdot NTU)$$

$$\text{Con, } NTU = \frac{\sqrt{H}}{r_i^2} \cdot (0.0717 + 0.2562 \cdot \sqrt{V_{\text{rel}} \cdot r_i})$$

Donde H es la altura de los chorros en metros, r_i es el radio de las gotas en milímetros y V_{rel} es la velocidad media del aire en metros por segundo.

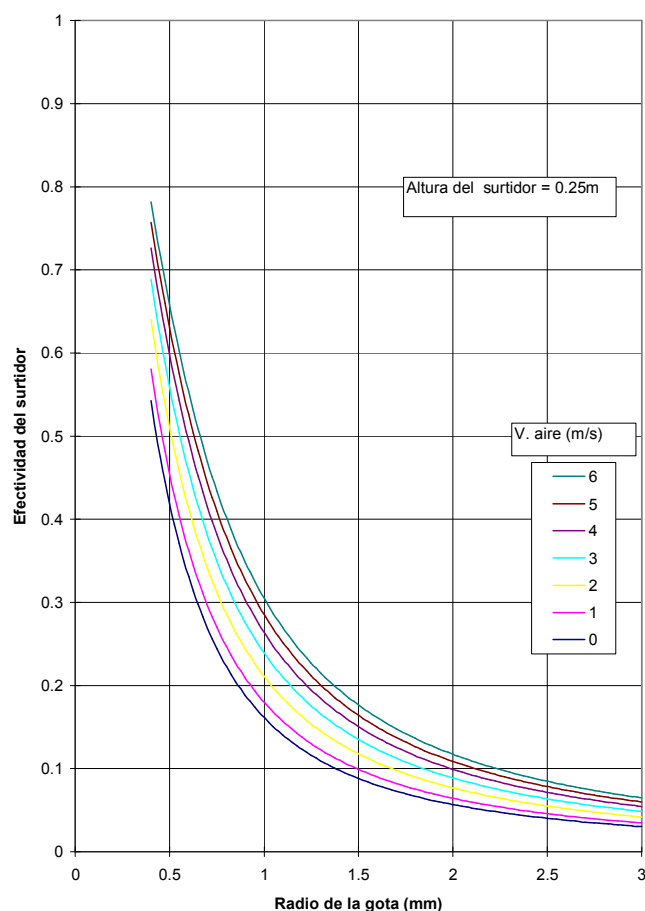


Figura 4.5. Efectividad del surtidor correlacionada para distintos tamaños de gota y velocidades de aire, para una altura del surtidor de 0.25 metros.

La gráfica anterior permite el cálculo de la efectividad del surtidor de forma gráfica.

Por otra parte, el parámetro P_2 puede escribirse de la siguiente forma

$$P_2 = \frac{\bar{q}_{\text{Gan}}}{\delta(T_a - T_{\text{bh}})}$$

En esta definición, la profundidad de la lámina es conocida y la depresión de bulbo húmedo media en el clima bajo estudio, se puede considerar conocida también. Por tanto sólo falta evaluar el flujo de calor medio que gana la lámina a lo largo del periodo considerado.

El flujo de calor medio aportado por la lámina constará de varios sumandos: la radiación solar absorbida por la lámina de agua a lo largo del periodo considerado, más la radiación de larga longitud de onda intercambiada con el cielo o con la cubierta del estanque en el caso de existir, más el calor aportado por el agua caliente procedente del interior del forjado –que existe en el caso de encontrarse el estanque acoplado con un forjado térmicamente activo- y, eventualmente, más el flujo de calor que aporta el forjado a la lámina de agua en el caso de encontrarse esta sobre el techo del edificio.

Como conclusión del desarrollo del método simplificado podemos afirmar que la temperatura del agua contenida en el estanque podrá evaluarse a partir de:

- Las condiciones operacionales del estanque, como el número de renovaciones hora del agua a través de los surtidores.
- Los parámetros de diseño del estanque, como la profundidad del mismo o el radio de las gotas y la altura de los chorros producidos por los surtidores.
- Las condiciones climáticas, como la temperatura de aire y la temperatura de bulbo húmedo.

4.3. Referencias.

- [1] M. de Carli, New Technologies in radiant heating and cooling, Tesis doctoral, Departamento de física técnica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Pádova, Curso académico 2000-2001.
- [2] Cook J. "Passive cooling", UK, Cambridge, MA, Londres : MIT Press, 1985.
- [3] Bowen AB., "Cooling achievement in the gardens of Moghul India", Proceedings of International Passive and Hybrid Cooling Conference, Miami Beach, FL, 1981: p. 27-31.
- [4] Pearlmutter D, Erell E, Etzion Y, Meir IA, "Refining the use of evaporative in an experimental down-draft cool tower", Energy and Buildings 1996, 23: p. 191-197.
- [5] Houghten, F.C., et al. 1940. "Summer cooling load as affected by heat gain through dry, sprinkled and water covered roofs." ASHRAE Transactions, Vol. 46, pp. 231-242.
- [6] Yellott, J. I. 1966. "Roof cooling with intermittent sprays." ASHRAE Transactions, Vol. 76, III 1.1.
- [7] Nahar NM, Sharma P, Puurohit MM. "Studies on solar passive cooling techniques for arid areas". Energy Conversion and Management 1999; 40: 89-95.
- [8] Tiwari GN, Lugani N, Singh AK. "Design parameters of a non-air-conditioning cinema hall for thermal comfort under arid zone climate conditions". Energy and Buildings 1993; 19: 349-361.
- [9] Tiwari GN, Lugani N, Sodha MS. "A review-cooling by water evaporation over roof. Energy conversion and management 1982;22: 143-153.
- [10] Singh AK, Tiwari GN. "Energy conservation in a cinema hall under hot and dry condition". Energy conversion and management 1996;37:531-539.
- [11] Gandhidasan P. "Simplified model for the behaviour of a roof-spray cooling system". Applied Energy 1989;34:69-77.
- [12] Kondepudi SN. "A simplified analytical method to evaluate the effects of roof spray evaporative cooling". Energy conversion and management 1993;34:7-16.
- [13] Chandra S., "Temperature control in a building with evaporative cooling and variable ventilation". Solar energy 1983;30:381-387.
- [14] Chandra S., Kaushik SC, Bansal PK, "The thermal performance of a non-air conditioned building for passive solar air-conditioning: evaluation of roof cooling system." Energy and buildings 1985;8:51-69.
- [15] Tang R, Etzion Y, Erell E. "Experimental studies on a novel roof pond configuration for the cooling of buildings". Renewable Energy 2003;28:1513-1522.
- [16] Sodha MS, Khatri AK, Malik MAA. "Reduction of heat flux through a roof by water film". Solar Energy 1978; 20:189-191.
- [17] Sodha MS, Kumar A, Singh U, Tiwari GN. "Periodic theory of an opened pond". Applied theory 1980;7:305-319.
- [18] Grupo de Termotecnia. Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla., "Control Climático en Espacios Abiertos", Secretaría general técnica del CIEMAT, Madrid 1992.
- [19] Gutiérrez M., "Estudio del comportamiento térmico de masas de agua. Aplicación al acondicionamiento de espacios abiertos y estanques solares", Proyecto fin de carrera nº 1055, Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, Sevilla 1990.
- [20] Esteban C., "Desarrollo de un procedimiento de evaluación y diseño de estanques en cubiertas. Aplicación a la refrigeración natural de edificios", Proyecto fin de carrera nº 1836, Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, Sevilla 1997.

5. POTENCIAL DE REFRIGERACIÓN DE UN FORJADO TÉRMICAMENTE ACTIVO.

5.1. Potencial de ahorro de un forjado térmicamente activo alimentado por una fuente de agua a temperatura constante.

En el apartado 3.5 se definió la energía máxima almacenable en un panel, y como ésta podía corregirse mediante un factor de eficiencia de almacenamiento, este factor, a su vez, se definió como el cociente entre la energía almacenada en el panel -si las propiedades de éste fueran tales que pudiera considerarse un sistema de capacidad- en un determinado periodo de tiempo, y la energía máxima almacenable en dicho periodo. Como consecuencia inmediata de esta definición, podemos prever que los valores que puede tomar el parámetro de eficiencia de almacenamiento, están comprendidos entre cero y uno.

Este parámetro cuantificará, de alguna forma, las condiciones que se dan en el proceso real de carga de un panel, y corregirá por tanto, aquellas hipótesis que asumimos para el cálculo de la energía máxima almacenable, que no se cumplen en el proceso de carga real. Por ejemplo, y como caso más representativo, en el cálculo de la energía máxima acumulable, se supone que el periodo de carga es infinitamente largo, esta hipótesis es corregida mediante la eficiencia de almacenamiento, puesto que el proceso de carga real tiene una duración determinada en horas que limita la energía almacenada en el panel.

A continuación, en el apartado 3.6 se estudió el proceso de almacenamiento y restitución de energía de un panel con sus propiedades reales y se compararon los resultados con los obtenidos para un panel con comportamiento de sistema de capacidad. La diferencia entre ambos se debe fundamentalmente a la conductividad del panel real y a otros parámetros de diseño como por ejemplo la distancia entre conductos.

En este apartado, cuantificaremos el porcentaje de la energía almacenada durante el proceso de carga, que se pone de manifiesto de forma efectiva en el edificio donde está instalado el panel. Para esto, hemos introducido el modelo del panel en el programa de simulación térmica desarrollado por el Grupo de Termotecnia –motor de cálculo del programa normativo para la limitación de la demanda energética LIDER -; dicho acoplamiento –como se mostró en 3.7-fue sencillo gracias a que desde el punto inicial del desarrollo del modelo se pensó especialmente en este momento.

Mediante la simulación térmica de un edificio con un panel radiante instalado, es posible calcular, en cada paso de cálculo, las temperaturas superiores e inferiores de las zonas separadas por nuestro panel, de forma que el intercambio de calor se realizará contra dichas temperaturas y no contra una temperatura constante, que era el caso considerado cuando se simuló en panel radiante aislado.

El hecho de que exista una diferencia entre la energía almacenada en el panel con propiedades reales, y la energía puesta de manifiesto en el edificio, hace que definamos un nuevo factor de corrección, que se definirá como el cociente entre la energía cedida por el panel al edificio durante el proceso de descarga del mismo, y la energía almacenada en el proceso de carga del panel considerado. Este factor de corrección recibirá el nombre de *factor de utilización*, y cuantifica de alguna forma el rendimiento del proceso de descarga, comparando la energía cedida a la zona con la energía contenida en el interior del panel.

No será nuestro objetivo el cuantificar ninguno de los factores enunciados anteriormente. Lo que haremos será definir un método simplificado para poder evaluar la disminución en la demanda energética del edificio, al instalar un panel radiante térmicamente activo. Desde el punto de vista del diseño, esto es muy interesante, ya que podremos conocer, de una forma sencilla, el ahorro esperable y si este no nos satisface rediseñar y/o redimensionar algunos de los elementos para conseguir un ahorro mayor. Hemos dicho que dentro del alcance de la presente tesis no evaluaremos numéricamente ninguno de los factores citados con anterioridad, esto es totalmente cierto, sin embargo, sí estudiaremos el efecto que sobre el factor de utilización tendrían determinadas modificaciones de los parámetros de diseño del panel. Esto, nos permitirá tener una idea anticipada de las decisiones que tendremos que tomar para aumentar el rendimiento, ya que esta información estará contenida implícitamente en el conocimiento de las tendencias de las curvas del factor de utilización. Es decir, si un determinado sistema se diseña y se evalúa mediante el método descrito aquí y el ahorro no es satisfactorio, es posible pensar en el rediseño de los parámetros de la TRN para aumentar el ahorro energético, simplemente observando cómo evolucionan las curvas del factor de utilización al variar dichos parámetros.

El método de obtener el ahorro en demanda sería el siguiente:

1. Calcular la energía máxima almacenable en el panel.
2. Calcular la eficiencia de almacenamiento mediante la correlación correspondiente. Recordemos que la definición de la eficiencia de almacenamiento es:

$$\varepsilon_{almSC} = \frac{E \text{ Almacenada } S. \text{ Capacidad}}{E \text{ Máx Almacenable}}$$

3. Calcular el factor de corrección por diseño. Recordemos que su definición es:

$$F_c = \frac{E \text{ Almacenada } S. \text{ real}}{E \text{ Almacenada } S. \text{ Capacidad}}$$

4. Calcular el factor de utilización. Su definición es:

$$FU = \frac{E \text{ Utilizada para Combatir Demanda}}{E \text{ Almacenada } S. \text{ real}}$$

5. Calcular la energía cedida a la zona –energía ahorrada en demanda- mediante la siguiente expresión:

$$E \text{ Util} = E \text{ Máx Almacenable} \cdot \varepsilon_{almSC} \cdot F_c \cdot FU$$

Como puede verse, la expresión final es totalmente congruente con la definición de la eficiencia y los factores anteriores.

En este desarrollo la energía máxima almacenable viene dada por la siguiente expresión:

$$E \text{ Máx Almacenable} = MC(T_{int} - T_w)$$

Tal y como vimos en el apartado 3.5.4.

En cualquier caso cabe señalar que tanto la eficiencia de almacenamiento como ambos factores actúan como factores de corrección de la energía máxima almacenable para pasar a energía finalmente transferida o cedida al edificio. En caso extremo tanto la eficiencia como los factores podrían tomar el valor unidad, esto quiere decir que, como máximo, la energía cedida al edificio va a ser la energía máxima almacenable, este valor es por tanto, una cota superior del ahorro esperable al implementar esta técnica de refrigeración natural. De forma que, si esta cota no satisficiera nuestras expectativas de ahorro, no tendríamos que hacer más cálculos pudiendo descartarse la medida en ese mismo instante.

5.1.1. Ejemplo de aplicación.

Para mostrar el uso de la información descrita anteriormente, consideremos el caso de una vivienda residencial situada en Sevilla, con baja inercia térmica, pero bien aislada, con dos plantas, cada una de ellas de 100 m², y una altura de 3 m por planta.

El objetivo es mantener una temperatura interior de consigna de, digamos, 27°C.

La técnica de refrigeración natural que vamos a utilizar para cubrir esta demanda es la descrita en este apartado, la instalación en el forjado intermedio de un panel radiante de frío con acumulación térmica.

Admitamos asimismo, que cerca de la vivienda existe una fuente natural como un lago o un río que nos permite, mediante un intercambiador de calor, obtener un flujo de agua durante la noche a una temperatura de unos 18 °C.

-Dimensionado preliminar del sistema.

La energía demandada en el periodo de refrigeración comprendido entre Julio y Septiembre sería de 12144 KWh.

El potencial de ahorro vendrá determinado por la energía máxima almacenable. Para un forjado de hormigón de 11 cm de espesor, y teniendo en cuenta que la diferencia de temperaturas entre el agua entrante y la temperatura máxima del panel es de 9 °C, se obtiene un valor de la energía máxima almacenable de 2721 KWh.

Como vemos, el máximo representa un 22.4% del total, esta es la cota del ahorro esperable al instalar un sistema de las características mencionadas.

La energía almacenada por el panel considerando que éste tiene un comportamiento de sistema de capacidad, se calculará multiplicando este máximo por la eficiencia de almacenamiento. Si el periodo de carga es de 8 horas durante la noche, la eficiencia de almacenamiento valdrá:

$$\varepsilon_{almSC} = 1 - e^{-0.169 \cdot 16} = 0.933$$

De esta forma la energía almacenada sería un 93.3% de la máxima almacenable, es decir, 2539 KWh.

Si la semi-distancia entre los tubos interiores es de 15cm, la energía almacenada por el sistema real sería un 73% de la almacenada por el sistema de capacidad, tal y como vimos en el apartado 3.6. Así la energía almacenada por el sistema real sería 1853 KWh.

Finalmente la energía ahorrada en demanda, sería aquella fracción de la almacenada, que pasa definitivamente a la zona. Y vendría dada por la siguiente expresión.

$$E_{Util} = E_{Máx Almacenable} \cdot \varepsilon_{almSC} \cdot F_c \cdot FU = 2721 \cdot 0.933 \cdot 0.73 \cdot FU = 1853 \cdot FU$$

Como vemos a falta de evaluar el factor de utilización el ahorro en demanda es de un 15.3% del total. Si llegados a este punto esta cantidad nos parece insuficiente estaremos en condiciones de tomar medidas para mejorar el diseño. Por ejemplo, hasta ahora el factor que ha hecho disminuir en mayor medida la cantidad de energía almacenada es el factor de corrección por diseño. Se podría plantear modificar la disposición de los tubos para aumentar este factor, esta modificación, a la vista de los resultados del apartado 3.5.5, debería ir encaminada a acercar los tubos entre sí.

El factor de utilización se desarrollará en un capítulo independiente de la presente tesis. No obstante adelantaremos que dependerá del cociente entre la energía almacenada por la técnica y la demanda del edificio sin incluir dicha técnica. De forma que, al aumentar el valor de este cociente el factor de utilización disminuirá. La consecuencia inmediata de esto es que si

decidimos mejorar el ahorro en demanda aumentando la energía almacenada –por ejemplo aumentando el canto de la losa constitutiva del núcleo del forjado-ocurriría lo siguiente:

- La energía máxima almacenable aumentaría en la misma proporción en la que lo hiciera el canto de la losa.
- La eficiencia de almacenamiento disminuiría ya que al aumentar la masa disminuye la constante de tiempo.
- El factor de corrección por diseño podría considerarse idéntico ya que el número de Biot se mantendría en torno a un valor unidad.
- El factor de utilización disminuiría si aumenta el calor almacenado finalmente aumenta.

Para cuantificar los cambios anteriores se propone el siguiente ejemplo, supongamos que el espesor se aumenta a 15cm. En este caso la energía máxima almacenable se incrementaría hasta 3711 KWh, la eficiencia de almacenamiento de sistema de capacidad –en la nueva situación- valdría 0.862, y si mantenemos constante el factor de corrección por diseño obtendremos:

$$E_{Util} = E_{Máx Almacenable} \cdot \varepsilon_{almSC} \cdot F_c \cdot FU = 3711 \cdot 0.862 \cdot 0.73 \cdot FU' = 2335 \cdot FU'$$

Como vemos, pese a que el incremento en la energía máxima almacenable es de un 36% (3711/2721), éste sólo se traduce al final en un incremento del 26% (2335/1853) ya que la eficiencia de almacenamiento se ve disminuida. Por otra parte el FU' será, por regla general, menor que el FU ya que hemos aumentado la energía almacenada. Desde un punto de vista práctico habría que ver si este ahorro en demanda compensa el coste incrementar en 4cm el canto de la losa de hormigón.

La variación en el diseño anterior ha provocado el cambio en numerosos factores, no obstante, un cambio como por ejemplo la duración del periodo de carga afectaría únicamente a la eficiencia de almacenamiento de sistema de capacidad y al factor de utilización. Por otra parte un cambio en la distancia entre tubos afectaría únicamente al factor de corrección por diseño. Con esto queremos poner de manifiesto que la metodología desarrollada permite cuantificar el impacto de las decisiones de diseño siempre y cuando tengamos en cuenta qué términos de la expresión se ven afectados por dichos cambios.

5.2. Potencial de ahorro de un forjado térmicamente activo alimentado por un estanque de cubierta.

Dado que en el capítulo 4 se expuso un método para calcular la temperatura del estanque, el acoplamiento de estanques de cubierta con paneles radiantes con almacenamiento de energía es evidente. En este caso, el agua del estanque se utilizará como temperatura de entrada al panel, una vez circulada dicha agua por el interior del forjado, ésta se verterá en el estanque para enfriarla de nuevo. Éste enfriamiento cíclico será posible gracias al sumidero medioambiental que en este caso es -básicamente- la temperatura de bulbo húmedo.

Como ya sabemos, las ventajas que presentan los estanques de cubierta como fuentes suministradoras del agua a los forjados son las siguientes:

- Enfrían el agua de forma natural, aprovechando sumideros de calor existentes en el medio, de forma que no consumen energía eléctrica. De esta forma, se limitan las emisiones de CO₂ a la atmósfera.

- Simultáneamente y en el caso de instalarse sobre el techo del edificio, actúan directamente sobre la cubierta del último piso como técnica de refrigeración natural.

La aplicabilidad de estos sistemas según el tipo de uso del edificio es la siguiente:

En edificios residenciales de dos plantas se puede usar la conjunción de estos sistemas para refrigerar la planta inferior mediante forjados activos térmicamente, y la superior mediante el estanque de cubierta. En el anexo 10.2, dedicado al conjunto de técnicas descrito en este capítulo, se expondrán brevemente los resultados obtenidos, tanto a nivel de un edificio en varias localidades variando características de los sistemas –en forma de tablas-, como los resultados obtenidos al modificar la localización de un edificio con un sistema determinado –en forma de mapas de aplicabilidad-.

Respecto a los edificios de oficinas tenemos que decir que es posible acondicionar un edificio de múltiples plantas cuyos forjados intermedios presenten tubos embebidos por el interior de los cuales circule agua a baja temperatura, y el sistema de alimentación del agua esté localizado sobre el último piso del edificio, y a su vez actúe como elemento de refrigeración de la planta más alta. Lógicamente el número de plantas servidas mediante un estanque de cubierta estará limitado ya que cuantas más plantas estén conectadas, más alta será la temperatura del agua del estanque, y mayor será la cantidad de agua que es necesario evaporar para mantener el agua a baja temperatura, de esta forma los porcentajes de ahorro al aumentar el número de plantas tenderán a ser menores.

El método a seguir para obtener el ahorro en demanda sería completamente análogo al descrito en el caso de que el forjado se alimentase con una fuente de agua a temperatura constante, es decir:

1. Calcular la energía máxima almacenable en el panel.
2. Calcular la eficiencia de almacenamiento mediante la expresión correspondiente.
3. Calcular el factor de corrección por diseño.
4. Calcular el factor de utilización.

Hasta aquí todo es idéntico a la metodología expuesta en el apartado anterior en el caso de forjados alimentados por una fuente de agua a temperatura constante. No obstante, fijémonos en lo siguiente, a la hora de calcular la energía máxima almacenable tendríamos que multiplicar la masa y el calor específico de dicho panel por la diferencia de temperatura entre el agua que entra al mismo y la máxima temperatura del panel.

$$E_{\text{Máx Almacenable}} = MC(T_{\text{int}} - T_w)$$

En el caso que nos ocupa la temperatura de entrada del agua no es constante sino que proviene de un estanque en la cubierta y por tanto variará en cada instante de tiempo en función de la temperatura del aire y fundamentalmente de la temperatura de bulbo húmedo, según la siguiente expresión obtenida en el capítulo 4:

$$T_w = T_{\text{ext}} - \varepsilon_{\text{lam}}(T_{\text{ext}} - T_{\text{bh}})$$

Donde la efectividad de la lámina, puede tomar un valor comprendido entre 0 y 1 dependiendo de la profundidad del estanque, las características de diseño del sistema de surtidores –altura de los chorros, diámetro de las gotas-, y parámetros climáticos como la velocidad del aire, la temperatura del aire, la temperatura de bulbo húmedo y la radiación solar.

La expresión anterior nos indica que la mínima temperatura que puede alcanzar el agua será la temperatura de bulbo húmedo, cuando la efectividad de la lámina tome el valor unidad.

Si tomamos la mínima temperatura del agua para evaluar el máximo calor almacenable no estaríamos haciendo algo descabellado ya que, como ya se ha hecho en la metodología expuesta,

se corregiría esta sobreestimación mediante la incorporación de un nuevo factor de corrección, que en este caso podríamos llamar “factor de corrección por temperatura de agua” y se escribirá de forma abreviada F_{ta} . Este factor dependerá de la eficiencia de la lámina y se encargará de corregir la sobreestimación de la energía máxima almacenable al suponer que la temperatura del agua es la mínima alcanzable y no la real en cada instante.

Por último debemos aclarar que la metodología desarrollada evalúa la energía máxima almacenable en un periodo, por lo que, la temperatura del agua debe ser un valor representativo de dicho periodo. Por tanto, podríamos optar por igualar la temperatura del agua a la temperatura mínima de bulbo húmedo durante el periodo considerado, o bien a la temperatura media de bulbo húmedo del periodo considerado.

La primera de las dos opciones anteriores conduciría a un valor mayor de la energía máxima almacenable que la segunda y por tanto, a posteriori, el factor de corrección por temperatura de agua sería menor en el caso de elegir la primera opción que si se hubiera optado por la segunda. En cualquier caso esta elección no afectaría al resultado final.

La ecuación para calcular la energía útil para combatir demanda de refrigeración en el edificio considerado durante el periodo sería la siguiente:

$$E_{Util} = E_{Máx Almacenable} \cdot F_{ta} \cdot \varepsilon_{almSC} \cdot F_c \cdot FU$$

Y por tanto el procedimiento de resolución se completaría con los siguientes puntos.

5. Calcular el factor de corrección por temperatura de agua.
6. Calcular la energía útil puesta de manifiesto en el edificio para combatir demanda.

Como dijimos anteriormente, escapa del ámbito de la presente tesis la evaluación de los factores correctores, por consiguiente éste sería un aspecto que se podría considerar en desarrollos futuros. Desde nuestro punto de vista, se podría evaluar el factor de corrección por temperatura de agua independientemente o incluirlo en el factor de utilización. En cualquier caso, la forma de estudiar su variación respecto a los parámetros de diseño del panel sería mediante simulaciones utilizando el modelo detallado desarrollado. Mediante estas simulaciones conoceríamos el valor de la energía utilizada para combatir demanda y por tanto se podrían obtener los factores desconocidos sin más que despejar de la ecuación anterior.

Como se dijo en el apartado anterior, se estudiará el factor de utilización –dada su importancia– en un capítulo independiente al final de la presente tesis.

6. VENTILACIÓN NOCTURNA.

6.1. Introducción.

La solución que se examina en el presente capítulo es posiblemente la más simple de imaginar pero también, y quizá por ello, la más compleja de diseñar y de evaluar en cuanto a los beneficios obtenidos tras su implementación. En efecto, la ventilación nocturna ha sido empleada desde antiguo, muchos autores han tratado de proporcionar guías de diseño que faciliten su uso, no obstante, nunca se ha realizado esta aproximación al diseño desde el punto de vista del cálculo mediante simulación. Este es el campo que viene a abarcar este capítulo de la presente tesis.

Si bien la ventilación natural como estrategia de refrigeración se viene aplicando desde antiguo, es en la década de los 90 cuando los diseñadores empiezan a tomar conciencia de la misma como técnica. De hecho, durante la competición de arquitectura Zephyr [1] que se desarrolló en el año 1994, la mayoría de los proyectos usaban la ventilación natural como técnica de refrigeración pasiva que a la vez propiciaba un ambiente interior saludable.

Además, la ventilación natural parece responder a las quejas de usuarios de sistemas de ventilación mecánica respecto a los altos niveles de ruido, problemas de salud, necesidad de operaciones periódicas de mantenimiento y consumo de energía. Los ocupantes prefieren la ventilación natural pues es eficiente desde el punto de vista energético, ya que no necesita un sistema mecánico, y es fácilmente integrable en los edificios.

1. La ventilación y el confort térmico en verano.

La sensación térmica juega un papel muy importante en la percepción del confort, y como cualquier parámetro de confort es muy subjetivo. Una revisión exhaustiva del concepto de confort térmico puede encontrarse en el capítulo 8 de ASHRAE Fundamentals [2]. El confort térmico humano, se define como las condiciones en las cuales una persona no preferiría un ambiente más calido o más frío. Es un concepto complejo ya que depende de varios parámetros que colectivamente definen las condiciones de confort.

Los parámetros que influyen la noción global de confort pueden agruparse en tres categorías:

- Parámetros físicos, que incluyen la temperatura de aire y las condiciones térmicas del entorno –como la temperatura media radiante o las temperaturas superficiales-, la humedad relativa del aire, la velocidad local del aire, los olores, los colores del entorno, la intensidad de la luz y el nivel acústico;
- Parámetros fisiológicos, que incluyen la edad, el sexo y otras características específicas de los ocupantes;
- Parámetros externos, como el nivel de actividad, el tipo de vestimenta y las condiciones sociales.

Entre estas variables, la temperatura de bulbo seco, la humedad y la velocidad del aire, juegan un papel principal en el confort térmico. En [2] se especifica un método para calcular el confort en función de los parámetros físicos anteriores además del tipo de vestimenta y la actividad del sujeto.

Modificar el movimiento del aire alrededor de los sujetos puede contribuir a controlar el nivel de confort de los mismos. Los movimientos de aire determinan el flujo de calor convectivo y el intercambio de masa entre cada individuo y el aire que le rodea. En verano, velocidades de aire

elevadas tenderán a incrementar la tasa de evaporación sobre la superficie de la piel, y consecuentemente, se mejorará la sensación de bienestar térmico.

2. El efecto de la ventilación sobre la reducción de las ganancias internas.

El segundo efecto directo de la ventilación sobre las condiciones de confort, consiste en que ésta elimina o reduce las ganancias internas, y así limita las temperaturas en el interior del edificio. Así se define la estrategia de ventilación en climas moderados, donde los edificios tienen grandes aberturas hacia el exterior. En este tipo de edificios, la configuración anteriormente descrita, facilita que la tasa de renovación de aire sea muy elevada, y la temperatura del aire en el interior del edificio tiende a igualarse con la temperatura exterior. Esta técnica se aplica normalmente en edificios cuya estructura sea ligera y, para ser eficiente, debe combinarse con un buen control solar, para evitar que las paredes se calienten en exceso. Esta técnica es interesante cuando las temperaturas exteriores están en el rango de la zona de confort térmico. Sin embargo, esta técnica no es de aplicabilidad en edificios que requieran velocidades de aire reducidas durante el periodo de ocupación.

3. La ventilación y el enfriamiento estructural.

Otra estrategia consiste en enfriar los componentes estructurales del edificio cuando éste no presenta ocupación. Esta Técnica de Refrigeración Natural, se conoce bajo el nombre de ventilación nocturna. Así, la estructura del edificio se enfría durante la noche, creándose en el propio seno del edificio un sumidero de calor que estará disponible para disipar el calor generado durante el periodo de ocupación. Este sumidero, absorberá las ganancias de calor debidas a ocupación y equipos, manteniendo unas condiciones interiores aceptables. La siguiente figura muestra un ejemplo gráfico de este potencial de refrigeración.

En la presente tesis nos centraremos en esta última aplicación de la ventilación, independientemente de si la fuerza promotora de la misma es mecánica, o si por el contrario la ventilación se mantiene de forma natural.

Como hemos visto, la ventilación nocturna consiste en crear un sumidero de calor durante la noche que se aprovecha durante el periodo diurno de uso del edificio. De esta forma entran en juego los conceptos de oferta y demanda de energía. La oferta será el calor que pueda ser almacenado por la estructura del edificio durante la noche y la demanda será la energía que se precisa para satisfacer los requisitos de acondicionamiento del edificio. Pueden darse tres situaciones:

- Oferta mayor que la demanda.
- Oferta igual a la demanda.
- Oferta menor que la demanda.

Puede parecer que en el segundo de los casos relacionados los requerimientos de energía del edificio, en los días en los que esta igualdad se verificase serían nulos. Sin embargo, al realizar un análisis pormenorizado de la situación, podremos comprender que no toda la energía almacenada en la estructura podrá satisfacer la demanda. Para explicar esto podemos traer a colación el concepto de calor restituido, como sabemos, éste consiste en aquella fracción de la energía almacenada, que finalmente se usa para combatir la demanda de energía del edificio. Es fácil comprender, que esta fracción no tiene porqué ser igual al total de la energía almacenada, ya que parte de ésta se puede perder hacia el exterior del edificio.

Para comprender cómo se llevará a cabo la caracterización de esta técnica de refrigeración natural será necesario entender las particularidades de ésta.

En general podemos decir que la ventilación natural dependerá de la velocidad de aire a la entrada del recinto en cuestión, del movimiento de aire –patrón de flujo- dentro del recinto, de la tipología de construcción de cada cerramiento de los que constituyen dicho cerramiento, del

clima exterior y la temperatura de consigna a mantener. Dejando a un lado estos dos últimos podemos mostrar gráficamente la dependencia con los factores anteriormente mencionados mediante las siguientes gráficas.

Veamos en primer lugar las líneas de corriente en el interior del siguiente recinto bidimensional obtenido mediante una sección que proporciona un alzado de la zona real. De esta forma la superficie 1 es el suelo y la 3 el techo. El aire se introduce a nivel del suelo y se extrae por la zona superior.

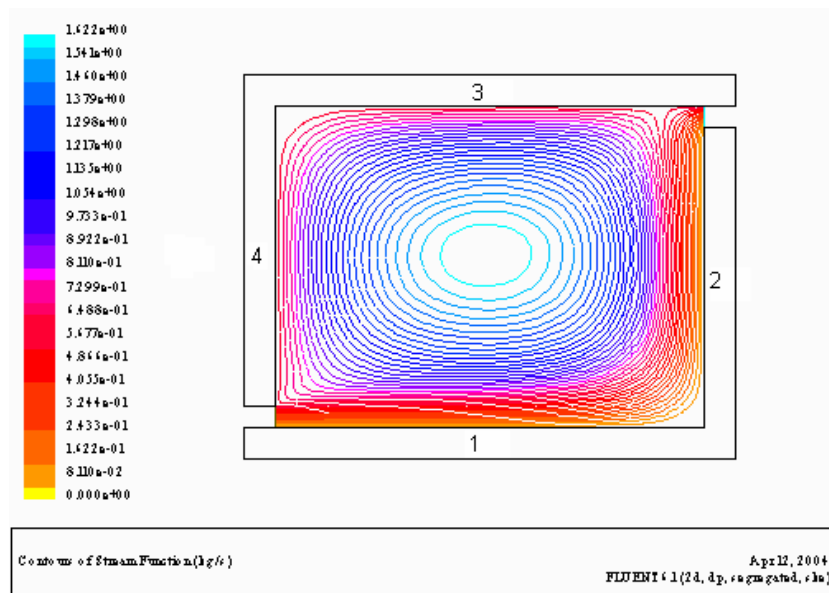


Figura 6.1. Líneas de corriente para la configuración 1.

En este caso, se aprecia que el flujo se puede dividir en dos regiones, una que toca al suelo y al cerramiento 2, y la otra formada por el espacio restante. En la primera zona, la corriente de aire se mantiene en circulación desde que entra hasta que sale, en la segunda zona el aire está girando y se mantiene estancado. Esto origina que los coeficientes de película tengan valores distintos en cada cerramiento, lógicamente mayor cuanto mayor sea la velocidad del aire sobre los mismos. Además de lo expuesto anteriormente, sucede que el patrón de flujo descrito produce un enfriamiento directo de los cerramientos 1 y 2, mientras que los dos restantes se enfrían indirectamente, esto es, por el aire estancado que se encuentra girando.

Como consecuencia de todo lo anterior la evolución de las temperaturas superficiales de los cerramientos en función del tiempo toma la siguiente forma.

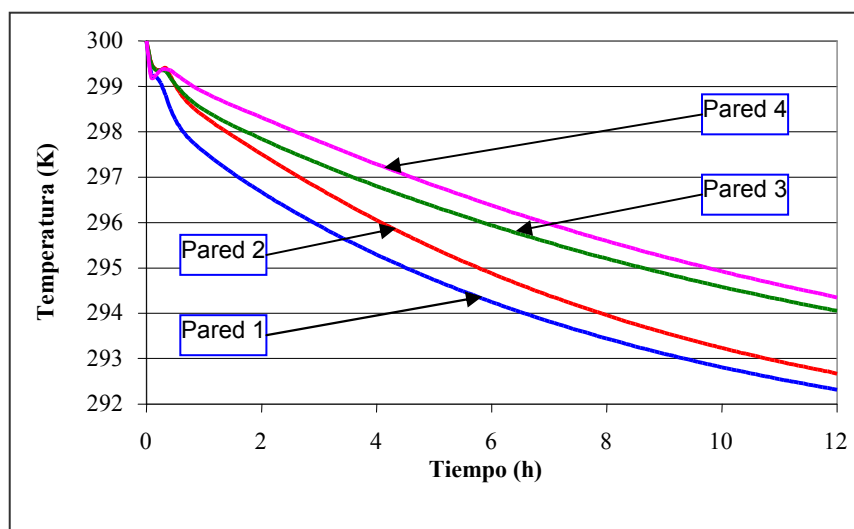


Figura 6.2. Evolución horaria de las temperaturas de las distintas paredes de la configuración 1.

Es decir cada cerramiento sigue una evolución distinta dependiendo de la temperatura de la corriente adyacente, del coeficiente de película sobre el cerramiento y de la inercia térmica de dicho cerramiento.

Veremos a continuación una revisión histórica de la aplicación de esta técnica de refrigeración.

6.2. Estado del arte. Evolución Histórica.

Debemos comenzar este apartado de este capítulo dedicado al enfriamiento del edificio mediante el uso de la ventilación nocturna, como empezamos el capítulo dedicado a la técnica de refrigeración basada en paneles radiantes de frío con acumulación térmica. Esta técnica, al igual que todas las técnicas naturales de refrigeración, surge como respuesta de la imaginación y la capacidad inventiva del ser humano para concebir, adaptar y elaborar dispositivos que le permitan sentirse cómodos en su hogar. El contenido de esta revisión histórica es meramente ilustrativo y así debe entenderse.

El primer diseño conocido que podríamos decir que integra un sistema de ventilación natural es la casa *ma'am* de Iraq, este es un diseño con 6000 años de antigüedad. Se trata de un edificio de 6 metros de altura, construido mediante costillas de sujeción, cubiertas con estera proveniente de los juncos que se pueden encontrar en los pantanos. Las costillas de sujeción están formadas por estos mismos juntos curvados convenientemente. En las paredes se disponían unas aberturas que podían abrirse para mejorar la ventilación interior.

Si damos algunos pasos más en la historia, podemos afirmar que los primeros sistemas integrados de refrigeración mediante el uso de la ventilación, son probablemente, los *tipis* de los indios americanos. La envuelta de estas construcciones tradicionales está formada por un conjunto de pieles de búfalo, cosidas entre sí dejando un agujero en la parte superior, que permite la salida del humo, y varias aberturas regulables en la parte superior. Esta envuelta está concebida como una epidermis cuyos modos de operación pueden variar en función del clima:

- Cuando el tiempo es lluvioso, las aberturas superiores se pueden cerrar para evitar que entre el agua.

- En condiciones moderadas, se puede cerrar completamente, exceptuando la parte superior, para permitir al humo generado en el fuego interior que salga, además las aberturas superiores pueden regularse de tal forma que induzcan una presión negativa y así aumentar el efecto chimenea.
- Cuando el tiempo es caluroso, el perímetro del tipi puede enrollarse hacia arriba de forma que se recoge y permite al aire circular, y mantener condiciones confortables en el interior del mismo.
- Cuando el tiempo es frío, es posible añadir una segunda piel interior, formando una cámara de aire, que protege de forma más efectiva contra las bajas temperaturas. Si el viento azota es común construir una barrera con ramas secas alrededor del tipi.

Es posible encontrar ejemplos de epidermis adaptable en función del clima en viviendas tradicionales de regiones muy diversas. Un ejemplo que traeremos a colación será el *yurt* de Mongolia.

El *yurt* mogol es una estructura propia de los nómadas, y por tanto desmontable. Está formada por paredes ligeras que forman un círculo; estas paredes están construidas mediante paneles de madera de sauce, la construcción posee una única entrada. La cubierta está formada por una estructura cónica, compuesta de vigas radiales, unidas en el centro mediante un anillo de compresión, este anillo puede ser abierto para permitir la salida del humo y la ventilación de la vivienda.

Más adelante, en el siglo XVI, se usó un sistema de ventilación para combatir la demanda de refrigeración en viviendas que utiliza el suelo como sumidero de calor. Efectivamente, debido a la alta inercia térmica del suelo, este permanece casi todo el año a la misma temperatura. Este sistema se basa en el uso de cavernas naturales como elementos de almacenamiento de frío. Ciertas aberturas, colocadas estratégicamente en el interior de las casas, conectan estas cavernas naturales con conductos excavados a tal efecto, de forma que permiten la circulación del aire desde el interior de la caverna a la vivienda. Un ejemplo de estas villas lo encontramos en Costosa, 10 kilómetros al sur de Viena, Italia [3].

Actualmente, podemos encontrar varios edificios que usen esta técnica natural de refrigeración. Podemos distinguir entre edificios residenciales, de oficinas y de uso público.

Un ejemplo de edificio residencial es la vivienda mostrada en la siguiente imagen, construida en Oporto, Portugal [3]. Como vemos consta de 2 plantas. Esta residencia aprovecha su situación sobre una colina para recibir los vientos del oeste provenientes del mar, la situación de las ventanas favorece la iluminación natural y la ventilación nocturna. Cabe destacar la presencia de rejas en las ventanas para evitar el acceso a través de las mismas, cuando de noche se abran las ventanas para aprovechar la ventilación nocturna. Estas rejas, lejos de ser antiestéticas, contribuyen al diseño exterior del edificio.

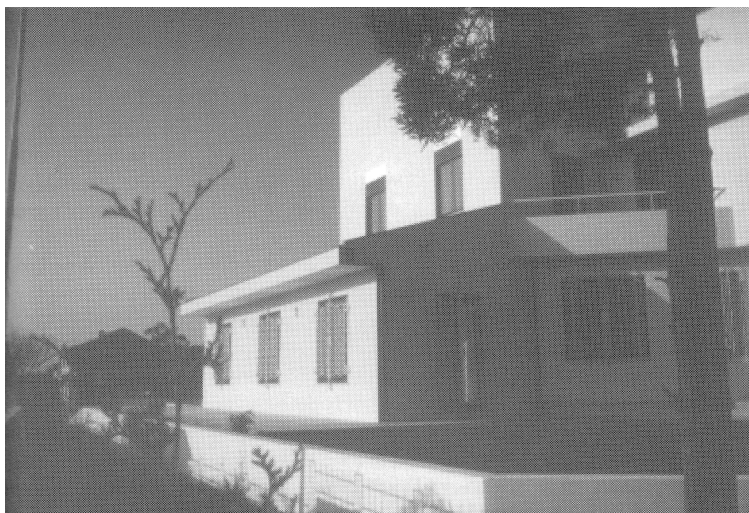


Figura 6.3. Edificio que usa ventilación natural como técnica de refrigeración en Oporto.

Otro ejemplo de edificio residencial es el mostrado en la siguiente imagen. Esta vivienda de dos plantas está construida en Sevilla [4]. Para aprovechar el viento dominante en la zona, su planta es en forma de L. Cabe destacar el tamaño y la posición de las ventanas así como de los elementos de sombra que evitan que las ganancias de calor diurnas sean demasiado elevadas. Para aumentar la inercia térmica los cerramientos se han construido mediante tres hojas: medio pie de ladrillo, aislante y medio pie. Sustituyendo la solución clásica de tabique interior por un medio pie, elemento este más masivo.



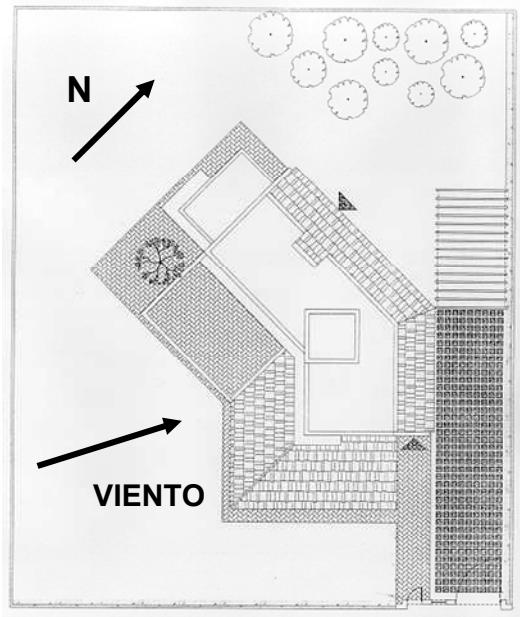


Figura 6.4. Edificio que usa ventilación natural como técnica de refrigeración en Sevilla. Fotografía real y vista en planta.

La siguiente representación gráfica muestra la evolución de las temperaturas de aire exterior, de la planta baja y de la planta alta durante una semana del mes de Julio. Destacar que la diferencia entre las máximas temperaturas interior y exterior son de 10°C y 13°C para la planta superior e inferior respectivamente, en cuanto al desfase de estos máximos podemos decir que es de tres días.

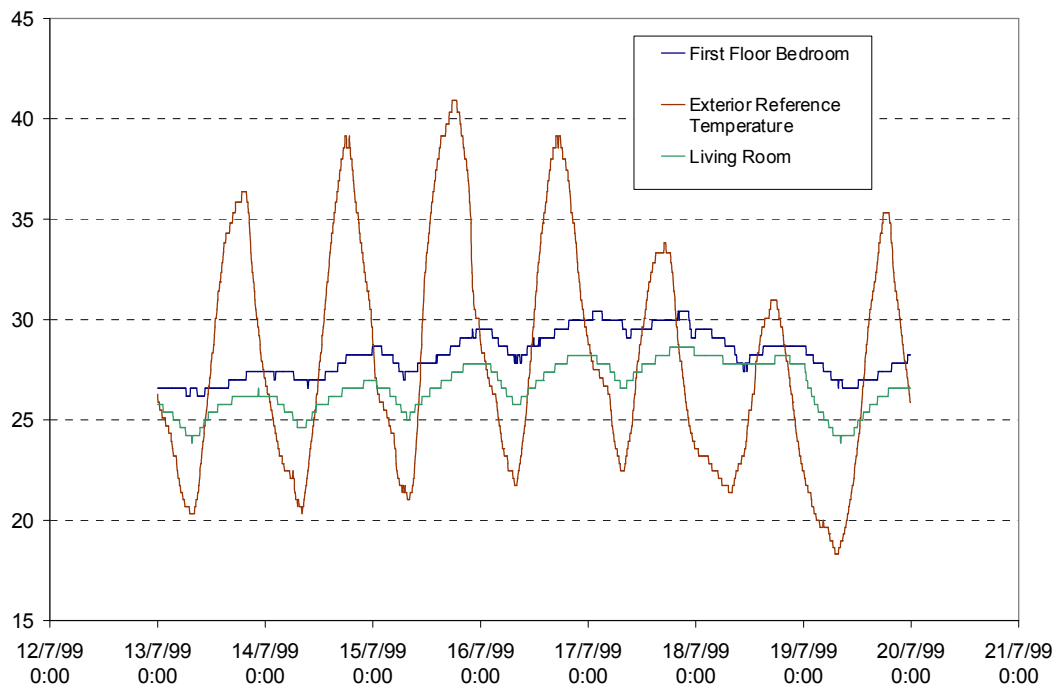


Figura 6.5 Temperaturas exteriores, interiores en la planta baja e interiores en la planta alta medidas durante una semana de julio en el edificio situado en Sevilla.

El edificio de oficinas de la siguiente imagen, está situado en los alrededores de Atenas y es la sede del estudio de arquitectura de A. Tombazis [3]. Este edificio fue construido en 1995. La principal característica de este edificio, es que está formado por plataformas conectadas mediante escaleras que permiten el libre movimiento del aire por el interior del edificio. Para aumentar la inercia térmica, los muros exteriores tienen un espesor de 46cm cuya hoja interior presenta un espesor de 24cm. Las ventanas están diseñadas para permitir la entrada de aire, y para evitar las ganancias solares se instalaron elementos de sombra exteriores con control electrónico de su posición.



Figura 6.6. Edificio que usa ventilación natural situado en los alrededores de Atenas.

En cuanto a edificios de uso públicos, podríamos poner como ejemplo el teatro situado en el campus de la Universidad de Manchester [5]. Este edificio fue construido en el año 1965, y en la remodelación que sufrió en el año 1997 se incorporaron las torres de ventilación que se aprecian en la imagen con forma de almenas de castillo.



Figura 6.7. Teatro que incorpora la técnica de ventilación natural en Manchester.

Las principales soluciones para conseguir este diseño, son la incorporación de ventiladores para asistir la ventilación en los casos, en los que la fuerza natural no fuese lo suficientemente alta, la exposición de las hojas masivas de los cerramientos a las corrientes de circulación del aire, y la separación acústica de distintas zonas de uso para atenuar el ruido exterior.

En contra de lo que se suele pensar, la solución de ventilación natural resultó ofrecer unas condiciones acústicas interiores mejores que antes de la rehabilitación, cuando el sistema de climatización era puramente mecánico.

El acceso del aire al interior del edificio se realiza mediante rejillas exteriores alejadas de la carretera de acceso, después, pasa a través de las compuertas que regulan el flujo, y finalmente, a través de un banco de atenuadores acústicos. El movimiento del aire en el interior del edificio, se garantiza mediante las fuerzas de flotabilidad originadas por las ganancias internas.

Como edificio más reciente, podemos mencionar un conjunto de 4 bloques de uso residencial proyectado en Madrid en el año 2003 dentro del marco del proyecto europeo Sunrise. Esta manzana, situada en el ensanche del barrio de Vallecas, fue proyectada por el estudio de arquitectura "Feilden, Clegg and Bradley Architects" de Londres. El Grupo de Termotecnia de la Universidad de Sevilla, participó activamente en la revisión del diseño que propuso la Empresa Municipal de la Vivienda de Madrid, y el equipo de arquitectura encargado de la dirección de obra "Ortiz y León Arquitectos". En concreto, este doctorando estuvo involucrado en el diseño de la estrategia de ventilación del edificio, ésta se explica detalladamente y a modo de ejemplo de aplicación en el anexo 10.3.

6.3. Modelización.

La modelización que vamos a describir a continuación es la de un cerramiento opaco sometido a una corriente de aire adyacente. Ciertamente este modelo no presenta ninguna complejidad ya que si se toman como excitaciones las temperaturas superficiales de las dos caras más externas del muro, y como respuesta, los flujos de calor en dichas superficies. Estaríamos en el caso de 4 factores de respuesta que ya fue descrito en el apartado en el que se trató la modelización de forjados térmicamente activos.

La metodología de obtención de los factores de respuesta es la siguiente:

1. Flujo de calor en la superficie 1 ante una excitación unitaria de temperatura en dicha superficie 1.
2. Flujo de calor en la superficie 2 ante una excitación unitaria de temperatura en la superficie 1.
3. Flujo de calor en la superficie 1 ante una excitación unitaria de temperatura en la superficie 2.
4. Flujo de calor en la superficie 2 ante una excitación unitaria de temperatura en la superficie 2.

Se demuestra que 2 y 3 son coincidentes.

Como sabemos, en esta situación los flujos de calor superficiales son:

$$q_1(t) = \sum_{j=0}^{n_a} a_j T_1(t-j) + \sum_{j=0}^{n_b} b_j T_2(t-j) - \sum_{j=1}^{n_d} d_j q_1(t-j)$$

$$q_2(t) = \sum_{j=0}^{n_b} b_j T_1(t-j) + \sum_{j=0}^{n_c} c_j T_2(t-j) - \sum_{j=1}^{n_d} d_j q_2(t-j)$$

Donde 1 y 2 hacen referencia a las dos superficies exteriores del cerramiento.

De esta forma, expresamos los flujos de calor por conducción en función de las temperaturas superficiales, y los flujos de calor.

Como también se vio, estas ecuaciones se acoplan perfectamente en el motor de cálculo del programa de simulación térmica de edificios utilizado.

Como conclusión comprobamos que la modelización no presenta ninguna dificultad en este caso.

6.4. Energía almacenada y profundidad de penetración de la onda térmica en un sólido semiinfinito.

En este apartado estudiaremos el proceso de carga y descarga de un muro monocapa, asimilando éste a un sólido semiinfinito, de forma que sobre él sólo impondremos las condiciones de contorno de la cara interior.

Este problema tiene solución analítica cuando se trata de una sollicitación de forma cosinusoidal, y se aplique como temperatura superficial impuesta sobre la superficie del sólido. La solución analítica presenta la siguiente forma:

$$T(x,t) = \exp\left(-\frac{\lambda x}{\sqrt{2}}\right) \cdot A \cdot \cos\left(\lambda^2 \alpha t - \frac{\lambda x}{\sqrt{2}}\right) + C$$

$$\text{Donde } \lambda = \sqrt{\frac{2\pi}{p\alpha}}$$

Que, como podemos ver, se trata de un coseno modulado por una exponencial. Esto hace que la amplitud de la temperatura disminuya a medida que aumenta la profundidad en el muro.

En el caso de que la sollicitación no sea una temperatura superficial impuesta, sino que sea una condición de contorno de tipo convectiva, existe una solución analítica del mismo tipo –coseno modulado por una exponencial- que se escribiría matemáticamente mediante la siguiente ecuación:

$$T(x,t) = \frac{\exp\left(-\frac{\lambda x}{\sqrt{2}}\right) \cdot A \cdot \cos\left(\lambda^2 \alpha t - \frac{\lambda x}{\sqrt{2}} - \tan^{-1}\left(1 + \sqrt{\frac{h^2 \alpha p}{k^2 \pi}}\right)^{-1}\right)}{\sqrt{1 + 2\sqrt{\frac{\pi k^2}{\alpha p h^2}} + \frac{2\pi k^2}{\alpha p h^2}}} + C$$

El desarrollo completo puede consultarse en la referencia [6], Lunardini.

El calor almacenado en un ciclo se podría calcular integrando la densidad de flujo de calor durante el periodo de carga correspondiente. La densidad de flujo de calor se obtendrá derivando el flujo de calor instantáneo sobre la superficie en función del tiempo.

El flujo de calor superficial es:

$$dQ = -kA \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=0} dt$$

A su vez

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=0} = \frac{h}{k} (T - T_f)_{x=0}$$

Sustituyendo se obtiene que

$$q = \frac{dQ}{dt} = -hA(T - T_f)_{x=0}$$

Y el flujo de calor almacenado:

$$Q_t = \int -hA(T - T_f)_{x=0} dt$$

Extendiendo la integral al periodo de carga como se mencionó previamente.

A continuación describiremos el método de cálculo que se ha seguido para obtener el campo de temperaturas en el interior del sólido objeto del estudio.

En primer lugar, calcularemos el campo de temperaturas en el interior del sólido semiinfinito haciendo uso de la solución analítica cuando la excitación en temperatura de aire es de forma cosinusoidal. Dado que, nuestra sollicitación interior tiene forma de escalón y no de coseno, lo primero que debemos hacer será descomponer la sollicitación en una suma de funciones cosinusoidales. La herramienta matemática que nos permite expresar la sollicitación como una suma de cosenos, es la transformada rápida de Fourier. Una vez descompuesta la sollicitación en una serie aditiva de cosenos, la temperatura en el interior del sólido en función del tiempo podrá obtenerse aplicando superposición, es decir, sumando los campos de temperaturas resultantes de considerar cada una de las funciones en las que se descompone la sollicitación por separado.

Veamos a continuación un ejemplo de la transformada de Fourier aplicada a la sollicitación descrita al principio de este apartado para la cara interior del muro.

Numerosos programas incluyen la posibilidad de hacer la transformada rápida de Fourier, nosotros utilizamos Matlab© porque nos permite trabajar posteriormente de una forma cómoda con los resultados obtenidos.

Para una sollicitación definida por un periodo de carga de 8 horas y una descarga de 16 horas, los módulos y los desfases correspondientes serían:

Amplitud (A _i)	21.7	2.76	1.39	0	0.72	0.59	0	0.45	0.41	0	0.37	0.36	0
Desfase (φ _i)	0	-2.23	-1.31	0	-2.62	-1.70	0	-3.01	-2.09	0	2.88	-2.49	0

Tabla 6.1. Valores de la amplitud y el desfase que definen la sollicitación empleada.

La ecuación que permite reconstruir la sollicitación original a partir de estos valores es la siguiente:

$$T(x, t) = A_0 + \sum_{i=1}^N 2 * A_i * \cos\left(\frac{\pi i}{12} t - \varphi_i\right)$$

El siguiente gráfico muestra el resultado de la descomposición de la sollicitación descrita en una suma de funciones periódicas.

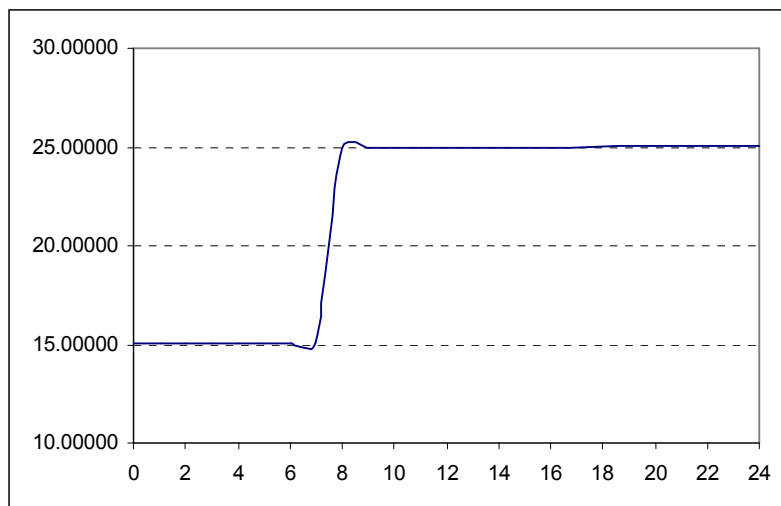


Figura 6.8. Representación gráfica de la sollicitación en temperaturas.

Como vemos, se corresponde bastante fielmente al periodo de carga de 8 horas a 15°C, seguido de un periodo de descarga a 25°C que complete el ciclo de 24h.

La solución del campo de temperaturas en el interior del sólido para cada instante de tiempo se obtuvo, como se mencionó anteriormente, aplicando superposición. Es decir, se han sumado los campos de temperaturas obtenidos al calcular la solución analítica del problema descomponiendo la sollicitación en una suma de funciones periódicas.

Los resultados obtenidos, se han validado representando la temperatura superficial para el instante inicial de cálculo. Como sabemos, esta debe coincidir con la sollicitación si el coeficiente de película es suficientemente grande como para definir una condición de contorno de temperatura impuesta.

La gráfica siguiente muestra el campo de temperaturas descrito anteriormente que, como puede apreciarse, coincide plenamente con la sollicitación.

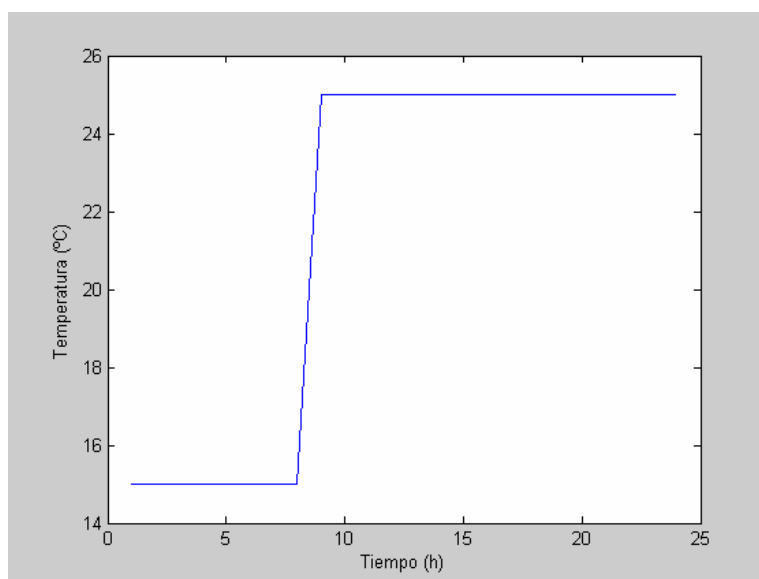


Figura 6.9. Gráfico de temperaturas obtenido al reconstruir la sollicitación mediante la representación de la solución del campo de temperaturas en la superficie del sólido semiinfinito.

Una vez validado el método de cálculo, se realizó un análisis de sensibilidad de la energía almacenada por el sólido en función de las características térmicas (k , ρ y C_p) del material constitutivo del mismo, de la duración del periodo de carga y del coeficiente de película obteniéndose los siguientes resultados.

Energía (Wh/m ²)															
k (W/mK)					ρCp (kJ/m ³ K)			t (horas)					h (W/m ² K)		
0.15	0.30	0.50	0.80	1.20	800	1200	1600	4	6	8	10	12	2	3	5
75.2	83.1	87.9	91.5	94.2	X			X					X		
X					78.7	83.1	85.9	X					X		
X					X			53.9	71.1	83.1	90.2	92.5	X		
X					X			X					83.1	110.5	148.3

Tabla 6.2. Análisis de la energía almacenada en función de la conductividad, la inercia térmica, la duración del periodo de carga y el coeficiente de película.

En este caso si representamos el calor almacenado en función de la difusividad térmica obtenemos lo siguiente:

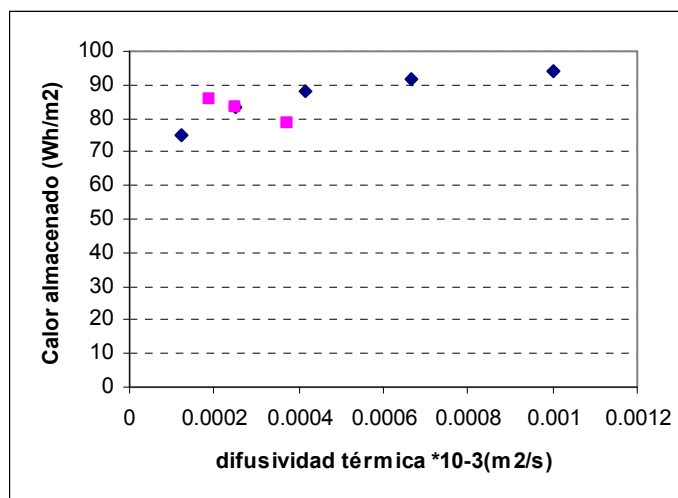


Figura 6.9. Calor almacenado en función de la difusividad térmica del material constitutivo del sólido.

Como vemos, las dos series no siguen la misma tendencia, pueden darse las siguientes posibilidades:

- Aumentar la difusividad térmica mediante un aumento de la conductividad del material, esto conllevaría un aumento moderado –menor que proporcional- del calor almacenado.
- Aumentar la difusividad térmica mediante un aumento de la inercia térmica del material, esto conllevaría una disminución del calor almacenado.

Por otra parte, la variación del calor almacenado en función de la duración del periodo de carga sigue la tendencia mostrada por la gráfica siguiente:

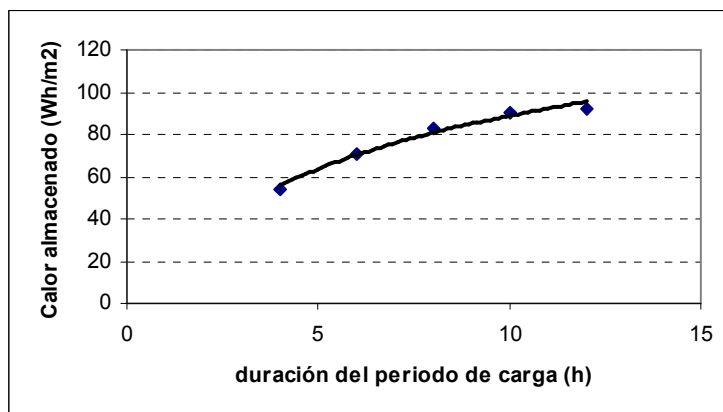


Figura 6.10. Calor almacenado en función de la duración del periodo de carga.

Y finalmente la evolución del calor almacenado en función del coeficiente de película:

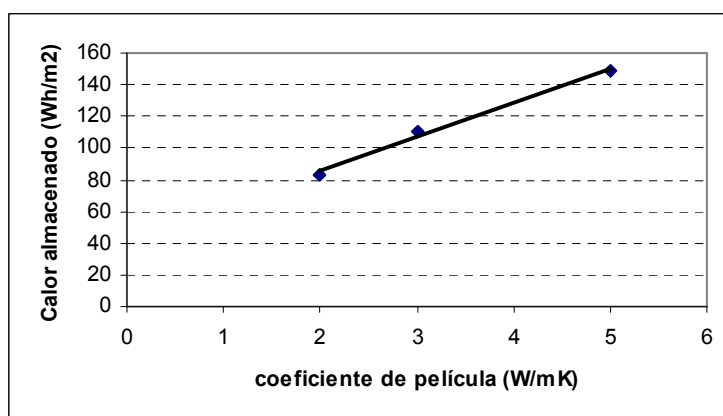


Figura 6.11. Calor almacenado en función del valor del coeficiente de película

De estas dos últimas gráficas, se entiende que pequeñas modificaciones en el coeficiente de película o en la duración del periodo de carga producen una variación mucho mayor en el calor almacenado que actuaciones sobre la inercia térmica del material. En efecto, el paso del coeficiente de película de un valor $2 \text{ W/m}^2\text{K}$ a un valor de $3 \text{ W/m}^2\text{K}$ se traduce en un aumento del calor almacenado superior al 25 por ciento. Desde el punto de vista del diseño de la estrategia de ventilación esto significa que es interesante diseñar las entradas y salidas del aire de forma que se logre incrementar la velocidad del aire en las proximidades de la cara interior del cerramiento.

Posteriormente al estudio del calor almacenado, pareció interesante estudiar la profundidad de penetración de la onda térmica, definida como la profundidad a partir de la cual la sollicitación exterior no se percibe en el elemento constructivo. Por ejemplo, si observamos una gráfica del perfil de temperaturas en el interior de una pared, la profundidad de penetración será aquella distancia a partir de la cual la temperatura sea suficientemente constante.

Una noción previa del concepto “profundidad de penetración” lo encontramos en el Proyecto de Norma del CEN prEN ISO-13790 sobre calefacción, donde se define que la cantidad de masa que debe ser considerada a efectos de inercia térmica del edificio, ésta es la correspondiente a los primeros 10 cm contados desde el interior del muro, en el caso de que dicho muro no estuviese aislado. Es decir, la parte del cerramiento que es activa desde el punto de vista térmico, según la norma referida, es la correspondiente a los primeros 10 cm. Implícitamente se está diciendo que ésta porción del muro es la susceptible de intercambiar energía, y por tanto

10cm es la dimensión establecida como profundidad de penetración por la norma anteriormente señalada.

Mediante la revisión y recuperación de este concepto como aplicación de una técnica de refrigeración natural consistente en la ventilación nocturna, pretendemos determinar que fracción del muro es relevante a efectos de almacenamiento de energía, para su posterior utilización.

Para cuantificar esta dimensión, disponemos de los resultados del campo de temperatura para los casos descritos anteriormente. Existen dos opciones para representar gráficamente los resultados obtenidos:

- a. Fijar una hora durante el periodo de carga o descarga y representar las temperaturas en función de la profundidad.
- b. Fijar una profundidad y representar las temperaturas para dicha profundidad en función del tiempo.

La siguiente imagen muestra la evolución de la temperatura en función del tiempo para todas las profundidades.

Como vemos la temperatura superficial es la que sufre una oscilación mayor y esta se va amortiguando cuanto mayor es la profundidad a la que representamos la evolución de las temperaturas con el tiempo. En la bibliografía consultada, Lunardini [6], se define la profundidad de penetración como aquella profundidad a la cual la variación de la temperatura respecto a la temperatura superficial es menor del 1%.

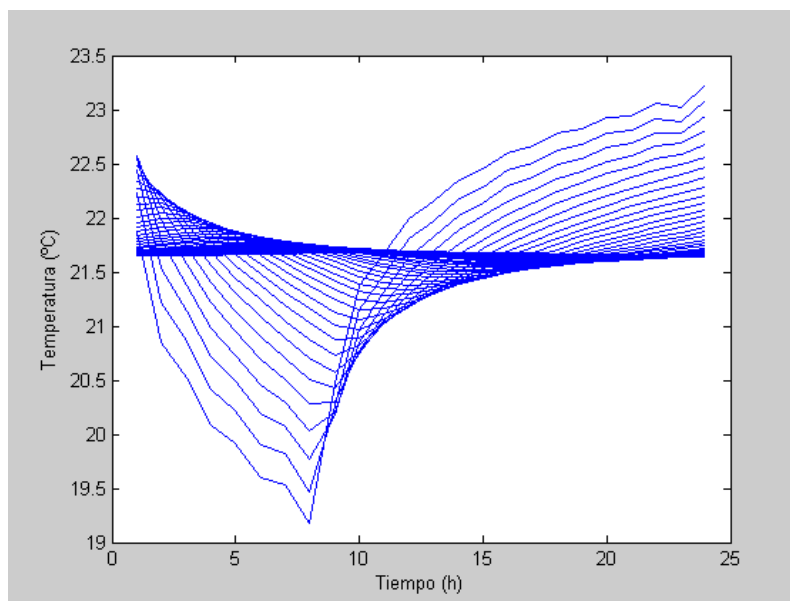


Figura 6.12. Representación gráfica del campo de temperaturas para varios niveles de profundidad en el sólido, en función del tiempo de carga.

La siguiente gráfica, siguiendo la otra opción comentada, muestra la evolución de las temperaturas en función de la profundidad para todas las horas de cálculo.

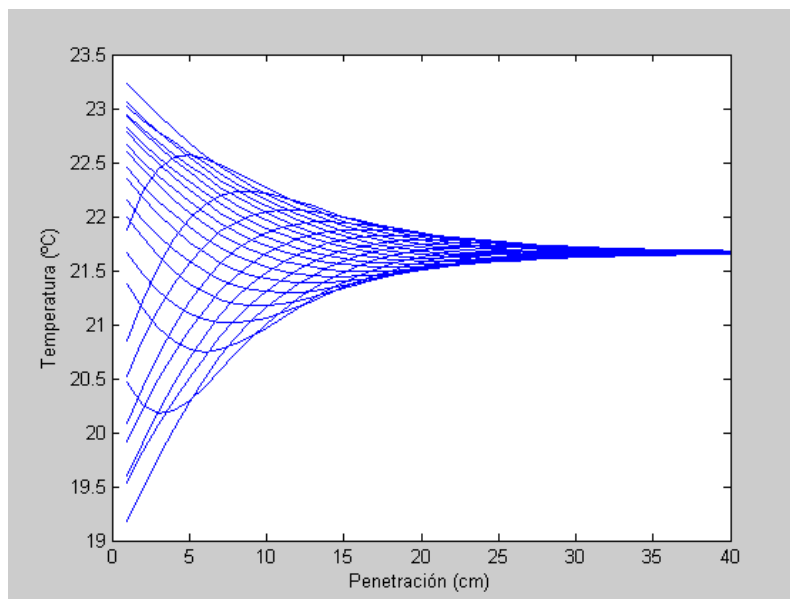


Figura 6.13. Representación gráfica del campo de temperaturas para varios tiempos de carga en función de la profundidad.

Finalmente, se determinó cuantificar numéricamente la profundidad de penetración fijando en cada caso la última hora del periodo de carga y representando las temperaturas en función de la profundidad.

Se determinó la profundidad de penetración como aquella para la cual la diferencia de la temperatura en dicha profundidad en la última hora del periodo de carga, menos la temperatura superficial en el instante inicial dividida por la temperatura superficial en el instante inicial, resulta ser menor del 1%.

La siguiente gráfica muestra la evolución horaria de las temperaturas para la profundidad de penetración obtenida para el caso base, es decir 17 cm.

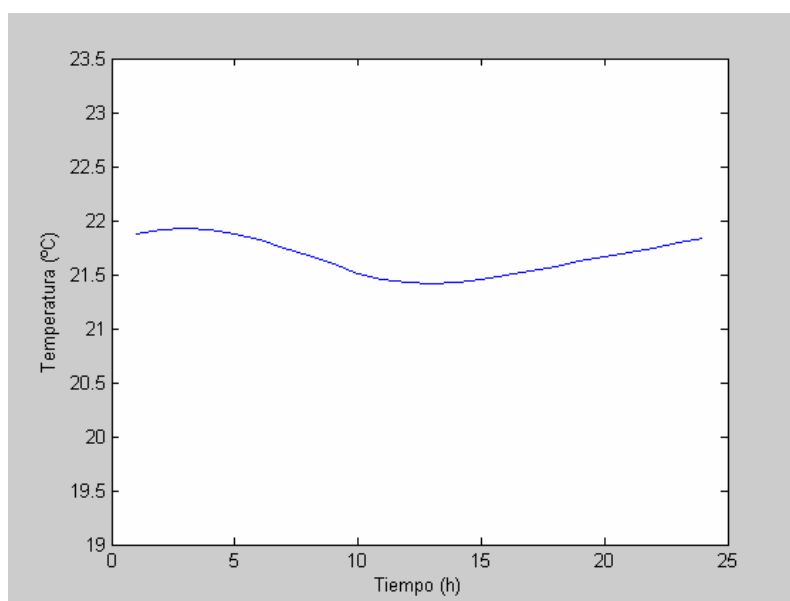


Figura 6.14. Representación gráfica del campo de temperaturas en la profundidad definida como profundidad de penetración en función del tiempo de carga. Puede observarse que la variación de temperatura es mínima

La siguiente tabla muestra los resultados de profundidades de penetración obtenidas los parámetros térmicos, de tiempo de carga y coeficientes de película mencionados con anterioridad en el caso de calor almacenado.

Profundidad de penetración (cm)															
k (W/mK)					ρCp (kJ/m ³ K)			t (horas)					h (W/m ² K)		
0.15	0.30	0.50	0.80	1.20	800	1200	1600	4	6	8	10	12	2	3	5
13	17	21	25	29		X				X			X		
	X				22	17	15			X			X		
	X					X		13	16	17	18	19	X		
	X					X				X			17	18	20

Tabla 6.3. Análisis de la profundidad de penetración en función de la conductividad, la inercia térmica, la duración del periodo de carga y el coeficiente de película.

Realizaremos a continuación un análisis de los resultados contenidos en la tabla anterior.

Si representamos los valores de la profundidad de penetración en función de la difusividad térmica, y representamos en azul los valores obtenidos al variar la conductividad, y en rojo los obtenidos al variar la inercia térmica, obtendremos la siguiente gráfica:

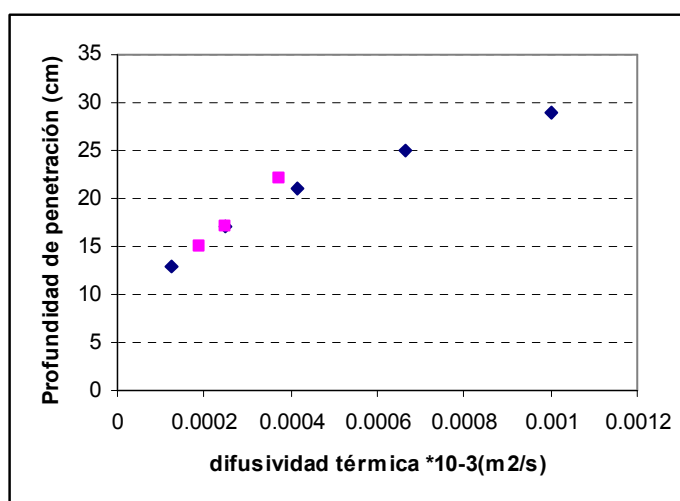


Figura 6.15. Profundidad de penetración en función de la difusividad térmica del material constitutivo del sólido semiinfinito.

Podríamos obtener una correlación que nos indicase la profundidad de penetración en función de la raíz cuadrada de la difusividad térmica del material, ya que se esta forma aparece la difusividad en la solución analítica de las temperaturas en el interior del sólido, para un coeficiente de película y una duración del periodo de carga dadas.

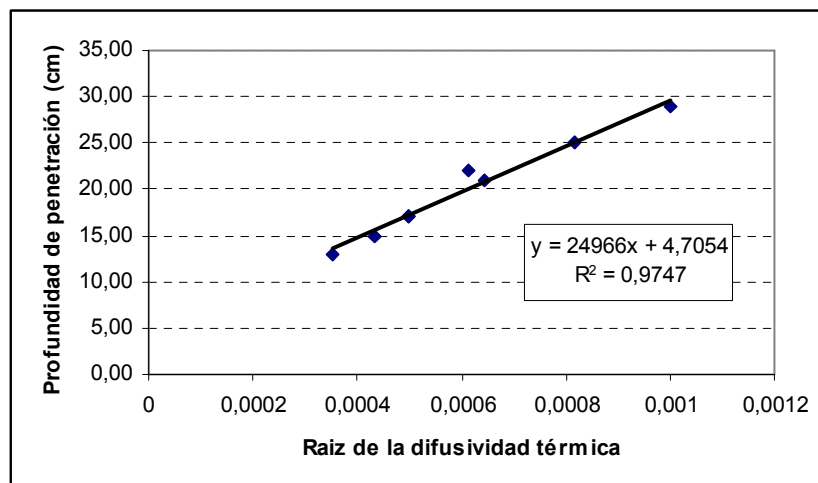


Figura 6.16. Profundidad de penetración en función de la raíz cuadrada de la difusividad térmica del material constitutivo del sólido semiinfinito.

Como vemos la dependencia en este caso es lineal.

Por otra parte, la evolución de la profundidad de penetración con la duración del periodo de carga sigue una tendencia tal, que al aumentar la duración de dicho periodo, la profundidad de penetración aumenta menos que proporcionalmente, con lo cual el ajuste que podría realizarse para una difusividad térmica y un coeficiente de película determinados sería de tipo logarítmico:

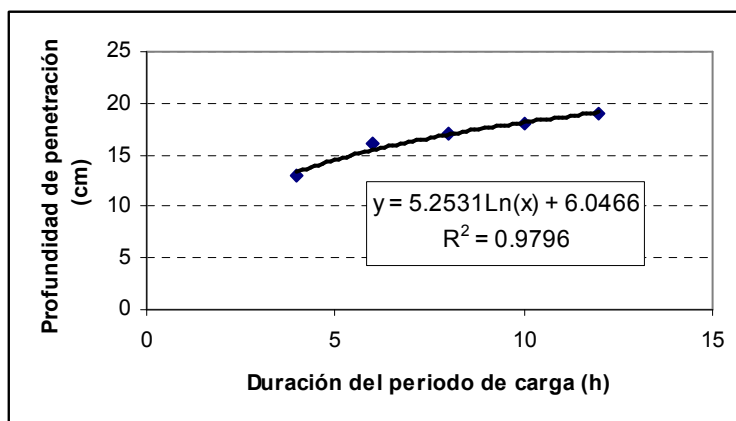


Figura 6.17. Profundidad de penetración en función de duración del periodo de carga.

Finalmente, la variación de la profundidad de penetración con respecto al coeficiente de película es proporcional de forma que una recta ajusta perfectamente el conjunto de resultados obtenidos.

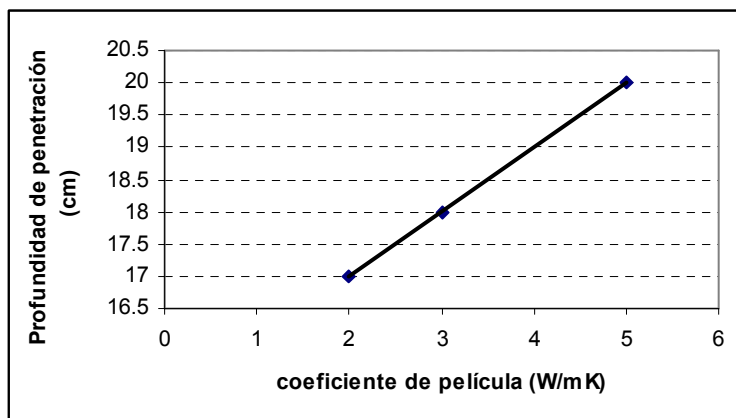


Figura 6.18. Profundidad de penetración en función del valor del coeficiente de película.

Como conclusión del análisis de sensibilidad, podemos afirmar que la profundidad de penetración se ve mucho más influenciada por el coeficiente de difusividad térmica del material y por el coeficiente de película exterior que por la duración del periodo de carga.

Desde un punto de vista práctico, una conclusión sustancial que se deriva de los estudios realizados en este apartado es que a partir de 17cm, el resto del bloque no contribuye a la inercia del edificio. Por lo tanto, en caso de utilizarse un sistema constructivo mediante bloques aislados en su cara exterior, estos deberían tener un espesor no muy superior a la profundidad anteriormente mencionada.

6.5. Almacenamiento y restitución de energía en un componente real de la envuelta.

En este capítulo se realizará un análisis del almacenamiento y la restitución de calor en componentes estructurales del edificio, aislados y solicitados en temperaturas de aire interior. Cuando decimos componentes estructurales aislados del edificio, queremos decir componentes estructurales desacoplados del edificio, es decir, vamos a analizar el almacenamiento y la cesión de energía de estos componentes de forma genérica e individualmente.

El objetivo de este análisis consistirá en poder extraer conclusiones que justifiquen por qué algunas configuraciones presentan un mejor almacenamiento de energía que otras, asimismo se pretende dar respuesta a las diferencias existentes en la energía que los elementos estructurales son capaces de ceder al aire contenido en la zona adyacente.

En primer lugar, describiremos las solicitaciones a las que someteremos a los componentes estructurales desacoplados para estudiar su comportamiento.

La solicitación interior en temperaturas de aire se define de la siguiente forma. En primer lugar fijamos un periodo de 8 horas donde la temperatura del aire interior es igual a 15°C, mientras que en las siguientes 16 horas, que completan el periodo diario de 24 horas, la temperatura de aire interior es igual a 25°C. El siguiente esquema muestra una representación de la solicitación anterior.

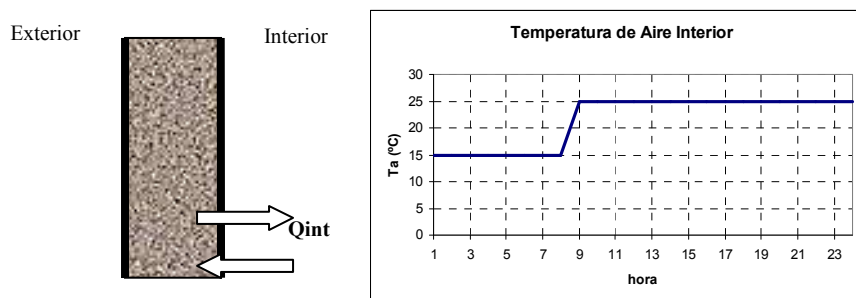


Figura 6.19. Esquema de un cerramiento sometido a una sollicitación en temperatura de aire interior con forma de escalón.

Por otra parte, para definir la sollicitación exterior se han considerado dos situaciones:

- Aislado: en este caso se ha utilizado un coeficiente de película exterior igual a cero.
- No aislado: en este caso se ha supuesto un coeficiente de película exterior, $h_e = 20 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. Siendo la temperatura de aire exterior constante e igual a 25°C .

Pues bien, una vez definidas las condiciones de contorno podríamos pasar a estudiar el calor almacenado y restituído por un componente estructural desacoplado del edificio. Para un muro con una sollicitación interior como la descrita anteriormente, se obtendrán diferentes niveles de almacenamiento de calor en función de que se considere su conductividad infinita -hipótesis que equivaldría a suponer que el muro en cuestión se comporta como un sistema de capacidad- o bien finita. Además el nivel de energía almacenada también dependería de la condición de contorno que estemos considerando sobre la superficie exterior.

A continuación estudiaremos el comportamiento para tres tipologías distintas de muros:

- Un muro de 24 cm y conductividad $0.313 \text{ W/m}^2\text{K}$ formado por una sola capa homogénea.
- Un muro de 29 cm y conductividad $0.313 \text{ W/m}^2\text{K}$ formado por una sola capa homogénea.
- Un muro multicapa formado por ladrillo macizo 11.5 cm, aislamiento térmico de 3.5 cm y ladrillo hueco 5cm (de fuera a dentro). Esta tipología se ha definido para 2 tipos de aislantes distintos. De esta forma la conductividad del aislamiento térmico ha sido la necesaria para que el muro, cumpla los requerimientos mínimos establecidos por el Código Técnico de la Edificación en las zonas C y D respectivamente. La nomenclatura adoptada para distinguirlo será cerramiento multicapa zona C y cerramiento multicapa zona D.

A su vez para cada uno de estos muros se estudiarán las tres situaciones descritas a continuación:

- Con alta conductividad térmica -Sistema de capacidad- y cara exterior adiabática.
- Con la conductividad real del cerramiento y cara exterior adiabática.
- Con la conductividad real del cerramiento y sin condición de contorno de adiabaticidad en la cara exterior.

El estudio de estas tres situaciones es particularmente interesante, ya que podremos calcular el calor acumulado en cada una de ellas y podremos esperar los siguientes resultados:

- En el primer escenario el calor almacenado será mayor que en el segundo escenario, ya que en este último la conductividad es menor.

- En el segundo escenario el calor almacenado será mayor que en tercero, ya que en este último, el hecho de que la superficie exterior no esté aislada originará ciertas pérdidas de calor hacia el exterior.

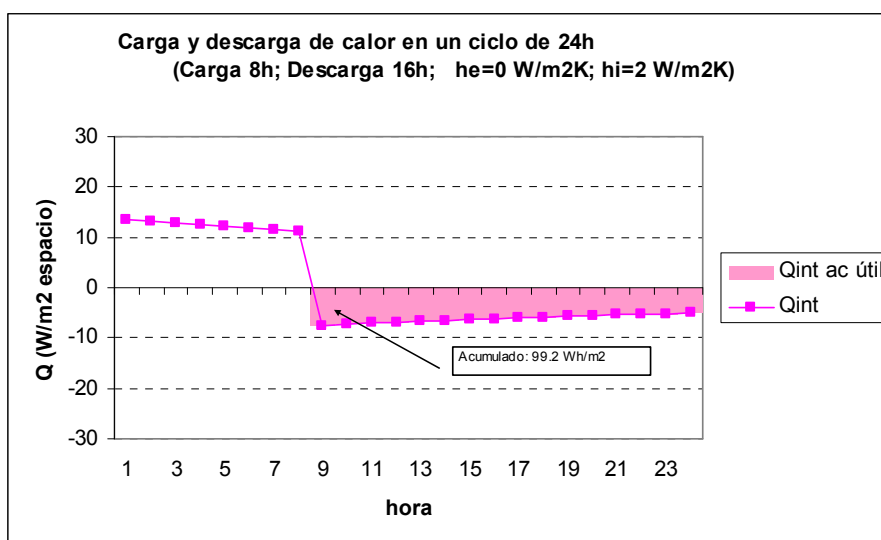
Resumiendo, estos tres escenarios proporcionan un acercamiento paulatino a la situación que encontramos en la realidad. De forma que cada uno de los valores de calor acumulado que calculemos será una cota superior del calor acumulado en la siguiente aproximación.

A continuación, se mostrarán una serie de gráficas obtenidas para el cerramiento monocapa de espesor 29cm. Esta serie, está formada por tres parejas de gráficas correspondientes a las tres situaciones respecto a las condiciones de contorno descritas con anterioridad. En cada pareja de gráficas, la primera muestra los flujos de calor, y el calor almacenado y restituído en cada caso, mientras que la segunda muestra los perfiles de temperaturas en el interior de los cerramientos estudiados al final del periodo de carga –color azul-, y al final del periodo de descarga –color rojo-.

Esta serie de gráficas se ha obtenido no sólo para el cerramiento monocapa de 29 cm de espesor sino también para todos los enumerados al comienzo del apartado. La serie completa de todos los cerramientos puede verse en los anexos, en este apartado sólo traeremos a colación los estrictamente necesarios para el desarrollo que se pretende ilustrar.

Estos resultados, se han obtenido simulando los componentes desacoplados sometidos a las condiciones de contorno descritas, durante varios ciclos de carga y descarga, hasta que se observó que no había variación entre un periodo de 24 horas y el siguiente.

Tomando la inercia del bloque monocapa de 29 cm de espesor – $MC_p=263 \text{ KJ/m}^2\text{K}$ - con conductividad inficita –sistema de capacidad- y cara exterior adiabática se obtuvieron los siguientes resultados:



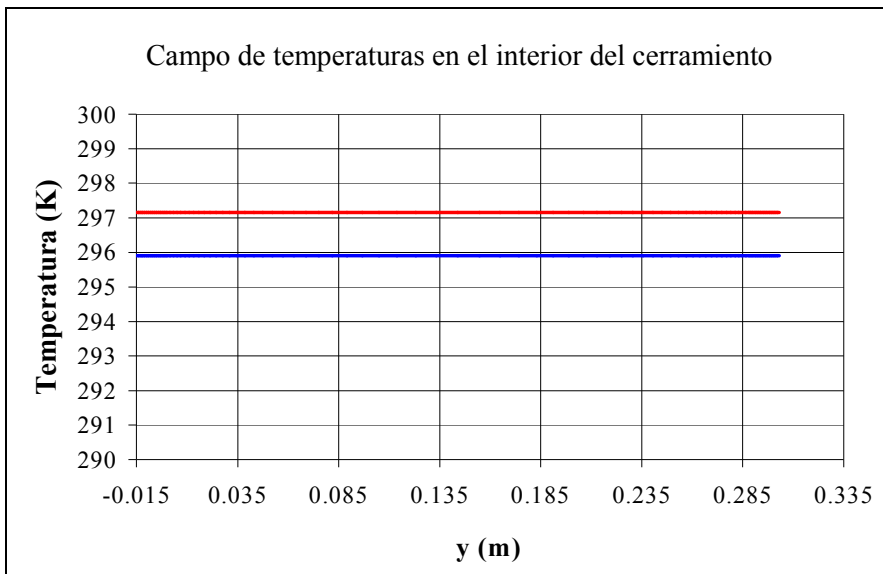
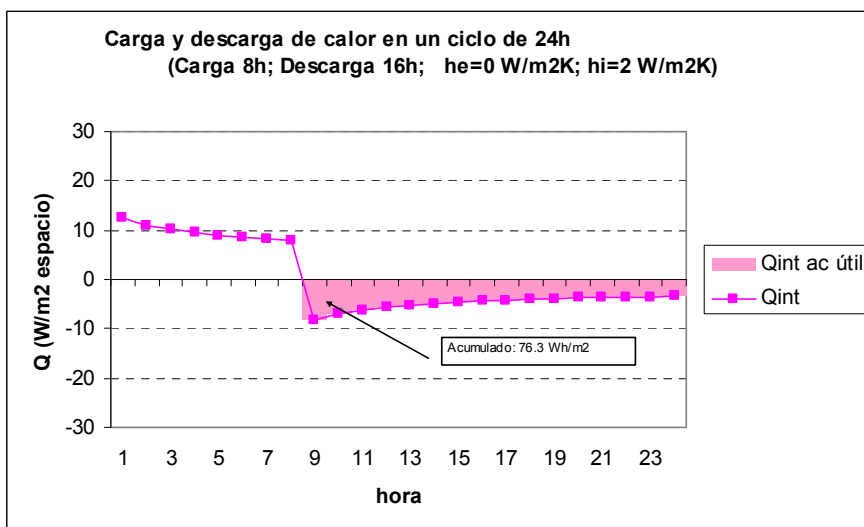


Figura 6.20. Carga y descarga de un cerramiento monocapa de 29 cm de espesor con comportamiento de sistema de capacidad.

Si en lugar de conductividad infinita, consideramos la conductividad real manteniendo la hipótesis de adiabaticidad en la cara exterior.



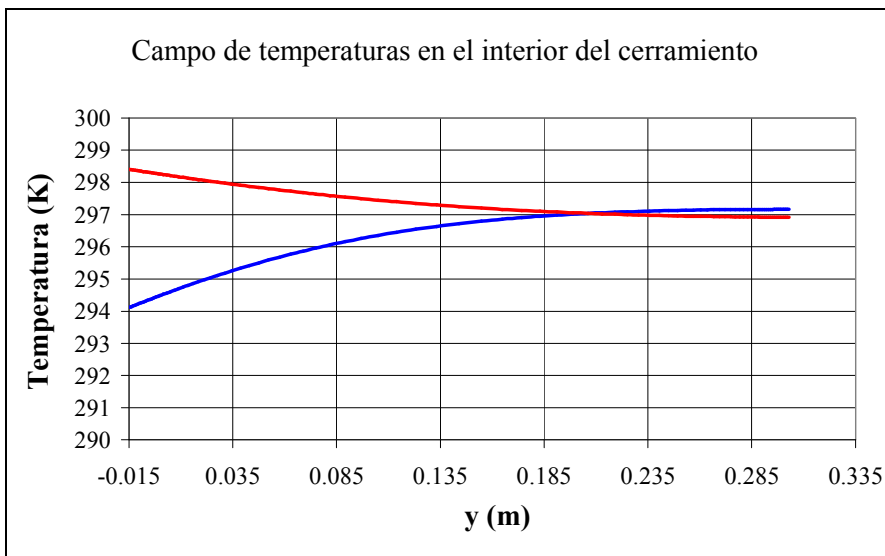
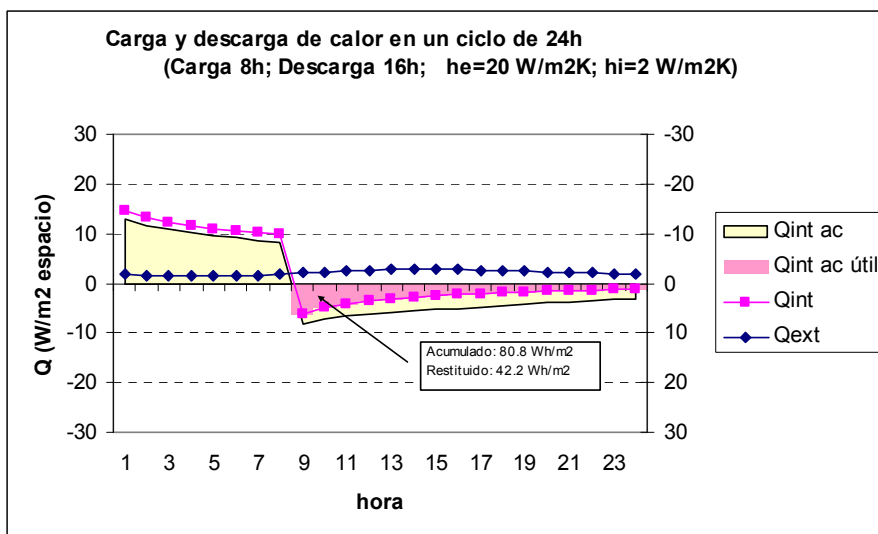


Figura 6.21. Carga y descarga de un cerramiento monocapa de 29 cm de espesor con conductividad real y supuesta adiabática su cara exterior.

Finalmente en la situación real del cerramiento se obtendría



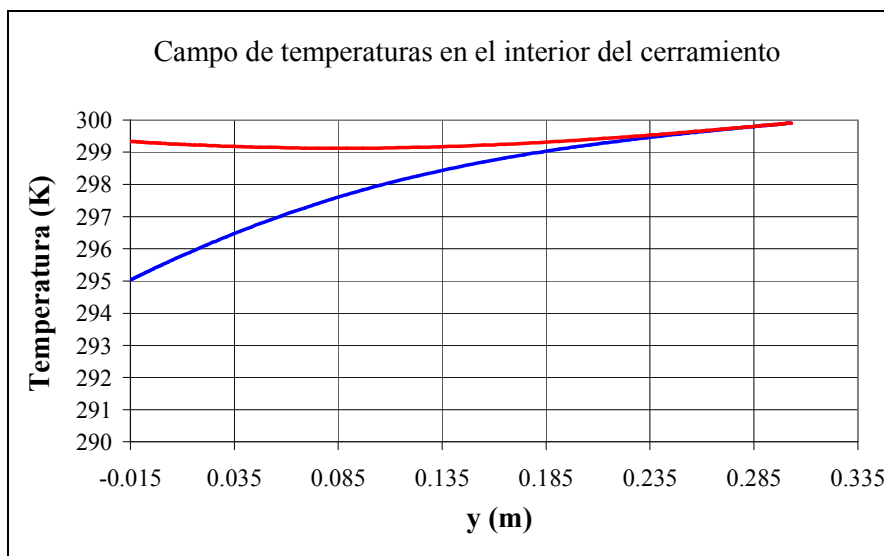


Figura 6.22. Carga y descarga de un cerramiento monocapa de 29 cm de espesor con conductividad real.

De las figuras anteriores, se tiene que con una inercia igual a la del cerramiento monocapa de 29 cm de espesor, el calor almacenado en el cerramiento que se restituye al espacio será:

Sistema de capacidad con cara exterior adiabática	Monocapa de 29cm de espesor con cara exterior adiabática	Monocapa de 29cm de espesor en la situación real
99.2 Wh/m ²	76.3 Wh/m ²	42.2 Wh/m ²

Tabla 6.4. Análisis de la profundidad de penetración en función de la conductividad, la inercia térmica, la duración del periodo de carga y el coeficiente de película.

Comparando la situación de sistema de capacidad con la del bloque aislado se observa la influencia de la conductividad. En efecto, tal como se dijo en el apartado 6.4, el calor almacenado es mayor a medida que aumenta la conductividad. El calor perdido es de $99.2 - 76.3 = 22.9$, lo que supone un 23 % ($22.9/99.2$).

Si se compara el efecto de la adiabaticidad de la cara exterior se observa que en la situación real una parte del calor almacenado no es restituido al espacio interior sino que es transferido hacia el exterior. Este calor perdido es de $76.3 - 42.2 = 34.1$, lo que supone una pérdida del 45 % ($34.1/76.3$).

Las dos figuras siguientes muestran la influencia del espesor del bloque sobre la distribución de temperaturas en el interior, el de espesor 24 cm con el de espesor 29 cm.

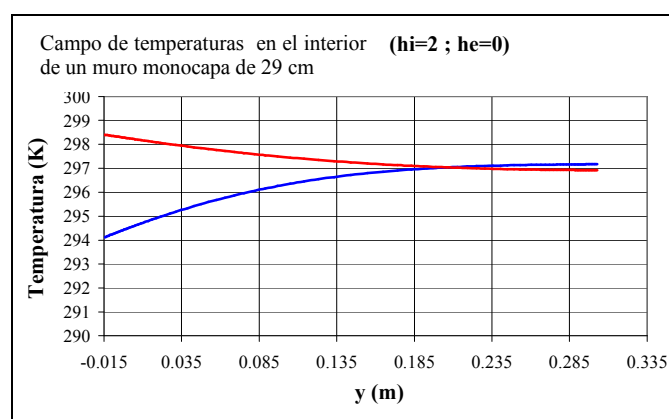
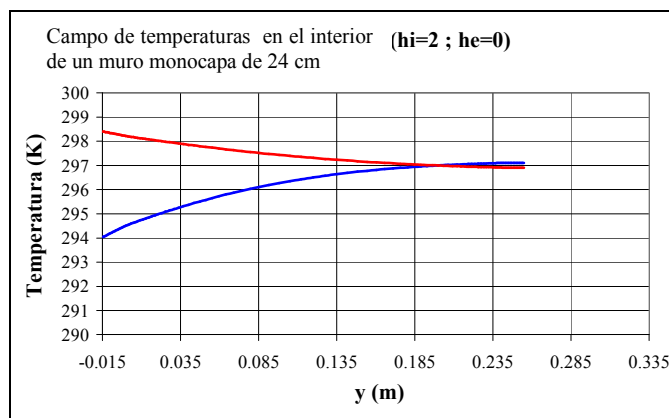


Figura 6.23. Comparativa del campo de temperaturas en el interior de un muro monocapa de 24 y 29 cm de espesor respectivamente.

Se observa claramente cómo la profundidad de penetración es la misma en ambos casos y a su vez, su valor es coherente con lo mencionado en el apartado 6.4. Esto significa que el calor almacenado debe ser el mismo; los valores reales de calor almacenado para el cerramiento de 24cm y el de 29 cm resultan ser en ambos casos de 76.3 Wh/m^2

No obstante, si comparamos el calor restituído se observan valores de 38.1 Wh/m^2 y de 42.2 Wh/m^2 para los cerramientos de 24cm y el de 29 cm respectivamente. Esto quiere decir que los 5cm de espesor extra del cerramiento monocapa de 29 frente al de 24 suponen una resistencia de aislamiento adicional que dificulta la pérdida de calor almacenado hacia el exterior y, como consecuencia, mejora su eficiencia.

Si analizamos ahora el comportamiento del muro multicapa, por ejemplo, aquel que cumple los requerimientos del Código Técnico de la Edificación para la zona C se obtienen las siguientes figuras para la situación real:

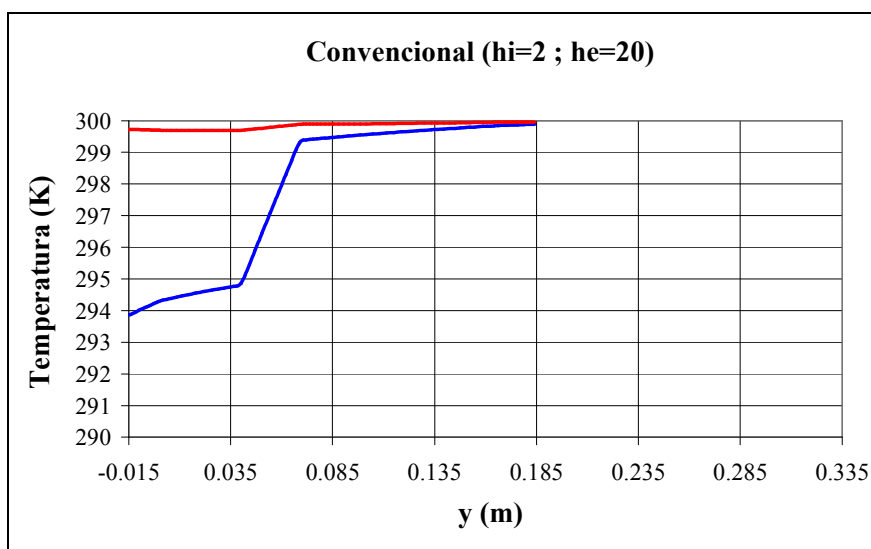
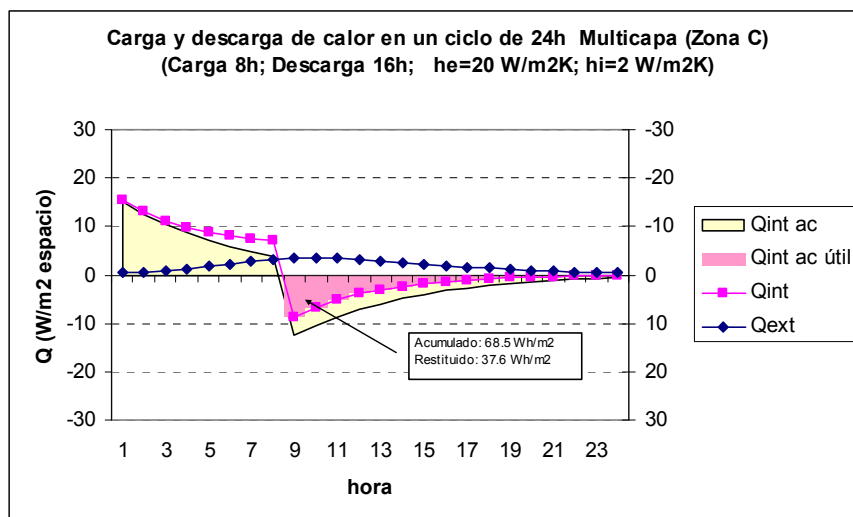


Figura 6.24. Carga y descarga de un cerramiento multicapa (zona C) con conductividad real..

La gráfica anterior de temperatura permita identificar el distinto comportamiento de las diferentes capas y comprobar cómo la práctica totalidad del calor almacenado se produce en las capas interiores del cerramiento previas al aislante. La capa de ladrillo exterior donde se concentra la mayoría de la capacidad aislante del cerramiento resulta inoperante.

Los valores en términos de energía almacenada que es restituida para los cerramientos multicapa en las zonas climáticas C y D resultan:

SC cara exterior adiabática	Multicapa		Multicapa	
	Cara exterior adiabática		Situación real	
	Zona C	Zona D	Zona C	Zona D
94.0 Wh/m ²	66.8 Wh/m ²	66.6 Wh/m ²	37.6 Wh/m ²	39.8 Wh/m ²

Tabla 6.5. Energía almacenada por dos cerramientos multicapa (zonas C y D) en tres situaciones distintas.

Si comparamos por ejemplo los conceptos anteriores para el cerramiento multicapa de la zona C con el bloque monocapa de 29 cm de espesor se tiene:

	SC cara exterior adiabática	Sistema real cara exterior adiabática	Sistema real
Monocapa 29cm	99.2 Wh/m ²	76.3 Wh/m ²	42.2 Wh/m ²
Multicapa Zona C	94.0 Wh/m ²	66.8 Wh/m ²	37.6 Wh/m ²

Tabla 6.6. Energía almacenada por un cerramiento monocapa de 29 cm de espesor y un muro multicapa (zona C) en tres situaciones distintas.

Se puede concluir lo siguiente:

La capacidad de almacenamiento teórica teniendo en cuenta toda la masa del cerramiento es muy parecida en ambos casos (99.2 frente a 94 Wh/m²).

El calor almacenado es un 15 % mayor en el caso del bloque monocapa debido a que utiliza mejor su masa.

Aunque el efecto neto es mejor en el caso del bloque monocapa, el multicapa restituye una fracción mayor de su calor almacenado debido a que el aislamiento impide en buena medida que dicho calor almacenado se transfiera al exterior. La mejora potencial del 15% se ve reducida a un 10% debido a este hecho.

En cualquier caso, con independencia de la restitución, el mayor calor almacenado por la solución basada en cerramientos monocapa mejora significativamente la oferta de frío debida a la ventilación nocturna. Al mantenerse el bloque a mayor temperatura superficial interior de lo que lo hace el cerramiento multicapa, la diferencia de temperaturas entre el interior de los espacios y el exterior es mayor en las situaciones que utilizan cerramientos monocapa por lo que el potencial de la ventilación nocturna es significativamente mejor durante las horas en la que ésta se produce como se puso de manifiesto en el apartado anterior.

Sorprende a primera vista el hecho de que el almacenamiento del cerramiento multicapa sea tan importante en términos relativos, teniendo en cuenta el poco espesor de masa térmica que se pone en juego (del orden de 6cm contando el enlucido y el tabique) La explicación de lo anterior es por una parte la mayor conductividad de estos elementos comparada con la conductividad aparente del bloque y por otra parte el hecho de que los primeros centímetros sean en los que se produce el máximo almacenamiento -ver Figura 6.13. del apartado 6.4-. En definitiva, no es válida la comparación directa de los 6cm de profundidad de penetración del multicapa con los 17cm de profundidad de penetración del monocapa.

Desde el punto de vista de la metodología mediante la tabla anterior podemos definir dos factores correctores:

El primero, que serviría para convertir la energía almacenada por el cerramiento supuesto sistema de capacidad y sin pérdidas hacia el exterior en la energía almacenada por el cerramiento con su conductividad real y sin pérdidas hacia el exterior. Este factor se denominará eficiencia de almacenamiento por paralelismo con el método de caracterización de los forjados térmicamente activos:

$$\varepsilon_{almSC} = \frac{E \text{ Almacenada } S. \text{ real aislado}}{E \text{ Almacenada } S. \text{ Capacidad}}$$

Nótese que esta eficiencia –a efectos de notación, se ha llamado igual que en el caso de forjados térmicamente activos, no obstante, no tienen el mismo significado. En éste caso la eficiencia compara la energía almacenada por un sistema real aislado con la energía almacenada por un sistema de capacidad, mientras que en forjados térmicamente activos, ésta eficiencia compara la energía almacenada por el sistema de capacidad con la máxima almacenable.

Por otra parte, El segundo factor sería útil para convertir la energía almacenada por el cerramiento con propiedades reales sin pérdidas hacia el exterior en la energía almacenada por dicho cerramiento permitiendo que durante la carga del mismo existan pérdidas de energía hacia el exterior. Este factor se denominará factor de corrección por nivel de aislamiento, ya que como hemos visto, los cerramientos con un coeficiente global de transferencia mayor presentan un valor de este factor de corrección más cercano a la unidad.

$$F_1 = \frac{E \text{ Almacenada } S. \text{ real}}{E \text{ Almacenada } S. \text{ real aislado}}$$

La siguiente tabla muestra el valor de los factores anteriores para los cerramientos caracterizados.

	Eficiencia de almacenamiento	Factor de corrección por nivel de aislamiento
Monocapa 29cm	0.77	0.55
Multicapa Zona C	0.71	0.56
Multicapa Zona D	0.71	0.60

Tabla 6.7. Eficiencia de almacenamiento y factor de corrección por nivel de aislamiento para tres cerramientos de distinta tipología.

Por último comentar, como ya se dijo para forjados térmicamente activos, que escapa del ámbito de esta tesis la caracterización de las eficiencias anteriores para otros tipos de soluciones constructivas más habituales dejando este trabajo como una de las líneas de investigación futuras.

6.6. Eficiencia de almacenamiento de recintos sometidos a ventilación nocturna

El objetivo de este apartado es calcular un nuevo factor de corrección debido a la no isotermicidad del aire –movimiento del aire en el interior del recinto- y a la distribución de las masas térmicas en el recinto. En efecto, hasta ahora hemos supuesto que los cerramientos en su proceso de carga de energía están en contacto con un aire isoterma, ésta afirmación que puede ser relativamente cierta para un único cerramiento, deja de serlo completamente cuando consideramos el recinto completo ya que el movimiento de aire en el interior del mismo hace imposible que el aire se encuentre tan homogéneamente mezclado que el recinto se encuentre en condiciones de isotermicidad. Éste problema se pudo ver al principio del capítulo cuando se ilustró la dificultad de evaluar la ventilación nocturna debido a los diferentes patrones de flujo.

Este factor de corrección se denominará eficiencia de almacenamiento del recinto y su nomenclatura será de forma genérica ϵ_{almR} . Dicha eficiencia permitirá pasar de la energía almacenada por el sistema real compuesto por cerramientos con sus propiedades térmicas reales con pérdidas hacia el exterior durante el periodo de carga, a la energía almacenada por el

sistema anterior teniendo en cuenta que dicho sistema forma un recinto y el movimiento de aire en el interior del mismo provoca que el aire no sea isoterma en el interior del mismo y que unos cerramientos estén más en contacto con la corriente de aire que otros.

Para llegar a definir esta eficiencia evaluaremos sucesivamente diferentes situaciones:

- Un recinto compuesto únicamente por un cerramiento con comportamiento de sistema de capacidad y aislado del exterior. En este caso se supone que el aire está perfectamente mezclado por lo que el factor EA cuantificará el efecto del caudal de aire incidente sobre el muro así como el valor del coeficiente de película sobre el mismo.
- Un recinto compuesto por varios cerramientos con comportamiento de sistema de capacidad y aislados del exterior. En este caso se supone que el aire está perfectamente mezclado por lo que el factor EA cuantificará el efecto del caudal de aire incidente sobre cada uno de los muros así como el valor del coeficiente de película sobre los mismos. Dado que esta eficiencia de almacenamiento tiene en cuenta el caudal que está en contacto con cada muro, ésta sería la que deberíamos utilizar para evaluar la bondad de sistemas compuestos por los mismos cerramientos y con la misma inercia total, donde los cambios consistirían únicamente en la forma de distribuir esta inercia.
- Un recinto compuesto por varios cerramientos con comportamiento de sistema de capacidad y aislados del exterior. En este caso no se hace la suposición de que el aire está perfectamente mezclado por lo que el factor EA cuantificará el efecto del caudal de aire incidente sobre cada uno de los muros, el valor del coeficiente de película sobre los mismos, y el efecto de la no isothermicidad del aire –muy evidente en el caso que la configuración de la ventilación diese lugar a zonas de remanso dentro del recinto-. Este es el caso más general y el que se debe usar siempre que sea posible evaluar los parámetros requeridos, lo cual necesita de una simulación CFD.

6.6.1. Recinto en el cual el aire contenido se supone completamente mezclado formado por un único elemento supuesto sistema de capacidad y aislado del exterior.

Si planteamos las ecuaciones de transferencia de calor de un cerramiento en contacto con un fluido a una determinada temperatura se obtiene el siguiente sistema

$$\begin{cases} M C_p \frac{dT(t)}{dt} = h A (T(t) - T_s(t)) \\ h A (T(t) - T_e) = \dot{m} c_p (T_s(t) - T_e) \end{cases}$$

Donde:

M es la masa del cerramiento

C_p es el calor específico del cerramiento

T(t) es la temperatura de cerramiento en función del tiempo

\dot{m} es el caudal de aire circulando en contacto con el cerramiento

c_p es el calor específico del aire

T_e es la temperatura del aire antes de ponerse en contacto con el cerramiento, la denominaremos temperatura de entrada.

T_s es la temperatura del aire después de ponerse en contacto con el cerramiento, la denominaremos temperatura de salida.

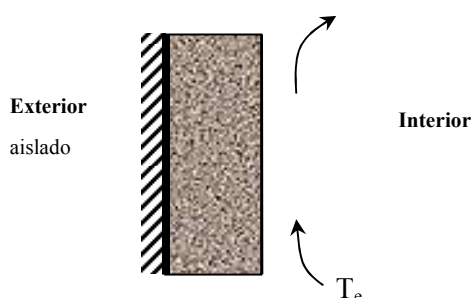


Figura 6.25. Esquema de los mecanismos de transferencia de calor entre un cerramiento aislado por su cara exterior y el fluido en contacto con él por su cara interior.

Para eliminar la dependencia de la temperatura de salida de la ecuación primera y facilitar la resolución de la ecuación diferencial, empleamos la segunda ecuación

$$M_k C p_k \frac{dT_k(t)}{dt} = m_k c p (T_k - T_e) \frac{h_k A_k}{h_k A_k + m_k c p}$$

La solución de la ecuación anterior es:

$$T_k(t) = C1 + C2 \exp\left(-\frac{m_k c p}{M_k C p_k} \frac{h_k A_k}{h_k A_k + m_k c p} t\right)$$

Donde C1 y C2 son constantes que se determinan a partir de las condiciones iniciales y finales (régimen permanente). Así,

$$\begin{cases} \text{en } t = 0 & T(0) = C1 + C2 \\ \text{en } t = \infty & T(\infty) = C1 \end{cases}$$

En régimen permanente la ecuación 11 queda: $m_k c p (T_k(t) - T_e) \frac{h_k A_k}{h_k A_k + m_k c p} = 0$, y por lo tanto

$$\begin{cases} C1 = T(\infty) = T_e \\ C2 = T(0) - T_e \end{cases}$$

y sustituyendo en la solución de la ecuación, se obtiene

$$T_k(t) = T_e + (T_k(0) - T_e) \exp\left(-\frac{m_k c p}{M_k C p_k} \frac{h_k A_k}{h_k A_k + m_k c p} t\right)$$

Dónde $\tau = \frac{(h_k A_k + m_k cp) M_k Cp_k}{h_k A_k m_k cp}$ es la constante de tiempo del elemento almacenador, es decir, el cerramiento.

La eficiencia de almacenamiento se definiría como la energía almacenada desde el instante inicial hasta el final del periodo de carga dividida por la máxima energía almacenable, en forma de ecuación

$$\varepsilon_{almR1} = \frac{MC_p (T_k(0) - T_k(t))}{MC_p (T_k(0) - T_e)}$$

Si en esta expresión sustituimos la temperatura del elemento k en el instante de tiempo t obtenida anteriormente resulta

$$\varepsilon_{almR1} = \frac{T_k(0) - T_k(t)}{T_k(0) - T_e} = \frac{T_k(0) - T_e - (T_k(0) - T_e) \exp\left(-\frac{m_k cp}{M_k Cp_k} \frac{h_k A_k}{h_k A_k + m_k cp} t\right)}{T_k(0) - T_e}$$

Si agrupamos convenientemente y dividimos tendremos

$$\varepsilon_{almR1} = 1 - \exp\left(-\frac{m_k cp}{M_k Cp_k} \frac{h_k A_k}{h_k A_k + m_k cp} t\right)$$

Si recordamos la definición del “número de unidades de transferencia” y la “relación de capacidades” para un intercambiador, y las aplicamos a este caso obtendremos

$$NTU = \frac{h_k A_k}{m_k cp} \text{ y } CR = \frac{m_k cp}{M_k Cp_k} t$$

Por lo que la expresión de la eficiencia de almacenamiento quedaría expresada en estos términos de la siguiente forma

$$\varepsilon_{almR1} = 1 - \exp\left(-\frac{NTU}{NTU + 1} CR\right)$$

A ésta misma expresión se llega en un desarrollo realizado en el capítulo 2 de la referencia [7] realizando un planteamiento análogo.

A continuación daremos una interpretación a la dependencia de la eficiencia de almacenamiento con el objetivo de comprender más en profundidad los parámetros de los que depende y su variación con los mismos. Para esto, representemos gráficamente la expresión obtenida anteriormente:

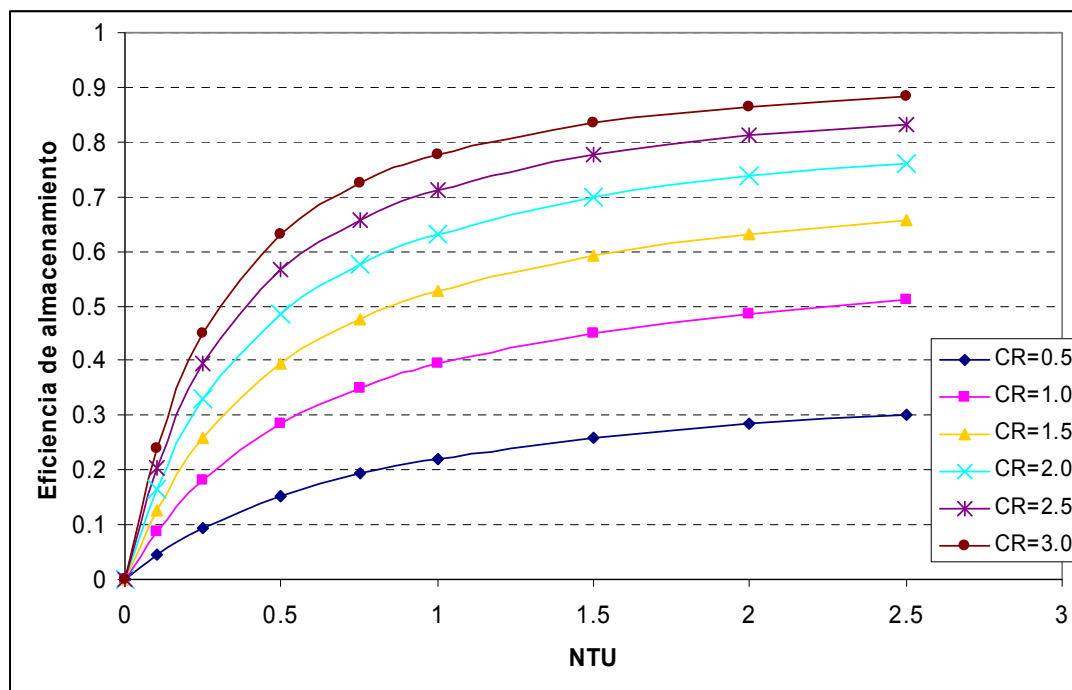


Figura 6.26. Eficiencia de almacenamiento en función de NTU y CR.

Esta gráfica nos permite hacer las siguientes disquisiciones útiles desde el punto de vista práctico.

En primer lugar se observa que para mejorar la eficiencia de almacenamiento es conveniente aumentar el valor del número de unidades de transferencia –NTU- así como la relación de capacidades –CR-. No obstante observamos que cuanto mayor es el valor del NTU, la mejora que se obtiene al aumentar este parámetro es menos efectiva ya que las curvas tienden a una asintota horizontal. Así mismo se comprueba que aumentar el CR es también menos efectivo cuanto mayor es este parámetro.

Para modificar el NTU sin modificar al tiempo el CR la única posibilidad es modificar el producto $h_k A_k$. Para lograr este objetivo podríamos aumentar la velocidad del aire sobre los cerramientos. Esta medida tiene el inconveniente que en la práctica no podemos elevar la velocidad del aire sin tener en cuenta los efectos que esta medida tendría sobre el confort de los ocupantes.

La CR podría aumentarse disminuyendo la masa total del recinto, esto tendría el efecto indeseado de que simultáneamente se disminuiría el valor de la energía almacenable. Para ver la bondad de esta medida se tendría que comprobar si el producto energía almacenable por eficiencia de almacenamiento aumenta o disminuye. Otra solución para aumentar la eficiencia es aumentar la duración del periodo de carga, esta medida presenta la ventaja respecto a la anterior de que es independiente de otros factores.

Por último se podría aumentar el caudal de aire circulante, ésta medida tendría un doble efecto, por un lado disminuiría el valor del NTU, por otro aumentaría el valor del CR. Estos dos efectos contrapuestos darían lugar a las siguientes situaciones:

- Si NTU y CR son ambos menores de uno, aumentar el caudal de aire podría no tener efecto alguno sobre la eficiencia de almacenamiento o incluso tener un efecto negativo de forma que esta disminuyese.

- Si NTU es mayor de uno pero CR es menor de uno, por regla general esta medida hace que la eficiencia aumente.
- Si NTU y CR son ambos mayores de uno, por regla general esta medida hace que la eficiencia se mantenga constante.
- Si NTU es menor de uno pero CR es mayor de uno, por regla general esta medida hace que la eficiencia disminuya.

Por regla general los valores de NTU son superiores a la unidad y CR del orden de la unidad. Esto hace que al aumentar el caudal moderadamente la eficiencia aumente, no obstante si el aumento anterior es cada vez mayor se podría llegar al caso de que la eficiencia se mantuviese constante –tercera situación- o incluso que disminuyese –cuarta situación-. Esto explica el hecho de que al aumentar el caudal para mejorar la carga por ventilación se llegue un punto a partir del cual no se obtenga beneficio alguno.

La gráfica anterior se podría usar para la práctica, pero es más conveniente usar la siguiente donde se representan los valores de dicha eficiencia en función del tiempo de carga para varias constantes de tiempo del cerramiento. Para hacer uso de la misma bastaría calcular la constante de tiempo mediante la siguiente expresión y entrar en la curva correspondiente.

$$\tau = \frac{(h_k A_k + m_k cp)M_k Cp_k}{h_k A_k m_k cp}$$

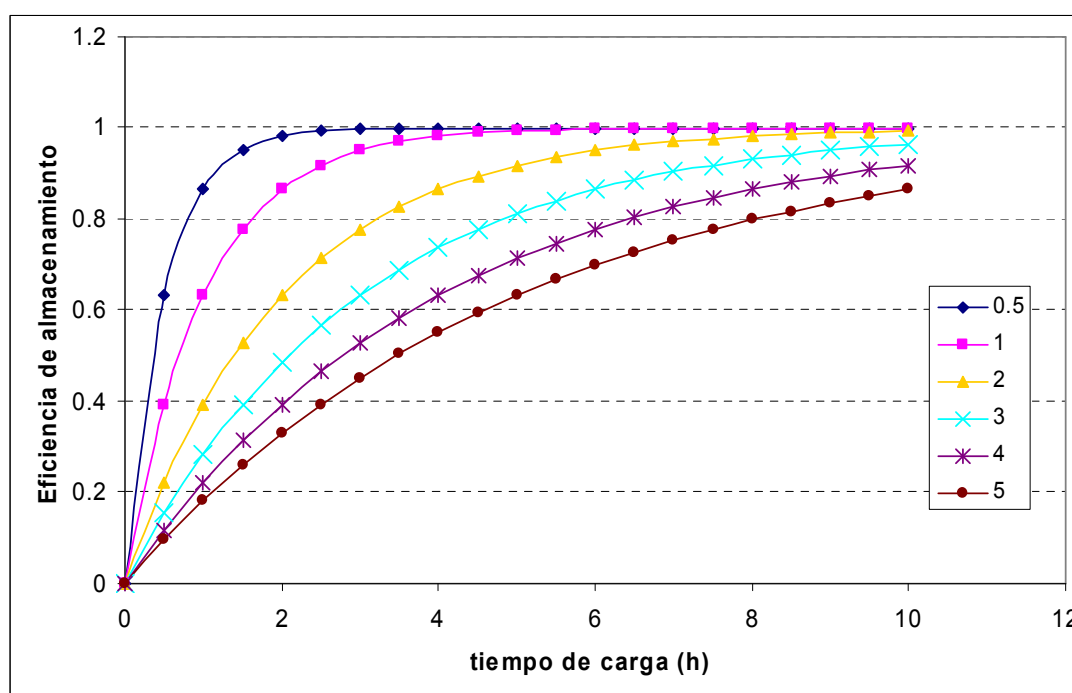


Figura 6.27. Eficiencia de almacenamiento en función del tiempo de carga y de la constante de tiempo.

Aclaremos que ambas representaciones son totalmente equivalentes. Hemos decidido que por simplicidad es más interesante utilizar la segunda para hacer cálculos concretos y la primera para obtener las conclusiones prácticas para el diseño.

6.6.2. Recinto formado por varios elementos supuestos sistemas de capacidad y aislados del exterior.

6.6.2.1. Suponiendo que el aire contenido en la zona está completamente mezclado.

El objetivo de este apartado es lograr caracterizar la respuesta de un recinto a una solicitud en temperaturas, para conseguir esto obtendremos la constante de tiempo del espacio. Esta constante de tiempo es el tiempo característico que el aire contenido en el recinto tarda en reaccionar al actuar sobre el una determinada solicitud.

El tiempo característico del recinto estará relacionado de algún modo con los tiempos característicos de cada uno de los cerramientos que componen dicho recinto. Por tanto, al alcanzar el objetivo anteriormente señalado podremos cuantificar la contribución de cada una de las constantes de tiempo de los cerramientos que forman el recinto a la constante de tiempo global.

Ya que los tiempos característicos de los cerramientos desacoplados del recinto fueron descritos, evaluados y sensibilizados en el apartado anterior, es interesante desvelar la dependencia formal de la constante de tiempo del recinto con las constantes de tiempo de los elementos que lo forman.

Con el fin de aclarar la relación mencionada, es necesario buscar alguna expresión donde aparezca la constante de tiempo del recinto que se obtenga a partir de las constantes de tiempo de los cerramientos que componen dicho recinto.

Para ello, estudiemos el calor almacenado y restituído entre el instante inicial y un instante “ t ” por un recinto formado por “ n ” cerramientos.

Antes de comenzar el desarrollo aclararemos un asunto relacionado con la nomenclatura; en el caso que estamos estudiando, la ventilación nocturna hará que las paredes del recinto se enfríen, por tanto, durante el periodo que se prolongue ésta las paredes estarán cediendo calor, y por tanto el calor almacenado en este periodo será claramente negativo. Como ya hemos comentado anteriormente en situaciones similares, nos referiremos a este almacenamiento negativo de calor como un almacenamiento positivo de frío.

A lo largo de este desarrollo las ecuaciones se numerarán para facilitar las referencias entre ellas.

La siguiente ecuación es el calor almacenado entre el instante inicial y un instante “ t ” por un recinto formado por “ n ” cerramientos.

$$Q_{0 \rightarrow t} = M_1 Cp_1 (T_1(0) - T_1(t)) + M_2 Cp_2 (T_2(0) - T_2(t)) + \dots + M_n Cp_n (T_n(0) - T_n(t)) \quad (1)$$

Asimismo, el calor almacenado entre el instante “ t ” y un tiempo lo suficientemente grande como para que temperatura de cada uno de los cerramientos se iguale con la temperatura exterior, viene dado por:

$$Q_{t \rightarrow \infty} = M_1 Cp_1 (T_1(t) - T_e) + M_2 Cp_2 (T_2(t) - T_e) + \dots + M_n Cp_n (T_n(t) - T_e) \quad (2)$$

Siendo por tanto el frío máximo almacenable el siguiente

$$Q_{0 \rightarrow \infty} = Q_{\max} = M_1 Cp_1 (T_1(0) - T_e) + M_2 Cp_2 (T_2(0) - T_e) + \dots + M_n Cp_n (T_n(0) - T_e) \quad (3)$$

Si definimos la eficiencia de almacenamiento (EA) como el cociente entre el frío almacenado y restituído entre el instante inicial y un cierto instante “t” y el frío máximo almacenable:

$$\varepsilon_{almR2} = \frac{Q_{0 \rightarrow t}}{Q_{\max}} \quad (4)$$

Operando matemáticamente en la expresión anterior podemos conseguir escribirla de la siguiente forma

$$\varepsilon_{almR2} = 1 - \frac{Q_{t \rightarrow \infty}}{Q_{\max}} \quad (5)$$

O equivalentemente

$$\varepsilon_{almR2} = 1 - \frac{M_1 Cp_1 (T_1(t) - T_e) + M_2 Cp_2 (T_2(t) - T_e) + \dots + M_n Cp_n (T_n(t) - T_e)}{M_1 Cp_1 (T_1(0) - T_e) + M_2 Cp_2 (T_2(0) - T_e) + \dots + M_n Cp_n (T_n(0) - T_e)} \quad (6)$$

Si hacemos la hipótesis consistente en suponer que la temperatura inicial tiene el mismo valor para todos los elementos del sistema, la expresión anterior se simplifica como:

$$\varepsilon_{almR2} = 1 - \frac{M_1 Cp_1 (T_1(t) - T_e) + M_2 Cp_2 (T_2(t) - T_e) + \dots + M_n Cp_n (T_n(t) - T_e)}{\sum_{i=1}^n M_i Cp_i (T(0) - T_e)} \quad (7)$$

$$\varepsilon_{almR2} = 1 - \frac{M_1 Cp_1}{\sum_{i=1}^n M_i Cp_i} \frac{(T_1(t) - T_e)}{(T(0) - T_e)} - \frac{M_2 Cp_2}{\sum_{i=1}^n M_i Cp_i} \frac{(T_2(t) - T_e)}{(T(0) - T_e)} - \dots - \frac{M_n Cp_n}{\sum_{i=1}^n M_i Cp_i} \frac{(T_n(t) - T_e)}{(T(0) - T_e)} \quad (8)$$

Si usamos la solución a la ecuación de transferencia de calor de un cerramiento desacoplado del recinto que fue obtenida al comienzo del apartado anterior la ecuación 8 quedaría

$$1 - \varepsilon_{almR2} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n M_i Cp_i} \left(M_1 Cp_1 \exp\left(-\frac{t}{\tau_1}\right) + M_2 Cp_2 \exp\left(-\frac{t}{\tau_2}\right) + \dots + M_n Cp_n \exp\left(-\frac{t}{\tau_n}\right) \right) \quad (9)$$

Donde cada uno de los “ τ_k ” vendrían expresados por la siguiente ecuación tal y como se demostró en el apartado anterior

$$\tau_k = \frac{(h_k A_k + m_k cp) M_k Cp_k}{h_k A_k m_k cp}$$

Si los exponentes $-\frac{t}{\tau_k}$ fuesen lo suficientemente pequeños se podría suponer en primera aproximación que

$$\exp\left(-\frac{t}{\tau_n}\right) \cong 1 - \frac{t}{\tau_n} \quad (10)$$

Obteniéndose la siguiente expresión análoga a la anterior pero más simplificada en su forma

$$1 - \varepsilon_{almR2} = \exp\left(\frac{1}{\sum_{i=1}^n M_i Cp_i} \left(-\frac{M_1 Cp_1 t}{\tau_1} - \frac{M_2 Cp_2 t}{\tau_2} - \dots - \frac{M_n Cp_n t}{\tau_n}\right)\right) \quad (10)$$

A su vez

$$1 - \varepsilon_{almR2} = \exp\left(\frac{-t}{\tau}\right) \quad (11)$$

Identificando términos, la constante de tiempo global –del recinto completo- se expresaría como indica la siguiente expresión

$$\frac{1}{\tau} = \frac{M_1 Cp_1}{\sum_{i=1}^n M_i Cp_i} \frac{1}{\tau_1} + \frac{M_2 Cp_2}{\sum_{i=1}^n M_i Cp_i} \frac{1}{\tau_2} + \dots + \frac{M_n Cp_n}{\sum_{i=1}^n M_i Cp_i} \frac{1}{\tau_n} \quad (12)$$

Esta expresión, en primera instancia, pone de manifiesto la influencia de la inercia térmica y de las constantes de tiempo de los cerramientos que componen el recinto sobre la constante de tiempo global.

Un análisis más detallado, nos hace ver que la constante de tiempo global es una suma ponderada de las constantes de tiempo de cada uno de los cerramientos que componen el recinto, donde los coeficientes de ponderación son el cociente entre las inercias térmicas de cada uno de los cerramientos entre la inercia térmica total. Entendiéndose la inercia térmica total como la suma de las inercias térmicas de todos los cerramientos.

Desde un punto de vista práctico, la conclusión que extraemos de la expresión anterior consiste en que sólo los cerramientos con una masa efectiva significativa frente al total y situados en zonas de enfriamiento directo tendrán una contribución relevante al comportamiento completo del recinto.

De esta forma, la constante de tiempo de un sistema será tanto más parecida a la de uno de los cerramientos, cuanto mayor sea la masa de este cerramiento en comparación con la suma de las masas de todos los cerramientos. Hablamos de cociente entre masas porque, frecuentemente, los materiales de construcción empleados presentan valores del calor específico muy similares. Estos cocientes se denominarán “*fracciones másicas*” de los cerramientos.

Gracias a que las constantes de tiempo de un cerramiento aislado fueron estudiadas en el apartado anterior, es posible predecir la influencia que tendrá un cambio de diseño en un cerramiento.

Las posibles modificaciones del diseño para sacar mayor rendimiento a la ventilación nocturna podrían ser:

- Modificación estratégica de las masas de los cerramientos.
- Modificación de las posiciones de las entradas y salidas del aire al recinto.

Un cambio del primer tipo modificaría simultáneamente las fracciones másicas y las constantes de tiempo de cada uno de los cerramientos, mientras que un cambio del segundo tipo conllevaría únicamente la variación de las constantes de tiempo de cada uno de los cerramientos.

Si bien lo anterior es totalmente cierto, los cambios de primer tipo son evaluables directamente mientras que los de segundo tipo no, pues afectan a varios parámetros simultáneamente. Cabe destacar que, al variar las posiciones de las entradas y salidas de aire al recinto, estamos modificando el patrón del flujo en el interior del recinto, es decir el camino recorrido por el aire, esto acarrea consecuencias tales como la modificación de los coeficientes de película sobre todos los cerramientos, en un caso general, y la modificación de la fracción de flujo de aire que se pone en contacto con cada cerramiento.

Se hace necesario pues, un estudio de cómo afectan las modificaciones anteriores a la eficiencia de almacenamiento, o lo que es lo mismo, a la constante de tiempo del sistema. Este estudio además se hará comparando las soluciones teóricas obtenidas anteriormente, con y sin suposición de exponentes pequeños, con la solución real simulada mediante un programa CFD comercial. Éste estudio se hará en el siguiente apartado.

6.6.2.2. Suponiendo que el aire contenido en la zona no es isoterma.

En esta situación se entenderá que el aire contenido en el recinto en cuestión no está a una temperatura uniforme. Veremos en este caso los siguientes estudios:

- Influencia del patrón de flujo sobre la eficiencia de almacenamiento.
- Influencia de la disposición selectiva de las masas sobre la eficiencia de almacenamiento.
- Comparación de los resultados obtenidos mediante simulación numérica y los que se obtendrían al aplicar los modelos teóricos desarrollados.

Influencia del patrón de flujo sobre la eficiencia de almacenamiento

Si se estudia la influencia del patrón de flujo sobre la eficiencia de almacenamiento, es debido a que éste depende de la geometría del recinto que se decida acondicionar mediante ventilación nocturna. Cuando nos referimos a geometría del recinto, no sólo hacemos referencia a la volumetría del mismo, sino también a la posición de la entrada y la salida de aire. El diseñador normalmente crea los volúmenes atendiendo a otras razones primordiales, pero normalmente dispone de algún grado de libertad al seleccionar las posiciones de las aberturas mencionadas anteriormente. Estas aberturas, en el caso de ventilación natural, pueden ser ventanas o rejillas que permitan el movimiento del aire desde y hacia el interior del recinto.

La siguiente figura refleja el conjunto de tipologías que pueden resumir las situaciones más comunes y generales que podemos imaginar. Este conjunto de configuraciones ha servido como base de los análisis de la influencia del patrón de flujo sobre la eficiencia de almacenamiento.

Cabe aclarar que las configuraciones señaladas son bidimensionales, lo cual implica suponer que la tercera dimensión no afecta al patrón de flujo de forma significativa. Esto será cierto por regla general siempre que la dimensión del volumen en la tercera dimensión sea mayor que las dos representadas, o bien, cuando no exista la posibilidad de que una corriente en el sentido de la tercera dimensión no representada –perpendicular al papel- perturbe el flujo de aire. Por tanto, las representaciones anteriores pueden entenderse como representaciones de alzados o plantas. Es decir, en la configuración número uno, se podría pensar que la superficie 1 es el suelo y el aire entra justo por encima de él y sale pegado al techo –superficie 3– cerca de la intersección de dicha superficie con la pared 2. Pero también sería posible la siguiente interpretación, todas las superficies representadas son paredes, de forma que el aire entra tangencialmente a la pared lateral 1 y sale en la intersección de la pared 2 y 3, el techo y el suelo no aparecerían representados según esta interpretación.

Las dimensiones de las superficies 1 y 3 son cuatro metros y las de las superficies 2 y 4 son tres metros.

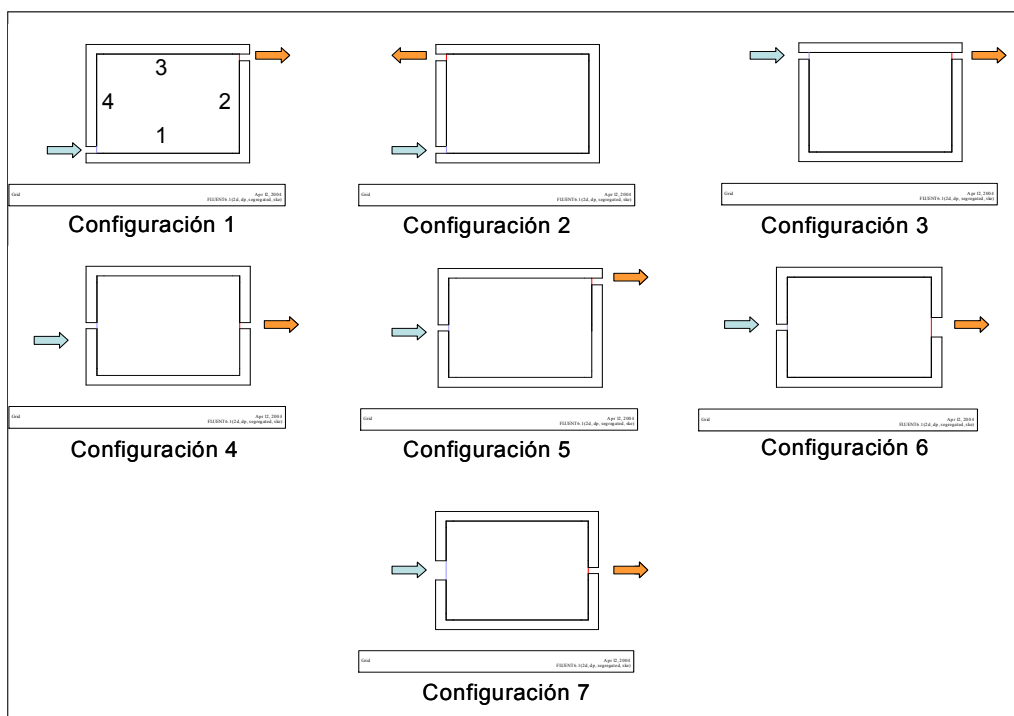


Figura 6.28. Configuraciones más habituales usadas en ventilación natural. Se indican las aberturas de entrada y salida. Cabe aclarar que estas configuraciones pueden entenderse tanto como representaciones en planta como en alzado

La velocidad del aire a la entrada del recinto no se ha impuesto directamente, sino que se ha considerado una diferencia de presión entre la entrada y la salida como fuerza promotora del movimiento del aire por el interior de la zona.

Para una diferencia de presión constante entre la entrada y la salida se han obtenido los siguientes valores de la eficiencia de almacenamiento en función de la duración del periodo de carga.

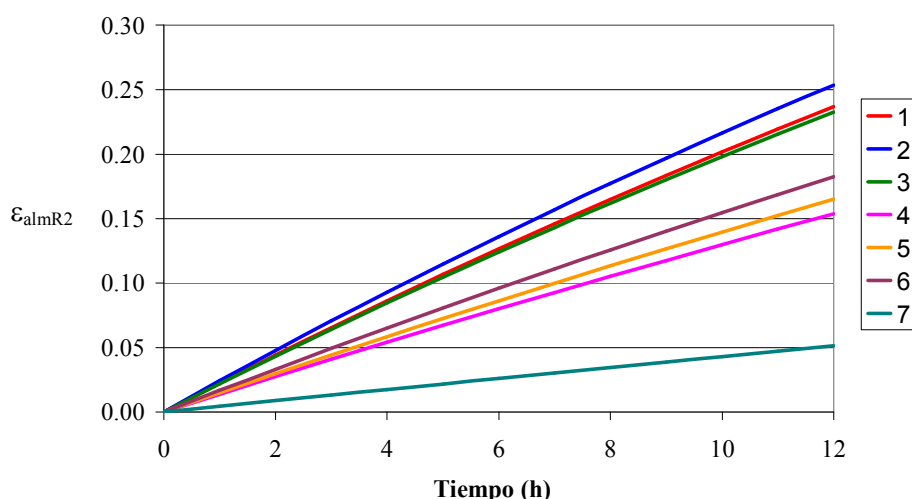


Figura 6.29. Eficiencia de almacenamiento en función de la duración del periodo de carga para todas las configuraciones descritas.

De este gráfico se puede comprobar que la configuración óptima es la marcada con el número dos, mientras que la más desfavorable es la número siete. La dos y la tres quedan muy cercanas a la óptima, y la cuatro, cinco y seis quedan en una posición intermedia.

Tomemos por ejemplo la duración del periodo de carga que hemos tomado en apartados anteriores, es decir, 8 horas. Para este periodo de tiempo, la eficiencia de almacenamiento de la configuración 2 es un 18% mientras que para la configuración 7 es tan sólo un 3%. Esto quiere decir que con la misma geometría del recinto, y con idénticas condiciones respecto a la temperatura de aire interior, es posible almacenar en el mismo periodo de tiempo hasta 6 veces más energía dependiendo de la disposición de las entradas y salidas elegidas, y las consecuencias que esto tenga sobre el patrón de flujo en el interior del recinto.

Haciendo un análisis de las configuraciones podemos concluir que las mejores configuraciones son aquellas que hacen que el aire al entrar en el recinto toque a mayor número de cerramientos. En este sentido, podemos ver que la configuración número dos hace que el aire toque a los cerramientos 1, 2 y 3 antes de salir, mientras que, en la configuración siete, existe un cortocircuito del aire al colocarse la salida justo en frente de la entrada y estas a su vez tan alejadas como sea posible de los cerramientos.

Respecto al cortocircuito, podemos comprobar que en las configuraciones 4 y 6 también existe, y sin embargo estas configuraciones no son tan desfavorables como la 7. Esto se debe a que en la configuración 7, el tamaño del hueco de entrada es mayor que el de salida, en este caso el aire se acelera y sale del recinto rápidamente sin ponerse en contacto con los cerramientos del mismo. Sin embargo, en las otras configuraciones donde el tamaño de la entrada es igual al de la salida –configuración 4-, o el de la salida es mayor que el de la entrada –configuración 6-, el aire circula de tal forma que se pone en contacto con los cerramientos en mayor medida.

En ciertas guías de diseño sobre ventilación, se recomienda que la dimensión de las entradas sea superior a la de las salidas para acelerar el aire a su paso por el recinto, y conseguir así una sensación de bienestar mayor en los ocupantes. Respecto a esto tenemos que precisar que podría considerarse una apreciación correcta desde el punto de vista térmico, haciendo la salvedad de que las salidas y entradas no se encuentren enfrentadas.

En la configuración 3 es evidente que, aunque existe cortocircuito, el aire se pone fuertemente en contacto con el cerramiento 3.

Influencia de la disposición selectiva de las masas sobre la eficiencia de almacenamiento

Cuando hacemos referencia a la disposición selectiva de las masas de los cerramientos que conforman el recinto, queremos decir que podemos variar la masa de los cerramientos, de forma que aquellos que reciban una mayor cantidad de aire sean más masivos para así almacenar mayor calor, mientras que aquellos que reciben menor cantidad de flujo se pueden diseñar de forma que su inercia sea menor. Para que la comparación sea válida, a la vez que se varía la masa de cada cerramiento, se tiene que tener en cuenta que la masa total del cerramiento no varíe.

Como hemos indicado, una disposición selectiva de las masas dentro del recinto puede hacer que la eficiencia de almacenamiento aumente, si los elementos más masivos son colocados de manera que el aire de entrada incida sobre ellos con más intensidad que sobre los menos masivos. Efectivamente, si tomamos por ejemplo una configuración de tipo 1, los coeficientes de película son más favorables en los cerramientos 1 y 2 (ver tabla) por lo que si, además fueran estos los elementos de mayor inercia, la eficiencia de almacenamiento sería mayor.

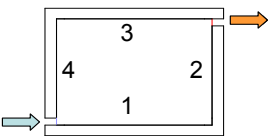
Configuración	Velocidad Entrada (m/s)	Coeficiente de Película (W/m ² K)			
		Pared 1	Pared 2	Pared 3	Pared 4
	0,5	4.07	2.06	1.99	1.76
	1,0	6.43	3.66	3.51	2.70
	1,5	8.60	5.20	4.97	3.57

Tabla 6.8. Análisis de los coeficientes de película sobre cada una de las paredes que conforman un recinto de configuración 1 en función de la velocidad de entrada del aire.

La figura que aparece a continuación se corresponde con una configuración de tipo 1. Como se comentó, en todos los casos la masa total del recinto es la misma, y en cada caso se modifica la densidad de las paredes para tres velocidades de circulación impuestas por tres diferencias de presiones entre la entrada y la salida.

En esta figura, los códigos 1111, 3311, 1133 y 6611 hacen referencia al número de veces que la densidad de una pared es mayor al resto de paredes que integran el sistema, es decir, un código 3311 indica que las paredes 1 y 2 tienen tres veces más densidad que las paredes 3 y 4, 1111 indica que todas las paredes tienen igual densidad y así sucesivamente.

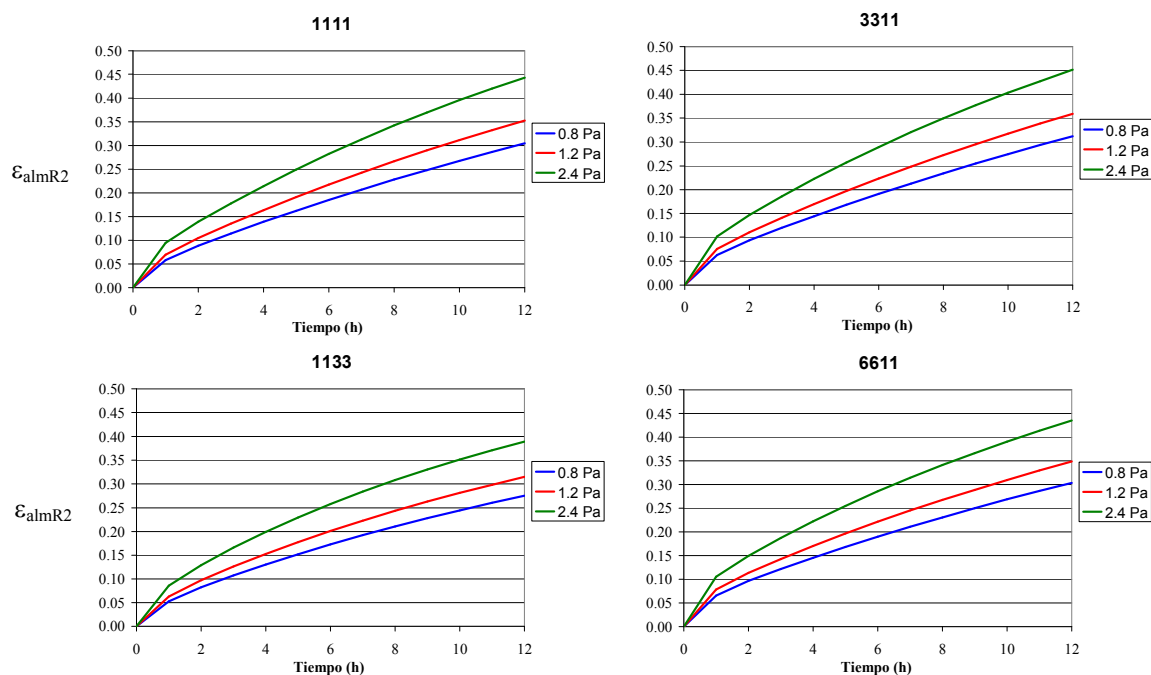


Figura 6.30. Eficiencia de almacenamiento en función de la duración del periodo de carga en la configuración 1 y de la velocidad de circulación del aire. Entre un caso y otro varía además la disposición relativa de las masas.

Como vemos, la eficiencia de almacenamiento aumenta en la configuración 1 al pasar de una distribución de masas 1133 a una 3311 un 10%, para una duración del periodo de carga constante en ambos casos e igual a 8 horas. Cabe destacar que entre los casos 1111 y 3311 no hay mucha diferencia, pues los cerramientos que son más susceptibles de almacenar energía –el 1 y el 2– no se pueden cargar más en el mismo tiempo, esto que podríamos denominar una saturación hace que esta medida no sea interesante, incluso en el caso extremo 6611 se obtiene un resultado más desfavorable ya que las superficies 1 y 2 no pueden almacenar más pese a ser mucho más masivas, y las paredes 3 y 4 al reducir tanto su masa no almacenan prácticamente nada. Aquí radica la pequeña diferencia que puede observarse en el gráfico, donde para una caída de presión máxima en la situación 3311, se alcanzaba una eficiencia de 0.35 en 8 horas, mientras que en el caso 6611 ésta se queda en 0.33.

En el anexo 10.8 pueden observarse diferentes mapas de color en temperaturas de la configuración 1, donde se puede ver gráficamente, cuales son las paredes que más interactúan con la corriente fría de aire.

Desde el punto de vista del diseñador, será interesante colocar cerramientos más masivos en los cerramientos más “tocados” por la corriente de aire hasta llegar al nivel de saturación descrito anteriormente. Los elementos más “tocados” por la corriente de aire serán aquellos sobre los cuales el coeficiente de película sea mayor. En el anexo 10.8 podemos encontrar una tabla análoga a la mostrada anteriormente para la configuración 1 donde aparecen los coeficientes de película sobre los cerramientos para todas las configuraciones y distintas velocidades de aire. Mediante esta tabla se pueden identificar las superficies anteriores.

Comparación de las eficiencias de almacenamiento reales y las teóricas

En primer lugar debemos recordar que las eficiencias de almacenamiento llamadas reales se han obtenido mediante simulación numérica. Por otra parte, las eficiencias teóricas se han calculado evaluando las expresiones obtenidas anteriormente, y que a continuación se escriben como apunte.

$$1 - \varepsilon_{almR2} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n M_i C p_i} \left(M_1 C p_1 \exp\left(-\frac{t}{\tau_1}\right) + M_2 C p_2 \exp\left(-\frac{t}{\tau_2}\right) + \dots + M_n C p_n \exp\left(-\frac{t}{\tau_n}\right) \right) \quad (1)$$

$$1 - \varepsilon_{almR2} = \exp\left(\frac{1}{\sum_{i=1}^n M_i C p_i} \left(-\frac{M_1 C p_1 t}{\tau_1} - \frac{M_2 C p_2 t}{\tau_2} - \dots - \frac{M_n C p_n t}{\tau_n} \right) \right) \quad (t2)$$

La primera de las ecuaciones anteriores –t1- nos permite calcular la eficiencia de almacenamiento teórica sin ninguna hipótesis sobre los exponentes, en adelante, la denominaremos modelo teórico 1.

La otra ecuación –t2-, se obtuvo mediante la suposición de considerar que el valor de los exponentes, $-\frac{t}{\tau_k}$, era pequeño, en adelante se denominará modelo teórico 2.

En ambos casos el valor de las constantes de tiempo para cada cerramiento es:

$$\tau_k = \frac{(h_k A_k + m_k cp) M_k C p_k}{h_k A_k m_k cp}$$

De aquí se desprende que, para poder evaluar la eficiencia de almacenamiento siguiendo el modelo teórico 1 ó 2 es necesario en cualquier caso conocer:

- La masa y el calor específico de cada uno de los cerramientos.
- El área de intercambio de calor de cada cerramiento con el aire contenido en el recinto.
- El coeficiente de película medio sobre cada cerramiento.
- La fracción del flujo de aire total que entra en contacto de forma efectiva con cada cerramiento.

De todos los parámetros mencionados anteriormente los mencionados en las dos primeras líneas se obtienen de forma directa, mientras que los enunciados en los siguientes son más complejos de evaluar.

En el anexo 10.8 se indica el procedimiento seguido para la obtención de los coeficientes de película medios sobre cada cerramiento.

La fracción del flujo de aire que se pone en contacto de forma efectiva con cada cerramiento es la fracción del aire que entra que se “usa” para enfriar un cerramiento en concreto, así, cerramientos muy poco “tocados” por el aire presentarán un valor pequeño de esta magnitud. En cierta medida existe un cierto paralelismo entre este cociente y los coeficientes de película, ya que ambos siguen la misma tendencia. Este parámetro se evaluó en cada caso siguiendo el procedimiento descrito a continuación.

Como sabemos el calor que intercambia un cerramiento con un fluido en contacto con éste, se puede expresar a partir de las siguientes ecuaciones ya descritas y explicadas al comienzo del apartado titulado “factor de utilización de un componente”.

$$\begin{cases} M C_p \frac{dT(t)}{dt} = h A (T(t) - T_s(t)) \\ h A (T(t) - T_e) = \dot{m} c_p (T_s(t) - T_e) \end{cases}$$

Donde \dot{m} es la fracción del flujo de aire total que realmente intercambia calor con el cerramiento que estamos estudiando. Estas fracciones son las que estamos interesados en evaluar para todos los cerramientos del recinto y genéricamente se han denominado \dot{m}_k .

Si dividimos la segunda de las ecuaciones anteriores por el calor intercambiado por el caudal de aire total circulante se obtiene:

$$\frac{h A (T(t) - T_e)}{\dot{m}_{total} c_p (T_s(t) - T_e)} = \frac{\dot{m} c_p (T_s(t) - T_e)}{\dot{m}_{total} c_p (T_s(t) - T_e)} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{total}}$$

Esta ecuación, nos dice que es posible evaluar la fracción del caudal de aire total que intercambia calor de forma efectiva con un cerramiento en concreto, sin más que dividir el flujo de calor intercambiado entre el cerramiento y el fluido por el calor intercambiado por el caudal de aire total a su paso por el recinto.

La complejidad de la ecuación anterior radica en calcular el flujo de calor convectivo sobre el cerramiento, ya que debe hacerse mediante una simulación numérica en un programa CFD.

Una vez definidos los métodos de cálculo, veamos las comparaciones que se establecieron.

En primer lugar, se evaluó la eficiencia de almacenamiento por los tres procedimientos descritos –real, teórico 1 y teórico 2- en función de la duración del periodo de carga para un recinto de configuración 1. La siguiente gráfica es una representación gráfica de los resultados obtenidos suponiendo que la densidad de los cerramientos era 400 Kg/m^3 .

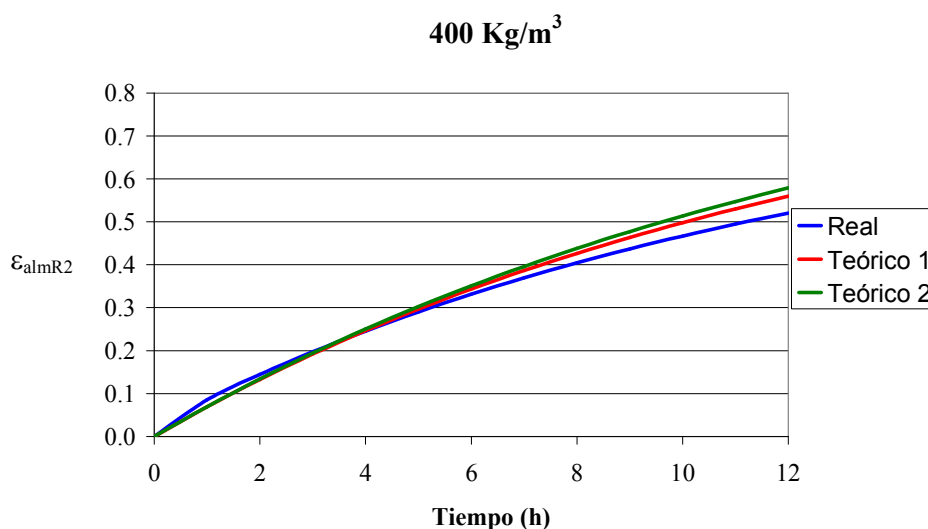


Figura 6.31. Comparación de la evolución de la eficiencia de almacenamiento en función del tiempo de carga calculada mediante simulación o mediante los modelos teóricos desarrollados. La densidad de los cerramientos es igual a 400 kg/m^2 .

Como puede verse, las tres curvas siguen la misma tendencia de forma muy similar llegando a confundirse en gran parte del recorrido. Para una duración del periodo de carga típica, digamos 8 horas, la eficiencia de almacenamiento varía, entre el 40% según el método real, al 45% que indica el método teórico 2. Los dos modelos teóricos dan resultados muy similares no llegando las diferencias nunca a ser mayores del 4% entre ambas. En cualquier caso, podemos decir que los resultados obtenidos mediante los modelos teóricos sobrevalúan la eficiencia de almacenamiento. En realidad lo anterior no se cumple siempre, ciertamente, se cumpliría siempre y cuando el periodo de carga sea superior a tres horas. El hecho de que los resultados estén sobrevaluados no es arriesgado, ya que siempre podremos decir que los resultados obtenidos al evaluar el calor almacenado siguiendo este procedimiento, son una cota superior de lo que en realidad sucede. Además, al disponer de este tipo de gráficos podemos cuantificar cual es nuestro nivel de precisión en cada caso.

Para sensibilizar este comportamiento en función de la masa total del recinto, se decidió incrementar sucesivamente la densidad de los cerramientos a 800 kg/m^3 y a 1200 kg/m^3 y hacer el mismo tipo de representación. Los resultados fueron los siguientes:

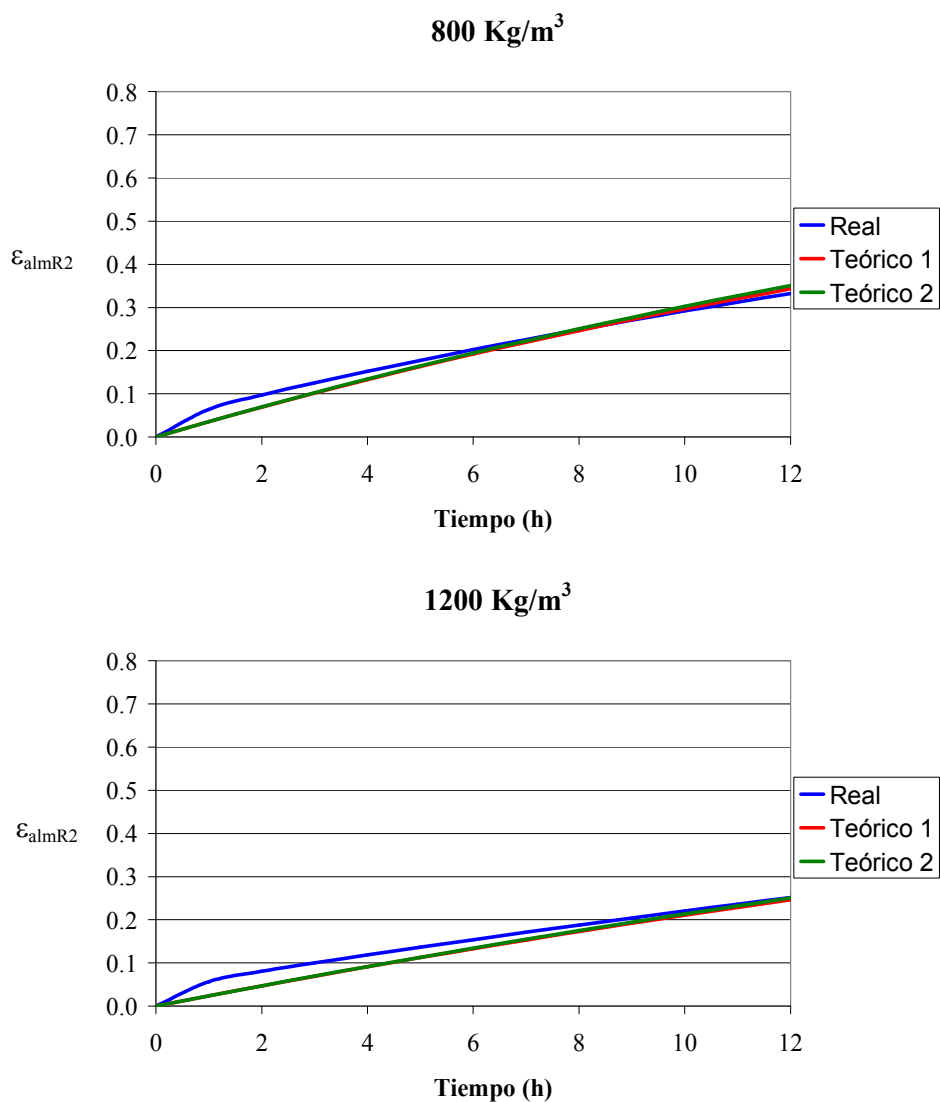


Figura 6.32. Comparación de la evolución de la eficiencia de almacenamiento en función del tiempo de carga calculada mediante simulación o mediante los modelos teóricos desarrollados. Se extiende el estudio a otras densidades de los cerramientos.

Como puede apreciarse, al aumentar la masa total del sistema, la eficiencia de almacenamiento disminuye, esto es debido a que aunque hay más masa para almacenar energía, la comparación entre la energía almacenada en un determinado periodo de tiempo y la máxima almacenable es siempre favorable al segundo término. Es decir, al aumentar la masa, aumenta más la energía almacenable que la realmente almacenada. Por ejemplo, para una densidad de las paredes de 800 kg/m^3 , la eficiencia de almacenamiento en 8 horas es del 25%, y para una densidad de las paredes de 1200 kg/m^3 la eficiencia de almacenamiento en el mismo periodo es del 18%.

Veamos ahora si se comprueba que al aumentar la masa total del sistema, conseguimos aumentar el nivel de energía almacenada. Para una densidad de las paredes de 400 kg/m^3 , la energía almacenada será proporcional al producto $400 \cdot 0.4 = 160$, para 800 kg/m^3 la energía almacenada será proporcional al producto $800 \cdot 0.25 = 200$, y para 1200 kg/m^3 la energía almacenada será proporcional al producto $1200 \cdot 0.18 = 216$. Como vemos, la energía acumulada aumenta al aumentar la masa total del sistema, pese a que la eficiencia de almacenamiento disminuya tal y como explicamos anteriormente.

Los resultados obtenidos de esta forma son muy prometedores, ya que, como hemos comprobado, permiten obtener una cota muy veraz de la eficiencia de almacenamiento. No obstante, la dificultad de obtener alguno de los parámetros necesarios hace que sea inviable su uso para evaluar la reducción en la demanda de refrigeración, mediante la implementación en un programa de simulación térmica.

En concreto y, como quedó patente cuando se describieron todas las variables necesarias para llevar a cabo los cálculos relativos a los modelos teóricos, los parámetros que suponen una mayor complejidad de cálculo son las fracciones m_k .

La complejidad que implica la determinación de la fracción del caudal total de aire que afecta a cada elemento, hace que nos planteemos obtener los mismos resultados anteriores pero introduciendo en las ecuaciones correspondientes a los modelos teóricos el caudal de aire total, en lugar de las fracciones m_k para cada uno de los cerramientos. Esta suposición también se hace actualmente en aquellos programas de cálculo de simulación térmica de edificios, que no calculan los recintos mediante simulaciones de elementos finitos.

Los resultados conducen a las siguientes conclusiones:

- Las eficiencias de almacenamiento son mayores en valores teóricos que en valores reales un 21 %, un 15 % y un 7 % según la densidad de los cerramientos sean 400 kg/m^3 , 800 kg/m^3 y 1200 kg/m^3 respectivamente, para un tiempo de carga de 8 horas.
- Los modelos teórico 1 y teórico 2 dan valores muy parecidos, con diferencias nunca superiores al 3 % entre ellos.

La siguiente figura muestra los resultados obtenidos para el caso más desfavorable.

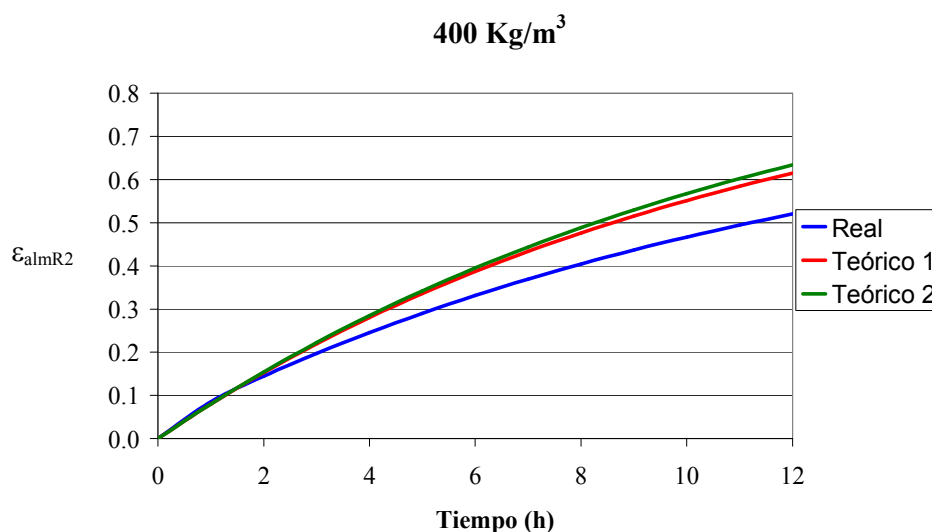


Figura 6.33. Evolución de la eficiencia de almacenamiento en función del tiempo de carga calculada mediante simulación o mediante los modelos teóricos desarrollados con la simplificación comentada.

En aras de simplificar aún más el modelo, para poder calcular la reducción en la demanda de refrigeración al aplicar esta técnica de refrigeración natural mediante algún programa de simulación térmica de edificios en general, o mediante el programa desarrollado por el Grupo de Termotecnia de la Universidad de Sevilla, en particular; se optó por eliminar el cálculo de las variables cuya obtención sigue en dificultad a la obtención de las fracciones de caudal. Tal y como quedo demostrado estas variables son, sin lugar a dudas, los coeficientes de película medios, ya que su cálculo requiere una simulación mediante un código CFD.

Para salvar este obstáculo, se optó por suponer un solo coeficiente de película igual para todas las superficies del recinto y que se corresponde con el máximo valor que dicho coeficiente pueda alcanzar en alguno de los cerramientos de dicho recinto.

Las conclusiones bajo esta hipótesis extra son las siguientes:

- Las diferencias entre valores reales y teóricos son del 58 %, 60 % y 53 % según la densidad del recinto sea 400 kg/m³, 800 kg/m³ y 1200 kg/m³ respectivamente, para un tiempo de descarga de calor real de unas 8 horas.
- Hay que destacar la coincidencia de ambos modelos teóricos bajo estas condiciones.

Como vemos los errores entre el modelo teórico y el real son muy elevados haciendo estas hipótesis, pero siempre podemos conocer la diferencia relativa entre los valores obtenidos y los reales.

En este caso el resultado más desfavorable -densidad de 400 Kg/m³- vendría dado por la siguiente gráfica:

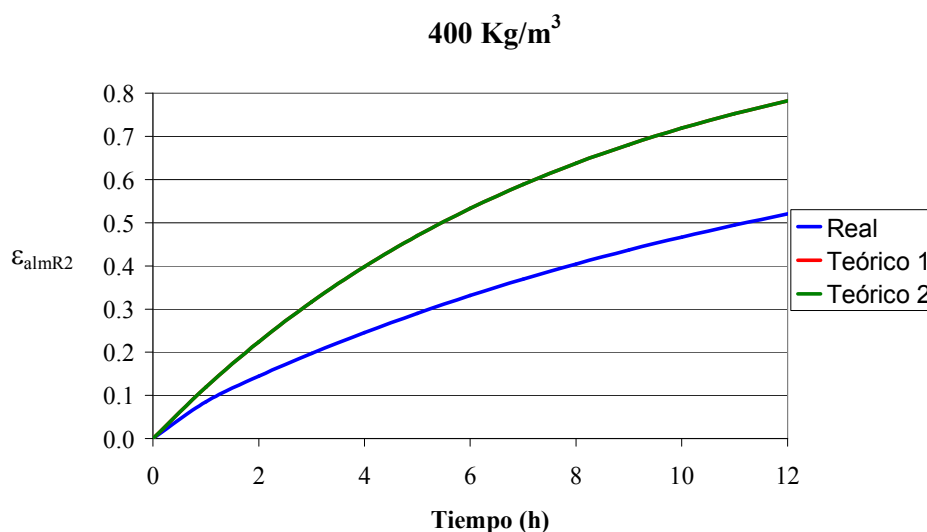


Figura 6.34 Evolución de la eficiencia de almacenamiento en función del tiempo de carga calculada mediante simulación o mediante los modelos teóricos desarrollados suponiendo las dos simplificaciones mencionadas.

6.7. Acoplamiento con el edificio.

La conclusión más importante que podemos extraer del apartado anterior nos desvelará la clave del acoplamiento del modelo de ventilación nocturna con un programa de simulación térmica de edificios. Recordemos que el programa desarrollado por el Grupo de termotecnia en particular, hace las siguientes suposiciones, en primer lugar, se considera el recinto formado por cerramientos con coeficiente de película idénticos sobre la superficie de cada uno de ellos; además, el aire contenido en el interior de dicho recinto se considera todo el a la misma temperatura.

Podemos sintetizar los resultados obtenidos en el apartado mediante la siguiente afirmación: siempre es posible ajustar el coeficiente de película de tal forma que el modelo teórico proporcione un resultado exacto al del modelo real. Es decir, es posible buscar el coeficiente de película existente sobre todas las superficies de un recinto unizona “mezcla perfecta”, de tal modo, que se obtengan los mismos resultados que si se resolviese el mismo recinto con coeficientes de película locales, y sin la hipótesis de mezcla perfecta. De este modo, una vez que esto se haya conseguido, sólo sería necesario introducir este coeficiente de película en el programa de simulación térmica de edificios, para tener en cuenta de forma correcta el efecto de la ventilación nocturna sobre la demanda de refrigeración. Podemos señalar, que para encontrar el valor del coeficiente de película, podríamos ayudarnos de los valores que aparecen en el anexo 10.8. en función del tipo de configuración.

Cabe aclarar que este coeficiente de película equivalente sólo se utilizaría mientras existiese ventilación nocturna, es decir, durante el proceso de carga. Cuando la ventilación se de por finalizada –proceso de descarga–, el coeficiente de película sobre los cerramientos no se modificaría.

Los únicos requisitos que debería presentar el programa de cálculo serían: en primer lugar, que el caudal de aire que entrase en cada recinto se considerase que toca a todas las paredes por igual –de forma que las fracciones másicas son para todos los cerramientos iguales al flujo total–, y que el coeficiente de película de cálculo sea el mismo para todos los cerramientos que componen el recinto.

En concreto, el programa desarrollado por el Grupo de Termotecnia de la Universidad de Sevilla –motor de cálculo del programa normativo para la limitación de la demanda energética, LIDER– presenta las dos condiciones anteriores, y por tanto hemos podido utilizar los resultados anteriores para evaluar el efecto de la ventilación nocturna sobre la demanda de energía para refrigeración.

6.8. Referencias.

- [1] ZEPHYR Competición de ideas arquitectónicas. Energy Research Group, School of Architecture, University College Dublin.
- [2] ASHRAE Fundamentals (1993). American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning, Atlanta.
- [3] Santamouris M. y Asimakopoulos D. “Passive cooling of buildings”, UK, James & James (Science publishers) Londres. 1996.
- [4] Mahone D., “Night ventilation cooling”. California building Energy Efficiency Standards, revisions for July 2003 Adoptions. Noviembre 2001.
- [5] Geros V., Santamouris M., Tsagrasoulis A., Guarracino G., “Experimental evaluation of night ventilation phenomena”. Energy and buildings 29 (1999) 141-154
- [6] Lunardini V.J., “Heat transfer in cold climates”, Van Nostrand Reinhold Company.
- [7] Allard F., Santamouris M., Alvarez S., Guarracino G., Maldonado E., “Natural Ventilation in Buildings”. UK, James & James (Science publishers) Londres. 1998.

7. POTENCIAL DE REFRIGERACIÓN DE LA VENTILACIÓN NOCTURNA.

Como hemos visto a lo largo del desarrollo del capítulo precedente, la evaluación del potencial de refrigeración de la ventilación nocturna se podrá llevar a cabo afectando a la cota superior de este potencial de sucesivos factores de corrección que vendrán a hacer más realista esta cota.

La cota superior del ahorro esperable al implementar esta estrategia de refrigeración natural vendría dada por el almacenamiento de energía que podría darse en los cerramientos que conforman un edificio. Para que dicha cantidad de energía sea máxima podemos considerar que los cerramientos son sistemas de capacidad y que no presentan pérdidas hacia el exterior. Esta cota superior sobreestimaré el ahorro esperable, no obstante es de utilidad ya que si este ahorro fuese demasiado pequeño podríamos descartar la solución desde un principio.

La energía máxima almacenable por los cerramientos que conforman la zona sería el sumatorio de las masas de dichos cerramientos multiplicado por los calores específicos de los materiales que las componen, multiplicado por el salto de temperatura entre la temperatura de consigna interior y el aire introducido. La temperatura de consigna interior es un dato, no obstante, la temperatura del aire introducido es variable en cada instante de tiempo. Dado que la metodología desarrollada parte de un valor único de la energía almacenada tendremos –al igual que en el caso de forjados térmicamente activos alimentados mediante un estanque en la cubierta- que tomar un valor único de la temperatura exterior. Existen numerosas posibilidades, en nuestro caso optamos por tomar para los cálculos la menor de las temperaturas exteriores nocturnas durante el periodo considerado. Esto hará que la energía máxima almacenable se sobrevalúe en gran medida, será entonces el factor de utilización el encargado de corregir el exceso cometido en este punto.

Esta cota habrá de refinarse con la definición de los siguientes factores de corrección y eficiencias.

En primer lugar se define la eficiencia de almacenamiento de un sistema de capacidad como el cociente entre la energía almacenada por el sistema de conductividad real sin pérdidas hacia el exterior y la energía máxima almacenable. Esta eficiencia sería característica de cada cerramiento y se calcularía tal y como se expuso en el apartado 6.5. Dicha eficiencia dependería fundamentalmente de la conductividad de las capas más próximas al espacio a acondicionar del cerramiento, de forma que cuanto mayor fuese esta conductividad más cercano a la unidad sería el valor de esta. También dependería de la masa del cerramiento susceptible de almacenar energía, esta masa está íntimamente relacionada con el espesor del muro desde el espacio a acondicionar hasta el aislante. Recordemos que este espesor será efectivo en su mayor parte hasta los primeros 15cm.

Una vez realizada la corrección debido a las propiedades reales de los cerramientos pasamos a corregir la hipótesis de aislamiento exterior del cerramiento. Según ésta hipótesis, los cerramientos no presentan pérdidas hacia el exterior del edificio, el factor de corrección se define entonces como el cociente entre la energía almacenada por el sistema real dividida por la energía almacenada por el sistema real sin pérdidas hacia el exterior. Este factor de corrección fue evaluado en el apartado 6.5. para diversos tipos de cerramientos monocapa y multicapa.

A continuación habrá que evaluar la energía almacenada por el sistema real en la situación real. En esta situación hay que considerar los siguientes aspectos:

- El aire que entra en la zona se va calentando conforme se pone en contacto con los cerramientos –lo que llamamos no isotermicidad del aire-.
- El patrón de flujo del aire circulante en el interior de las zonas acondicionadas.

- La posición de las masas térmicas dentro de las zonas acondicionadas.

El primero de los puntos anteriores se considera específicamente al aplicar un factor de corrección que dependerá de la eficiencia de almacenamiento del recinto $-\varepsilon_{almR1}$ - que se definió en el apartado 6.6.1., asimismo, en este apartado se estudió su variación con diversos parámetros tales como el caudal de aire o el valor de los coeficientes de película.

Los dos puntos siguientes tienen su consideración particular al depender el factor de corrección anteriormente mencionado de la eficiencia de almacenamiento del recinto $-\varepsilon_{almR2}$ - que se definió en el apartado 6.6.2.

Por último el factor de utilización cuantifica la fracción de la energía almacenada y restituida por el sistema real con un determinado patrón de flujo y una posición determinada de las masas que finalmente se utiliza para combatir la demanda de refrigeración del edificio.

En síntesis, el método de obtener el ahorro en demanda sería el siguiente:

1. Calcular la energía máxima almacenable en los cerramientos.

$$E \text{ Máx Almacenable} = MC(T_{int} - T_{ext})$$

2. Calcular la eficiencia de almacenamiento mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon_{almSC} = \frac{E \text{ Almacenada } S. \text{ real aislado}}{E \text{ Almacenada } S. \text{ Capacidad}}$$

3. Calcular el factor de corrección por nivel de aislamiento del cerramiento. Recordemos que su definición es:

$$F_1 = \frac{E \text{ Almacenada } S. \text{ real}}{E \text{ Almacenada } S. \text{ real aislado}}$$

4. Calcular el factor de corrección por no isothermicidad del aire, por patrón de flujo y por situación de las masas. Su definición es:

$$F_2 = \frac{E \text{ Almacenada } S. \text{ real situación real}}{E \text{ Almacenada } S. \text{ real}}$$

Por energía almacenada por el sistema real en la situación real queremos expresar la energía almacenada por el sistema teniendo en cuenta los tres aspectos indicados anteriormente, por tanto el factor de corrección F_2 dependerá de las eficiencias de almacenamiento ε_{almR1} y ε_{almR2} .

5. Calcular el factor de utilización. Su definición es:

$$FU = \frac{E \text{ Utilizada para Combatir Demanda}}{E \text{ Almacenada } S. \text{ real situación real}}$$

6. Calcular la energía cedida a la zona –energía ahorrada en demanda- mediante la siguiente expresión:

$$E \text{ Util} = E \text{ Máx Almacenable} \cdot \varepsilon_{almSC} \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot FU$$

Como vemos la metodología expuesta sigue un gran paralelismo con la expuesta previamente en el caso de forjados térmicamente activos cumpliendo de esta forma con el objetivo de la tesis de presentar una metodología común para el estudio del potencial de las técnicas de refrigeración naturales.

Al igual que en el caso de forjados térmicamente activos, el factor de utilización se expondrá en un capítulo específico. De momento comentaremos que la tendencia de este factor es decreciente conforme aumenta la relación entre la energía almacenada y la energía demandada por el edificio antes de instalar la técnica de refrigeración natural en cuestión.

Desde el punto de vista práctico la metodología desarrollada nos permitirá evaluar distintas opciones de diseño de forma simple. Por ejemplo, una variación de clima, es decir un cambio de localidad de un edificio, conllevaría los siguientes cambios:

- Variación en la energía máxima almacenable a través del salto de temperaturas entre la consigna y la temperatura de aire exterior.
- Variación en el factor de utilización ya que éste, como dijimos previamente, dependerá del cociente entre la energía almacenada y demandada. El primer cambio provoca una variación en la energía almacenada que, por lo general, puede hacer que el factor de utilización disminuya.

Mediante variaciones sucesivas del clima podríamos evaluar el potencial de una técnica en varias localidades creando de esta forma un mapa de aplicabilidad de dicha técnica.

Una variación de la temperatura interior de consigna conllevaría exactamente los mismos cambios que los expresados con anterioridad.

No todos los cambios afectan a estos parámetros, por ejemplo, un cambio en el tipo de uso del edificio –uso residencial o de oficinas- afectaría únicamente al factor de utilización y un cambio en la tipología de los cerramientos afectaría a los siguientes:

- En mayor medida a la eficiencia de almacenamiento de sistema de capacidad y al factor de corrección por nivel de aislamiento.
- De forma secundaria a la energía máxima almacenable ya que la masa de los cerramientos no tendría porqué conservarse.
- El cambio anterior afectaría al factor de utilización ya que cambia la energía almacenada y por tanto el cociente energía almacenada entre energía demandada.
- Finalmente el factor de corrección por patrón de flujo y posición de las masas podría verse afectado debido precisamente a que las masas de los cerramientos podrían quedar distribuidas de distinta forma a como lo estaban anteriormente.

En el siguiente ejemplo de aplicación se pretende aplicar de un modo práctico la metodología expuesta anteriormente.

7.1. Ejemplo de aplicación.

Mostraremos a continuación, un ejemplo de los cálculos que podrían hacerse para estimar el ahorro esperable al aplicar una estrategia de ventilación nocturna, a una zona en concreto que forme parte de un edificio. En concreto, las características de la zona a estudiar se listan a continuación junto a una vista esquemática de dicha zona.

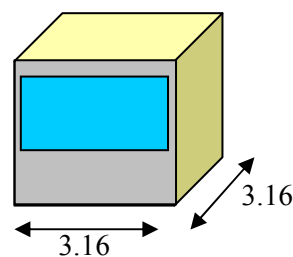
Área del espacio: 10 m².

4 fachadas exteriores monocapa de 29cm de espesor

50% de una de las fachadas exteriores acristalada.

Ventana orientada al sur.

Techo y suelo no contabilizan como elementos estructurales



susceptibles de almacenar energía.

Localidad: Sevilla

La demanda sin ventilación de esta zona es conocida mediante simulación y resulta ser igual a 121 KWh/m².

Las propiedades térmicas de los cerramientos susceptibles de almacenar energía son:

	A (m ²)	U (W/m ² °C)	UA (W/ °C)	ρCpe (kJ/m ² °C)	MCp (kJ/ °C)
Monocapa exterior	33.2	0.91	30.21	263.24	8739.6

Tabla 7.1. Descripción de las propiedades térmicas de los cerramientos exteriores.

El calor máximo almacenable a su vez se calculará siguiendo la expresión:

$$Q_{Max} = MC(T_{int} - T_{extmin})$$

Siendo

MC = 873.96 kJ/m² °C, por unidad de área de suelo

T_{int} = 25°C

T_{extmin} = 20.55°C, valor tomado según el fichero de datos meteorológicos para el día 1 de agosto.

Con estos datos, se tiene que el calor máximo almacenable durante los 3 meses de refrigeración, desde principios de junio a finales de agosto, es igual a 98.3 KWh/m².

La eficiencia de almacenamiento para el cerramiento exterior será de 0.77.

Por otra parte el factor de corrección por nivel de aislamiento será 0.55.

Los valores anteriores se han tomado directamente de la tabla 6.7. del capítulo 6.5.

La energía ahorrada en demanda valdría:

$$E_{Util} = E_{Máx Almacenable} \cdot \varepsilon_{almSC} \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot FU = 98.3 \cdot 0.77 \cdot 0.55 \cdot F_2 \cdot FU$$

Como vemos antes de cuantificar el factor de corrección F₂ y el factor de utilización la cota superior de la energía almacenada representa un 34% del total (41.6/121).

Siguiendo el procedimiento descrito seguidamente habría que calcular F₂ con lo cual tendríamos el calor total almacenado. El factor de utilización se evaluaría entonces teniendo en cuenta la inercia del edificio y el cociente entre la energía almacenada y la demandada sin ventilación. Una vez cuantificado el factor de utilización se podría evaluar la demanda con ventilación.

Utilizando la metodología desarrollada es posible evaluar las consecuencias de modificar:

- La distribución de las masas, aumentando las inercias de determinados cerramientos frente a otros.
- La tipología de entrada y salida de aire con lo cual se modificarían los coeficientes de película.
- El tipo de cerramiento exterior.

Al igual que vimos en el capítulo 5 cada una de las modificaciones anteriores conllevará la modificación de uno o varios coeficientes de los descritos en la metodología. Es necesario no olvidar ninguno de estos para aplicarla de forma correcta.

Como ejemplo comentaremos a continuación los coeficientes afectados por cada uno de los cambios anteriormente citados:

- La distribución de las masas afectaría a las eficiencias de almacenamiento del recinto (ϵ_{almR1} y ϵ_{almR2}) e indirectamente al factor de utilización ya que se modificaría la energía almacenada.
- La tipología de la entrada y salida de aire afectaría igualmente a las eficiencias de almacenamiento del recinto (ϵ_{almR1} y ϵ_{almR2}) y al factor de utilización.
- Si al variar el tipo de cerramiento exterior no variamos la masa de dicho cerramiento, únicamente se verían afectados los coeficientes ϵ_{almSC} y F_1 , así como el FU.

Si además del tipo de cerramiento se modifica la masa de dicho cerramiento se afectarían los coeficientes anteriores, la energía almacenable por el conjunto y las eficiencias de almacenamiento del recinto (ϵ_{almR1} y ϵ_{almR2}).

8. FACTOR DE UTILIZACIÓN.

El concepto “factor de utilización” ya ha sido comentado a lo largo de la presente tesis. En concreto, en los capítulos dedicados a desarrollar el protocolo de evaluación del potencial de refrigeración de forjados térmicamente activos y ventilación nocturna, éste factor aparecía en una de las etapas de cálculo. En aquel momento, únicamente se comentó que el factor de utilización dependería del cociente energía almacenada entre energía demandada sin técnica de refrigeración. Si abundamos un poco más en la definición anterior podemos decir que si la definición de este factor se hace análogamente a la del factor de utilización definido para calefacción, entonces éste dependerá además, del nivel de inercia del edificio.

En este capítulo pretendemos obtener la dependencia funcional del factor de utilización en refrigeración con los parámetros mencionados, así como las peculiaridades propias de su aplicación a las diversas técnicas de refrigeración natural caracterizadas en la presente tesis.

El desarrollo de este capítulo consistirá en las siguientes fases, en primer lugar se definirá el concepto “Factor de utilización de una técnica de refrigeración natural”, a continuación veremos los antecedentes de este concepto a partir de su aparición en régimen de la calefacción en la norma prEN ISO 13790. Seguidamente se desarrollarán sendos estudios teóricos que desvelan la forma de la curva del factor de utilización y se mostrarán ciertas evidencias empíricas que parece que vienen a avalar los resultados obtenidos. Finalmente se obtendrá la verdadera dependencia formal del factor de utilización con los parámetros mencionados al principio del capítulo y se compararán desde el plano teórico el valor de dicho factor en el caso de forjados térmicamente activos y en el caso de ventilación nocturna.

8.1. Concepto de factor de utilización.

La frase que aclara el origen del concepto “factor de utilización” aparece por primera vez en el capítulo de introducción a los objetivos, fundamentos y metodología seguida y dice así “no toda la energía –disipada por la técnica de refrigeración y almacenada por el edificio- va a ser utilizada por dicho edificio, puesto que habrá momentos en los cuales habrá un exceso de la potencia de refrigeración producida por el sumidero medioambiental en relación con la demanda de refrigeración que en dicho periodo tiene el edificio analizado. En consecuencia, una parte de la energía disipada y almacenada no podrá ser utilizada”, más adelante en el capítulo dedicado a los forjados térmicamente activos, en el apartado de estanques de cubierta la frase anterior se perfila en el siguiente párrafo: “el edificio no es capaz de aprovechar todo el potencial de refrigeración producido por el sistema, ya que éste no genera dicho potencial justo cuando el edificio lo necesita. Es decir, el sistema genera el potencial de enfriamiento cuando puede, y no cuando el edificio lo necesita y puede aprovecharlo”.

Es decir, el factor de utilización puede ser entendido como un término corrector que convierte la magnitud del potencial de refrigeración producido por la técnica –energía almacenada por el edificio- en la energía realmente utilizada para combatir la energía demandada por el edificio. Dicho de otro modo, es la fracción de la energía almacenada por el edificio que finalmente se destina a combatir la demanda de refrigeración del edificio en cuestión.

Si ponemos la definición anterior en términos matemáticos podemos decir que:

$$FU = \frac{\text{Ahorro de Energía Demandada}}{\text{Energía Almacenada}}$$

Y por tanto la demanda de energía del edificio tras aplicar la técnica de refrigeración natural podrá calcularse mediante la siguiente expresión:

Demanda Con TRN = Demanda Sin TRN - FU * Energía Almacenada

Analizando esta expresión podemos extraer la siguiente conclusión, si la metodología general de análisis de las técnicas de refrigeración natural nos permitiese calcular la energía almacenada por el edificio y el factor de utilización, la estimación del ahorro en demanda producido sería directa.

Veamos la dependencia funcional del factor de utilización con otras variables y analicemos los valores máximos del factor de utilización.

La dependencia funcional del factor de utilización con otras variables la podemos obtener de la propia definición de dicho factor. Como vimos anteriormente, el origen del factor de utilización es el desfase existente entre la oferta de energía –energía almacenada en la estructura del edificio- y la demanda de energía –energía demandada por el edificio-, es por esto que el factor de utilización dependerá de:

- la tipología del edificio y sus características constructivas,
- Las condiciones operacionales, es decir, el periodo de funcionamiento de los sistemas de climatización y las características de los mismos, y
- Las condiciones de ocupación –periodo en el cual el edificio se encuentra ocupado-.

Esta dependencia hace que al representar gráficamente el factor de utilización siempre lo hagamos en función del cociente siguiente: energía máxima almacenada por la estructura del edificio dividida por la demanda de dicho edificio sin técnica de refrigeración natural, y que representemos dicha curva para distintos niveles de inercia térmica.

Veamos a continuación el valor máximo que puede tomar el factor de utilización de un edificio con un cociente energía máxima almacenada por la estructura del edificio dividida por la demanda de dicho edificio sin técnica de refrigeración natural –en adelante EA/DS, como acrónimo de Energía Almacenada/Demanda Sin técnica de refrigeración natural-.

Según la expresión que citamos anteriormente, para evaluar la demanda del edificio una vez implementada la técnica de refrigeración natural, el valor máximo que podría tomar el factor de utilización sería aquel que hiciese que la dicha demanda fuese nula, en esta situación toda la demanda de refrigeración sería cubierta por la técnica de refrigeración natural. Este valor máximo del factor de utilización sería:

$$FU_{\text{Max}} = \frac{\text{Demanda de Energía Sin TRN}}{\text{Energía Almacenada}}$$

Como puede verse este valor es el inverso del cociente EA/DS y por tanto para cada valor de dicho cociente, el máximo valor que puede alcanzar el factor de utilización es su inverso.

Interpretando gráficamente el resultado anterior podemos decir que la curva del factor de utilización en función del cociente EA/DS para *cualquier* técnica de refrigeración natural debe ser inferior a la hipérbola que resultaría al representar el inverso del cociente anterior en los mismos ejes coordenados.

Por otra parte, la energía que se usa para combatir demanda *nunca* podrá ser superior a la energía almacenada por la estructura y por tanto el factor de utilización no podrá ser superior a la unidad.

Uniendo ambos criterios obtenemos la siguiente representación gráfica donde se muestra la cota superior para todas las curvas del factor de utilización que hemos definido.

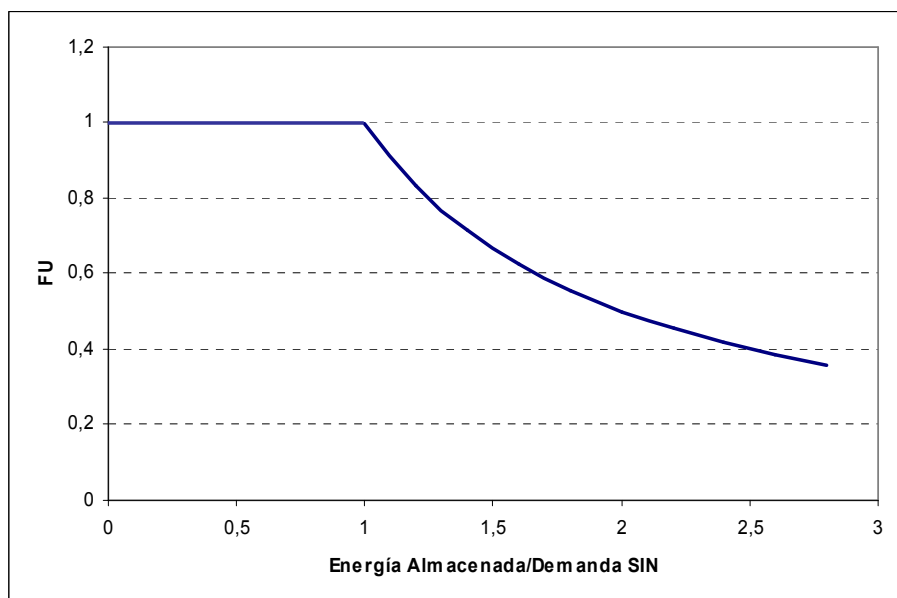


Figura 8.1. Cota superior del factor de utilización en función del cociente EA/DS.

En los siguientes apartados recopilaremos el factor de utilización calculado para cada una de las técnicas objeto de nuestro análisis.

8.2. Antecedentes del factor de utilización: Factor de utilización en radiación.

Como se ha anticipado en repetidas ocasiones a lo largo del desarrollo del texto de la presente tesis, el factor de utilización es un concepto relativamente antiguo que se utiliza para análisis térmico de edificios y que a veces se encuentra en los métodos de cálculo simplificados como el contenido en el Proyecto de Norma prEN ISO-13790. La figura siguiente muestra la gráfica que se encuentra en la norma citada y que se utiliza para determinar el factor de utilización vinculado a la radiación solar que atraviesa las ventanas de los recintos durante régimen de calefacción.

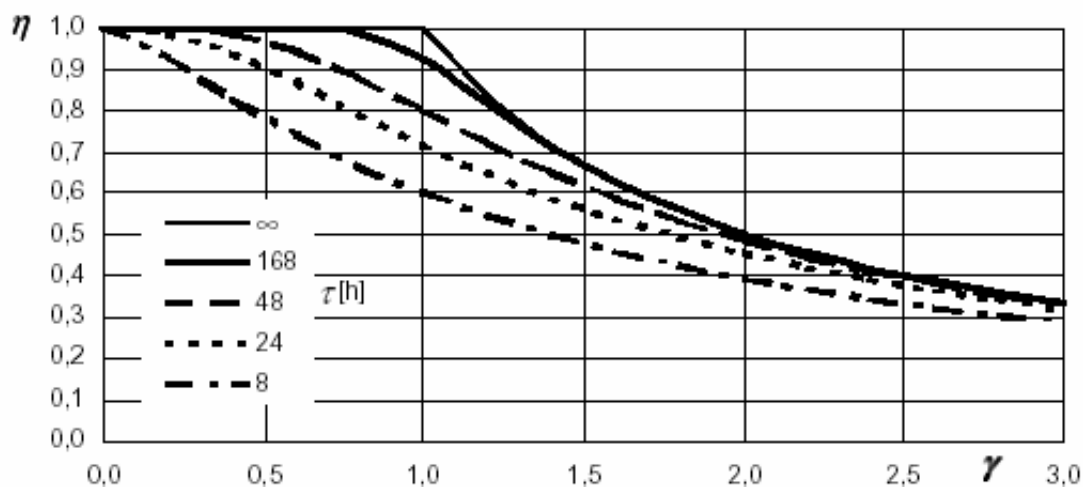


Figura 8.2. Factor de utilización en radiación. Figura extraída de la norma prEN ISO-13790.

Como puede observarse, el factor de utilización depende de la relación entre la energía almacenada y restituida al recinto –lo que podríamos considerar la oferta de energía- y la energía demandada por un lado (γ), y de la inercia del recinto por otro (τ).

Físicamente, el factor de utilización para calefacción puede entenderse a partir de la energía solar almacenada y restituida por los cerramientos que no se utiliza para compensar la demanda de calefacción. Este hecho sucede en aquellas horas en las cuales dicha energía restituida supera los valores correspondientes de demanda. En efecto, si el calor proporcionado –oferta- supera al calor requerido –demanda-, la temperatura del recinto sale de sus condiciones de consigna y se produce un sobrecalentamiento que se traduce en una pérdida de parte de la energía solar cedida al espacio.

Lógicamente, para una demanda dada, la existencia de periodos en los que la energía solar aparezca en exceso es tanto mayor cuanto menor sea la inercia del recinto, puesto que a menor inercia menos aplanada será la curva de restitución del calor almacenado. Al mismo tiempo, a medida que la oferta es mayor, mayores serán las posibilidades de que se produzca el sobrecalentamiento y mayor será la intensidad del mismo.

La siguiente figura muestra valores promedio de la demanda de calefacción sin radiación -curva naranja-, de la oferta de radiación solar -curva azul- y de la demanda de calefacción resultante -curva rosa-. Ésta figura se ha obtenido mediante simulación de una celda base de la tipología dada por el ejemplo del capítulo 7.1.

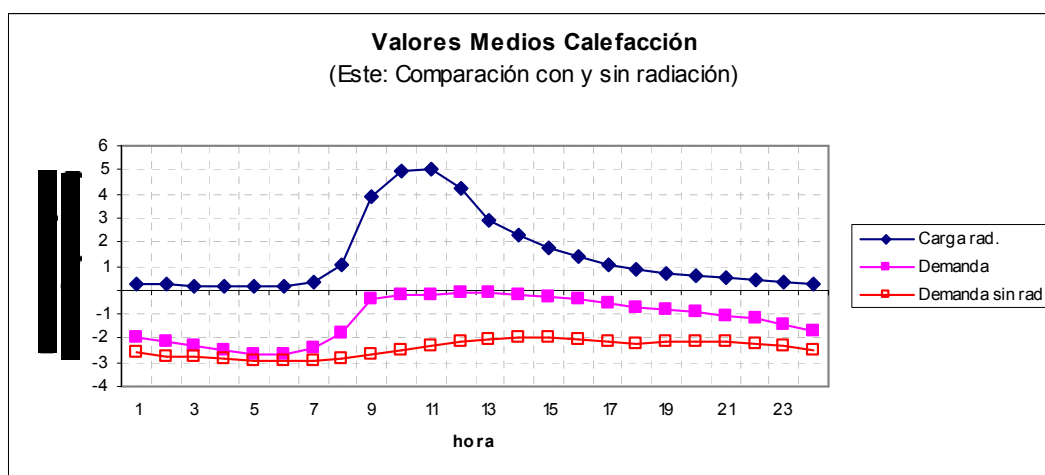


Figura 8.3. Demanda de calefacción con y sin radiación para una celda base con un único cerramiento exterior orientado al este.

Puede verse como existen horas -por ejemplo las 11- para las cuales la oferta supera a la demanda. La gráfica siguiente muestra como, en efecto, para dichas horas la temperatura interior aumenta, dando lugar al sobrecalentamiento de la zona comentado con anterioridad.

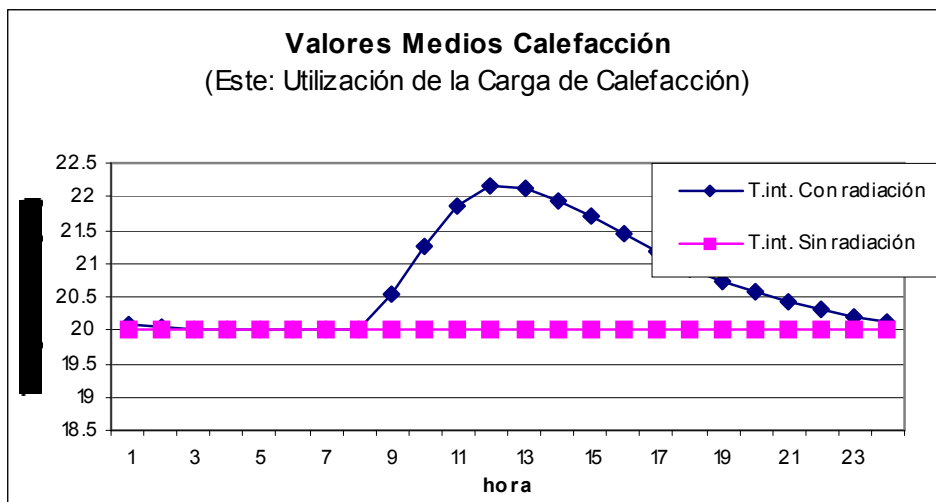


Figura 8.4. Temperatura interior de la celda base referida anteriormente en los casos con – azul- y sin radiación-rosa-.

De lo dicho anteriormente, es predecible la forma que tendrían las curvas del factor de utilización si se representan en el diagrama mencionado utilizando los valores empíricos que se obtendrían para las células base descritas en el capítulo de ventilación.

En efecto, para el régimen de calefacción se obtienen curvas como la que se muestra a continuación en la cual se representan puntos correspondientes a células base con cerramientos monocapa y multicapa -símbolos azules y rosa respectivamente-.

Éstas curvas corroboran las tendencias dadas por la figura 8.2

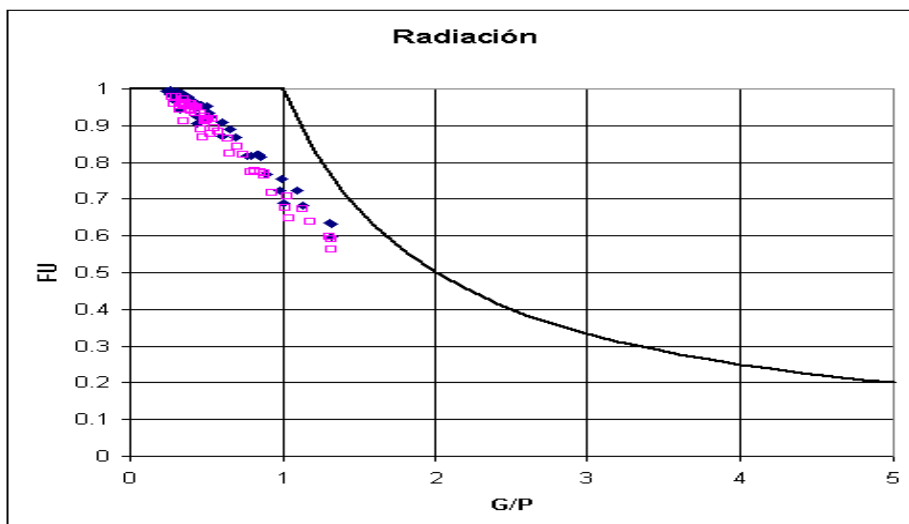


Figura 8.5. Factor de utilización para varias celdas bases en función de la relación oferta/demanda.

8.3. Liberación de la energía almacenada en un componente.

Ya que el origen del factor de utilización hay que buscarlo en el desfase existente entre el periodo en el cual se almacena energía y el periodo durante el que existe demanda de energía por parte del edificio, pasaremos a estudiar a continuación la liberación de la energía almacenada por un componente estructural y su dependencia con las características térmicas del mismo.

Para estudiar el proceso de liberación o restitución de energía desde un componente estructural a la zona adyacente con el mismo, analizaremos las constantes de tiempo de dichos elementos sometidos a la siguiente sollicitación.

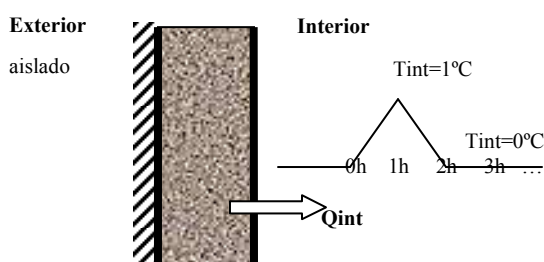


Figura 8.6. Esquema de un cerramiento aislado por su cara exterior sometido a una sollicitación con forma de triángulo unidad y duración 2 horas por su cara interior.

Como vemos, el sistema inicialmente en equilibrio, se somete a una sollicitación en forma de triángulo unitario; cuando la sollicitación finaliza, el sistema pasa por un estado transitorio hasta alcanzar de nuevo el estado de equilibrio de partida.

Si analizamos el flujo de calor que se cede al interior durante la duración del régimen transitorio, podemos conocer el tiempo característico del sistema, es decir, podemos tener una idea del tiempo que el sistema tarda en recuperar de nuevo el estado de equilibrio. Esta magnitud es útil para caracterizar la inercia de los sistemas, ya que para sistemas muy inertes este tiempo característico tiende a ser muy alto, y para sistemas poco inertes éste tiempo característico de reacción es reducido.

En primer lugar realizaremos el análisis descrito, suponiendo que la conductividad térmica del cerramiento es muy elevada, esto es idéntico a suponer que el sistema se comporta como un sistema de capacidad. Bajo esta hipótesis calcularemos la variación del tiempo característico en función de la inercia térmica y el coeficiente de película sobre la superficie interior del cerramiento.

La respuesta a la excitación descrita para un sistema de conductividad infinita -Sistema de Capacidad-, viene dada por una exponencial, como se puede ver en la siguiente figura:

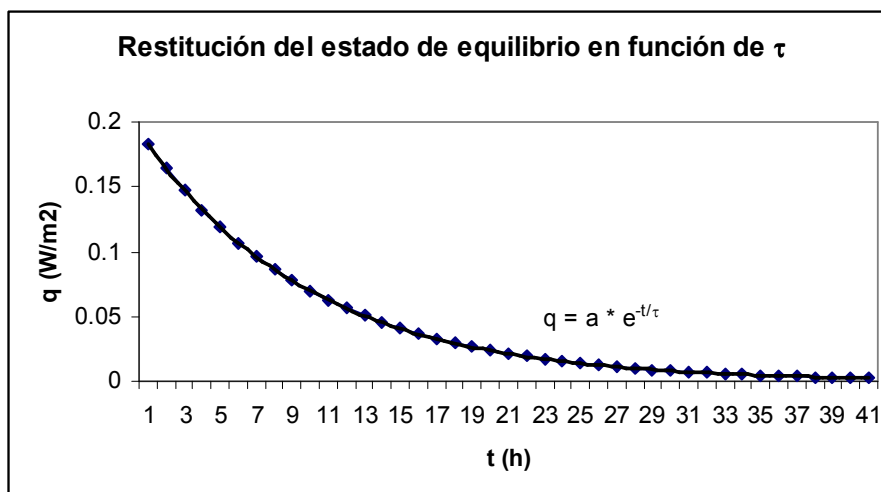


Figura 8.7. Calor restituído desde el cerramiento al medio en función del tiempo transcurrido desde el comienzo de la sollicitación.

Como vemos el exponente de dicha exponencial contiene el factor “ τ ” que es el que definimos como tiempo característico.

A continuación, estudiaremos cómo afectan varios parámetros de diseño a la constante de tiempo del sistema compuesto por el cerramiento y el aire en contacto con él.

En primer lugar analizaremos cómo afecta la inercia térmica a la constante de tiempo del sistema. La siguiente gráfica muestra la evolución del flujo de calor cedido hacia el interior para tres niveles de inercia distintos:

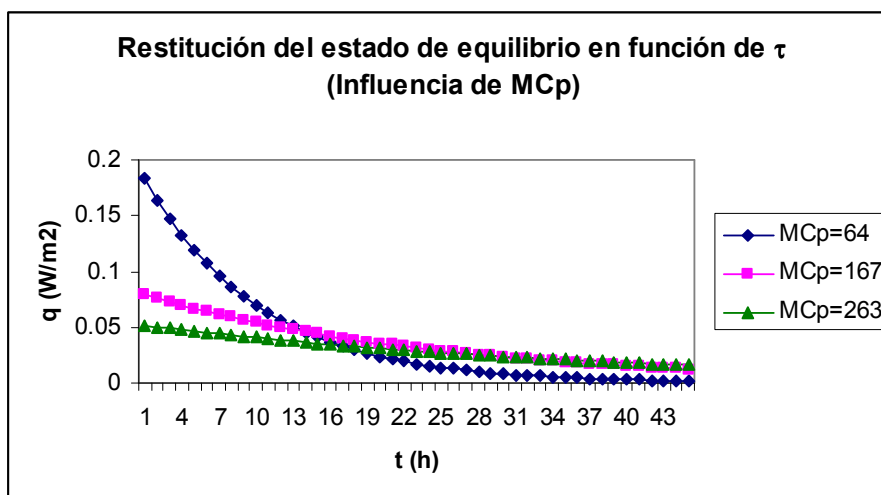


Figura 8.8. Influencia de la inercia térmica de un cerramiento en la restitución del estado de equilibrio en el mismo.

Como podíamos imaginar el sistema con el valor más elevado de la inercia térmica tiene una constante de tiempo menor que los sistemas con menores niveles de inercia térmica. Esto se observa porque la curva correspondiente al mayor nivel de inercia aparece muy plana, mostrando una evolución mucho más lenta que los otros dos hacia el estado de equilibrio.

Desde un punto de vista práctico, esto quiere decir que cuanto mayor es la inercia térmica del componente estructural $-MC_p$, más lentamente se restituye el calor previamente almacenado.

Por tanto si se diese la situación en la cual la demanda se encontrase muy desfasada con el periodo de carga, sería conveniente diseñar elementos con alta inercia térmica.

Seguidamente, veamos cómo influye el valor del coeficiente de película sobre la cara interior del cerramiento en la constante de tiempo del mismo.

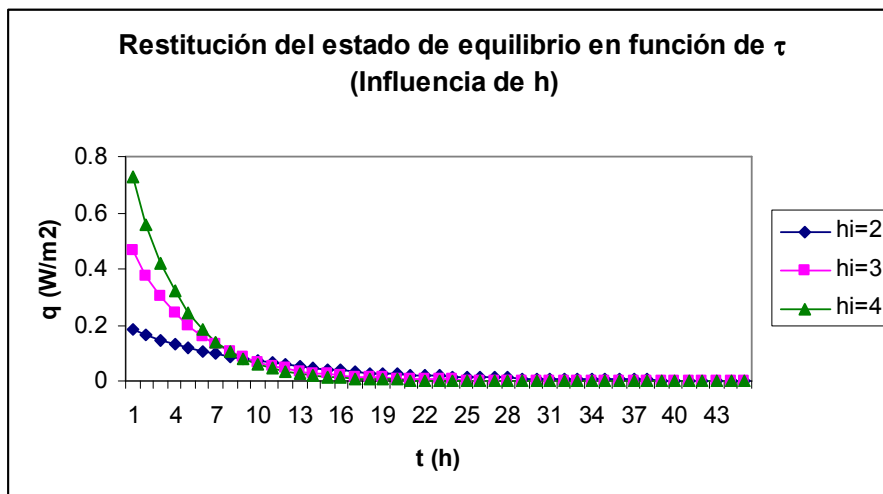


Figura 8.9. Influencia del valor del coeficiente de película sobre la cara interior del cerramiento la restitución del estado de equilibrio en el mismo.

En la gráfica anterior se observa que en la situación con el coeficiente de película más alto, es donde se obtiene una reacción más rápida es decir una constante de tiempo menor. Como vemos, cuando el coeficiente de película interior toma el valor de 4 W/m²K es cuando más rápido evoluciona el sistema hacia el estado de equilibrio.

Éste resultado no es muy positivo desde el punto de vista práctico, ya que en el caso de existir coeficientes de película elevados el proceso de descarga sería muy rápido con el consiguiente riesgo de desaprovechar gran parte de la energía almacenada. No obstante, recordemos que éste resultado es válido para sistemas de capacidad, y que al final del apartado haremos el mismo análisis para sistemas reales, entonces será el momento de extraer las conclusiones definitivas.

Es interesante estudiar la influencia de la conductividad del sistema en la constante de tiempo del mismo, de forma que iremos calculando los valores del tiempo característico del sistema para varias conductividades, la siguiente gráfica muestra los resultados obtenidos.

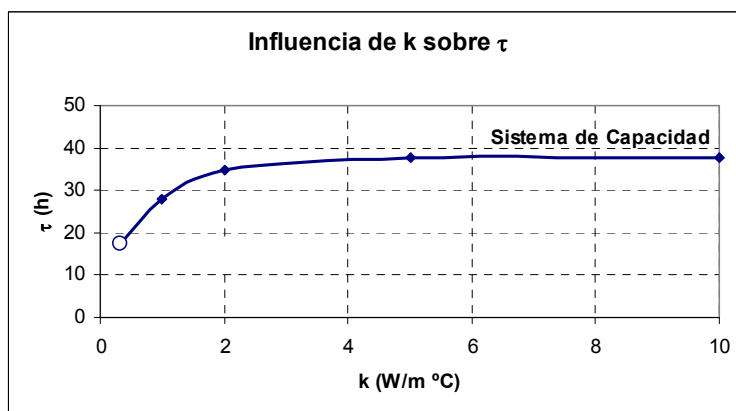


Figura 8.10. Influencia de la conductividad térmica del material constitutivo del cerramiento en la constante de tiempo del cerramiento.

Como puede observarse en el gráfico, para valores de conductividades superiores a 5 W/mK el sistema se comporta como un sistema de capacidad manteniéndose constante el valor del tiempo característico de ahí en adelante. La siguiente gráfica muestra la evolución horaria del flujo de calor hacia el interior del edificio para tres sistemas con tres conductividades distintas.

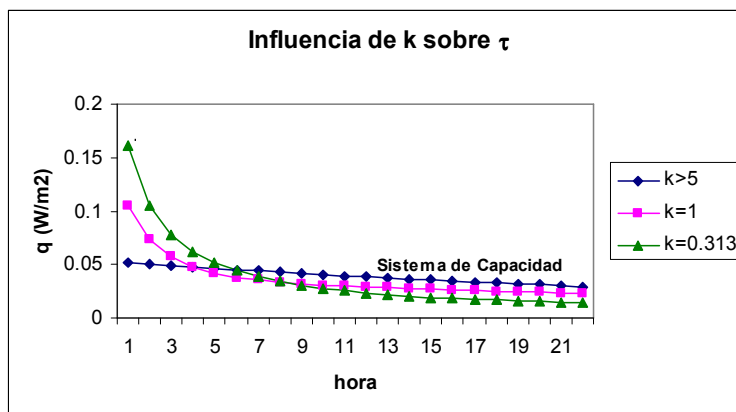


Figura 8.11. Influencia de la conductividad térmica del material constitutivo del cerramiento sobre la restitución del estado de equilibrio en el mismo.

Como vemos cuanto mayor es la conductividad del sistema más rápido sucede la liberación del calor almacenado.

Con esto hemos finalizado el análisis de la constante de tiempo de un sistema de capacidad. Seguidamente, realizaremos un análisis similar al anterior pero en sistemas con conductividades finitas próximas a la de los sistemas que podemos encontrarnos en la realidad. En estos sistemas la evolución horaria del flujo interior no será ya una curva exponencial pura, sino que será una suma de exponenciales. No obstante, una de ellas será dominante, de forma que, a partir de un determinado instante de tiempo, la evolución del flujo de calor será igual a dicha exponencial dominante.

Para este tipo de sistemas varios autores sugieren diversos métodos para calcular la constante de tiempo, nosotros hemos seleccionado el siguiente descrito por Kimura en [1].

Se puede expresar el calor total restituído q, de la siguiente forma:

$$q = a + b + \sum_{n=0}^{n=N} c \cdot r^n$$

Siendo:

a, b y c los flujos de calor en las tres primeras horas del periodo considerado respectivamente (en el caso particular de sistema de capacidad se tiene un comportamiento exponencial desde la primera hora, y por lo tanto, la ecuación anterior

$$\text{queda } q = \sum_{n=0}^{n=N} c \cdot r^n),$$

r es la razón común, ($r = e^{-1/\tau}$), y

N es el número de horas de dicho periodo menos 3. (en nuestro caso N=13 ya que el periodo de descarga tiene una duración de 16 horas).

De esta forma, se está considerando un comportamiento exponencial a partir de la tercera hora, lo que es una buena aproximación en todos los casos.

Operando a partir de la ecuación anterior, se puede llegar a una expresión que permite obtener el valor de la razón común:

$$\frac{1-r}{1-r^{N+1}} = \frac{c}{q-a-b}$$

y de aquí, se obtiene finalmente el valor de la constante de tiempo:

$$\tau = -\frac{1}{\ln(r)}$$

Veamos cuál es la influencia de la inercia térmica del cerramiento sobre la constante de tiempo en sistemas reales.

En la siguiente gráfica se muestra cómo varía la constante de un sistema de conductividad constante al aumentar su espesor, y por tanto, su inercia.

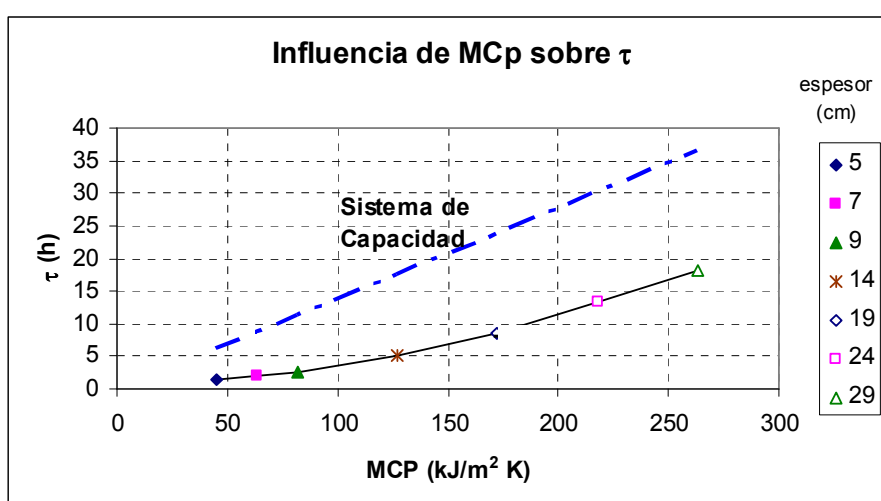


Figura 8.12 Influencia de la inercia térmica de un cerramiento en la constante de tiempo del mismo. Comparación de sistemas de conductividad finita y sistema de capacidad.

Esta gráfica muestra que la constante de tiempo de un sistema de conductividad infinita, es decir, un sistema de capacidad, es siempre mayor que la de otro de conductividad finita, como el representado. Además, para el primero la relación es lineal como se ha visto de la ecuación, desviándose ligeramente para el segundo.

Desde el punto de vista del diseño, la gráfica anterior permitiría elegir el valor de la inercia térmica de un cerramiento para adecuar la constante de tiempo de dicho cerramiento con el desfase existente entre el final del periodo de carga y el comienzo de la demanda.

Finalmente analizaremos para el caso de un sistema real con conductividad finita, la variación de la constante de tiempo con el coeficiente de película sobre la superficie interior del cerramiento. Como vimos anteriormente para el caso de un sistema de capacidad, la constante de tiempo disminuía significativamente al aumentar el coeficiente de película. Sin embargo, en la siguiente gráfica puede observarse que esta tendencia se sigue manteniendo pero es mucho más suave en el caso de sistemas con conductividades térmicas reales.

Podemos concluir que la constante de tiempo disminuye siempre al aumentar el coeficiente de película interior, pero lo hace de manera más rápida para materiales de alta conductividad, como es el caso de sistemas de capacidad.

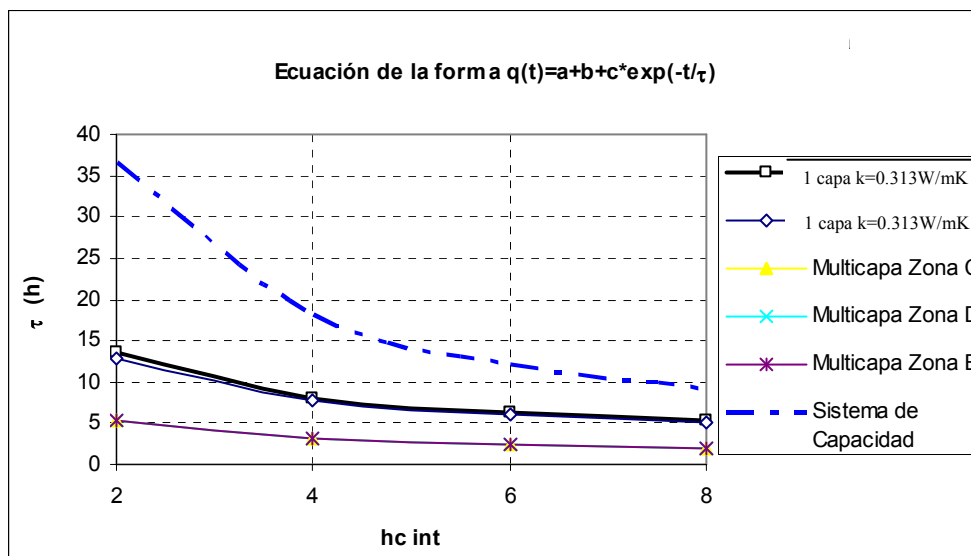


Figura 8.13. Influencia del valor del coeficiente de película interior en el valor de la constante de tiempo del cerramiento. Comparación entre sistemas de conductividad finita y sistema de capacidad.

Llegados a este punto podemos dar por concluido el estudio de las constantes de tiempo de los procesos de restitución del calor para sistemas de capacidad y sistemas reales de conductividad finita.

Desde un punto de vista práctico podemos afirmar que cuanto mayor es la constante de tiempo más lenta es la cesión de calor. Las curvas mostradas nos permitirán decidir por un diseño u otro teniendo en cuenta si en la aplicación que estamos estudiando es interesante retrasar en mayor o menor medida la restitución de calor al recinto. Por ejemplo, en situaciones donde el comienzo de la demanda se sitúe muy alejado del final de la carga será conveniente disminuir la velocidad de la descarga para lo cual se deberá aumentar la constante de tiempo del sistema por alguno de los procedimientos descritos.

8.4. Factor de utilización teórico suponiendo demanda de refrigeración constante.

Pasaremos a analizar cuantitativamente los valores de calor restituído y calor utilizado en combatir demanda para los cuatro cerramientos en el apartado 6.5, para esto se ha supuesto una demanda constante en el tiempo y se han sometido los cerramientos a periodos de descarga de 8 horas.

Los resultados de éste análisis se recogen en las siguientes gráficas. Cabe puntualizar que únicamente se han representado las curvas de descarga de los componentes –de 16 horas de duración- obviándose la carga de los mismos para mejorar la claridad de la representación.

Cada una de las cuatro gráficas siguientes muestra:

- La curva de demanda horaria en el periodo de 24 horas supuesta constante e igual al calor absorbido por el cerramiento.
- la demanda de refrigeración que es la integral de la curva anterior extendida al periodo completo, representada gráficamente mediante un sombreado.

- La curva de restitución de calor del cerramiento al interior para el periodo de descarga de dicho componente.
- El calor restituído que es la integral de la curva anterior extendida al periodo completo, representado gráficamente mediante el sombreado del área correspondiente.
- El calor útil que se define como la fracción del calor restituído que se utiliza para combatir demanda y que aparece gráficamente como la intersección de las dos zonas sombreadas anteriores. Su valor numérico se ha calculado y aparece explícitamente en un cuadro de texto sobre el gráfico.
- El factor de utilización del componente que es el cociente entre el calor útil y el calor restituído, cuyo valor aparece en el cuadro de texto anteriormente mencionado.

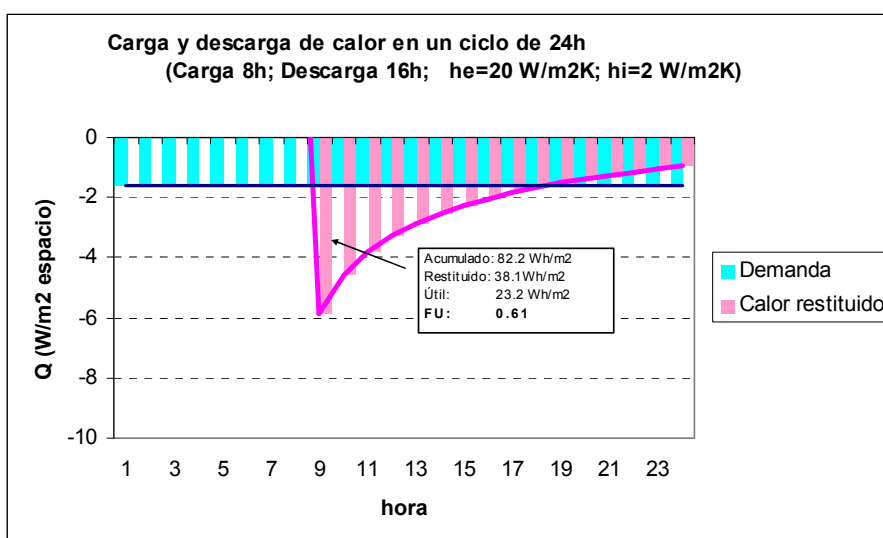


Figura 8.14. Almacenamiento y restitución de calor en un cerramiento monocapa de 24 cm de espesor. Se indican expresamente los valores del calor almacenado y restituído así como del factor de utilización del componente.

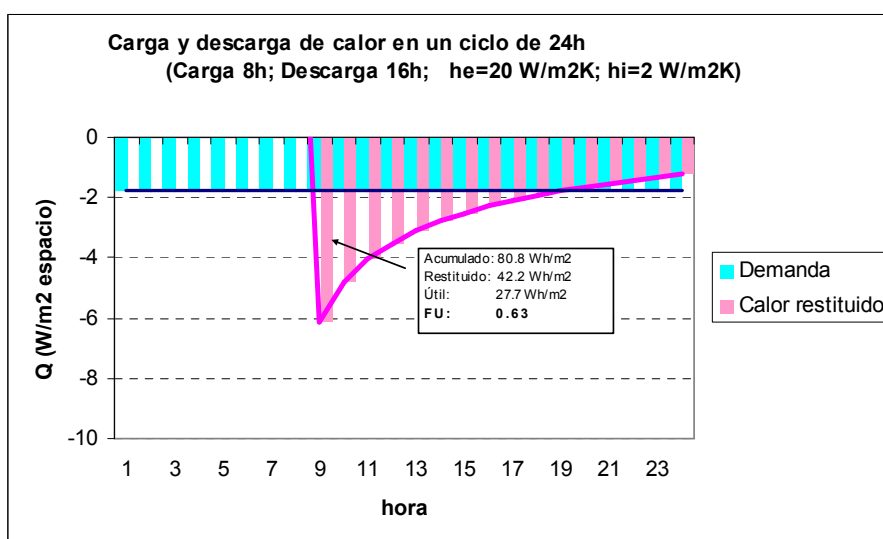


Figura 8.15. Almacenamiento y restitución de calor en un cerramiento monocapa de 29 cm de espesor. Se indican expresamente los valores del calor almacenado y restituído así como del factor de utilización del componente.

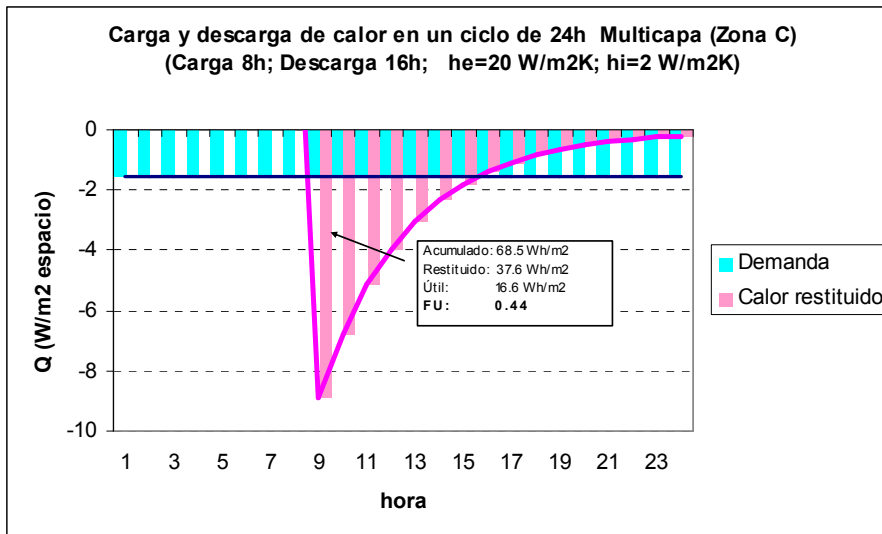


Figura 8.16. Almacenamiento y restitución de calor en un cerramiento multicapa. Se indican expresamente los valores del calor almacenado y restituido así como del factor de utilización del componente.

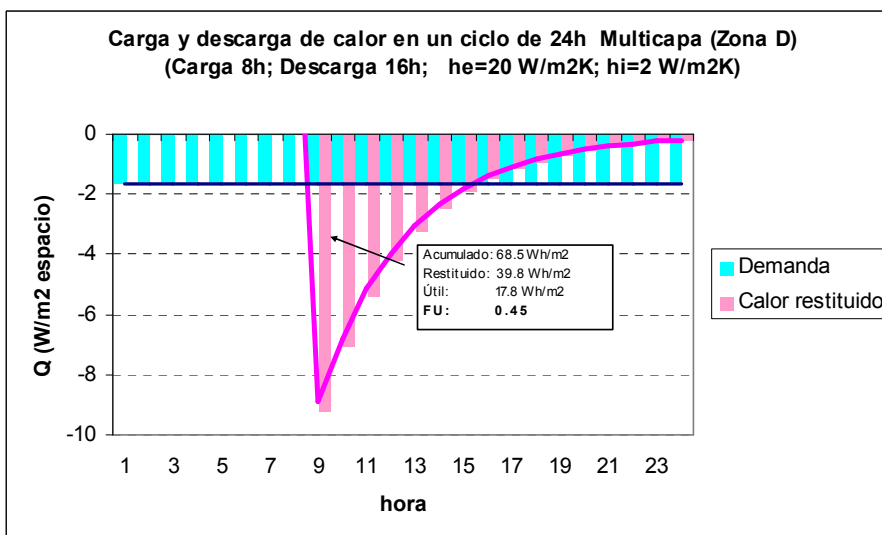


Figura 8.17 Almacenamiento y restitución de calor en un multicapa. Se indican expresamente los valores del calor almacenado y restituido así como del factor de utilización del componente.

El siguiente cuadro resume los valores obtenidos para todas las tipologías

	Calor Acumulado (Wh/m ²)	Calor Restituido (Wh/m ²)	Calor Útil (Wh/m ²)	Factor de Utilización del componente
Monocapa k = 0.313 W/mK	82.2	38.1	23.2	0.61
Monocapa k = 0.313 W/mK	80.8	42.2	27.7	0.63
Multicapa Zona C	68.5	37.6	16.6	0.44
Multicapa Zona D	68.5	39.8	17.8	0.45

Tabla 8.1. Calor almacenado y restituido, calor utilizado en combatir demanda y factor de utilización de los cerramientos objetos del estudio.

Como vemos existen grandes diferencias entre los factores de utilización de un cerramiento monocapa y multicapa -0.63 frente a 0.44-. Se deduce que cuanto más lenta es la cesión de calor mejor es el factor de utilización. Esto nos hace sospechar algo que confirmaremos a posteriori, cuanto más cerca está el final de la carga del inicio de la demanda mejor es el factor de utilización.

8.5. Evidencias empíricas del factor de utilización.

Para evaluar el factor de utilización por ventilación se realizaron múltiples simulaciones de un recinto sobre el que se hicieron las modificaciones descritas a continuación.

El recinto base está constituido por cuatro superficies verticales (paredes) y dos horizontales (suelo y techo), considerándose que existe ventana únicamente en una fachada, que las paredes interiores son medianeras, y que el suelo y el techo dan al exterior. Como altura del espacio se ha tomado 3m.

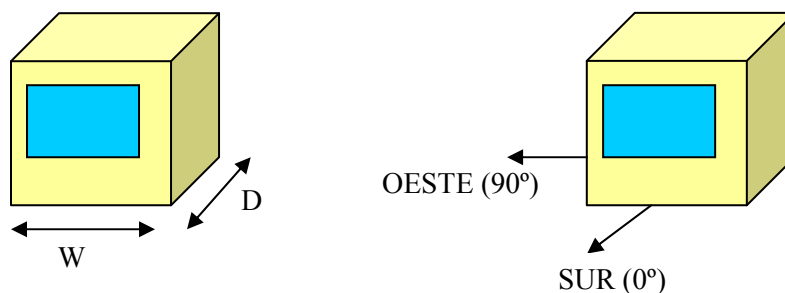


Figura 8.18. Definición gráfica de las celdas utilizadas para las simulaciones.

Se han hecho modificaciones de estas tipologías en función de algunos de los parámetros que las definen para así analizar la influencia de estos en el factor de utilización, estos parámetros son: orientación, relación de aspecto, área de la planta, número de paredes al exterior, y porcentaje acristalado de la fachada exterior.

En la siguiente tabla se recogen los valores de dichos parámetros.

Parámetro	Nº variaciones	Valores
Orientación	4	0°:Sur; 90°:Oeste; 180°:Norte; 270°:Este
Relación de aspecto (W/D)	3	0.2; 1; 5
Área de planta	3	10 m ² ; 30 m ² ; 50 m ²
Nº de paredes al exterior	2	1; 2 En el caso de 2 paredes al exterior, ambas tienen la misma composición. La orientación de la 2ª pared exterior es igual a la de la 1ª más 90°. La 2ª pared exterior no contiene ventana.
% acristalado	3	10; 30; 50

Tabla 8.2. Parámetros de los casos estudiados para el análisis de sensibilidad.

Se tienen entonces $4 \cdot 3 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 3 = 216$ tipologías diferentes.

Cada una de las tipologías resultantes se ha simulado en distintas localidades para así considerar la influencia del clima, estas localidades son todas las capitales de provincia de España, más Ceuta y Melilla -52 localidades-.

Además, se han comparado dos tipos de construcción para el muro exterior: Muro monocapa de conductividad térmica equivalente 0.3162 W/mK y 29 cm de espesor, o un cerramiento multicapa con el aislamiento interior de espesor tal que cumpla el código técnico de la edificación. Sus coeficientes globales de transferencia son los siguientes:

Tipo de Construcción	Zona Climática	U (W/m ² °C)
Monocapa de 29 cm	Todas	0.92
Multicapa con aislamiento interior	A	0.94
	B	0.82
	C	0.73
	D	0.66
	E	0.57

Tabla 8.3. Coeficiente global de transferencia de los cerramientos monocapa y multicapa en función de la zona climática de aplicación.

La metodología para evaluar el factor de utilización en cada caso ha sido el siguiente. Se han simulado dos casos por cada tipología anterior: una situación base y una situación sin ventilación nocturna. Ambos casos se compararán en términos de demanda de refrigeración, habiéndose resuelto el caso con ventilación nocturna de 30 renovaciones por hora de 1 a 8 de la mañana.

De esta forma, el número de simulaciones realizadas ha sido:

216 tipologías * 2 construcciones * 2 situaciones * 52 localidades = 44928 simulaciones

Como resultado se obtendrá el factor de utilización frente a la relación de pérdidas divididas por las ganancias, siendo las pérdidas la carga por ventilación natural nocturna, y las ganancias la demanda de refrigeración sin dicha ventilación.

Si nos centramos exclusivamente en una localidad se obtendrían los siguientes resultados:

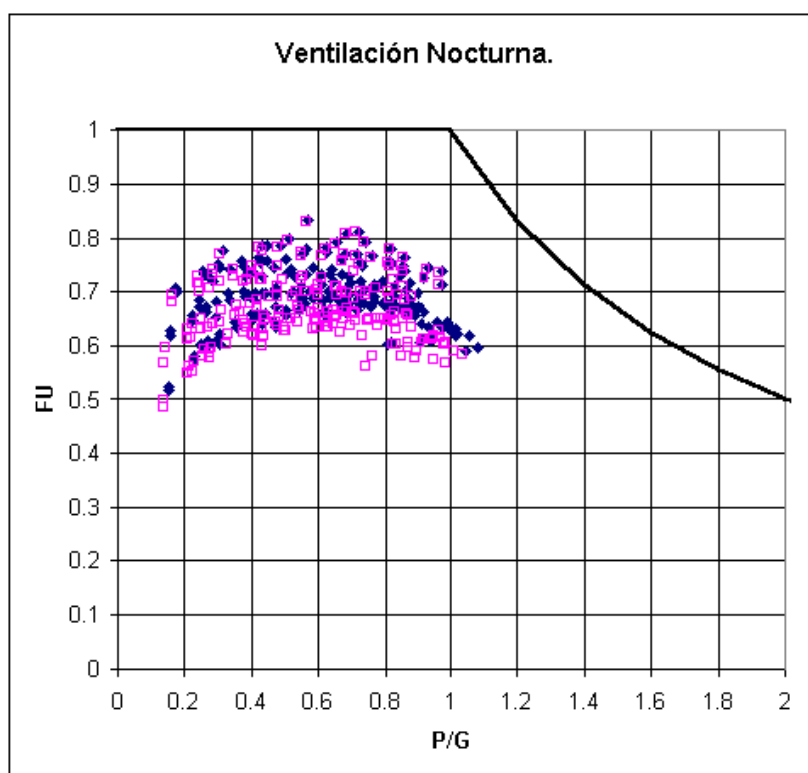


Figura 8.19. Factor de utilización en función del cociente pérdidas ganancias en Sevilla, se han representado los resultados para las orientaciones este, oeste y sur, en cada representación se han representado dos puntos correspondientes a una pared exterior o dos paredes exteriores.

Como vemos parece existir un máximo del valor del factor de utilización para una relación pérdidas/ganancias del orden de 0.5.

En el caso de forjados térmicamente activos también se observó la presencia de dicho máximo al calcular el factor de utilización mediante la simulación de un edificio tipo en varias localidades para conseguir modificar de esta forma el cociente entre la energía almacenada y la energía demandada.

En concreto el edificio tipo presenta una tipología muy similar a la de las celdas definidas para el cálculo de ventilación con la excepción de que en este caso son de dos alturas situándose el forjado térmicamente activo entre ambas.

La siguiente representación gráfica muestra los resultados obtenidos para tres edificios con distintos niveles de inercia térmica: alta –en color amarillo-, baja –en rosa- y baja pero con mayor nivel de aislamiento –en azul-. Como puede observarse, en el primer caso el máximo se presenta para una relación pérdidas/ganancias alrededor de la unidad, siendo en los otros dos casos del orden de 1.5.

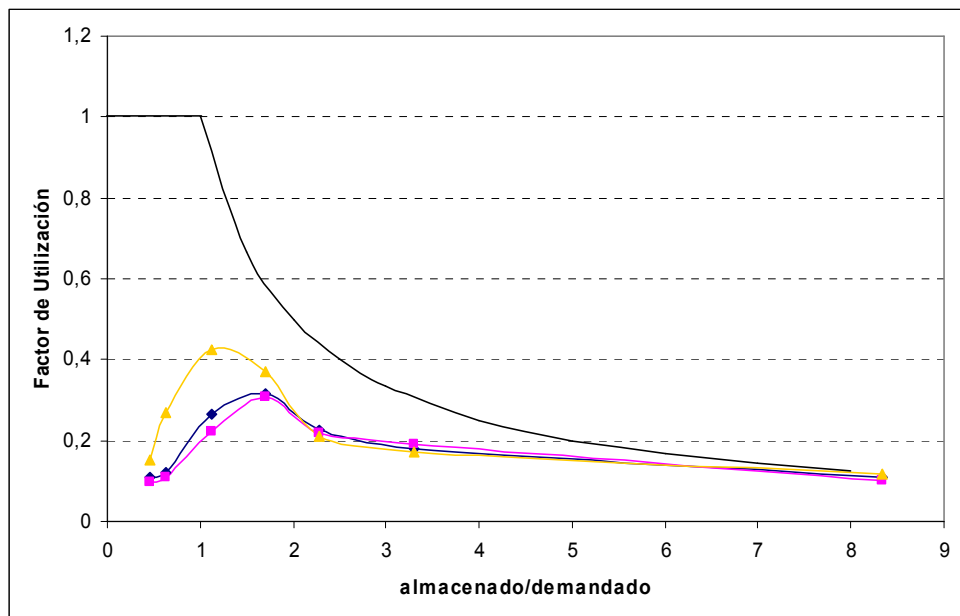


Figura 8.20. Factor de utilización en función del cociente pérdidas/ganancias.

8.6. Influencia de la forma de la curva de la oferta en el factor de utilización suponiendo la demanda de refrigeración constante.

En este apartado estudiaremos mediante un desarrollo analítico la dependencia del factor de utilización en función de la forma de la carga de ventilación –oferta- suponiendo la demanda constante. Dado que el análisis mencionado tiene una cierta complejidad, haremos ciertas hipótesis para facilitar el desarrollo teórico.

La primera hipótesis consistirá en suponer la inercia del recinto nula, es decir, se considerará que sólo se utilizará para combatir la demanda la fracción de la carga de ventilación que se solapa en el tiempo con ella. En este caso, se obtendrá el límite inferior del factor de utilización, ya que como sabemos parte de la carga de ventilación que no se ofrece simultáneamente en el tiempo a la demanda se podrá utilizar posteriormente para combatirla, gracias al almacenamiento de energía en la propia estructura del edificio. La segunda hipótesis será suponer que tanto la demanda de refrigeración como la carga de ventilación –es decir la oferta o las pérdidas netas por ventilación- son constantes; la primera a lo largo de las 24 horas, y la segunda durante un periodo determinado de “ n ” horas. En la siguiente figura se muestra gráficamente lo expresado en este párrafo.

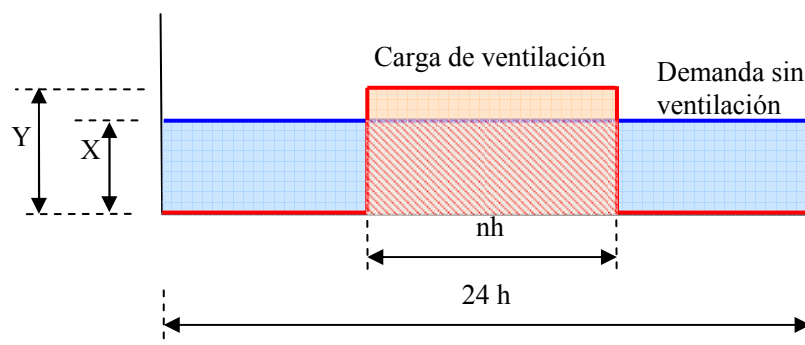


Figura 8.21. Esquema de la carga de ventilación y la demanda sin ventilación en un periodo de 24 horas.

Para este caso, y utilizando la definición del factor de utilización –cociente de la fracción de la carga de ventilación que se usa para combatir la demanda (área de la zona rayada) dividida por la carga de ventilación total-, se tiene que:

$$FU = \frac{n \cdot X}{n \cdot Y} = \frac{n}{24} \cdot \frac{1}{\gamma}$$

Siendo $\gamma = \frac{\text{Carga de ventilación}}{\text{Demanda Sin ventilación}}$, es decir la razón entre pérdidas y ganancias

Si obtenemos el FU empleando la expresión anterior para 6, 8 y 12 horas de duración de la oferta de ventilación se obtienen los resultados que aparecen en la siguiente gráfica.

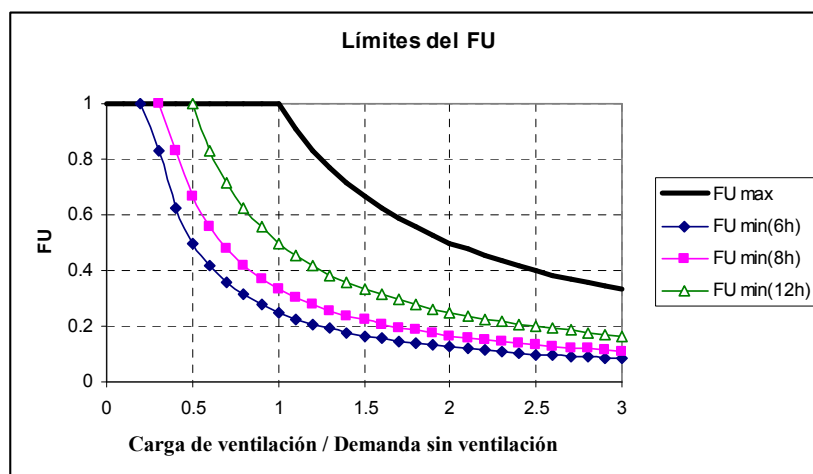


Figura 8.22 Factor de utilización teórico suponiendo inercia nula.

Como hemos visto, en el caso de carga de ventilación constante, no existe un máximo en el factor de utilización. Veamos lo que ocurre si analizamos la variación del factor de utilización al modificar la forma de la carga.

Para esto evaluaremos el factor de utilización en los casos de carga en forma de rampa, parabólica y exponencial y estudiaremos la presencia de un máximo o mínimo en estos escenarios. Para calcularlo basta con hacer $\frac{dFU}{d\gamma} = 0$.

Caso 1: supongamos que la carga de ventilación varía linealmente en función de la hora –carga en forma de rampa–.

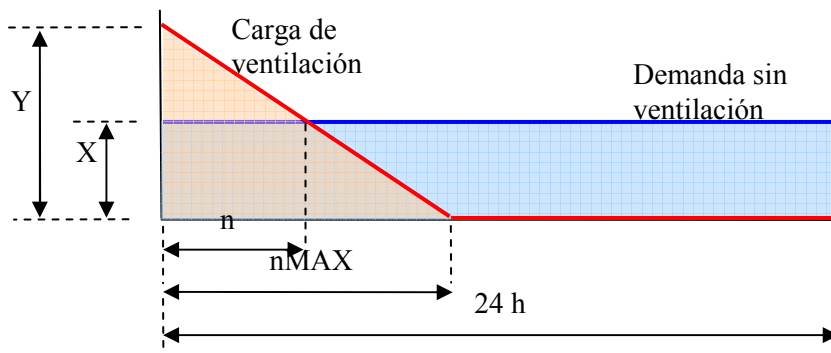


Figura 8.23. Esquema de la carga de ventilación y la demanda sin ventilación en el ejemplo propuesto.

$$n = nMAX \cdot \left(1 - \frac{nMAX}{48} \cdot \frac{1}{\gamma} \right)$$

$$FU = \frac{n}{24} \cdot \frac{1}{\gamma} \Rightarrow \frac{dFU}{d\gamma} = 1 + \frac{nMAX}{48} \cdot \frac{-2}{\gamma} = 0 \Rightarrow \text{Máximo: } \gamma = \frac{nMAX}{24}$$

Se demuestra de esta forma que puede existir un máximo en la curva del factor de utilización representada frente a la relación de la carga de ventilación dividida por la demanda de refrigeración, y que éste máximo depende de las formas relativas de ambas.

Los casos 2 y 3 con curvas de la carga parabólica y exponencial respectivamente se muestran gráficamente a continuación.

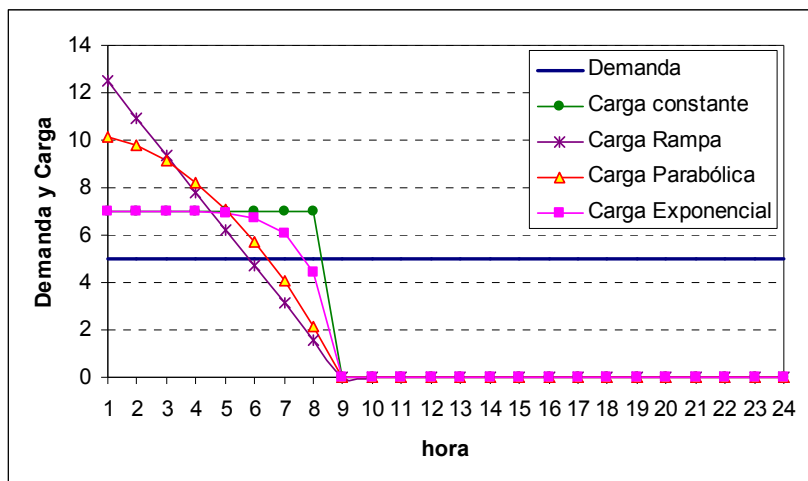


Figura 8.24. Representación gráfica de varias curvas de carga cuyo factor de utilización se ha estudiado.

Los distintos casos se han calculado manteniendo la misma curva de carga, y se ha ido aumentando la demanda, de esta forma se consiguen distintas relaciones de Carga/Demanda.

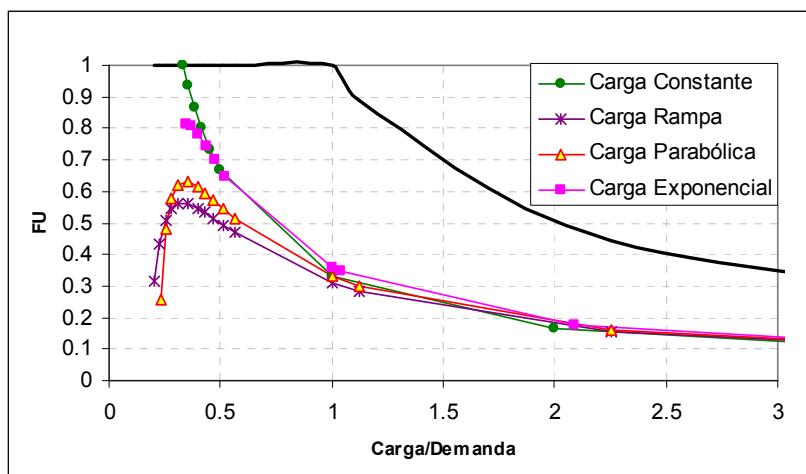


Figura 8.25. Factor de utilización en función del cociente pérdidas, ganancias para las diversas curvas de carga expuestas anteriormente.

En esta gráfica se hace patente la posible presencia de un máximo en función de la forma de la curva de oferta –carga de ventilación– que justifica parcialmente los resultados obtenidos mediante las simulaciones. Se dice que este resultado justifica parcialmente lo obtenido porque en nuestras simulaciones la inercia no es nula, en realidad lo que este primer análisis justifica es la presencia de un máximo en algunos casos particulares bajo la hipótesis de inercia nula. Para justificar completamente el resultado obtenido tendríamos que hacer un desarrollo análogo al anterior eliminando la hipótesis de partida de inercia nula. Es este análisis el que haremos a continuación.

Como ya se indicó anteriormente el factor de utilización para ventilación se define como la carga de ventilación de un espacio que es utilizada para disminuir la demanda de refrigeración. En forma de ecuación:

$$FU = \frac{\text{Demanda Sin Ventilación} - \text{Demanda Refrigeración}}{\text{Carga de Ventilación}}$$

De la definición anterior de factor de utilización de ventilación se deduce que, una cierta fracción de la carga de ventilación no se usa para combatir la demanda de refrigeración. Esta fracción de carga es la responsable del subenfriamiento del espacio durante un determinado periodo de tiempo. El subenfriamiento del espacio se podría calcular, por lo tanto, como sigue:

$$\text{Subenfriamiento} = \text{Carga de Ventilación} - FU * \text{Carga de Ventilación}$$

Despejando se tiene que:

$$FU = 1 - \frac{\text{Subenfriamiento}}{\text{Carga de Ventilación}}$$

Para comprender mejor lo anterior, veamos el concepto anterior de forma gráfica mediante la siguiente representación:

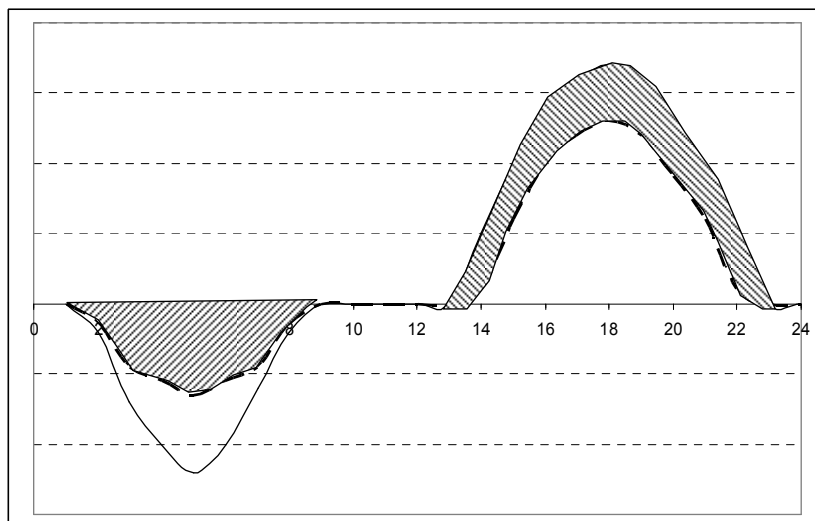


Figura 8.26. Explicación gráfica del factor de utilización y su relación con el subenfriamiento.

Mediante una línea continua se representan la demanda de energía sin hacer uso de la ventilación, desde las 13 a las 23 horas. Si empleamos una estrategia de ventilación nocturna tendremos una carga por ventilación, desde las 1 a las 9 horas, que será posible utilizar para combatir la demanda anterior. Decimos será posible utilizar porque, como sabemos, no toda la energía almacenada en este periodo de tiempo se podrá utilizar para combatir la demanda. En el ejemplo anterior, la demanda de energía con ventilación aparece representada con una línea discontinua, la zona rayada de forma descendente entre las dos curvas, representa el ahorro en demanda después de aplicar la técnica de refrigeración natural que estamos estudiando. Este ahorro en demanda ha sido posible gracias a una parte de la carga por ventilación, la parte restante aparece rayada en el gráfico de forma ascendente, esta parte restante es la responsable de que exista un cierto subenfriamiento. Dado que, el factor de utilización es la relación entre la parte de la carga por ventilación utilizada para combatir la demanda y la carga total por ventilación, es posible calcular dicho factor evaluando el numerador de forma indirecta, restando de la carga total por ventilación el subenfriamiento.

Estudiaremos cómo calcular el subenfriamiento para así obtener de forma indirecta el factor de utilización en el caso de inercia no nula.

Como hemos demostrado, es posible calcular el factor de utilización a partir del subenfriamiento, y la carga total por ventilación. De estos dos parámetros, el cálculo del subenfriamiento es posible a partir del método de funciones de transferencia. Este método se basa en los conocidos Room Air Weighting Factors [2], en adelante RAWF, que permiten calcular el incremento del flujo de calor y el incremento de temperatura de un espacio a partir de sus valores en instantes anteriores.

Así, el incremento del flujo de calor y el incremento de temperatura de un espacio a partir de sus valores en instantes anteriores se pueden escribir como sigue

$$\Delta Q(t) = \sum_{i=0}^{na} a(i)\Delta T(t-i) - \sum_{i=1}^{nd} d(i)\Delta Q(t-i)$$

$$\Delta T(t) = \frac{1}{a(0)} \left[\sum_{i=0}^{nd} d(i)\Delta Q(t-i) - \sum_{i=1}^{na} a(i)\Delta T(t-i) \right]$$

Donde $a(i)$ son los numeradores de los RAWF y $d(i)$ los denominadores.

El Subenfriamiento se puede calcular, en dos tramos, a partir de la siguiente ecuación:

$$\text{Subenfriamiento} = UA \cdot \sum_{t=1}^{nh1} \Delta T(t) + UA \cdot \sum_{t=nh1}^{24} \Delta T(t)$$

Siendo el primer tramo aquel en el que hay simultáneamente carga y demanda y el tramo 2 aquél en el que hay sólo demanda –ver gráfico 8.23-.

De ahora en adelante se va a suponer que sólo existen dos numeradores y dos denominadores. Esta hipótesis permite simplificar el desarrollo sin pérdida de generalidad, además es la situación que se tiene para el caso de sistema de capacidad.

De estos denominadores, el primero es igual a la unidad, y el segundo se puede calcular a partir de la constante de tiempo principal del espacio: $d(0) = 1$; $d(1) = -e^{-1/\tau}$

Por otra parte, la ecuación para régimen permanente es la siguiente: $\Delta Q = UA\Delta T$

Y también, usando los RAWF:
$$\Delta Q = \frac{\left(\sum_{i=0}^{na} a(i) \right)}{\left(\sum_{i=0}^{nd} d(i) \right)} \Delta T$$

De aquí, se puede expresar el segundo denominador en función del primero, del UA del espacio, y de la constante de tiempo: $a(1) = UA \left(1 - e^{-1/\tau} \right) - a(0)$, ésta es una valor negativo, por lo que más adelante utilizaremos $X = -a(1)$.

Una segunda hipótesis que se va a utilizar será suponer que el incremento de flujo de calor es constante, con lo que el cálculo del incremento de temperatura del espacio queda:

$$\Delta T(t) = \frac{1}{a(0)} \left[\Delta Q \cdot \left(1 - e^{-t/\tau} \right) + X \cdot \Delta T(t-1) \right]$$

Como tercera hipótesis, se va a suponer que $\Delta T(0) = 0$, y con ello se llega a la siguiente expresión para $\Delta T(t)$, donde se elimina la dependencia de la temperatura del instante anterior:

$$\Delta T(t) = \frac{\Delta Q}{a(0)} \left[\left(1 - e^{-t/\tau} \right) \left(\frac{1 - \left(\frac{X}{a(0)} \right)^{t-1}}{1 - \frac{X}{a(0)}} \right) + \left(\frac{X}{a(0)} \right)^{t-1} \right]$$

La expresión anterior nos permite calcular el subenfriamiento durante el periodo (nh1 horas) en el que $\Delta Q(0) \neq 0$.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Subenfriamiento} \\ (\text{periodo1} : \Delta Q \neq 0) \end{array} \right\} = UA \cdot \sum_{t=1}^{nh1} \frac{\Delta Q}{a(0)} \left[\left(1 - e^{-t/\tau} \right) \left(\frac{1 - \left(\frac{X}{a(0)} \right)^{t-1}}{1 - \frac{X}{a(0)}} \right) + \left(\frac{X}{a(0)} \right)^{t-1} \right]$$

Desarrollando la ecuación anterior se llega a:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Subenfriamiento} \\ (\text{periodo1} : \Delta Q \neq 0) \end{array} \right\} = UA \cdot \frac{\Delta Q}{a(0)} \cdot \left[\frac{1 - e^{-\frac{1}{\tau}}}{1 - \frac{X}{a(0)}} \cdot \left(nh1 - 1 - \frac{X}{a(0)} \cdot \frac{1 - \left(\frac{X}{a(0)} \right)^{nh1-1}}{1 - \frac{X}{a(0)}} \right) + \frac{1 - \left(\frac{X}{a(0)} \right)^{nh1}}{1 - \frac{X}{a(0)}} \right]$$

Para el periodo posterior, en el que $\Delta Q(0) = 0$, el incremento de temperatura se calcula de:

$$\Delta T(nh1 + t) = \frac{1}{a(0)} \cdot \left(\frac{X}{a(0)} \right)^{t-1} \left[X \cdot \Delta T(nh1) - \Delta Q \cdot e^{-\frac{1}{\tau}} \right]$$

y el subenfriamiento del segundo periodo queda:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Subenfriamiento} \\ (\text{periodo2} : \Delta Q = 0) \end{array} \right\} = UA \cdot \frac{\left[X \cdot \Delta T(nh1) - \Delta Q \cdot e^{-\frac{1}{\tau}} \right]}{a(0)} \cdot \left(\frac{1 - \left(\frac{X}{a(0)} \right)^{24-nh1}}{1 - \frac{X}{a(0)}} \right)$$

Finalmente, el factor de utilización se puede calcular como sigue:

$$FU = 1 - \frac{1}{C \arg a \text{Ventilación}} \left\{ \begin{array}{l} UA \cdot \frac{\Delta Q}{a(0)} \cdot \left[\frac{1 - e^{-\frac{1}{\tau}}}{1 - \frac{X}{a(0)}} \cdot \left(nh1 - 1 - \frac{X}{a(0)} \cdot \frac{1 - \left(\frac{X}{a(0)} \right)^{nh1-1}}{1 - \frac{X}{a(0)}} \right) + \frac{1 - \left(\frac{X}{a(0)} \right)^{nh1}}{1 - \frac{X}{a(0)}} \right] \\ + UA \cdot \frac{\left[X \cdot \Delta T(nh1) - \Delta Q \cdot e^{-\frac{1}{\tau}} \right]}{a(0)} \cdot \left(\frac{1 - \left(\frac{X}{a(0)} \right)^{24-nh1}}{1 - \frac{X}{a(0)}} \right) \end{array} \right\}$$

Siendo
$$\Delta T(nh1) = \frac{\Delta Q}{a(0)} \left[\left(1 - e^{-\frac{1}{\tau}} \right) \left(\frac{1 - \left(\frac{X}{a(0)} \right)^{nh1-1}}{1 - \frac{X}{a(0)}} \right) + \left(\frac{X}{a(0)} \right)^{nh1-1} \right]$$

La ecuación anterior se ha aplicado para los mismos ejemplos anteriores de tipos de cargas, y para varias inercias de espacios. El siguiente ejemplo muestra el caso de carga de tipo rampa.

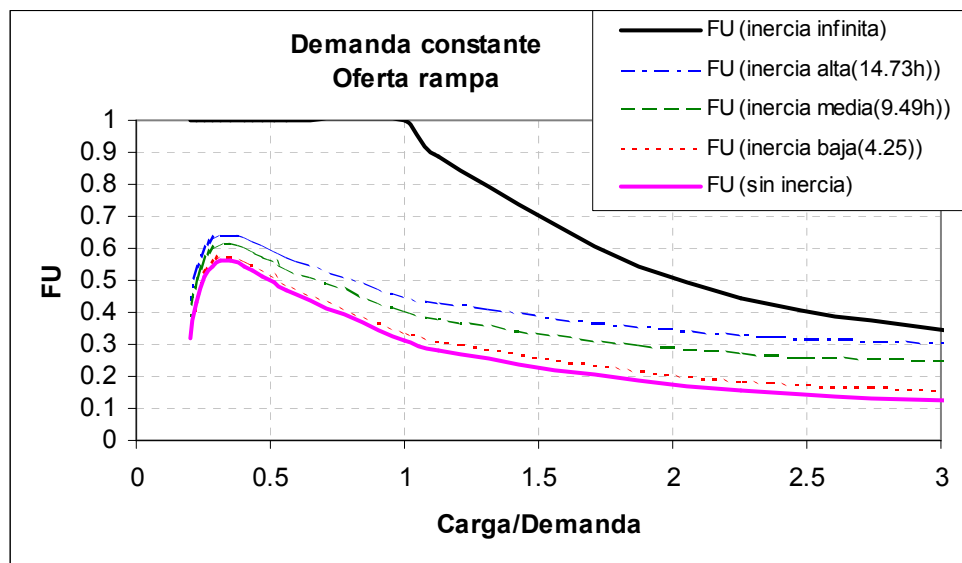


Figura 8.27. Factor de utilización en función del cociente pérdidas ganancias en el caso de que la forma de la curva de carga sea en rampa para distintos niveles de inercia.

Como podemos observar, la forma de las curvas en los casos con inercia es igual a la forma de las curvas en el caso de inercia nula. Esta primera conclusión es la que justifica la existencia de un máximo en las curvas obtenidas mediante las simulaciones.

Estos resultados parecen avalar la hipótesis de la existencia de un máximo en el factor de utilización, tal y como demuestran las evidencias mostradas en el apartado 8.5. No obstante continuaremos en nuestra investigación para poder constatar este hecho.

8.7. Influencia del periodo de existencia de demanda de refrigeración.

Las siguientes gráficas ponen de manifiesto que entre el final de la oferta –periodo durante el que se produce la carga- y el comienzo de la demanda de refrigeración existe un desfase horario.

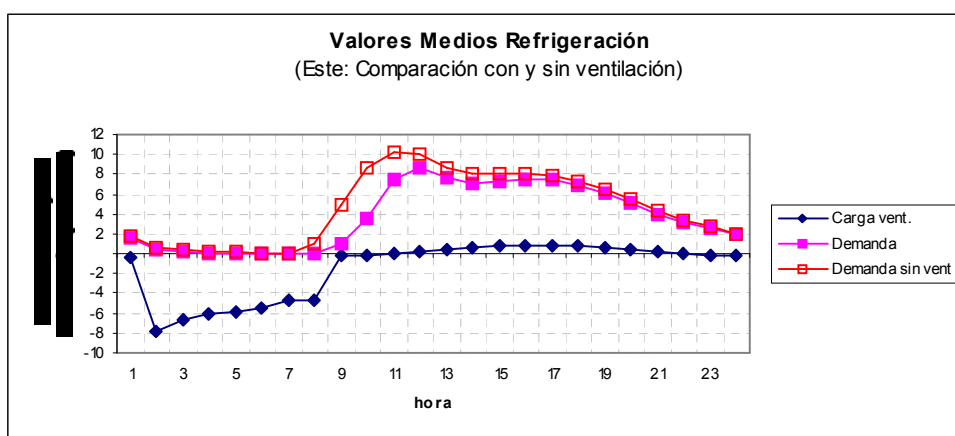


Figura 8.28 Demanda de refrigeración con y sin ventilación para una celda base con un único cerramiento exterior orientado al este.

Como puede verse existen periodos de tiempo en los cuales el frío aportado por los cerramientos supera a la demanda de refrigeración. Como ya sabemos, asociado a estos intervalos de tiempo, existe un subenfriamiento que es conceptualmente idéntico al sobrecalentamiento descrito para el régimen de calefacción y que se muestra en la gráfica siguiente.

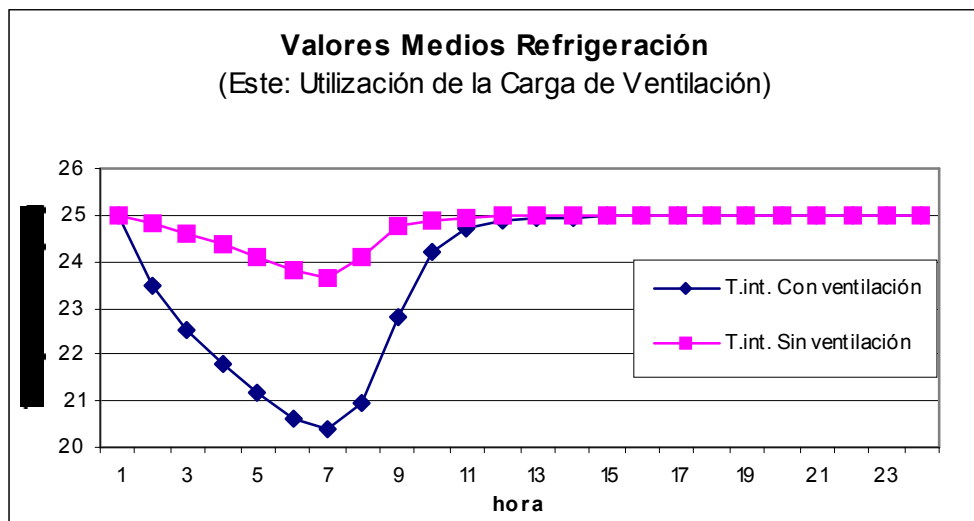


Figura 8.29. Temperatura interior del recinto en el caso de existir ventilación –azul- y en el caso de ausencia de dicha técnica –rosa-. Como vemos al aplicar la ventilación se observa un periodo en el cual el aire se subenfria.

Por tanto, para analizar el comportamiento de las curvas del factor de utilización al modificar el desfase existente entre oferta y demanda para una inercia dada desde un plano teórico se hizo un planteamiento análogo al desarrollado por Kimura [1] en el capítulo 5 de la referencia citada. Básicamente se trata de modelar la zona como un espacio que almacena energía y la libera siguiendo una ley exponencial de forma que el calor liberado en cada instante de tiempo es:

$$\frac{q}{W} = 1 - A \exp(-Bt)$$

Donde W es el máximo calor almacenado o restituído, y A y B constantes que dependen del sistema. Por otra parte, t es el tiempo transcurrido desde el inicio del proceso.

En este caso una zona con una constante de tiempo de 5 horas presentaría la siguiente curva de carga y descarga.

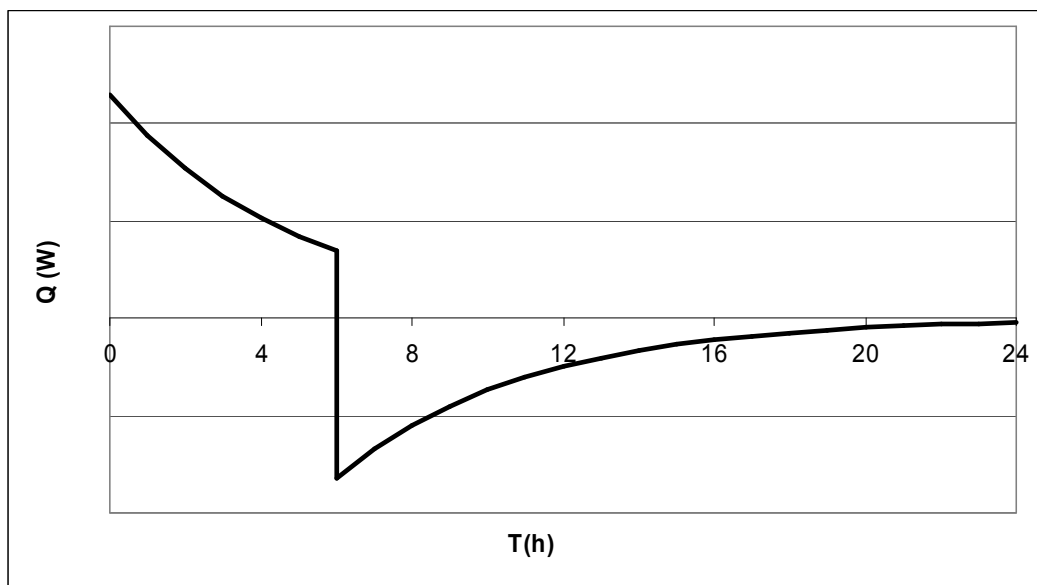


Figura 8.30. Almacenamiento y restitución de calor en un recinto sometido a ventilación nocturna durante un periodo de 6 horas. La constante de tiempo de la zona es igual a 5 horas.

Las constantes W , A y B pueden modificarse para conseguir que la energía almacenada en el periodo de carga y posteriormente restituída en el periodo de descarga sea igual al valor deseado por nosotros.

Si sobre la representación anterior dibujamos la energía demandada por la zona podemos calcular el calor útil como el área de la zona de solape entre el calor restituído y el demandado. Por ejemplo para una demanda constante desde las 8.00 en adelante, la representación sería la siguiente:

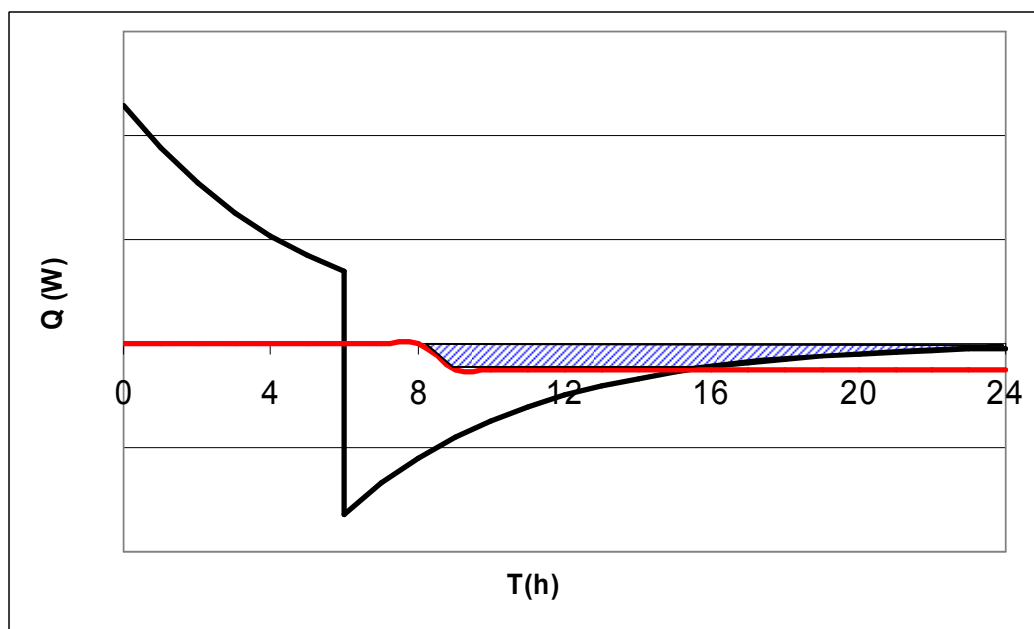


Figura 8.31. Almacenamiento y restitución de calor en el recinto caracterizado anteriormente sometido a una demanda constante desde las 8.00 a.m. a las 24.00 p.m. El área rayada en azul representa la fracción del calor almacenado y posteriormente restituído que se utiliza para combatir la demanda de energía de dicha zona.

Siendo el calor útil la integral del área rayada en azul.

El factor de utilización finalmente sería el cociente entre el calor útil y el calor total restituído. Recordemos que esta definición ya la vimos en el apartado 8.4.

En este caso la energía almacenada es igual a la restituída, es decir se considera el sistema en régimen permanente, por tanto el área bajo la curva de carga debe ser idéntica al área bajo la curva de descarga. Si estuviésemos en el caso de que la demanda se solapase con la carga total o parcialmente el calor útil se calcularía en dos pasos. En un primer momento se calcularía el calor demandado que se combate durante la carga calculando el área de intersección del calor almacenado y el demandado. A continuación habría que hacer el mismo procedimiento pero durante la descarga, ahora bien, habría que tener en cuenta que no todo el calor almacenado puede ser restituído ya que una parte se usó para combatir la demanda simultánea a la carga. Por lo tanto habría que calcular la evolución de la descarga de forma que el área bajo la curva fuese igual a la energía realmente cargada y posteriormente evaluar sobre esta la fracción de la demanda que se combate.

Mediante el procedimiento teórico descrito se evaluó el factor de utilización en función del cociente oferta/demanda para una variación de este último entre 0.20 y 2.00. En todos los casos evaluados se consideró un periodo de carga de 6 horas y una demanda constante durante un número de horas. La duración del periodo de demanda fue el parámetro que se modificó, se partió de 24 horas y posteriormente se calcularon periodos de duración de la demanda de 18, 17, 15, 12 y 7 horas. Los resultados obtenidos se resumen en la siguiente gráfica:

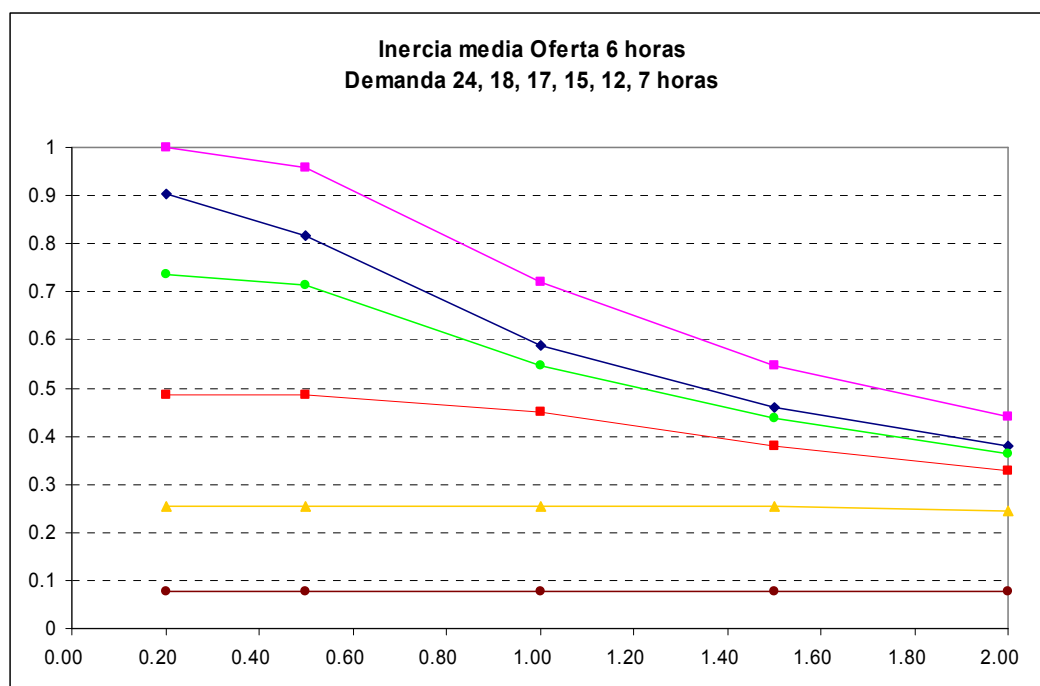


Figura 8.32. Factor de utilización en función de la relación oferta/demanda para una zona sometida a un periodo de ventilación nocturna de duración 6 horas y demanda constante. Representación para distintos niveles de duración de la demanda.

Se observa como para un solape completo entre oferta y demanda –curva rosa, demanda 24 horas-, la curva del factor de utilización sigue una tendencia similar a la que se obtiene en régimen de calefacción. Cuando las demandas comienzan a desplazarse, las curvas se aplanan y son prácticamente horizontales a partir de duraciones temporales de la demanda inferiores a las

15 horas –curva roja-, que supondrían un desfase entre fin de la oferta y principio de la demanda del orden de 4 horas.

Así mismo, cuando el desfase entre oferta y demanda es muy elevado, es lógico pensar que todo el frío restituído que alcanza el periodo de ocurrencia de la demanda se utilice, ya que durante dicho intervalo, la demanda será siempre superior a la oferta existente. Esto justifica físicamente la horizontalidad de las curvas para desfases elevados.

La conclusión de éste estudio es de gran importancia ya que demuestra que las curvas empíricas encontradas en el capítulo 8.5 no muestran máximos en sentido estricto sino que, en realidad, son curvas superpuestas que responden a desfases diferentes. Es decir, se estaban representando, una sobre otra, curvas correspondientes a situaciones distintas. Con situaciones distintas queremos decir básicamente diferentes desfases entre oferta y demanda. Un caso claro, es el que se obtiene al representar conjuntamente recintos cuyas fachadas vidriadas se encuentran orientadas al este y al oeste. En estos casos, para una inercia dada y una cierta relación oferta/demanda, se obtienen dos valores muy diferentes del factor de utilización ya que estaríamos representando al mismo tiempo curvas en las que el desfase oferta-demanda es pequeño -fachadas al este- con curvas en las que el valor de dicho desfase es elevado -fachadas al oeste-.

Desde el punto de vista del diseño de recintos, las reflexiones anteriores permiten concluir que la ventilación natural será tanto más efectiva cuando más reducido sea el desfase oferta y demanda, es decir para orientaciones este y sureste. Al mismo tiempo, se deduce que el enfriamiento a primeras horas de la noche es menos efectivo que el producido a primeras horas de la mañana, y por tanto es conveniente prolongar el periodo de ventilación hasta las horas de la mañana donde esta sea efectiva.

Para estudiar el efecto que tendría sobre la situación anterior una variación en la inercia se evaluaron los siguientes casos. Partiendo de una situación inicial de las representadas anteriormente, se modificó la constante de tiempo de la zona siguiendo la serie de valores propuesta en la Norma 13790, es decir, unos valores de τ de 8, 24, 48 y 168 horas respectivamente. Cabe indicar que en los casos en los que no se ha representado la curva correspondiente a un τ de 168 horas, es debido a que esta coincidía con la curva de τ igual a 48 horas.

La curva marcada con cuadrados rosa en la representación anterior –demanda 24 horas y oferta 6 horas-, representada anteriormente para una inercia media quedaría modificada de la siguiente forma.

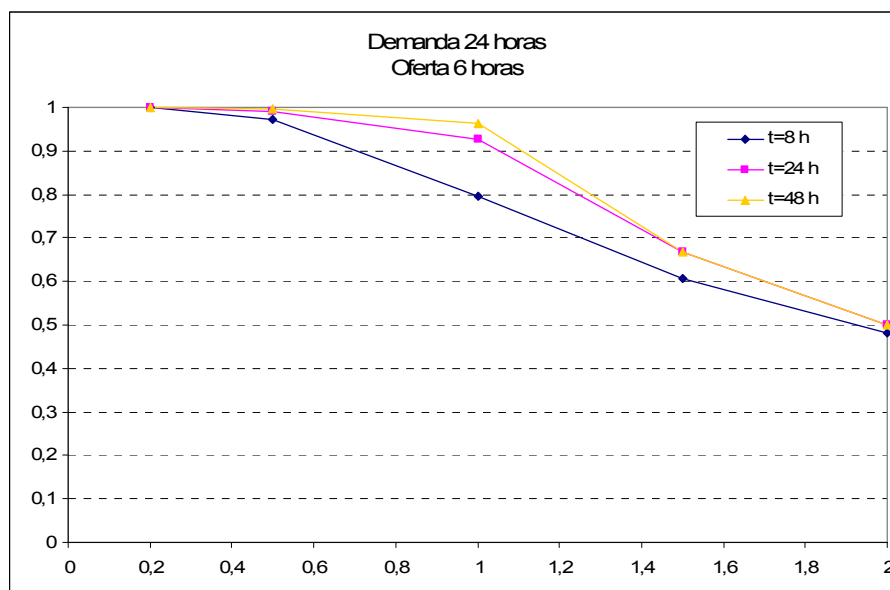


Figura 8.33. Factor de utilización en función de la relación oferta/demanda para una zona sometida a un periodo de ventilación nocturna de duración 6 horas y demanda constante durante 24 horas. Representación realizada para tres niveles de inercia, constantes de tiempo de 8, 24 y 48 horas. Constantes de tiempo mayores darían una curva coincidente con la última de las anteriormente mencionadas.

De forma muy similar se modificaría la curva representada anteriormente con rombos azules – demanda 18 horas oferta 6 horas- al modificar el nivel de inercia del recinto.

El siguiente caso de interés lo encontramos en la curva representada mediante círculos verdes – demanda 17 horas oferta 6 horas- , dado que en este caso el fin de la oferta coincide en el tiempo con el inicio de la demanda, si realizamos el análisis anterior se obtiene:

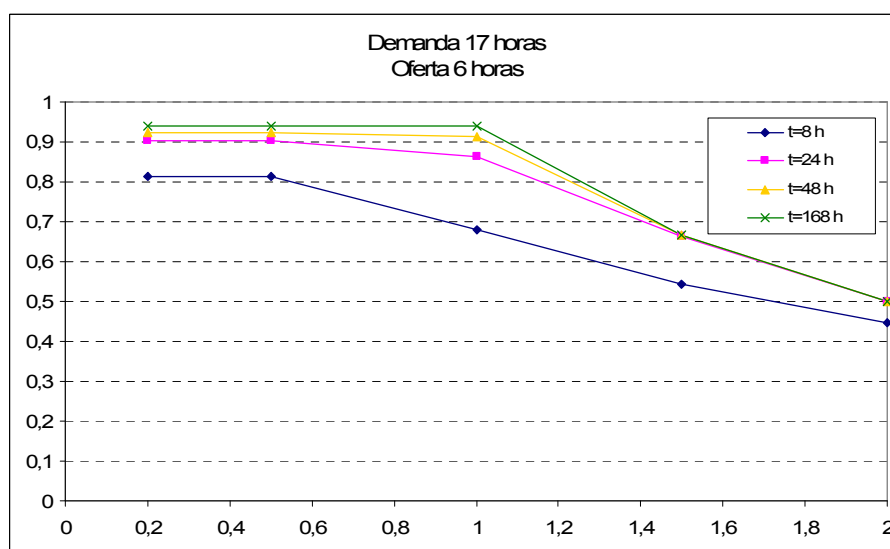


Figura 8.34. Factor de utilización en función de la relación oferta/demanda para una zona sometida a un periodo de ventilación nocturna de duración 6 horas y demanda constante durante 17 horas. Representación realizada para cuatro niveles de inercia, constantes de tiempo de 8, 24, 48 y 168 horas. Constantes de tiempo mayores darían una curva coincidente con la última de las anteriormente mencionadas.

Por último veremos el caso en el que el final de la oferta y el inicio de la demanda se desfasan en 2 horas. Este caso fue representado mediante cuadrados rojos para un nivel de inercia medio, ya entonces se observó la disminución significativa del factor de utilización debida al desfase entre el final de la oferta y el inicio de la demanda mencionado, ahora veremos como se modifica la curva anterior al variar el nivel de inercia.

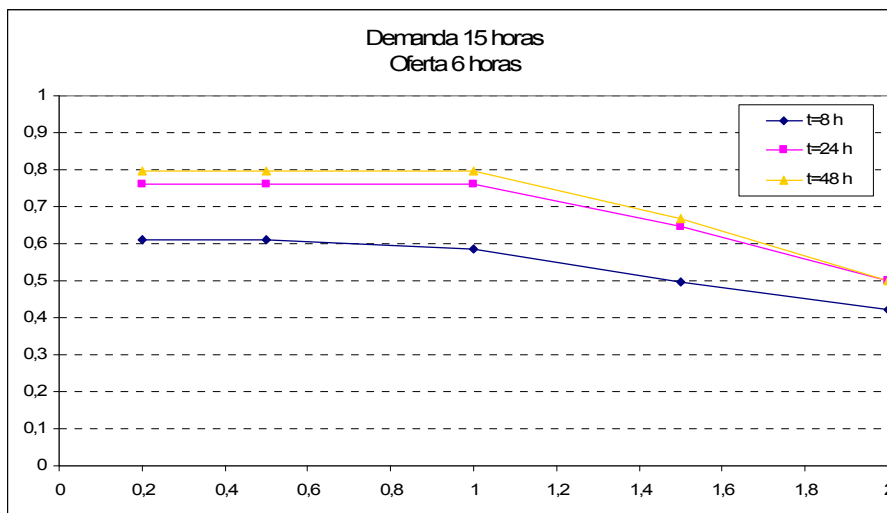


Figura 8.35. Factor de utilización en función de la relación oferta/demanda para una zona sometida a un periodo de ventilación nocturna de duración 6 horas y demanda constante durante 15 horas. Representación realizada para tres niveles de inercia, constantes de tiempo de 8, 24 y 48 horas. Constantes de tiempo mayores darían una curva coincidente con la última de las anteriormente mencionadas.

Desde el punto de vista del diseño la primera conclusión que podemos extraer de las gráficas anteriores es que cuando la oferta y la demanda se solapan en el tiempo la inercia únicamente tiene importancia para valores del cociente oferta/demanda mayores de la unidad. Sin embargo, al no existir solape entre oferta y demanda –lo cual implicaría que la demanda empezase justo al terminar la oferta, o bien que la demanda empezase con un cierto desfase horario tras finalizar la oferta- la inercia pasa a jugar un papel muy importante en todo el rango de cocientes oferta/demanda.

Por otra parte, para valores del cociente oferta/demanda mayores de la unidad, el aumento de la inercia siempre supone una mejora del factor de utilización. El hecho de que a veces aparezcan comparaciones entre recintos en las cuales el factor de utilización sea mejor cuando se utilizan cerramientos multicapa que con las soluciones de cerramientos monocapa, no invalida la aseveración anterior. La explicación es que para las soluciones monocapa la relación entre oferta y demanda es siempre mayor que la que se obtendría con los cerramientos multicapa, debido a la mayor oferta y menor demanda que los primeros tienen siempre en relación con los últimos a igualdad de todos los demás factores -orientación, relación de aspecto, superficie acristalada y superficie en planta del recinto-.

8.8. Comparativa de los factores de utilización de paneles radiantes con almacenamiento y ventilación nocturna.

Llegados a este punto únicamente cabría una comparación de los factores de utilización para las técnicas de enfriamiento con acumulación de energía descritas a lo largo de la presente tesis. Esta comparación no puede ser más que en el plano teórico ya que si intentásemos comparar los factores de utilización obtenidos para una y otra técnica mediante simulación caeríamos en el mismo error que comentamos en el subcapítulo anterior. Es decir, estaríamos intentando representar en la misma gráfica casos correspondientes a situaciones distintas –con distintos desfases entre la carga y la demanda- con lo cual a pesar de que el eje de abscisas nos indicaría que el factor de utilización obtenido sólo depende del cociente oferta/demanda, en realidad para obtener la serie de puntos que determina la curva representada se habrían tenido que modificar otros factores simultáneamente como el desfase entre la oferta y la demanda.

Pues bien, una vez justificado que la comparación va a ser a nivel teórico veamos cómo se hará esta comparación. Lo que haremos será superponer la curva de carga y descarga del componente estructural correspondiente a una y otra técnica, ya que dichas curvas serán las que determinarán la forma de absorber y ceder calor desde el componente al espacio adyacente.

Estas curvas fueron obtenidas en los capítulos correspondientes a cada una de las técnicas, lo que haremos en este punto será modificar la temperatura de entrada del agua al panel radiante hasta conseguir que el calor acumulado y restituído por los cerramientos en ambas técnicas sea el mismo. En concreto se forzó que la energía acumulada y posteriormente restituída fuese igual a 205 Wh/m^2 .

Ambas representaciones gráficas superpuestas quedan de la siguiente forma:

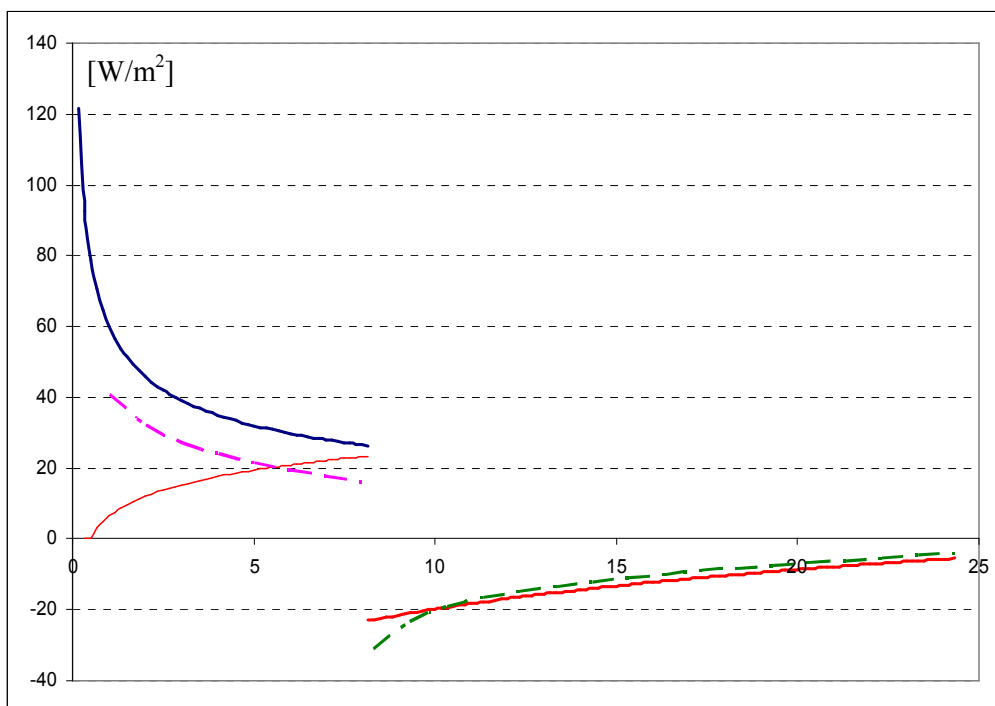


Figura 8.36. Comparativa de los flujos de calor en carga y descarga de un forjado térmicamente activo –líneas continuas- y un cerramiento sometido al efecto de la ventilación –líneas discontinuas-.

Cabe aclarar que en el caso de los forjados térmicamente activos, una parte de la energía almacenada se pierde simultáneamente hacia el espacio adyacente. Esto se ve claramente en el gráfico, ya que durante el periodo de carga a la vez que el agua va absorbiendo el calor del forjado –curva azul-, el forjado va absorbiendo calor de la zona –curva roja- de forma que se produce una carga con descarga parcial y simultánea. La energía almacenada durante este periodo será igual al área bajo la curva azul y el eje de abscisas, menos el área bajo la curva roja de trazo fino y el mismo eje. Dicha energía en este caso es igual a 205 Wh/m^2 y, dado que se ha considerado un ciclo repetitivo de 24 horas, esta es también la energía absorbida de la zona en el periodo de descarga –dada en el gráfico por el área sobre la curva roja de trazo grueso y bajo el eje de abscisas-.

Superpuestas a las curvas mencionadas aparecen dos curvas punteadas, la primera –en color rosa- corresponde al periodo de carga para una solución de ventilación nocturna, la segunda –en color verde- corresponde a la descarga de dicho componente. Como hemos dicho el área bajo la curva rosa y sobre la curva verde es idéntica e igual a 205 Wh/m^2 , de esta forma se cumple efectivamente que la energía almacenada y restituida por ambos componentes es idéntica.

Si comparamos las curvas de restitución de energía podemos comprobar que la curva verde de trazo discontinuo –correspondiente al elemento solicitado en temperaturas de aire- presenta una tendencia similar a la curva roja de trazo grueso –correspondiente al elemento solicitado desde el interior-. No obstante, la curva verde parte de un valor inicial más alto que la curva roja –esto es más negativo- y rápidamente se sitúa por debajo de esta evolucionando de forma paralela hasta casi el final del periodo. Esto quiere decir que el elemento estructural sometido a sollicitaciones en temperaturas de aire cede más rápidamente la energía almacenada al recinto contigo, por lo que si en la primera o segunda hora justo después de terminado el periodo de carga no hay demanda de energía, ésta no será utilizada y por tanto se perderá, como consecuencia su factor de utilización se ve muy fuertemente afectado por el desfase entre el final de la carga y el inicio de la demanda. Por el contrario, los elementos estructurales solicitados desde el interior –paneles radiantes con acumulación de energía- se descargan más lentamente que los anteriormente mencionados, de forma que el factor de utilización de estos disminuye con el desfase entre el fin de la carga y el inicio de la demanda, pero no de una forma tan significativa como en la aplicación anterior.

8.9. Referencias.

- [1] Ken-Ichi K., “Scientific basis of air conditioning”, Applied science publishers LTD, Londres. 1977.
- [2] “ASHRAE Fundamentals, Chapter 26: Non-residential air-conditioning cooling and heating load“. ASHRAE Handbook, Atlanta. 1993.

9. CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN.

9.1. Conclusiones y desarrollos futuros en forjados térmicamente activos.

Si pasamos a hacer un análisis de la investigación realizada, podemos concluir que en los capítulos correspondientes se hace una revisión de la situación actual de los sistemas basados en paneles radiantes, incluyendo una evolución histórica de la aplicación de los mismos. Posteriormente, se presentan varios sistemas radiantes para centrarnos en los forjados con acumulación térmica. Es en este tipo de forjados en el que nos centramos a lo largo de todo el desarrollo.

En primer lugar observamos, que para estudiar este tipo de sistemas es necesario incluirlos en un programa de simulación térmica de edificios. Dado que, el Grupo de Termotecnia ha desarrollado un programa de este tipo de gran fiabilidad, el doctorando ha desarrollado un módulo en un lenguaje de programación orientado a objetos que puede acoplarse a dicho programa. Para esto, previamente se realizó un trabajo de caracterización del componente estructural. La contribución más importante a este trabajo, consiste en identificar los errores surgidos al calcular la función de transferencia mediante solicitaciones en temperaturas superficiales, y la posterior eliminación de los mismos, al calcular la función de transferencia mediante solicitaciones en temperaturas de aire y agua respectivamente. A continuación, se describió el método general, para transformar los coeficientes obtenidos mediante solicitaciones a nivel de fluido, a coeficientes que caractericen el componente, a nivel de solicitaciones superficiales.

En este sentido, cabe destacar, que el artículo publicado por Brunillo y otros [2] en el Congreso Clima 2000, ya propone una modelización a partir de las funciones de transferencia, sin embargo no detecta el error que se produce al solicitar el componente en temperaturas superficiales.

Previamente a analizar el comportamiento de este tipo de sistemas instalados en un edificio, se analizó el comportamiento desacoplado de los mismos. Mediante este análisis, se identificaron los parámetros de diseño que tienen influencia sobre la capacidad de almacenamiento y restitución de energía del panel.

Finalmente se define el potencial de ahorro esperable al aplicar esta técnica de refrigeración natural. La principal contribución en este aspecto consiste en el desarrollo de una metodología innovadora para ésta técnica de refrigeración natural.

De esta forma, la presente tesis, proporciona datos útiles desde el punto de vista del diseñador, ya que además de suministrar información relativa al ahorro esperable al instalar un tipo de forjados en una serie de localidades, permite extrapolar estos resultados al cambiar cualquier parámetro de diseño relevante en: el panel –masa, distancia entre conductos, longitud total de los conductos...-, en el edificio –nivel de inercia, localidad- o en las condiciones operacionales –duración del periodo de carga-. Esto queda patente en el caso práctico de aplicación desarrollado.

En este sentido, se cumple con el objetivo principal –expuesto en el capítulo 2- de crear y desarrollar un protocolo para evaluar la oportunidad de utilización de esta técnica de refrigeración natural para el acondicionamiento de edificios; además de poner a disposición de los interesados una herramienta, para dimensionar dicha técnica en el caso de resultar la evaluación anterior positiva a los ojos del diseñador.

Una línea de investigación que se dejó abierta en el capítulo 3 consistió en la caracterización de la eficiencia de almacenamiento del proceso completo y el factor de corrección por nivel de aislamiento para una gama más amplia de forjados susceptibles de ser utilizados como elementos estructurales térmicamente activos. En este sentido también podríamos indicar, como se puntualizó al final del capítulo mencionado, que se podría profundizar más en el estudio de la ventilación nocturna junto a esta técnica para evitar que durante la etapa de carga el forjado se descargase parcialmente.

Cabe destacar que en nuestro estudio no se analiza la viabilidad económica de este tipo de técnicas, para un estudio detallado remitimos al artículo publicado por Sodec [3], el artículo de Imanari et al. [4] también proporciona los resultados de ahorro de energía en términos de coste monetario. Este tipo de estudio podía ser objeto de desarrollos futuros que tengan por partida la presente tesis.

Imanari et al. en el artículo referenciado anteriormente también tienen en consideración el estudio de los problemas asociados a la posible presencia de condensaciones superficiales, particularmente en climas muy húmedos. Este tipo de estudios podría ser muy interesante enfocando un estudio de fuerte componente experimental.

Tanto en el artículo publicado por Brunello y otros [2], mencionado anteriormente, como en la tesis de de Carli [1], se hace un estudio de confort en términos de los porcentajes definidos por norma, es decir, el porcentaje de personas insatisfechas –PPI- y el voto previsto medio –PMV-. Estos parámetros se obtienen como resultado de simulaciones mediante ordenador. Otros autores como Imanari et al. en [4], o Kitagawa et al. en [5], realizan estudios de confort, en los términos anteriormente mencionados. Estas pruebas, se realizan mediante ensayos subjetivos, sometiendo a distintos sujetos a las condiciones obtenidas al aplicar la técnica de refrigeración estudiada con varias condiciones operacionales. Por nuestra parte no se han realizado estudios de este tipo.

Finalmente, cabe destacar que no se ha realizado un estudio detallado del sumidero medioambiental, sobre todo en lo concerniente a la temperatura de cielo. La temperatura de cielo es uno de los sumideros que permite el enfriamiento de los estanques de cubierta, y actualmente los datos que se usan en la simulación, se obtienen mediante la correlación utilizada por el programa que genera el clima sintético de cada localidad. Sería aconsejable realizar un estudio experimental de las temperaturas de cielo para comprobar si los datos utilizados son fiables.

9.2. Conclusiones y desarrollos futuros de ventilación nocturna.

En los capítulos en los cuales se caracteriza la ventilación nocturna y su potencial de refrigeración, se hace una revisión de la situación actual de los sistemas basados en la ventilación nocturna incluyendo una evolución histórica de la aplicación de los mismos.

Dado que, el objetivo de la tesis es básicamente el proporcionar un protocolo de evaluación de las técnicas de refrigeración naturales en edificios más prometedoras, se propone la caracterización de la ventilación nocturna por el doble motivo que a continuación se expone. Por una parte, esta técnica es de muy fácil aplicación y ya ha calado en los diseñadores y arquitectos como una estrategia aplicable, que puede ser de utilidad y que presenta no sólo los beneficios térmicos en los que nos hemos centrado, sino que también, bien empleada, puede contribuir a mejorar la calidad de aire interior; por otra parte, estos arquitectos y diseñadores tienen a su disposición una serie de análisis de los parámetros de diseño que pueden influir en el resultado final, no obstante, estos análisis únicamente pueden emplearse como “normas de

buena práctica” pero, en muchas ocasiones, carecen de fiabilidad desde el punto de vista cuantitativo.

A lo largo del desarrollo se caracteriza la ventilación natural estudiando el calor almacenado y restituído por parte de los elementos estructurales que conforman el edificio, dando lugar a una metodología que puede aplicarse tanto para la resolución precisa de un caso, mediante un programa de simulación térmica de edificios, como para un método simplificado que proporcione al diseñador un valor cuantitativo que le permita modificar, dentro de sus posibilidades, los parámetros de diseño, para así obtener unos resultados mas beneficiosos. La metodología desarrollada no sólo permite evaluar un caso particular sino que establece las tendencias, de forma que la modificación de las propiedades resulta una tarea que no tiene porqué ser meramente intuitiva, sino que permite cierta previsión de los resultados.

En el transcurso de este proceso de caracterización se han desarrollado los conceptos de calor almacenado y restituído, proporcionando cotas para su estimación. Asimismo, se ha estudiado la profundidad de penetración, que determina la cantidad de material que está interviniendo en el proceso de almacenamiento y cesión de la energía. Es particularmente interesante la aproximación sucesiva realizada, pues se muestra cómo se reducen progresivamente estas cotas desde el valor máximo, al más parecido a la realidad, lógicamente simultáneamente se incrementa la dificultad del método de cálculo.

Es particularmente interesante el concepto de factor de utilización de un recinto. Este concepto se ha adaptado de forma que permite ser aplicado al estudio del potencial de ahorro de las técnicas de refrigeración natural.

Finalmente, en el ejemplo de aplicación podemos comprobar lo dicho anteriormente respecto a la sencillez del protocolo de evaluación desarrollado y a la valoración tras realizar determinados cambios en el diseño original.

Cabe destacar que en todo el análisis de la ventilación nocturna desarrollado jamás nos hemos cuestionado la fuerza promotora de la misma. Es decir, ésta podría ser tanto natural como mecánica, o bien, un sistema híbrido resultante de la combinación de los anteriores. Otros estudios [6,7] –por su carácter experimental-, se centran en un tipo de fuerza promotora del movimiento de aire en concreto. Nosotros hemos querido dar a nuestra tesis un carácter más general en este sentido.

Es en este apartado dedicado a conclusiones donde debemos tener un punto de vista más crítico con el trabajo realizado. De esta forma podemos, además de potenciar nuestra humildad, identificar las posibles líneas de trabajo futuras. El punto más destacable donde no se ha trabajado lo suficiente como para reflejar los resultados obtenidos en la presente tesis es el punto dedicado a la experimentación. No obstante, durante los últimos meses del año 2003, el año 2004 y el periodo transcurrido del 2005 se han realizado campañas de medidas de temperatura y consumo de energía en distintos edificios con el fin de evaluar, de forma práctica, el beneficio al aplicar una estrategia basada en la ventilación. Los artículos referenciados a continuación como [7] y [8] presentan un gran componente experimental. En cualquier caso, cabe destacar que Geros y otros [8] en las conclusiones finales llegan a asegurar que el diseño apropiado de estos sistemas de refrigeración natural requiere la consideración exacta de todos los factores mencionados anteriormente, mediante programas de simulación térmica y de movimiento de aire. En nuestra opinión, la presente tesis da respuesta a este tipo de necesidades no sólo aportando métodos detallados de simulación que incorporan los parámetros de diseño relevantes, sino que además demostramos que es posible llevar a cabo una fase de prediseño inicial utilizando un método simplificado totalmente innovador.

Otro aspecto, que se podría tener en cuenta en posibles evoluciones de este trabajo, sería un estudio desde el punto de vista del confort de los sujetos. Como vimos en el capítulo dedicado a paneles radiantes con acumulación térmica, es frecuente realizar estudios en términos del

Porcentaje de Personas Insatisfechas –PPI- o del Voto Previsto Medio –PMV-, proponemos un estudio experimental que venga a completar esta carencia.

En [9] Mahone realiza una serie de cálculos que proporcionan unos resultados de ahorros potenciales similares a los obtenidos por nosotros. No obstante, no hace referencia a resultados en términos de consumo final de energía. Ésta es una carencia que también presenta nuestra tesis ya que éste no era su objetivo principal, se puede proponer un estudio de ahorro en consumo y evaluación de costes para estudiar la rentabilidad de su aplicación. En la bibliografía consultada únicamente Stetiu [10] hace referencia a ahorro en consumo. Si bien, la contribución principal de este artículo es muy diferente. Stetiu une el concepto de ventilación y almacenamiento de energía modificando los componentes estructurales del edificio. Hemos dejado este aspecto para el final del apartado de conclusiones con el fin de concluir con él la propuesta de desarrollos futuros, pues nos parece uno de los más interesantes. Es decir, si nosotros estudiamos la eficiencia de almacenamiento de los cerramientos que se utilizan actualmente en la construcción la autora propone modificar la tipología de los mismos para aumentar esta eficiencia. En concreto, hace una propuesta de incluir en el seno de los cerramientos un material susceptible de cambiar de fase en el rango de temperaturas de operación del local. El estudio de las distintas formas de incorporar este tipo de elementos en el programa de cálculo detallado podría dar lugar a un trabajo de gran valor.

9.3. Referencias.

- [1] M. de Carli, New Technologies in radiant heating and cooling, Tesis doctoral, Departamento de física técnica, Facultad de Ingeniería, Universidad de Pádova, Curso académico 2000-2001.
- [2] Pierfrancesco Brunello, Michele de Carli, Gabriele di Gennaro, Roberto Zecchini. "Mathematical modelling of radiant heating and cooling with massive thermal slabs". Clima 2000. Nápoles 2001.
- [3] Sodec F., "Economic viability of cooling ceiling systems". Energy and Buildings 30 (1999) 195-201.
- [4] Takehito Imanari, Toshiaki Omori, Kazuaki Bogaki. Thermal. "Comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system. Comparison with the conventional all-air system". Energy and Buildings 30 (1999) 167-175.
- [5] Koichi Kitagawa, Noriko Komoda, Hiroko Hayano, Shin-ichi Tanabe. "Effect of humidity and small air movement on thermal comfort under a radiant cooling ceiling by subjective experiments". Energy and Buildings 30 (1999) 185-193.
- [6] Schmidt D., Maas A., Hauser G., "Experimental and theoretical case study on cross ventilation- designing a mathematical model-". Nordic Journal of Building Physics Vol. 2, 1999.
- [7] Cron F., Ekibi M., Inard C., Michel P., "Experimental and numerical analysis of a hybrid-ventilated room".
- [8] V. Geros, M. Santamouris, A. Tsagrasoulis, G. Guarracino, "Experimental evaluation of night ventilation phenomena". Energy and buildings 29 (1999) 141-154.
- [9] Doug Mahone, "Night ventilation cooling". California Building Energy Efficiency Standards, revisions for July 2003 Adoptions. Noviembre 2001.
- [10] Stetiu C., Feustel H. E., "Phase-Change wallboard and mechanical night ventilation in commercial buildings". Lawrence Berkeley Laboratory, Berkeley, CA.

10. ANEXOS.

10.1. Programa de apoyo al diseño.

El programa de apoyo al diseño que se entregó al finalizar la segunda parte del proyecto Roofsol fue el producto de mayor envergadura de dicho proyecto. A continuación expondremos de forma breve las líneas generales de este programa de ordenador. La sección que a continuación empezamos se ha descrito como una guía para el usuario con el objeto de que el lector aprecie todas las capacidades de dicho programa.

10.1.1. Introducción.

El programa de ordenador desarrollado en el ámbito de la presente tesis y mencionado en los capítulos tercero y cuarto implementa los modelos de estanques de cubierta y paneles radiantes de frío descritos con gran profundidad en los capítulos correspondientes. Así mismo, admite la posibilidad de conectar ambas técnicas tal y como quedó descrito en la segunda parte del capítulo cuarto. Finalmente, dicho programa, permite calcular otras técnicas naturales de refrigeración como radiadores de aire o agua y torres de tiro invertido inducido por evaporación –conocidas como torres PDEC, como acrónimo de Passive Draught Evaporative Cooling-.

Una vez que el usuario proporcione los datos adecuados para definir el edificio y seleccione una de las TRN anteriormente mencionadas, el programa puede llevar a cabo una serie de simulaciones del comportamiento térmico del edificio. Estas simulaciones del conjunto edificio-técnica de refrigeración natural se llevan a cabo usando un paso de tiempo muy corto. Se pueden obtener dos tipos de resultados cada uno de los cuales proporciona una comparación entre el edificio sin técnica de refrigeración natural y el edificio incluyendo esta técnica. Los dos tipos de resultados son: resultados referentes a demanda de energía y resultados referentes a bienestar térmico.

Los resultados referentes a energía permiten comparar la demanda de energía de un edificio sin técnica de refrigeración natural pero con un sistema convencional de refrigeración convencional con la demanda de energía de un edificio con una técnica de refrigeración natural funcionando en apoyo de un sistema convencional de refrigeración. El sistema convencional tendrá un funcionamiento tal que no permitirá que en ningún momento se supere una temperatura interior de 25 °C. La diferencia entre ambas demandas de energía nos permitirá evaluar el ahorro en demanda esperable al instalar la técnica de refrigeración natural en cuestión.

Los resultados referentes a bienestar térmico permiten comparar el número de horas por encima de una determinada temperatura de un edificio sin técnica de refrigeración natural y sin sistema convencional de refrigeración con el número de horas por encima de dicha temperatura para un edificio incluyendo la técnica de refrigeración natural seleccionada y sin sistema convencional de apoyo. Las temperaturas de referencia quedan establecidas en 25 °C, 27 °C y 29 °C. Cuando un edificio se excita y en la respuesta no aparece la influencia de un sistema de refrigeración convencional se dice que está en régimen de oscilación libre. Como vemos la comparación de los edificios en confort térmico se hacen en oscilación libre.

El programa puede llevar a cabo estas simulaciones bien en una localidad determinada elegida por el usuario entre las suministradas. De forma alternativa, es posible calcular un edificio definido en varias localidades de forma que como resultado se obtienen mapas de aplicabilidad que permiten obtener una idea de lo que sucede en una zona geográfica muy amplia. Actualmente estos mapas comprenden Europa e Israel.

10.1.2. Definición del edificio.

El edificio se define en planta sobre una plantilla de puntos que aparece en la pantalla principal del programa tras el inicio del mismo. Un conjunto de botones situados en una barra de herramientas en la parte superior izquierda de la pantalla permite al usuario introducir formas geométricas básicas, así como modificar los vértices de los polígonos creados, desplazándolos, borrándolos o creándolos. Inicialmente el sistema de coordenadas está orientado de forma que el eje positivo vertical coincide con el norte y el eje positivo horizontal coincide con el este. Esta orientación inicial se podrá modificar indicando al programa el ángulo que forman el norte y el eje positivo vertical, este ángulo se denomina azimut del edificio.

Las líneas que representen paredes exteriores del edificio aparecerán en color rojo. De este modo una línea gruesa roja representará una pared exterior que no contiene ventanas. Los muros que contengan una o más ventanas aparecerán representados por una línea gruesa amarilla. Cuando un muro queda definido por el usuario, de forma que todas las hojas que forman el muro quedan definidas por su espesor y el producto por el que están compuestas, el color de la línea pasa de rojo a verde.

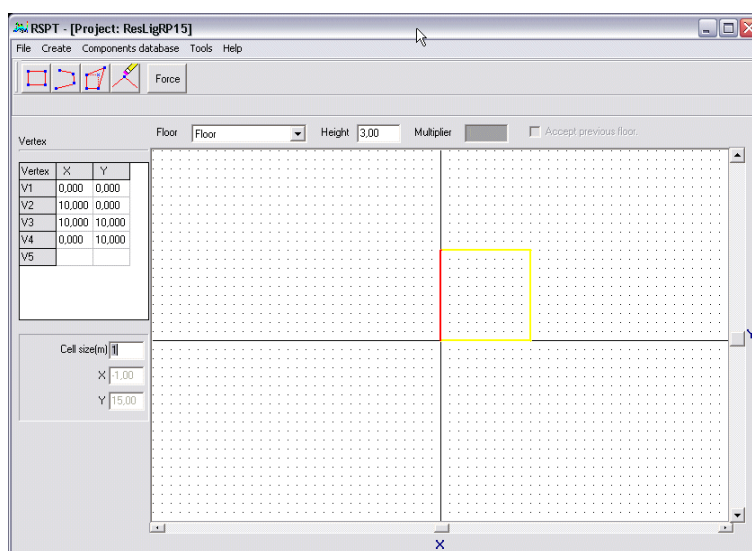


Figura 10.1. Pantalla principal de la aplicación. Definición de un edificio de planta cuadrada.

10.1.3. Condiciones operacionales.

La definición de las condiciones operacionales del edificio deberá hacerse mediante un menú emergente que aparece al hacer clic con el botón derecho del ratón sobre la zona exterior del edificio. En este menú habrá que elegir “Condiciones Operacionales”. Los tipos de uso que se pueden elegir son dos: uso residencial o uso de oficinas. Los horarios de ocupación y los perfiles de cargas internas correspondientes a estos dos tipos de uso son idénticos a los definidos por el programa de simulación térmica de edificios desarrollado por el Departamento de Energía de los Estados Unidos, DOE-2. A continuación es posible indicar si la zona en cuestión está acondicionada o si por el contrario no lo está y se encuentra permanentemente en oscilación libre. Hay que indicar que pese a que una zona esté acondicionada en las pasadas de cálculo necesarias para proporcionar los resultados referentes a confort esta zona se comportará en oscilación libre. Por el contrario las zonas no acondicionadas, en las pasadas necesarias para obtener los resultados referentes a la demanda de energía, seguirán sin sistema convencional de refrigeración.

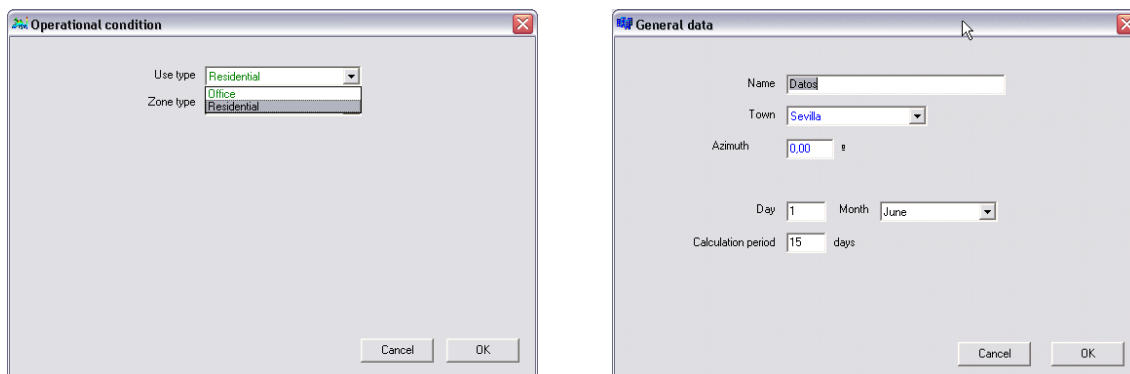


Figura 10.2 Pantallas de definición de las condiciones operacionales –derecha- y datos generales (localización y periodo de cálculo) –izquierda-.

10.1.4. Localización y Periodo de cálculo.

El menú para seleccionar la localidad donde se encuentra el edificio y el periodo de cálculo deseado se encuentra junto al menú descrito en el subapartado anterior, de forma que es necesario seguir el mismo procedimiento y seleccionar en el menú emergente “Datos Generales”. Este menú permite dar un nombre al caso objeto del estudio, asimismo permite seleccionar una localidad de cálculo y modificar el azimut del edificio.

El periodo de cálculo se determina indicando el primer día de cálculo y el número de días totales que comprende la simulación. Es recomendable usar la estación completa de verano para evaluar la aplicabilidad de cualquier técnica de refrigeración natural. Sin embargo, en una etapa inicial de prediseño y predimensionado es suficiente con un periodo que comprenda 15 días.

10.1.5. Selección de la Técnica de Refrigeración Natural.

La selección de una TRN es posible mediante la opción “Base de datos de componentes” en la barra de tareas principal. Las técnicas disponibles para edificios de una planta son: torres PDEC, radiadores de aire o agua, y finalmente estanques de cubierta. Cuando el edificio tiene más de una planta se activa la opción para poder seleccionar un panel radiante que opere independientemente o en conjunción con una de las técnicas anteriores. Como ejemplo se ha seleccionado un estanque de cubierta. Haciendo clic en “Estanques de Cubierta” en el menú de base de datos de componentes se puede elegir entre crear un nuevo elemento, borrar un elemento existente o cambiar alguna de sus propiedades.

En el caso concreto de estanques de cubierta las propiedades que hay que indicar para crear un nuevo elemento son:

- Profundidad del estanque en metros. Valor por defecto: 0.30 m.
- Altura de los chorros de agua en metros. Valor por defecto 1.30 m.
- Radio de las gotas que forman el chorro en milímetros. Valor por defecto 1.00 mm.
- Número de circulaciones de agua por hora a través del sistema de difusión de agua.
- Horario de funcionamiento del sistema de difusión de agua: nocturno, diurno, continuo o nunca.
- Horario de la cubierta que determina cuando el estanque está cubierto.
- Espesor de la cubierta en cm. Valor por defecto 10.0 cm.

- Conductividad de la cubierta en W/mK. Valor por defecto 0.036 W/mK.
- Radiador de agua asociado. Esta opción sólo estará disponible si el usuario ha definido previamente uno o más radiadores de agua.

Como vemos todas las propiedades tienen un valor por defecto que permiten al usuario tener una idea del orden de magnitud. Así mismo, existen unos valores máximos y mínimos para cada uno de los valores de las propiedades para evitar que se introduzcan datos que conduzcan a resultados que provoquen confusión.

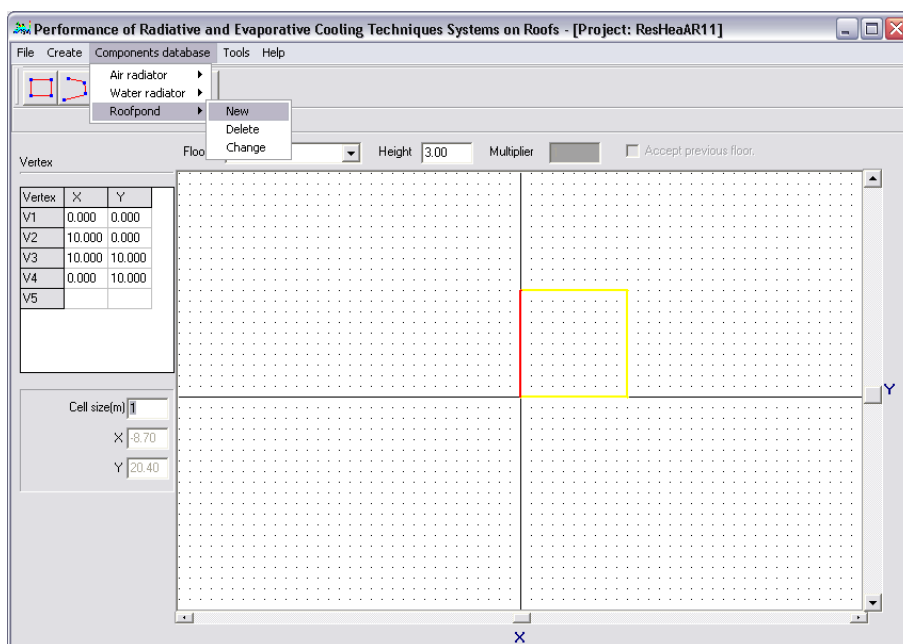


Figura 10.3 Pantalla que permite el acceso a la base de datos de componentes.

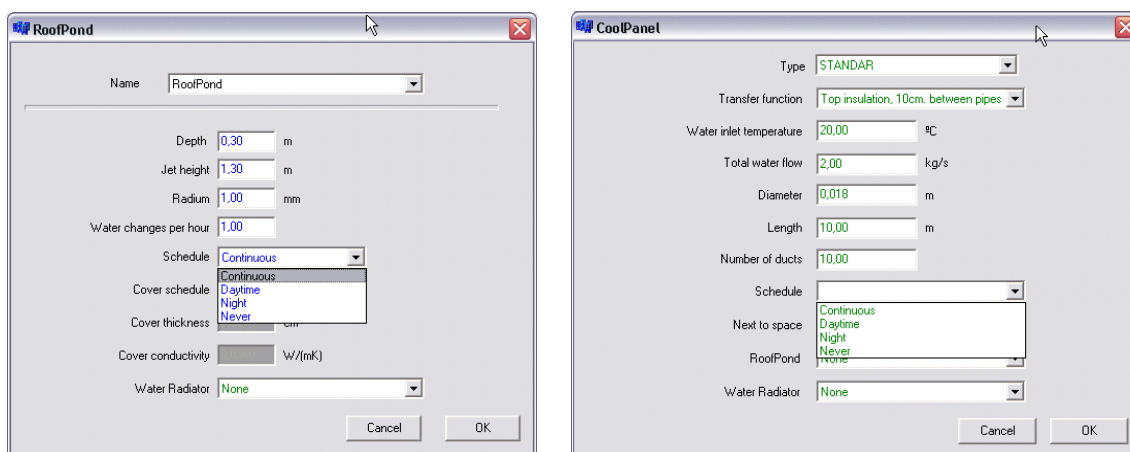


Figura 10.4 Pantallas de definición de las propiedades de los estanques de cubierta –izquierda- y paneles radiantes –derecha-.

10.1.6. Propiedades de los elementos del edificio.

La selección de las características constructivas de los elementos que conforman el edificio en cuestión se puede realizar haciendo clic en el botón derecho del ratón suficientemente cerca del elemento que quiera ser definido. Esta acción abre un menú, si elegimos “Definición de la envuelta” aparece una nueva ventana que permite especificar la construcción de los muros exteriores. El tipo de muro debe elegirse de una lista suministrada. Cuando la tipología del muro queda definida es posible definir en dicho elemento una ventana o una puerta. La adición de cualquiera de estos elementos se hace desde el mismo menú. El tipo de puerta o ventana se elige de entre una lista suministrada por el programa, el usuario deberá especificar la posición y las dimensiones de estos elementos.

Haciendo clic con el botón derecho del ratón en el interior del edificio es posible definir los suelos y los techos del mismo.

Para definir el suelo en contacto con el terreno es necesario cerciorarse de estar situados en la planta baja, en otro caso no podremos definirlo. La tipología del suelo en contacto con el terreno se elige de una lista suministrada por el programa.

Para definir los techos o forjados entre dos plantas hay que elegir la opción “Techo convencional” en el menú emergente. Como es habitual en el programa la tipología del techo se elegirá entre las suministradas de la misma forma que en el caso de cerramientos exteriores. Únicamente hay que tener en cuenta que no es posible definir un hueco en este tipo de muro exterior, como por ejemplo un lucernario.

Las soluciones naturales para techos y forjados como paneles radianes de frío, torres PDEC o estanques de cubierta se definen en este apartado dado que son soluciones integradas en los techos.

Llegados a este punto es necesario aclarar que el edificio se definirá con las técnicas naturales de refrigeración que el usuario desee evaluar, posteriormente será el programa el que realice las operaciones necesarias para establecer las comparaciones que son necesarias para suministrar los resultados comentados anteriormente.

Es necesario indicar que en el menú de técnicas de refrigeración naturales sólo aparecerán las definidas por el usuario con anterioridad y que por tanto aparecen en la base de datos de componentes.

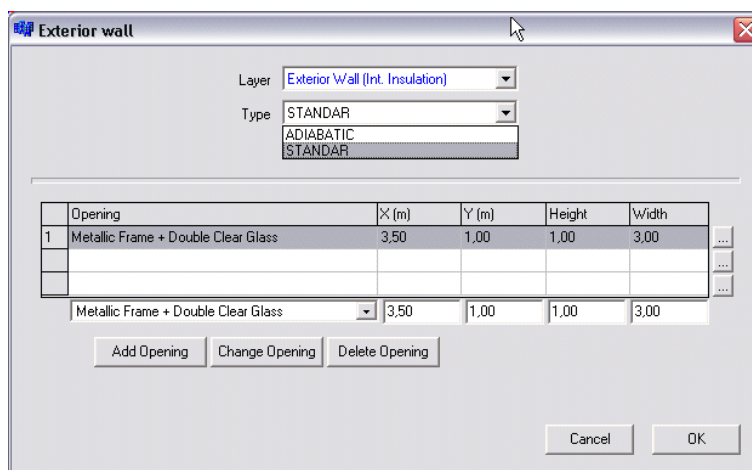


Figura 10.5 Pantalla de definición de los cerramientos exteriores del edificio.

10.1.7. Forjados térmicamente activos.

Cuando un edificio tiene dos o más plantas es posible instalar un panel radiante de frío como forjado intermedio entre dos plantas consecutivas. En el programa se incluyen tres tipos de paneles radiantes cuya función de transferencia ha sido precalculada. Los tres paneles mencionados incluyen aislamiento superior de forma que almacenan y liberan la energía desde su cara inferior fundamentalmente, actuando como techos radiantes. La diferencia entre los tres tipos mencionados en la distancia entre los conductos interiores., esta distancia puede ser 10 cm, 20 cm o 30 cm. Las propiedades de diseño del panel radiante de frío son:

- Temperatura de entrada del agua, en el caso de tratarse de un panel alimentado por un caudal de agua a temperatura constante, en °C. Valor por defecto 20 °C.
- Caudal de agua circulante a través del panel en Kg/s. Valor por defecto 2 Kg/s.
- Diámetro de los conductos en metros. Valor por defecto 0.018 m.
- Longitud de un conducto en metros. Valor por defecto 10 m.
- Número de conductos.
- Horario de circulación del agua por el interior del panel: continuo, diurno, nocturno, nunca.
- Nombre del estanque de cubierta con el que eventualmente esté conectado.
- Nombre del radiador de agua con el que eventualmente esté conectado.

En el caso de tratarse de un panel radiante de frío conectado con un radiador de agua o con un estanque de cubierta la temperatura de entrada del agua será calculada como la temperatura de salida del radiador de agua o la temperatura del estanque respectivamente.

10.1.8. Cálculos y Resultados.

En la barra de tareas principal existe la opción “Herramientas”, dentro de esta opción encontramos la función “Calcular” que permite comenzar las simulaciones del edificio definido situado en una localidad dada. Como se describió con anterioridad este tipo de simulaciones pueden ejecutarse para ofrecer resultados relativos al confort térmico o bien a la demanda de energía.

Si elegimos los resultados para ahorro de energía, el programa suministrará las demandas de energía del edificio con y sin técnica de refrigeración natural. Así mismo, se incluirán, el porcentaje de ahorro y el consumo de agua en el caso de sistemas que incluyan enfriamiento evaporativo.

Si elegimos los resultados relativos a mejora del confort los resultados serán la disminución de horas, sobre las tres temperaturas base, expresados en tanto por ciento sobre el periodo de ocupación y la disminución de la temperatura máxima y media.

Si no seleccionamos la opción “Una única localidad” en el menú de cálculos el programa iniciará el proceso de creación de un mapa de aplicabilidad. Este proceso comprende los siguientes pasos, en primer lugar se llevarán a cabo los cálculos de energía o de confort en 30 localidades base, repartidas por la península ibérica. A continuación los resultados obtenidos para estas localidades base se correlacionan en función de diversas variables climáticas. En este momento la correlación obtenida se puede extender a las localidades de Europa e Israel. Los

cálculos necesarios para preparar un mapa de este tipo dependen mucho del tipo de máquina empleada pero normalmente están en torno a 30 minutos. Una vez completados los cálculos necesarios la opción “Mostrar” está habilitada en el menú “Herramientas”, esta opción es la que permite visualizar los mapas. Los mapas de ahorro de energía demandada pueden venir expresados en porcentaje o en KWh. Una vez que un mapa es generado podemos obtener el valor concreto en una localidad haciendo clic sobre el mismo con el botón izquierdo del ratón sobre la situación de dicha localidad en el mapa, el usuario obtendrá el valor en un recuadro amarillo situado en la esquina inferior derecha de la pantalla. Otra opción disponible es seleccionar una región en concreto del mapa, si seleccionamos Italia por ejemplo aparecerá esta zona ampliada. Cabe destacar que Israel aparece aquí como una región más. Finalmente podemos salvar los cálculos como un fichero de extensión “map” con lo cual podemos crear una base de datos gráfica de los casos calculados.

En el caso de que realicemos los cálculos para mejora de confort térmico el proceso es idéntico. La única diferencia consiste en los resultados obtenidos. Se podrán visualizar en este caso tres tipos de mapas:

- Número de horas en las cuales la temperatura interior está sobre 23°C en comparación con el caso sin técnica de refrigeración natural.
- Número de horas en las cuales la temperatura interior está sobre 25°C en comparación con el caso sin técnica de refrigeración natural.
- Número de horas en las cuales la temperatura interior está sobre 27°C en comparación con el caso sin técnica de refrigeración natural.

Al igual que en el caso anterior es posible obtener el valor local haciendo clic con el botón izquierdo del ratón sobre el mapa.

Así mismo, los mapas pueden mostrar el resultado expresados como porcentaje de horas sobre el periodo de ocupación.

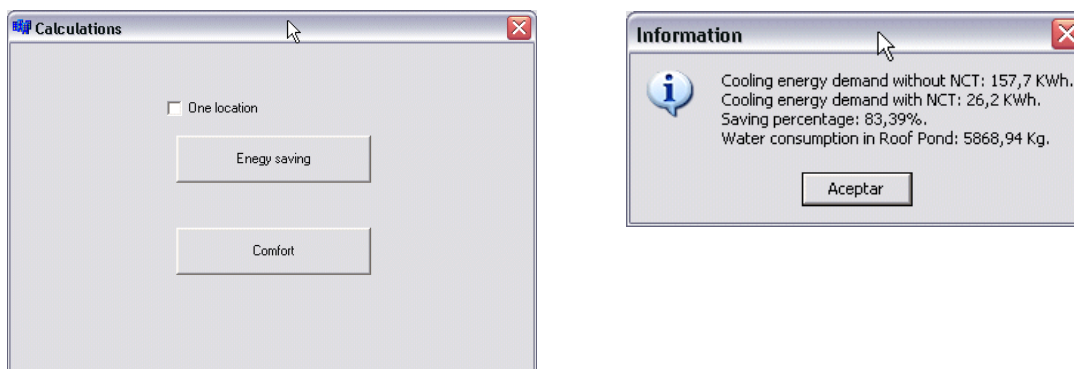


Figura 10.6 Pantalla para comenzar los cálculos –izquierda- y de resultados relativos a energía –derecha-. Los resultados en forma de mapas de aplicabilidad se mostrarán en el siguiente capítulo de los anexos.

10.2. Resultados del proyecto Roofsol II: Manual de diseño de técnicas de refrigeración natural basadas en la cubierta.

Como se ha comentado en la tesis el Manual de diseño que se escribió al finalizar la segunda parte del proyecto Roofsol fue el segundo producto final de gran envergadura de dicho proyecto. A continuación mostraremos la estructura principal de este manual. El objetivo de mostrar los distintos capítulos en los que se ha subestructurado el manual es que el lector se haga una idea del contenido y su enfoque global. A continuación nos centraremos en el capítulo de resultados haciendo una exposición breve que aclare qué resultados se han incluido finalmente y cómo se pueden utilizar estos resultados en el diseño.

Los capítulos del manual se han estructurado en dos partes diferenciadas, la primera parte se dedica a los principios físicos mientras que la segunda se centra en las técnicas de refrigeración basadas en las cubiertas.

La primera parte se compone de los siguientes capítulos:

- Capítulo 1: La cubierta como elemento de relación con el medioambiente exterior.
- Capítulo 2: Prácticas constructivas de cubiertas.

En el primero de ellos tras una introducción se describe el papel de la cubierta en cuanto a control solar, aislamiento térmico e inercia térmica.

En el segundo capítulo, se describen las técnicas tradicionales de construcción de cubiertas, así como las nuevas técnicas que están poniéndose en práctica en la actualidad, tras la aparición de los nuevos sistemas de refrigeración natural basados en cubiertas.

Como hemos dicho la segunda parte describe las técnicas de refrigeración basadas en cubiertas, esta segunda parte se estructura por los siguientes capítulos:

- Capítulo 3: Estanques de cubierta.
- Capítulo 4: Radiadores de cubierta.
- Capítulo 5: Cubiertas vegetales.

En todos capítulos se describen las técnicas a las que están dedicados así como los componentes que serían necesarios para la implementación práctica de cada una de ellas. Tras una descripción de los principios de funcionamiento basados en la transferencia de calor, se analizan las ventajas y desventajas de cada estrategia, desde el punto de vista del consumo de energía y del confort térmico. Este estudio permitió distinguir entre todas las técnicas las más prometedoras. A continuación se hace una revisión de edificios construidos que sean significativos y que incorporen la técnica en consideración. Estos edificios se usan como ejemplo de distintas variantes de aplicación final de una misma técnica. Para concluir se acompaña lo anterior con un resumen de las consideraciones básicas de diseño donde se muestran los parámetros de diseño y los rangos de variación de los mismos para obtener un buen funcionamiento. Estos se han obtenido por una doble vía, bien mediante mediación directa en los edificios que incorporan este tipo de técnicas o bien por medición de dichos parámetros en experimentos. En este segundo caso estos experimentos se describen de forma detallada.

- Capítulo 6: Aplicabilidad de las técnicas naturales de refrigeración basadas en cubiertas.

En este capítulo se muestran los resultados de las simulaciones llevadas a cabo mediante el programa descrito anteriormente. Para presentar estos resultados, en primer lugar se describe el edificio base sobre el que se han instalado cada una de las técnicas de refrigeración natural. A continuación, se muestran los mapas de aplicabilidad para cada una de estas técnicas. Estos

mapas son como los descritos en la sección 6.1 de estos anexos. Los mapas de aplicabilidad son mapas de Europa donde se ve en una escala de color los ahorros en demanda que se podrían obtener al aplicar una técnica en concreto. Estos mapas se han representado para la configuración que ofrece un mejor y un peor resultado para las siguientes TRN: Estanques de cubierta, paneles radiantes de frío con almacenamiento alimentados con una fuente de agua y paneles radiantes de frío con almacenamiento alimentados mediante estanques de cubierta. Se optó por incluir únicamente estas técnicas al ser las más ventajosas según los estudios realizados.

Las siguientes figuras muestran un ejemplo de los ahorros de energía máximos esperables a nivel Europeo.

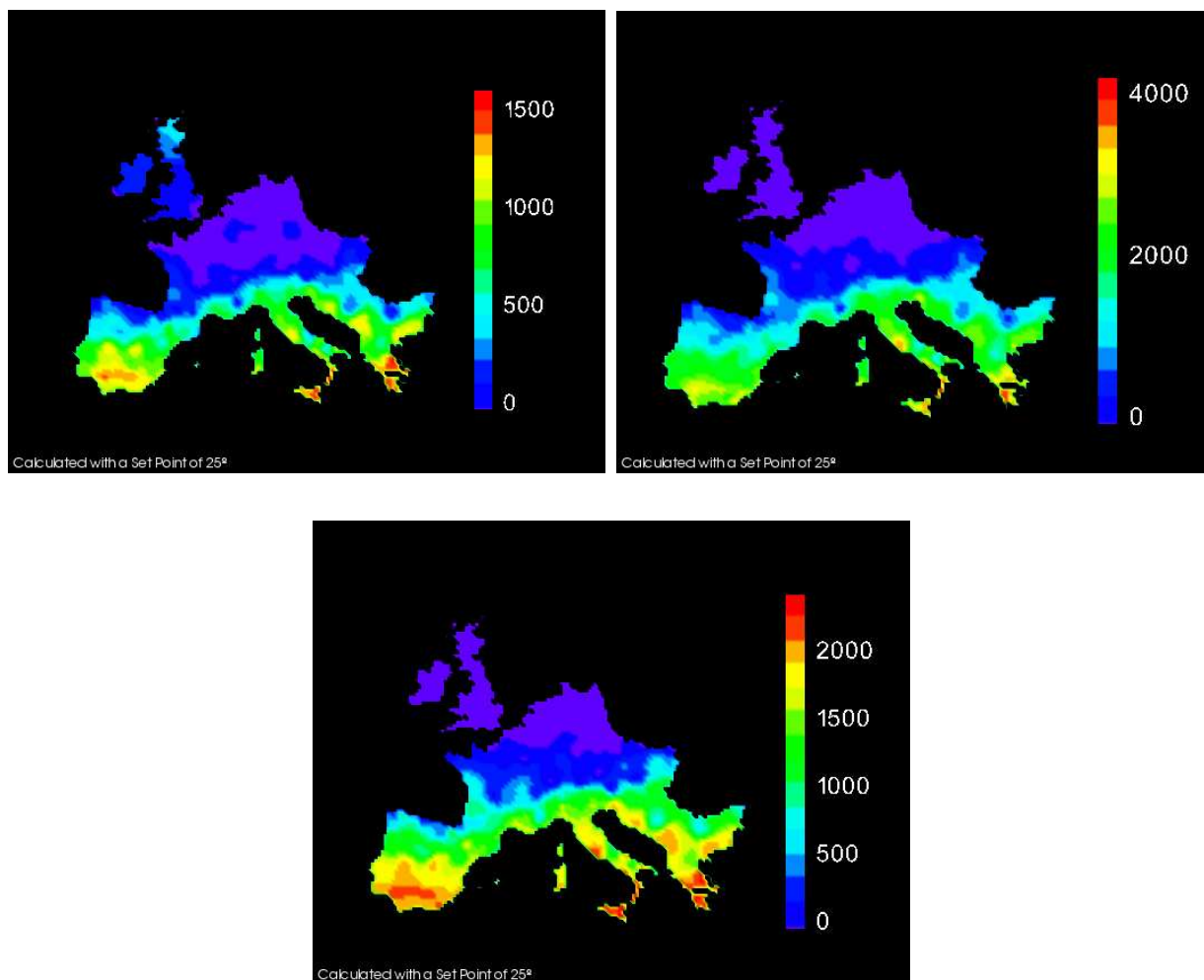


Figura 10.8. Ahorro en demanda en KWh al instalar en un edificio base un estanque de cubierta –arriba a la izada.-, un sistema basado en forjados térmicamente activos alimentados por agua fría –arriba a la dcha.- y un sistema de forjados térmicamente activos alimentados por un estanque de cubierta –abajo en el centro-.

Estos datos no son suficientes como para hacer útil el manual como guía de diseño, debido a que el sistema no tiene porqué diseñarse o funcionar con parámetros óptimos. Para solventar este inconveniente, se facilitaron los datos para distintas localidades al simular los sistemas funcionando con diferentes parámetros de diseño. Las tablas resultantes son como la siguiente donde se muestran los resultados para una Sevilla.

DISTANCE BETWEEN PIPES (m)			WATER FLOW (Kg/s)			WATER TEMPERATURE (°C)			SCHEDULE		
0.1	0.2	0.3	6	12	18	18	20	22	Continuous	Night	Daytime
2766	2154	1357									
			2144	2154	2156						
						2900	2154	1300			
									2154	446	1361

Tabla 10.1. Energía ahorrada en demanda [KWh] para un edificio de construcción ligera situado en Sevilla al instalar un forjado térmicamente activo alimentado por una fuente de agua a temperatura constante. La demanda de refrigeración sin técnica alguna es 5590KWh.

Las localidades de cálculo elegidas fueron Atenas, Sevilla, Madrid y París.

Las siguientes representaciones gráficas muestran cómo varían el ahorro al modificar ciertos parámetros de diseño de un estanque de cubierta situado en Sevilla.

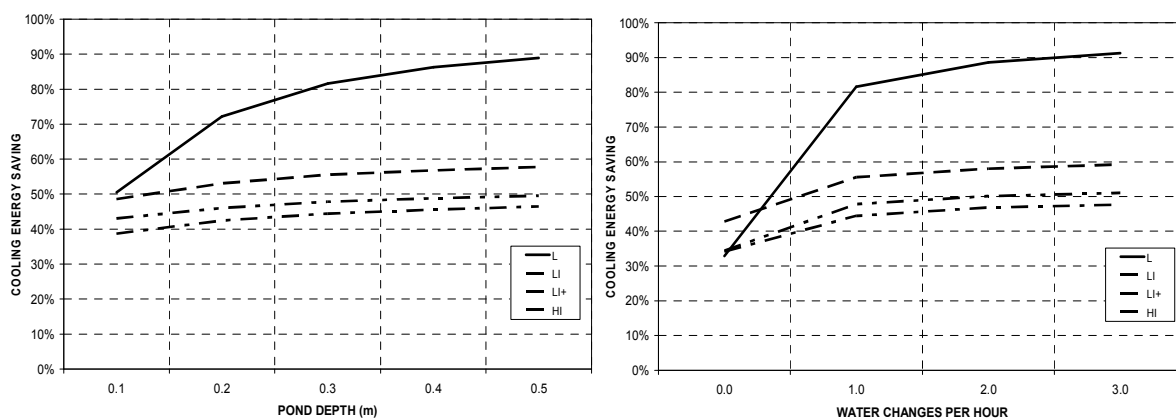


Figura 10.9. Ahorro en demanda en porcentaje al instalar en un edificio base situado en Sevilla un estanque de cubierta y modificar: la profundidad del estanque –izquierda- y el número de renovaciones hora de agua a través de los surtidores –derecha-.

Las siguientes representaciones muestran cómo varía el ahorro al instalar un estanque de cubierta, con unos parámetros de diseño determinados, en función del ISC.

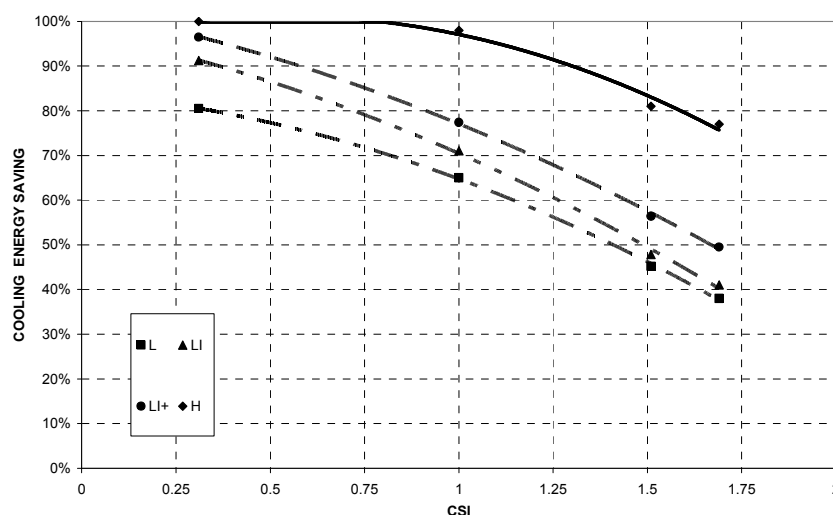


Figura 10.10. Ahorro en demanda en porcentaje al instalar en un edificio base un estanque de cubierta en función del índice de severidad climática de la localidad en cuestión.

Finalmente, como tercera parte independiente de las anteriores, se incluye en el manual como anexos los modelos matemáticos utilizados para describir físicamente los mecanismos de transferencia de calor en cada una de las técnicas así como el programa de simulación térmica desarrollado.

10.3. Ejemplo de edificio con estrategia de ventilación nocturna: Proyecto Sunrise.

El proyecto “Sunrise”, trata de la construcción de 139 viviendas de protección social con criterios de alta eficiencia energética, en la zona de Vallecas (Madrid). Este proyecto es parte de la política iniciada por la Empresa Municipal de la Vivienda para introducir criterios de adecuación ambiental en sus intervenciones.

Las viviendas están dispuestas en cuatro bloques con una configuración tipo manzana y un gran patio central. El diseño de estas viviendas, fue realizado dando especial importancia a los aspectos que inciden en el consumo de energía. El objetivo consiste en lograr que los cuatro bloques planeados sean energéticamente eficientes. Además se pretende que sirvan de ejemplo para edificaciones futuras.

Cada uno de los bloques que forman la manzana incorpora en su diseño inicial unas torres que funcionaban como chimeneas solares para proveer de ventilación al edificio. Las chimeneas solares actúan como torres extractoras del aire interior del edificio sin ningún consumo energético proveniente de fuentes de energía no renovables. Para que estas torres actúen como es debido es necesario además de un buen diseño de las mismas, un buen diseño de las secciones de paso del aire, incluyendo las tomas de aire exterior.

La siguiente imagen muestra una representación en planta de los cuatro bloques que configuran cada manzana. Sobre cada uno de estos bloques se ha resaltado un segmento característico, de tal forma que al repetir el mismo se obtiene la zonificación del bloque completo. Este segmento contiene cuatro habitaciones más una fracción de la zona de escaleras.

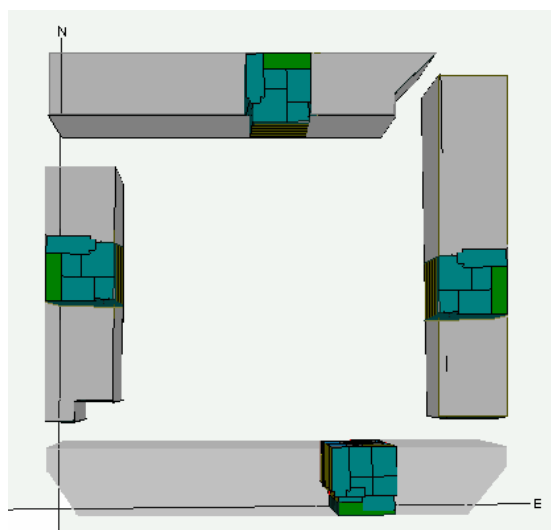


Figura 10.11. Vista en planta de la manzana en cuestión. Se ha resaltado en cada bloque el recinto característico.

Como se comentó previamente, el edificio incluía en su diseño inicial unas chimeneas para ventilación. Dichas chimeneas operarían en la estación de verano con el objetivo principal de ventilar los espacios interiores durante las horas en que la temperatura exterior sea menor que la interior. La fuerza para impulsar el aire de ventilación, proviene justamente del tiro natural producido por la chimenea.

El movimiento del aire a través del recinto descrito anteriormente se muestra esquemáticamente en la imagen inferior. A continuación se estudiará de forma cuantitativa la circulación del aire por el interior del recinto.

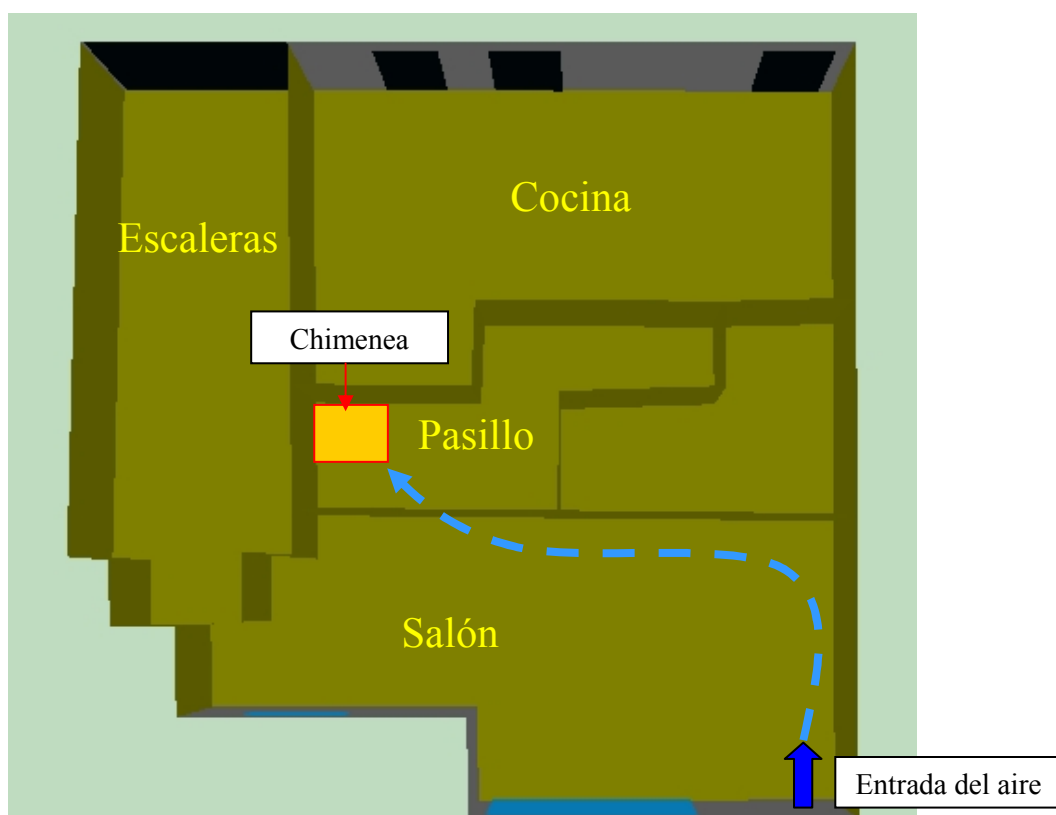


Figura 10.12 Descripción de la estrategia de ventilación por el interior del recinto característico.

Como hemos visto en el capítulo correspondiente de la presente tesis, el fundamento de esta técnica es el aprovechamiento de las bajas temperaturas nocturnas, para almacenar ese “frío” en la estructura del edificio, lográndose combatir la demanda de energía que se produce durante el día con la energía almacenada durante la noche. De esta forma, conseguiremos una disminución de la demanda de refrigeración, el potencial de esta técnica de refrigeración natural puede estimarse mediante las eficiencias y los factores de utilización definidos en el capítulo mencionado anteriormente.

Analicemos a continuación estos dos factores:

1. Potencial del Clima

El primer aspecto a estudiar para determinar si la ventilación nocturna puede ser empleada, es el clima. La siguiente figura muestra de manera consolidada el comportamiento de las temperaturas en verano.

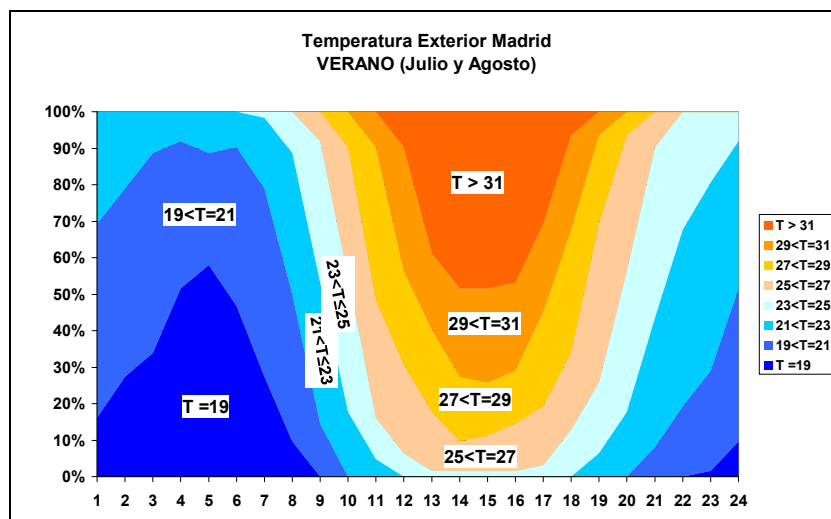


Figura 10.13. Temperatura exterior en Madrid en los meses de verano.

Como puede comprobarse, para las horas de la noche -entre 23:00 y 7:00-, la temperatura exterior nunca supera los 25°C y aproximadamente el 80% del tiempo se encuentra por debajo de los 21°C, siendo importante también la cantidad de días en los que la temperatura es menor a los 19°C para este rango de horas. Esto nos indica que el clima de Madrid sí tiene potencial para el empleo de ventilación nocturna.

2. Evaluación del Edificio Para el Empleo de Ventilación Nocturna

Para determinar si el comportamiento térmico del edificio es favorable a la ventilación nocturna, se desarrollaron una serie de simulaciones con diferentes caudales de aire aplicados entre las 22:00 y las 8:00 horas. En estas simulaciones se supuso que no existía ningún equipo de aire acondicionado, de esta forma, la temperatura de los espacios está continuamente en oscilación libre.

La metodología será la siguiente, en cada simulación sucesiva, se aumentará el caudal de aire que accede al interior del edificio entre las horas señaladas, lo que previsiblemente debe ocurrir es que a mayor caudal de ventilación, menor será el número de horas en que el edificio se encuentre por encima del límite de temperatura de confort establecido en 27°C. Para comparar las distintas situaciones entre sí se sumarán el número de horas que la temperatura interior supera esta temperatura límite en cada caso.

A continuación, se muestra el resultado de la anterior simulación. En el eje de abscisas se indican las renovaciones hora de cada espacio, en el de las ordenadas el porcentaje de horas en las que se superan los 27°C para el periodo comprendido por los meses de Julio y Agosto.

Los espacios orientados al Oeste, salón-cocina Oeste y dormitorios Oeste, tienen casi exactamente la misma curva, así que por claridad en el gráfico, solo se presenta el salón-cocina Oeste. Una situación análoga ocurre con los espacios orientados al Este.

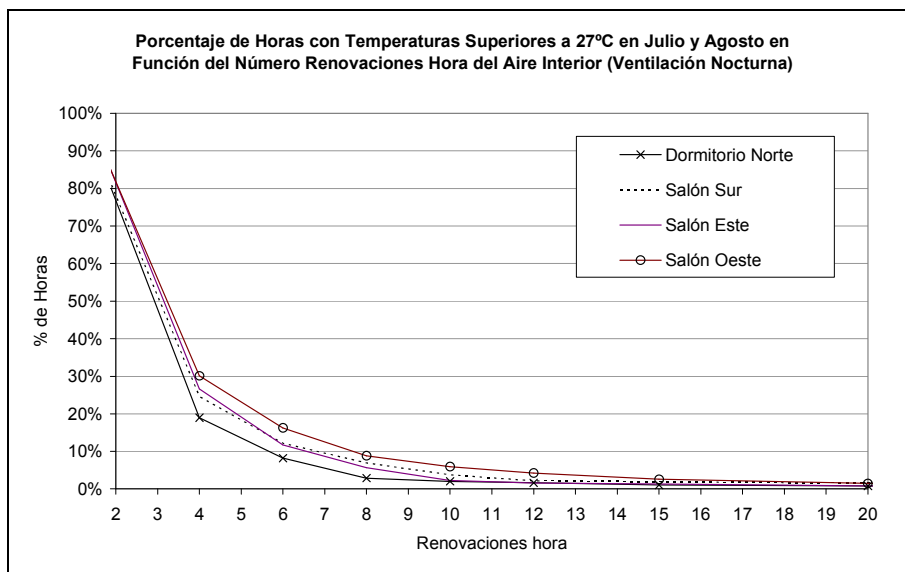


Figura 10.14. Porcentaje de horas con temperaturas superiores a 27 °C en Verano en función del caudal de aire.

Cabe destacar que los espacios con mayor número de horas por encima de los 27°C , espacios más calidos, son aquellos con orientación Oeste y los que menos horas están por encima de dicho límite son los que tienen orientación Norte.

Como podemos ver a partir de las 12 renovaciones hora en los espacios orientados al norte y este y a partir de las 15 renovaciones hora en los espacios orientados al sur y oeste el porcentaje de horas para las cuales la temperatura de dichos espacios está por encima del límite de confort es inferior al 3%. Es decir, si garantizamos estos niveles de ventilación, se tendrán entre 30 y 40 horas, de las 1488 que suman los meses de julio y agosto, en las que se superarían los 27°C.

Con la información anterior estableceremos el nivel de ventilación requerida por los espacios del edificio en 15 ren/h. Dado que las chimeneas inicialmente propuestas generan caudales inferiores a las 6 ren/h, fue preciso dimensionar un sistema de ventilación mecánica de apoyo a las chimeneas solares de forma que en conjunto resultó una técnica de refrigeración híbrida.

10.4. Relaciones entre las funciones de transferencia en temperaturas de aire-agua y las funciones de transferencia en temperaturas superficiales.

Como comentamos en el capítulo tercero, con el fin de obtener las funciones de transferencia superficiales a partir de las series cortas, es necesario establecer las relaciones existentes entre las funciones de transferencia en temperaturas de aire-agua y las funciones de transferencia en temperaturas superficiales.

A continuación, estableceremos estas relaciones sucesivamente para los siguientes problemas ascendiendo progresivamente en el grado de dificultad.

- Problema unidimensional en régimen permanente.
- Problema unidimensional en régimen transitorio.
- Problema bidimensional en régimen transitorio -caso de interés para la presente tesis-.

10.4.1. Problema unidimensional en régimen permanente.

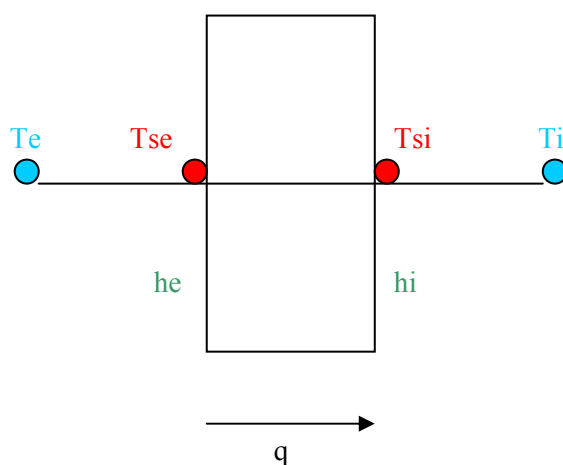


Figura 10.15. Esquema de un elemento unidimensional donde se indica la dirección del flujo de calor, las temperaturas superficiales y ambientales y los coeficientes de película.

Este caso es el más simple. En virtud de la definición de coeficiente global de transferencia U sabemos que:

$$q = U (T_e - T_i)$$

Y deseamos obtener una relación similar con las temperaturas superficiales:

$$q = K (T_{se} - T_{si})$$

Por tanto es necesario determinar el coeficiente K mediante la resolución del siguiente sistema de ecuaciones lineales:

$$q = U (T_e - T_i)$$

$$q = h_e (T_e - T_{se})$$

$$q = h_i (T_{si} - T_i)$$

Tenemos de esta forma 3 ecuaciones con 5 incógnitas –la densidad de flujo de calor q , la temperatura ambiente exterior T_e , la temperatura ambiente interior T_i , la temperatura superficial exterior T_{se} , la temperatura superficial interior T_{si} -, para poder resolver el sistema hemos de fijar el valor de 2 de las incógnitas mencionadas anteriormente.

Si suponemos $T_{se}=1$ y $T_{si}=0$, el sistema se transforma en:

$$q = U (T_e - T_i)$$

$$q = h_e (T_e - 1)$$

$$q = - h_i \cdot T_i$$

Y además el valor de K coincidiría con la densidad de flujo de calor q .

Suponiendo que los coeficientes de película exterior e interior son iguales a $10 \text{ W/m}^2\text{K}$ y que el coeficiente global de transferencia $U=2 \text{ W/m}^2\text{K}$, se obtiene:

$$K = q = 3.333 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$T_e = 1.333 \text{ K}$$

$$T_i = - 0.333 \text{ K}$$

Se obtiene así la expresión que liga el flujo de calor con las temperaturas superficiales:

$$q = 3.333 (T_{se} - T_{si})$$

10.4.2. Problema unidimensional en régimen transitorio.

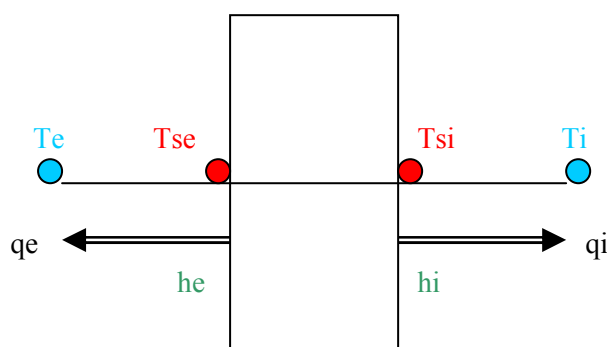


Figura 10.16. Esquema de un elemento unidimensional donde se indica la dirección del flujo de calor, las temperaturas superficiales y ambientales y los coeficientes de película.

Este caso es algo más complejo que el anterior, la principal diferencia recae en que en este caso no suponemos régimen estacionario sino que pasamos al estudio de la conducción en régimen transitorio. Mantenemos no obstante, la unidimensionalidad del problema, y por tanto, pese a haber dado un paso no hemos alcanzado todavía nuestra meta, que no es más, que el problema bidimensional en régimen transitorio.

En este caso tenemos las siguientes ecuaciones:

$$q_e(t) = \sum_{j=0}^{n_a} a_j T_e(t-j) + \sum_{j=0}^{n_b} b_j T_i(t-j)$$

$$q_i(t) = \sum_{j=0}^{n_b} b_j T_e(t-j) + \sum_{j=0}^{n_c} c_j T_i(t-j)$$

Los coeficientes a(t), b(t) c(t) y d(t) son conocidos a través de los factores de respuesta como vimos anteriormente –referencia [13] del capítulo 3- y buscamos el valor de los coeficientes a'(t), b'(t), c'(t) y d'(t) que intervienen en las siguientes ecuaciones:

$$q_e(t) = \sum_{j=0}^{n_a} a'_j T_{se}(t-j) + \sum_{j=0}^{n_b} b'_j T_{si}(t-j)$$

$$q_i(t) = \sum_{j=0}^{n_b} b'_j T_{se}(t-j) + \sum_{j=0}^{n_c} c'_j T_{si}(t-j)$$

$$q(t) = h_e(T_e - T_{se})$$

$$q(t) = h_i(T_{si} - T_i)$$

Con el fin de determinar los coeficientes a'(t) y b'(t) es necesario fijar:

- para el instante inicial t=0, Te=1 y para t=1...205, Te=0
- Para t=0...205, Tsi=0

De esta forma el sistema de ecuaciones se resolverá de forma sucesiva en cada paso de tiempo – hasta un total de 205 pasos-, valiéndonos de los resultados obtenidos en un paso de tiempo para obtener los resultados del siguiente:

- En el instante inicial determinaremos a'(0) y b'(0)
- En el siguiente paso de tiempo, para t=1, se determinarán a'(1) y b'(1) con la ayuda de los valores obtenidos previamente
- Y así sucesivamente...

Con el objetivo de determinar los coeficientes c'(t) fijaremos los siguientes parámetros:

- Para el instante inicial, t=0, Tsi=1 y para t=1...205, Tsi=0
- Para t=0...205, Te=0

Determinando de la misma forma que a'(t) y b'(t) los coeficientes c'(t) en este caso.

Nótese que el hecho de calcular los coeficientes desde 1 hasta 205 pasos de tiempo es algo particular del ejemplo descrito en esta sección.

10.4.3. Problema bidimensional en régimen transitorio.

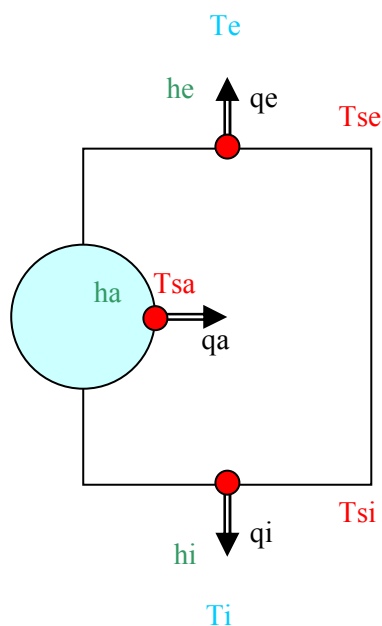


Figura 10.17. Esquema de un elemento bidimensional donde se indica la dirección del flujo de calor, las temperaturas superficiales y ambientales y los coeficientes de película.

Las ecuaciones que determinan los flujos de calor en función de las temperaturas ambientales – aire o agua en su caso- en esta situación son:

$$q_e(t) = \sum_{j=0}^{n_a} a_j T_e(t-j) + \sum_{j=0}^{n_b} b_j T_i(t-j) + \sum_{j=0}^{n_b} d_j T_a(t-j)$$

$$q_i(t) = \sum_{j=0}^{n_b} b_j T_e(t-j) + \sum_{j=0}^{n_c} c_j T_i(t-j) + \sum_{j=0}^{n_b} e_j T_a(t-j)$$

$$q_a(t) = \sum_{j=0}^{n_b} d_j T_e(t-j) + \sum_{j=0}^{n_c} e_j T_i(t-j) + \sum_{j=0}^{n_b} f_j T_a(t-j)$$

Los coeficientes a(t), b(t), c(t), d(t), e(t) y f(t) son conocidos a través de los factores de respuesta como vimos anteriormente y buscamos el valor de los coeficientes a'(t), b'(t), c'(t), d'(t), e'(t) y f'(t) que intervienen en las siguientes ecuaciones:

$$q_e(t) = \sum_{j=0}^{n_a} a_j T_{se}(t-j) + \sum_{j=0}^{n_b} b_j T_{si}(t-j) + \sum_{j=0}^{n_b} d_j T_{sa}(t-j)$$

$$q_i(t) = \sum_{j=0}^{n_b} b_j T_{se}(t-j) + \sum_{j=0}^{n_c} c_j T_{si}(t-j) + \sum_{j=0}^{n_b} e_j T_{sa}(t-j)$$

$$q_a(t) = \sum_{j=0}^{n_b} d_j T_{se}(t-j) + \sum_{j=0}^{n_c} e_j T_{si}(t-j) + \sum_{j=0}^{n_b} f_j T_{sa}(t-j)$$

$$q_e(t) = h_e(T_e - T_{se})$$

$$q_i(t) = h_i(T_{si} - T_i)$$

$$q_a(t) = h_a(T_{sa} - T_a)$$

En este caso se nos plantea resolver un sistema de 9 ecuaciones con 14 incógnitas, para resolverlo, es necesario fijar cinco variables.

Planteando una estrategia de resolución similar a la del problema anterior, a fin de determinar los coeficientes $b'(t)$, $c'(t)$ y $e'(t)$ se fijarán:

- Para $t=0$, $T_i=1$ y para $t=1 \dots 205$, $T_i=0$
- Para $t=0 \dots 205$, $T_{sa}=0$ y $T_{se}=0$

El sistema de ecuaciones se resolverá de forma sucesiva en cada paso de tiempo, valiéndonos de los resultados obtenidos en un paso de tiempo para obtener los resultados del siguiente:

- En el instante inicial determinaremos $b'(0)$, $c'(0)$ y $e'(0)$
- En el siguiente paso de tiempo, para $t=1$, se determinarán $b'(1)$, $c'(1)$ y $e'(0)$ con la ayuda de los valores obtenidos previamente y así sucesivamente

Para determinar los coeficientes $d'(t)$, $e'(t)$ y $f'(t)$ se fijarán:

- Para $t=0$, $T_a=1$ y para $t=1 \dots 205$, $T_a=0$
- Para $t=0 \dots 205$, $T_{si}=0$ y $T_{se}=0$

Para determinar los coeficientes $a'(t)$, $b'(t)$ y $d'(t)$, se fijarán:

- Para $t=0$, $T_e=1$ y para $t=1 \dots 205$, $T_e=0$
- Para $t=0 \dots 205$, $T_{si}=0$ y $T_{sa}=0$

Los cálculos se han llevado a cabo mediante el programa comercial de resolución de ecuaciones EES©.

Como ya se comentó en el apartado anterior, el hecho de calcular los coeficientes desde 1 hasta 205 pasos de tiempo es algo particular del ejemplo descrito en esta sección.

10.5. Potencial de ahorro de un forjado térmicamente activo alimentado por un estanque de cubierta. Análisis para edificios de oficinas.

En el marco del proyecto Roofsol [1], se hizo un estudio del comportamiento de edificios de oficinas, a continuación se muestran los resultados más interesantes de dicho estudio.

La oficina tipo está formada por un número variable de plantas de 100 m² cada una. La cubierta está formada por un forjado horizontal sobre la planta alta, mientras que, los forjados intermedios que existan son paneles fríos radiantes con almacenamiento térmico. La alimentación de agua de todos los paneles la proporciona un estanque sobre la cubierta del edificio al cual retorna el agua una vez que ha recorrido todos los forjados a través de los conductos embebidos.

El nivel de inercia del edificio de oficinas es bajo y el porcentaje acristalado de los cerramientos exteriores es del 60%.

El análisis realizado consistió en fijar una misma localidad estudiando la influencia no de los parámetros de diseño sino del número de plantas, es decir, del número de paneles conectados al mismo estanque.

Los resultados obtenidos en cuanto a energía ahorrada en demanda y consumo de agua se recogen en la siguiente gráfica.

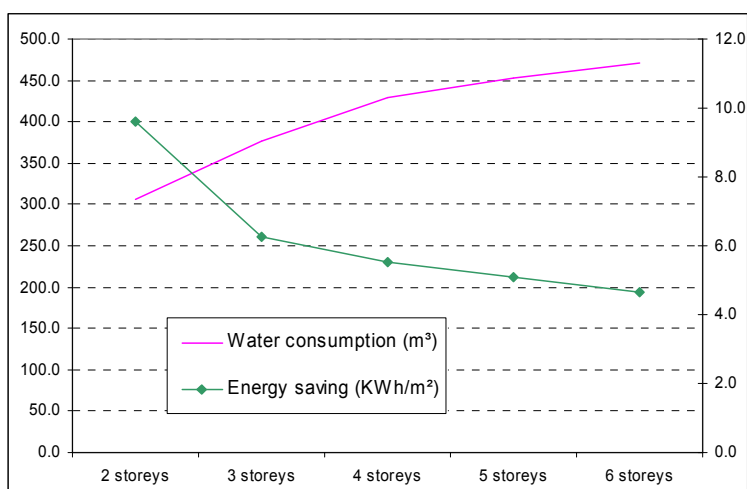


Figura 10.18. Energía ahorrada en demanda por metro cuadrado construido y consumo de agua en m³ para un edificio de oficinas situado en Sevilla al incrementar el número de plantas del mismo. El eje de la izquierda es el correspondiente a consumo de agua, el de la derecha corresponde a ahorro de energía por metro cuadrado.

Como podemos apreciar, conforme aumenta el número de plantas, el consumo de agua va aumentando. Por otra parte, la energía ahorrada en demanda por metro cuadrado va disminuyendo. Esto es debido, a que aunque la energía ahorrada en demanda siempre crece, este crecimiento es menor que proporcional, de forma que si expresamos el ahorro por metro cuadrado la curva obtenida es como la representada. El hecho de que la energía ahorrada crezca de forma menor que proporcional, se basa en que el estanque recibe, con cada incremento en el número de plantas, una mayor cantidad de agua caliente que no es capaz de enfriar, y por tanto, no es introducida tan fría en los forjados como lo era cuando existía un nivel menos de altura.

10.6. Modelización de estanques de cubierta.

Haremos a continuación un resumen del proyecto fin de carrera de Esteban –referencia del capítulo 3-, con el que pretendemos mostrar la metodología desarrollada por el autor, con el fin de obtener el flujo global de calor que abandona el edificio a través del forjado sobre el cual se ha instalado el estanque. Este flujo de calor será el ahorro de energía de refrigeración debida a la instalación del estanque, y será útil posteriormente, ya que al evaluar la energía ahorrada al acoplar un estanque con forjados, tendremos que añadir a esta cantidad, la correspondiente a la energía almacenada que posteriormente se usa de forma efectiva para combatir la demanda de refrigeración.

Para evaluar las pérdidas de calor a través del forjado es necesario evaluar el flujo de calor por conducción a través de dicho forjado, para esto se parte de la ecuación general de transferencia de calor por conducción en régimen transitorio. De cara a la simplificación de esta ecuación se puede hacer la hipótesis de régimen permanente introduciendo un factor global de corrección debido a la inercia del forjado. De esta forma:

$$\tilde{q}_{sup} = \tilde{q}_{perm} \cdot \Delta_{P-T}$$

Donde Δ_{P-T} es el factor corrector global debido a la inercia del forjado y el flujo de calor en el periodo se calcula integrando el flujo de calor en régimen permanente durante el periodo considerado.

El flujo de calor en régimen permanente se escribe de forma matemática:

$$q_{perm} = U_f (T_{int} - T_{sup})$$

$$\text{Con } U_f = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{E_f}{K_f}}$$

Donde T_{int} es la temperatura del aire interior y T_{sup} es la temperatura de la superficie exterior del forjado.

Por tanto el flujo global que abandona el edificio a través del forjado, viene determinado por

$$\tilde{q}_{sup} = \Delta_{P-T} \cdot \int_0^{T_{per}} U_f \cdot (T_{int} - T_{sup}) dt$$

Esta es la potencia disipada por el edificio a través del forjado. Sin embargo, el edificio no es capaz de aprovechar todo el potencial de refrigeración producido por el sistema, ya que éste no genera dicho potencial justo cuando el edificio lo necesita. Es decir, el sistema genera el potencial de enfriamiento cuando puede, y no cuando el edificio lo necesita y puede aprovecharla. Por ello, la expresión anterior se ve afectada de un término corrector denominado factor de utilización (FU), que relaciona la potencia disipada global, con la potencia aprovechada por el edificio (\tilde{q}_{dis}).

$$\tilde{q}_{dis} = U_f \cdot \Delta_{P-T} \cdot F_u \cdot \int_0^{T_{per}} (T_{int} - T_{sup}) \cdot dt$$

Ahora bien, en la expresión anterior, la temperatura superior del forjado puede determinarse mediante un balance superficial como:

$$h_w (T_{sup} - T_w) - \alpha_f H_t' + U_f (T_{sup} - T_{int}) = 0$$

Despejando, puede obtenerse:

$$T_{\text{sup}} = \frac{\alpha_f H_t' + h_w \cdot T_w + U_f \cdot T_{\text{int}}}{h_w + U_f}$$

Donde α_f es la absorptividad del fondo, H_t' la radiación de corta que llega al forjado, h_w es el coeficiente de transferencia de calor del forjado con el agua y T_w la temperatura del agua.

Dado que en las situaciones habituales el coeficiente de transferencia de calor del forjado con el agua (h_w), es mucho mayor que el coeficiente global de transferencia del forjado U_f , y en consecuencia la ecuación anterior puede reducirse a:

$$T_{\text{sup}} \approx T_w + \frac{\alpha_f H_t'}{h_w} = T_{\text{sw}}$$

Donde T_{sw} se ha definido como la temperatura sol-agua por analogía a la temperatura sol-aire. A la vista de esta ecuación, la temperatura sol-agua es la temperatura a la que se ve sometida la cara superior del forjado y es frente a la que se realiza el intercambio.

Usando la expresión anterior puede obtenerse:

$$\tilde{q}_{\text{dis}} \approx U_f \cdot \Delta_{P-T} \cdot F_u \cdot \int_0^{T_{\text{per}}} (T_{\text{int}} - T_{\text{sw}}) \cdot dt = U_f \cdot \Delta_{P-T} \cdot F_u \cdot \int_0^{T_{\text{per}}} \left(T_{\text{int}} - T_w - \frac{\alpha_f \cdot H_t'}{h_w} \right) \cdot dt$$

$$\tilde{q}_{\text{dis}} \approx U_f \cdot \Delta_{P-T} \cdot F_u \cdot \left(\int_0^{T_{\text{per}}} (T_{\text{int}} - T_w) \cdot dt - \int_0^{T_{\text{per}}} \frac{\alpha_f \cdot H_t'}{h_w} dt \right)$$

Sumando y restando la temperatura exterior ambiente (T_a) en la primera integral y separando miembros se tiene:

$$\tilde{q}_{\text{dis}} \approx U_f \cdot \Delta_{P-T} \cdot F_u \cdot \left(\int_0^{T_{\text{per}}} (T_{\text{int}} - T_a) \cdot dt + \int_0^{T_{\text{per}}} (T_a - T_w) \cdot dt - \int_0^{T_{\text{per}}} \frac{\alpha_f \cdot H_t'}{h_w} dt \right)$$

Reagrupando términos puede escribirse:

$$\frac{\tilde{q}_{\text{dis}}}{U_f \cdot \Delta_{P-T} \cdot F_u} = \int_0^{T_{\text{per}}} (T_{\text{int}} - T_a) \cdot dt + \int_0^{T_{\text{per}}} (T_a - T_w) \cdot dt - \int_0^{T_{\text{per}}} \frac{\alpha_f \cdot H_t'}{h_w} dt$$

Para evitar el cálculo de la temperatura de la lámina de agua, necesario en el segundo término del miembro izquierdo de la expresión anterior, se introduce el parámetro denominado efectividad de la lámina ($\bar{\varepsilon}_{\text{lam}}$) que viene dado por:

$$\bar{\varepsilon}_{\text{lam}} = \frac{\int_0^{T_{\text{per}}} (T_a - T_w) dt}{\int_0^{T_{\text{per}}} (T_a - T_{\text{bh}}) dt}$$

Donde, T_{bh} es la temperatura de bulbo húmedo del aire. Introduciendo la efectividad de la lámina en la ecuación del calor disipado, se obtiene:

$$\frac{\tilde{q}_{\text{dis}}}{U_f \cdot \Delta_{P-T} \cdot F_u} = \int_0^{T_{\text{per}}} (T_{\text{int}} - T_a) \cdot dt + \bar{\varepsilon}_{\text{lam}} \cdot \int_0^{T_{\text{per}}} (T_a - T_{\text{bh}}) \cdot dt - \int_0^{T_{\text{per}}} \frac{\alpha_f \cdot H_t'}{h_w} dt$$

Esta expresión, puede ser reducida si se considera un factor de uso unidad, y una corrección debida al transitorio unidad. De esta forma para un clima dado, con una temperatura interior del edificio fija durante las veinticuatro horas del día, un forjado fijo y una absorptividad del fondo constante, la potencia disipada adopta una expresión del tipo:

$$\frac{\tilde{q}_{dis}}{U_f} = A + B \cdot \bar{\epsilon}_{lam}$$

El calor disipado calculado mediante este modelo simplificado se contrastó con el calculado mediante un modelo complejo y se obtuvieron índices de regresión no inferiores a 0.9995. Tras este análisis se concluye que el modelo simplificado se puede utilizar para obtener el flujo de calor a través del forjado con total fiabilidad en cuanto a los resultados.

Veamos los datos necesarios para evaluar el calor disipado. Analizando la última ecuación vemos que el miembro de la derecha está formado por tres términos. Las integrales de estos tres términos pueden evaluarse directamente una vez conocidos los parámetros climáticos, la temperatura del aire interior y el coeficiente de película del agua sobre el forjado. Únicamente el segundo término necesitaría del cálculo de la efectividad de la lámina.

Una vez encontrada la relación entre la potencia disipada por el techo con la efectividad de la lámina, se localizaron los parámetros que ligán dicha efectividad con las variables de diseño y operación de la lámina. Para ello se plantea un balance de energía en la lámina de agua tal y como se desarrolló en el capítulo 4. En este capítulo se expuso la teoría para evaluar la eficiencia de la lámina en función de los parámetros P_1 y P_2 . En concreto este segundo parámetro se definió en la forma:

$$P_2 = \frac{\bar{q}_{Gan}}{\delta(T_a - T_{bh})}$$

Dado que en el capítulo correspondiente se describió cómo evaluar este factor sin profundizar, a continuación lo haremos más detalladamente. En la definición anterior, la profundidad de la lámina es conocida y la depresión de bulbo húmedo media en el clima bajo estudio, se puede considerar conocida también. Por tanto sólo falta evaluar el flujo de calor medio que gana la lámina a lo largo del periodo considerado.

El flujo de calor medio aportado por la lámina constará de varios sumandos:

- La radiación solar absorbida media por la lámina de agua a lo largo del periodo considerado, que se determinará mediante la siguiente expresión.

$$\bar{q}_{RC} = \frac{\tau_{cub}}{T_{per}} \int_0^{T_{per}} \alpha_w H_t dt$$

Donde, τ_{cub} es la transmisividad de la cubierta situada sobre la lámina, T_{per} el periodo de tiempo considerado, H_t la radiación solar incidente y α_w la absorptividad de la lámina. Para calcular la absorptividad de la lámina debe emplearse la siguiente correlación:

$$\bar{\alpha}_w = b_1 \delta + b_2 \delta^2 + b_3 \delta^3 + b_4 \delta^4 + b_5 \delta^5$$

Los coeficientes anteriores dependen a su vez del valor de la absorptividad del fondo. Por ello, pasa a correlacionarse cada uno de los coeficientes en función de la absorptividad del fondo (α_f) obteniéndose la siguiente expresión matricial que determina el valor de los coeficientes:

$$\begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \\ b_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 5.0482 & 0.1017 & -0.9836 \\ -22.897 & 3.2035 & 9.9414 \\ 53.055 & -14.114 & -32.237 \\ -59.861 & 21.594 & 43.969 \\ 26.149 & -11.299 & -21.696 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 1 - \alpha_f \\ (1 - \alpha_f)^2 \end{bmatrix}$$

- El flujo de calor que aporta el forjado a la lámina a través de la parte inferior de la misma, que se determinará mediante la siguiente expresión.

$$\bar{q}_{forj} = \frac{h_w}{T_{per}} \int_0^{T_{per}} (T_{sw} - T_w) dt = \frac{h_w}{T_{per}} \int_0^{T_{per}} \frac{\bar{\alpha}_f' \cdot \tau_{cub} \cdot H_t}{h_w} dt = \frac{\bar{\alpha}_f' \cdot \tau_{cub}}{T_{per}} \int_0^{T_{per}} H_t dt \quad (5.52)$$

Donde H_t es la radiación solar incidente y α_f' es la absorptividad que presenta una superficie que se encuentra bajo una lámina de agua, determinándose su valor mediante la expresión

$$\bar{\alpha}_f' = -0.2263 \cdot \alpha_f^2 + 0.6657 \cdot \alpha_f$$

- El intercambio radiante de larga de la lámina con el cielo o con la cubierta situada sobre ella, que se determina mediante la siguiente expresión.

$$\bar{q}_{RL} = \frac{h_r}{T_{per}} \int_0^{T_{per}} (T_{rad} - T_w) dt$$

Donde, h_r es el coeficiente de transferencia radiante, cuyo valor puede estimarse como 5 W/m²K, T_{per} el periodo de tiempo considerado, T_r la temperatura de la superficie con la cual se realiza el intercambio, esto es o el cielo, o la cubierta, y T_w la temperatura del agua.

Operando se obtienen valores medios de las diferencias de temperatura y la expresión quedaría,

$$\bar{q}_{RL} = h_r \left(\overline{(T_{rad} - T_a)} + \bar{\epsilon}_{lam} \overline{(T_a - T_{bh})} \right)$$

El primer valor medio, se puede considerar que toma diferentes valores constantes dependiendo de la superficie con la que se realiza el intercambio:

- Si la superficie es el cielo, se tomará un valor medio de $\overline{(T_{rad} - T_a)} = -10$ K.
- Si el intercambio se realiza con una cubierta, se tomará un valor medio de $\overline{(T_{rad} - T_a)} = 5$ K.

En cualquiera de los dos casos el valor del flujo radiante de onda larga ganado por la lámina, depende de la efectividad de la lámina, por lo que se precisará de un cálculo iterativo cuando se pretenda la determinación de la misma.

Llegados a este punto estamos en disposición de resolver un caso a modo de ejemplo.

Supongamos un edificio situado en Sevilla, sobre la cubierta de este edificio se instala un estanque de 20 cm de profundidad, la absorptividad de la superficie del fondo de dicho estanque es 0.6. En el estanque se instala un sistema de surtidores que recircula el agua 2 veces por hora, los sprays utilizados producen unas gotas de 0.5 mm de radio, alcanzando los chorros una altura de 0.25 metros. El coeficiente global de transferencia del forjado es 1 W/m²K. Calcularemos la potencia disipada por la lámina durante el mes de Julio (744 horas), suponiendo que la

temperatura interior de la vivienda se mantiene constante e igual a 28°C y que no existe cubierta sobre la masa de agua.

Los datos climáticos indican que la velocidad media del aire en el periodo considerado es 2 m/s, la radiación solar incidente durante el mes de Julio es 225628 Wh/m², la depresión media de la temperatura de bulbo húmedo es 7°C y finalmente la integral siguiente se evalúa resultando:

$$\int_0^{T_{per}} (T_a - T_{bh}) dt = 5197.3 \text{ Kh}$$

Calculemos en primer lugar el parámetro P₁, Para un radio de 0.5 mm, una altura de 0.25 m y una velocidad del viento de 2 m/s se puede obtener mediante la correlación correspondiente una efectividad de surtidores de 0.5, dado que el número de recirculaciones es 2 se tiene que P₁=1 (1/h).

Veamos a continuación el proceso para calcular P₂, haremos un proceso en tres etapas en cada una de las cuales se evaluará una de las componentes descritas, el primer punto será el calculo de la radiación solar absorbida, para una profundidad de 0.2 m y una absorptividad de fondo de 0.6 se obtiene por la correlación correspondiente una absorptividad media de la lámina de 0.46, en consecuencia la radiación solar media absorbida vendrá dada por:

$$\bar{q}_{RC} = \frac{225628 \cdot 0.46}{744} = 140 \frac{W}{m^2}$$

A continuación evaluaremos el flujo de calor que aporta el forjado a la lámina, pues bien, para una absorptividad de fondo de 0.6 se obtiene una absorptividad equivalente del fondo de 0.32, por tanto,

$$\bar{q}_{forj} = \frac{225628 \cdot 0.32}{744} = 97 \frac{W}{m^2}$$

Por último calculemos el flujo de calor debido al intercambio de onda larga, como la superficie que ve la lámina es el cielo se tiene que

$$\bar{q}_{RL} = 5 \cdot (-10) + 5 \cdot 7 \cdot \epsilon_{lam} = -50 + 35 \cdot \epsilon_{lam}$$

Recopilando, el parámetro P₂ valdrá:

$$P_2 = \frac{140 + 97 - 50 + 35 \cdot \epsilon_{lam}}{0.2 \cdot 7} = 134 + 25 \cdot \epsilon_{lam}$$

Que como vemos depende de la efectividad de la lámina que será el próximo parámetro a evaluar, para esto es necesario comenzar un proceso iterativo con P₁ = 1 (1/h) y P₂ = 134 (W/m³K) obteniéndose ε_{lam} = 0.86.

Introduciendo este valor en el calculo de P₂ se obtiene P₂ =155. Con este valor volvemos a calcular la efectividad obteniendo ε_{lam} = 0.85. Valor que se acepta definitivamente.

Por último evaluaremos la potencia disipada por el forjado, para esto será necesario realizar las siguientes operaciones:

Para la localidad, periodo y temperatura interior considerados se tiene:

$$\int_0^{T_{per}} (T_{int} - T_a) dt = 1727.6 \text{ Kh}$$

Tomando un coeficiente de transferencia entre el forjado y la lámina de 240 W/K m².

$$\int_0^{T_{\text{per}}} \frac{\alpha'_f H_t}{h_w} dt = 300.7 \text{ Kh}$$

Por tanto la potencia disipada por el forjado será

$$\tilde{q}_{\text{dis}} = 5197.6 * 0.85 + 1727.6 - 300.7 = 5845 \text{ Wh/m}^2$$

Si realizamos la simulación empleando el modelo complejo se hubiera obtenido en lugar del valor anterior una potencia disipada de 6096 Wh/m².

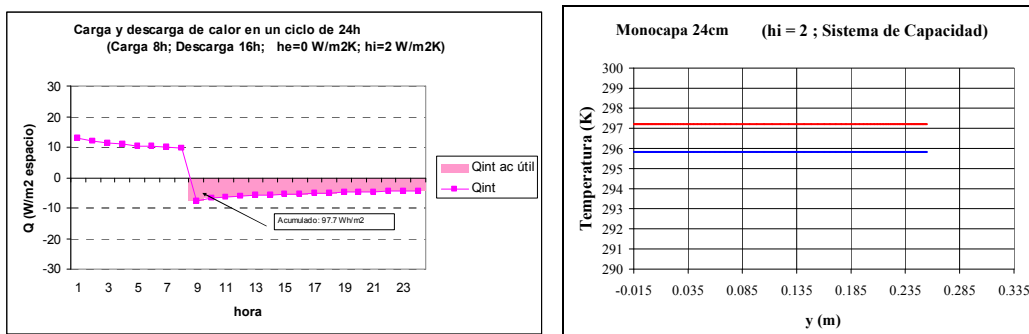
Como vemos el error cometido, del orden del 5%, es perfectamente asumible.

Antes de continuar un breve razonamiento: como hemos comprobado, mediante esta metodología podemos calcular la potencia que se disipa a través del forjado durante un periodo de tiempo, no obstante, esta potencia no siempre se disipa cuando el edificio lo requiere, y por tanto, no toda se usa para combatir la demanda de refrigeración de forma efectiva. El denominado factor de utilización será el término corrector que ajuste la potencia disipada a través del forjado para obtener el ahorro en demanda de refrigeración al implementar este tipo de estrategias.

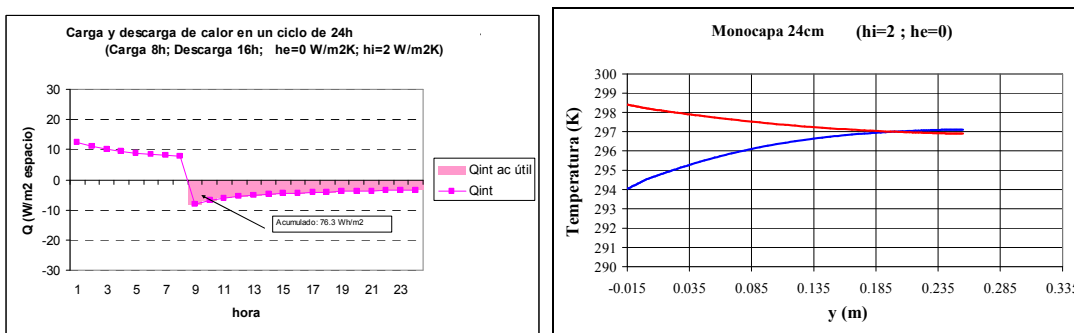
10.7. Almacenamiento y restitución en componentes reales.

Tomando la inercia del muro de espesor 24 cm igual a $MCp=218 \text{ kJ/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

- Con alta conductividad (SC) y cara exterior adiabática.



- Cara exterior adiabática.



- Temperatura del aire exterior constante e igual a 27°C , y el coeficiente de película exterior $he=20 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

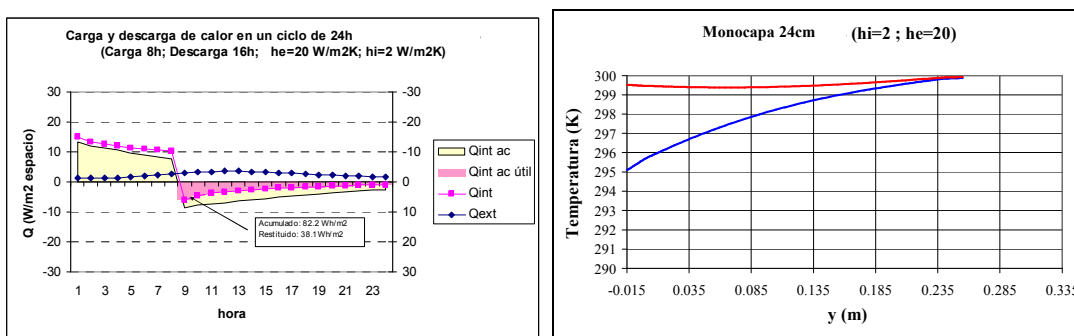


Figura 10.22. Conjunto de figuras donde se muestran los flujos de calor y los perfiles de temperatura para un muro monocapa de 24 cm de espesor con diversas condiciones de contorno.

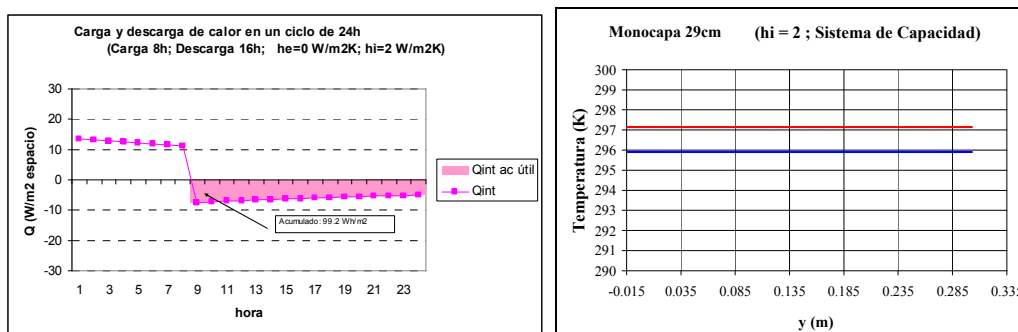
De las figuras anteriores, se tiene que el calor absorbido del espacio en el periodo de 16h será:

SC aislado exterior	24cm aislado exterior	24cm sin aislar exterior
97.7 Wh/m^2	76.3 Wh/m^2	38.1 Wh/m^2

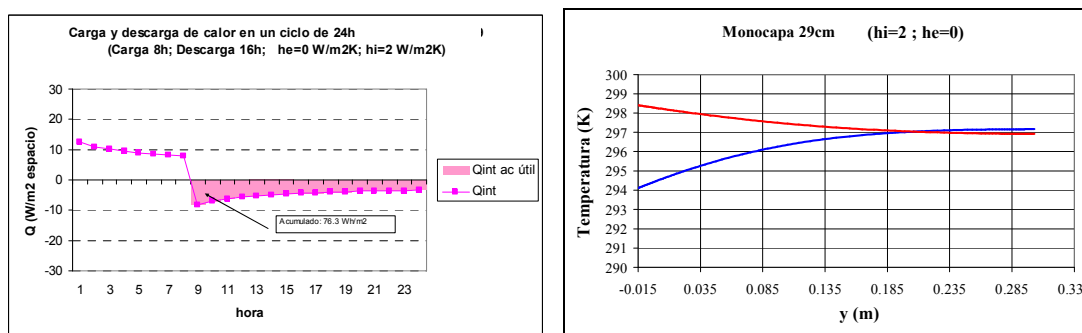
Tabla 10.2. Calor absorbido para un muro monocapa de 24 cm de espesor.

Tomando la inercia del muro de 29 cm de espesor igual a $MC_p=263 \text{ kJ/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

- Con alta conductividad (SC) y cara exterior adiabática.



- Cara exterior adiabática.



- Temperatura del aire exterior constante e igual a 27°C , y el coeficiente de película exterior $he=20 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

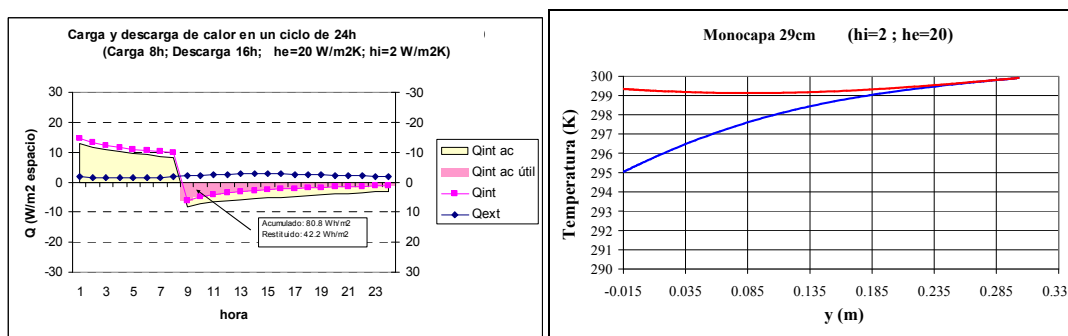


Figura 10.23. Conjunto de figuras donde se muestran los flujos de calor y los perfiles de temperatura para un muro de 29 cm de espesor con diversas condiciones de contorno.

De las figuras anteriores, se tiene que el calor absorbido del espacio en el periodo de 16h será:

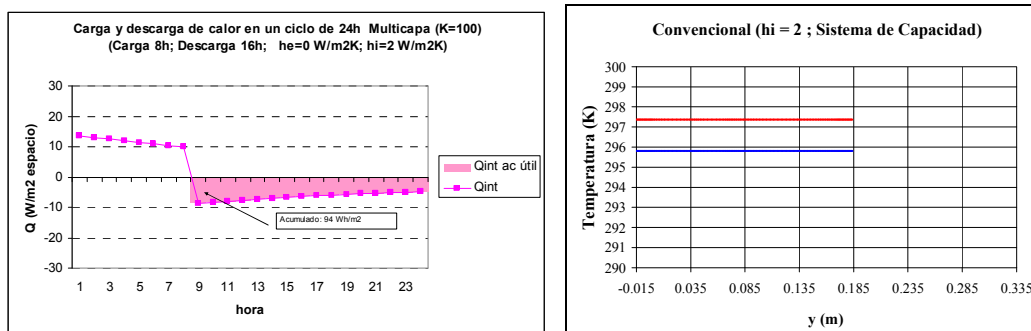
SC aislado exterior	29cm aislado exterior	29cm sin aislar exterior
99.2 Wh/m ²	76.3 Wh/m ²	42.2 Wh/m ²

Tabla 10.3. Calor absorbido para un muro monocapa de 29 cm de espesor.

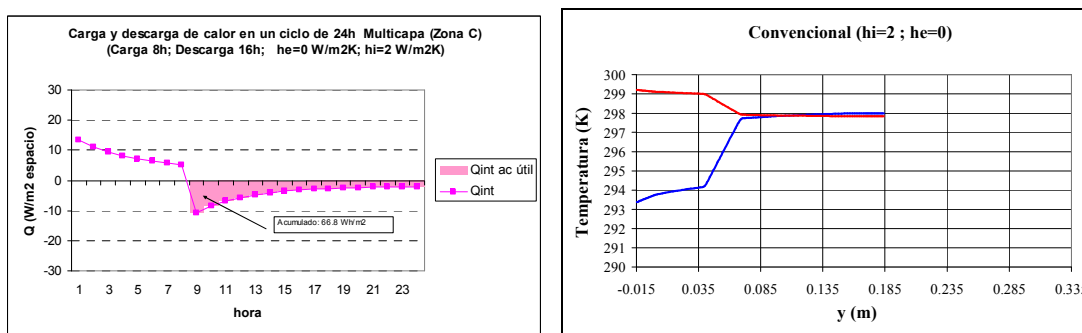
Cabe destacar que el calor absorbido por el muro monocapa de 29cm de espesor considerando su cara exterior adiabática, es idéntico al calor absorbido por el muro monocapa de 24cm, pese a ser su masa mucho mayor, posteriormente se dará explicación a este hecho.

Tomando la inercia de un cerramiento multicapa formado por ladrillo macizo, aislamiento y ladrillo hueco. ($MCP=167 \text{ kJ/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$).

- Con alta conductividad (SC) y cara exterior adiabática.



- Cara exterior adiabática.



- Temperatura del aire exterior constante e igual a 27°C , y el coeficiente de película exterior $he=20 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

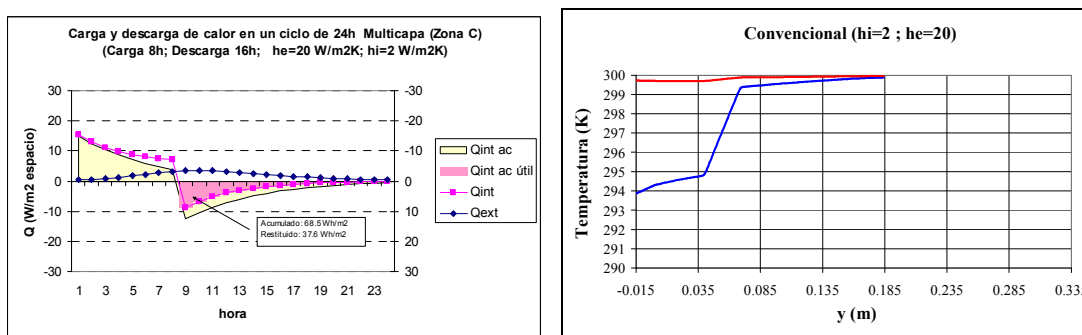


Figura 10.24. Conjunto de figuras donde se muestran los flujos de calor y los perfiles de temperatura para un muro multicapa con diversas condiciones de contorno.

De las figuras anteriores, se tiene que el calor absorbido del espacio en el periodo de 16h será:

Sistema de Capacidad Cara exterior adiabática	Multicapa Cara exterior adiabática		Multicapa Situación real	
	Zona C	Zona D	Zona C	Zona D
94.0 Wh/m^2	66.8 Wh/m^2	66.6 Wh/m^2	37.6 Wh/m^2	39.8 Wh/m^2

Tabla 10.4. Calor absorbido para los muros multicapa.

10.8. Coeficientes de película medios por cerramiento en función de la configuración. Demostración gráfica para la configuración número 1.

Para describir de una forma gráfica el enfriamiento producido por una corriente de aire que se introduce en un recinto encontramos que la mejor de las opciones consiste en representar gráficamente sobre la geometría del recinto las líneas de corriente para la configuración de ventilación correspondiente.

A continuación haremos esta representación gráfica para un recinto cuya configuración de ventilación es la numerada en la clasificación que aparece en el subapartado titulado: "Almacenamiento y restitución de calor en un recinto" con el cardinal 1.

Una vez hecha esta representación gráfica se expondrán las implicaciones que el movimiento particular del aire en esta configuración tiene en la forma de enfriarse los cerramientos que configuran el recinto y finalmente se darán los coeficientes de película medios obtenidos para este caso.

Al final del anexo se adjuntará una tabla con los coeficientes de película medios para todas las configuraciones de ventilación estudiadas. Esta tabla es útil para estimar el potencial de ahorro de una estrategia de ventilación en concreto.

Veamos en primer lugar las líneas de corriente para la configuración 1.

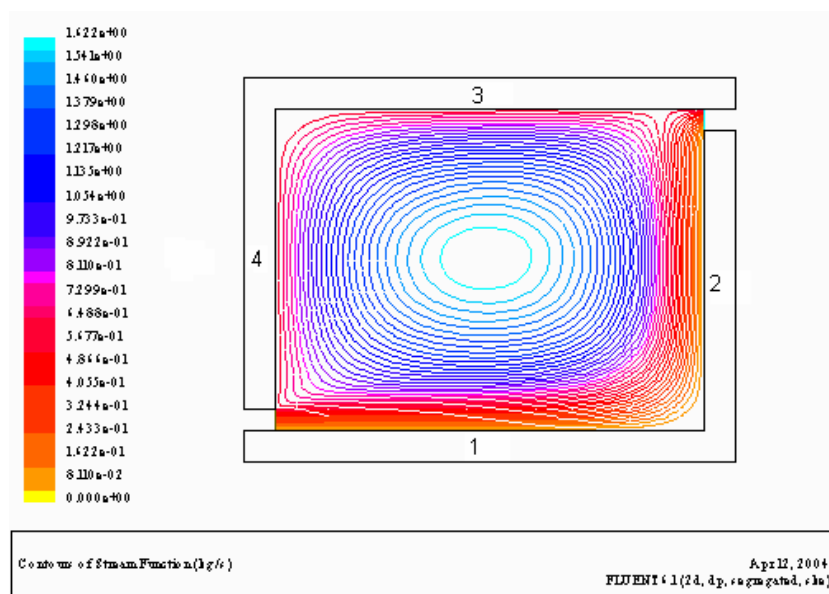


Figura 10.25. Líneas de corriente para la configuración 1.

Se aprecia que el flujo se puede dividir en dos regiones, una en forma de "L" girada 90° a la izquierda que se inicia en la entrada de la corriente de aire y termina a la salida de ésta, y la otra formada por el espacio restante. En la primera zona, la corriente de aire entra y sale muy rápidamente, en la segunda zona el aire está girando y se mantiene estancado.

Dicho patrón de flujo produce que las paredes 1 y 2 sean enfriadas directamente por la corriente de aire fresco entrante, mientras que las paredes 3 y 4 son enfriadas indirectamente, esto es, por el aire estancado que se encuentra girando.

La siguiente figura muestra diferentes mapas de color en temperaturas de la configuración 1, donde se observa cuales son las paredes que más interaccionan con la corriente fría de aire.

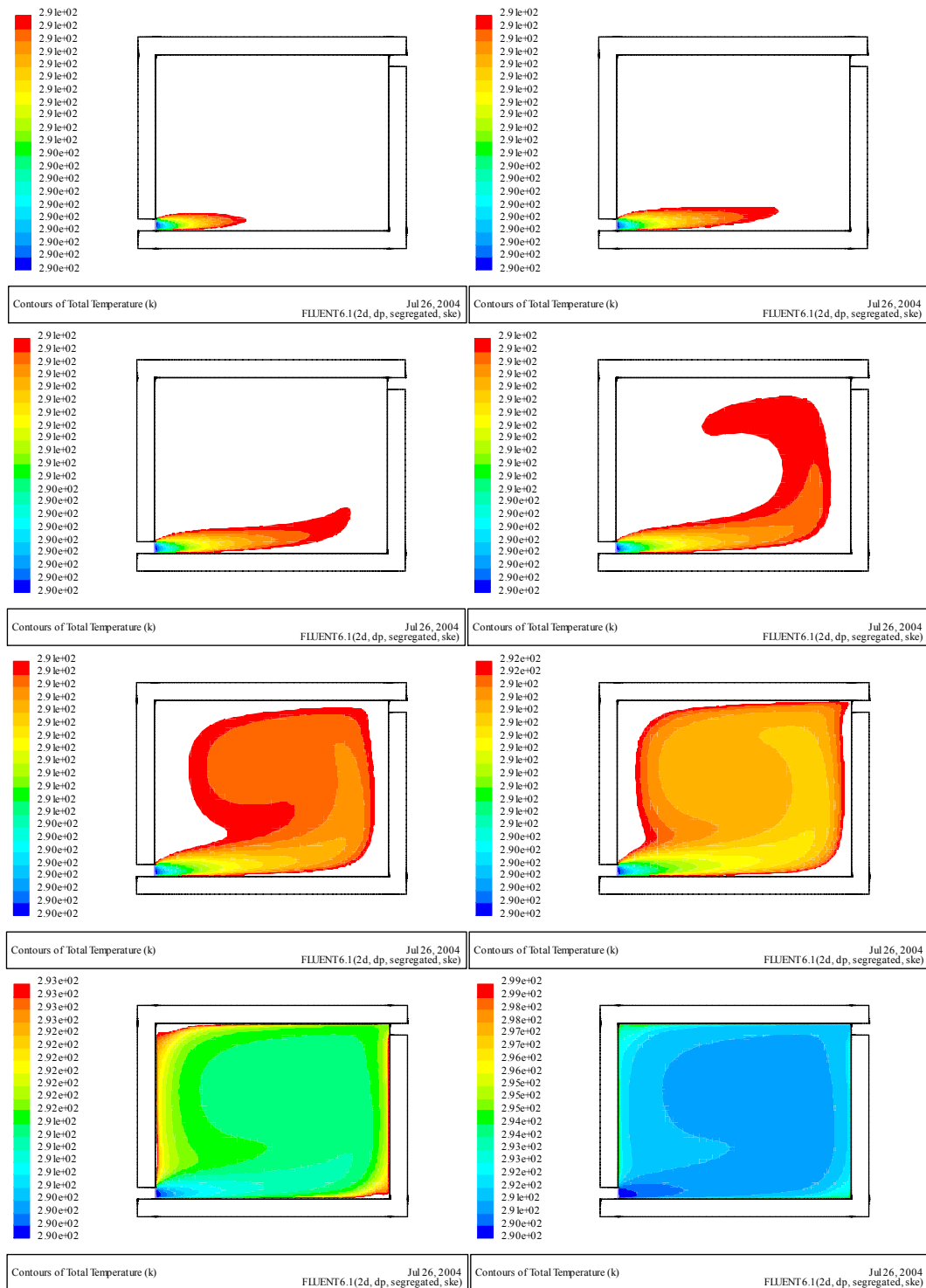


Figura 10.26. Figura donde se observa el impacto de la corriente de aire sobre las paredes del recinto.

La siguiente gráfica muestra cómo es la evolución de la temperatura de las paredes si se suponen como un sistema de capacidad, y parten todas de la misma temperatura sin que haya generación de calor en ningún punto, siendo la corriente de aire el único excitador que hace que la temperatura cambie con el tiempo.

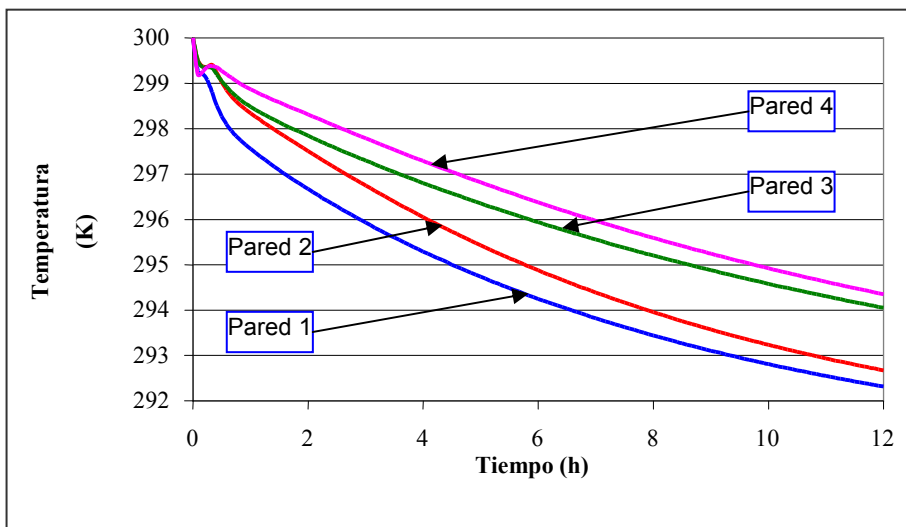


Figura 10.27. Evolución de las temperaturas superficiales en función del tiempo transcurrido desde el inicio de la ventilación.

Se ve como las paredes 1 y 2, se enfrían más rápidamente, obteniéndose al final del periodo considerado, una temperatura inferior. La explicación de esto ya la dimos anteriormente, como hemos visto, sobre las dos primeras superficies se produce un efecto de enfriamiento directo, ya que la corriente de aire toca directamente estas superficies, mientras que las paredes 3 y 4 se enfrían menos y más lentamente, debido a que en este caso el enfriamiento es indirecto.

La siguiente tabla muestra la variación horaria de los coeficientes de película obtenidos para esta configuración.

Transitorio			
h_1 (W/m ² K)	h_2 (W/m ² K)	h_3 (W/m ² K)	h_4 (W/m ² K)
5,28	2,64	2,51	1,99
5,85	3,07	2,96	2,34
5,87	3,09	2,98	2,36
5,87	3,09	2,98	2,36
5,87	3,09	2,98	2,36
5,88	3,09	2,98	2,36
5,88	3,09	2,98	2,36
5,88	3,09	2,98	2,36
5,88	3,09	2,98	2,36
5,89	3,09	2,99	2,36
5,89	3,09	2,99	2,36
5,90	3,09	2,99	2,36
5,90	3,09	2,99	2,36

Tabla 10.5. Variación horaria de los coeficientes de película.

Como puede verse la evolución del valor de los coeficientes de película sigue una tendencia muy suave pudiendo suponerse su valor independiente del tiempo.

Si obtenemos estos mismos coeficientes de película en régimen permanente sus valores serían:

Permanente			
h_1 (W/m ² K)	h_2 (W/m ² K)	h_3 (W/m ² K)	h_4 (W/m ² K)
5,41	2,97	2,86	2,29

Tabla 10.6. Coeficientes de película en régimen permanente.

Como vemos, estos valores son muy similares a los anteriores por lo que decidimos aceptarlos a la hora de calcular la eficiencia de almacenamiento de un recinto.

La siguiente tabla resume los valores de los coeficientes de película en régimen permanente obtenidos para el resto de las configuraciones de ventilación descritas en el apartado “Almacenamiento y restitución de calor en un recinto”.

	V (m/s)	h_1 (W/m ² K)	h_2 (W/m ² K)	h_3 (W/m ² K)	h_4 (W/m ² K)
1	0,5	4,07	2,06	1,99	1,76
	1,0	6,43	3,66	3,51	2,70
	1,5	8,60	5,20	4,97	3,57
2	0,5	4,06	1,65	1,82	2,62
	1,0	6,43	3,00	3,27	4,14
	1,5	8,61	4,31	4,68	5,57
3	0,5	1,33	2,18	4,38	1,68
	1,0	2,38	3,77	6,92	2,52
	1,5	3,36	5,26	9,26	3,30
4	0,5	1,36	1,77	1,36	2,92
	1,0	2,37	3,02	2,37	3,98
	1,5	3,33	4,21	3,33	4,82
5	0,5	1,24	1,52	1,97	2,88
	1,0	2,11	2,68	3,43	3,92
	1,5	2,88	3,85	4,86	4,75
6	0,5	1,36	1,47	1,36	2,83
	1,0	2,38	2,51	2,38	3,81
	1,5	3,32	3,54	3,32	3,93
7	0,5	2,39	3,53	2,39	3,83
	1,0	3,87	5,98	3,87	4,91
	1,5	5,15	8,29	5,15	5,68

Tabla 10.7. Coeficientes de película en régimen permanente para cada uno de los cerramientos de las configuraciones estudiadas.

Para cada una de las configuraciones se dan tres valores distintos de los coeficientes de película sobre los cerramientos que conforman el recinto en función de la velocidad de entrada del aire al mismo.

10.9. Catálogo y sinopsis de publicaciones actuales sobre paneles radiantes.

Este anexo pretende hacer una revisión sobre las publicaciones más importantes que tratan el tema desarrollado en los capítulos 3 y 4.

- Development of a radiant heating and cooling model for building energy simulation software. Abdelaziz laouadi. *Building and Environment* 39 (2004) 421-431.

El autor considera que los elementos radiantes de refrigeración y calefacción son prometedores en el sentido de que ayudarán a reducir los consumos de energía y mejorarán el bienestar térmico de los ocupantes. No obstante, piensa que no se ha entendido completamente el comportamiento térmico de estos sistemas acoplados a edificios y por tanto, tampoco se han implementado en los programas de simulación térmica de edificios actuales. Según el autor la forma de promocionar estas técnicas para su mayor aplicación se basaría fundamentalmente, en el desarrollo de un modelo preciso del comportamiento térmico de estos sistemas y su posterior integración en un programa de simulación. En este artículo se muestra el desarrollo de un modelo semi-analítico de sistemas radiantes de calefacción y refrigeración para su integración posterior en un paquete de simulación térmica que usa un modelo numérico unidimensional para calcular la transferencia de calor entre los elementos que componen el edificio. Finalmente los autores integran el modelo analítico bidimensional que caracteriza el componente con el modelo unidimensional usado por el programa de simulación. La ventaja del bidimensional sobre el unidimensional consiste en que este modela con más precisión el intercambio entre la superficie del elemento radiante y el medio adyacente y las temperaturas máximas y mínimas del elemento radiante. Estos datos son útiles para calcular la potencia del sistema primario y la posibilidad de existencia de condensaciones en el caso de refrigeración, el bienestar térmico en el caso de sistemas de calefacción y para poder programar el funcionamiento del sistema de control. Los resultados del programa son muy satisfactorios, desde el punto de vista del autor, al compararlos con los que se obtendrían usando un modelo numérico bidimensional puro.

- Hydronic radiant heating and cooling of buildings using pipes embedded in the building structure. AICARR Conference. Milan 2000.

El autor comienza haciendo un recorrido histórico del uso de sistemas radiantes de calefacción y refrigeración. La primera aplicación consistió en paneles de techo con tubos suspendidos cuya aplicación era la calefacción, la aplicación de estos mismos sistemas a la refrigeración fue algo posterior, sobre el año 1997. Una nueva tendencia, que comenzó al principio de los 90 en Suiza, consistió en usar la capacidad de almacenamiento térmico de los forjados de hormigón entre las plantas de un mismo edificio. Los tubos que transportan el agua, bien sea para calefacción bien sea para refrigeración, se encuentran embebidos en dicho forjado. Activando de esta forma la masa térmica del edificio, así, no sólo se consigue un efecto inmediato de refrigeración-calefacción sino que además, debido a la inercia, se reduce la carga punta durante el periodo de ocupación. Estos sistemas funcionan con temperaturas de agua próximas a la temperatura del edificio, de esta forma, se consigue aumentar la eficiencia de las bombas de calor en el caso de calefacción o permite usar sistemas de refrigeración basados en fuentes de energía renovables como los circuitos de conductos enterrados o los estanques de cubierta. El autor discute las posibilidades y limitaciones de estos sistemas, asimismo proporciona gran cantidad de ejemplos de edificios que incorporan estos sistemas. Para cada sistema se proporciona un parámetro relacionado con el rendimiento térmico que puede haber sido medido o estimado.

- Economic viability of cooling ceiling systems. Franc sodec. *Energy and Buildings* 30 (1999) 195-201.

El autor compara los costes de energía primaria y la demanda de energía de cada espacio de un edificio de oficinas en el cual se usan alternativamente un sistema tradicional VAV y un sistema

radiante de frío, la comparación se basa en una simulación realizada usando el programa comercial TRNSYS. El autor considera que las ventajas en términos de confort térmico del sistema radiante de frío son evidentes, se consiguen velocidades de aire interior menores, una mejor distribución de temperaturas y menos problemas relacionados con el mantenimiento y los niveles de ruido, no obstante, y según el punto de vista mantenido por el autor, la viabilidad económica aún no ha sido demostrada claramente. Para la simulación, el sistema de enfriamiento radiante no se usó aislado sino que se combinó con un sistema de ventilación mecánica para proporcionar la cantidad conveniente de aire exterior. En el artículo, se consideran una gran cantidad de parámetros, como la carga de refrigeración específica de una habitación, el enfriamiento nocturno, el enfriamiento gratuito y los sistemas de distribución de aire y se determina su influencia en los costes primarios, llegando a la conclusión de que existe un punto de inflexión para una carga de refrigeración de 50 W/m^2 . Para cargas de refrigeración superiores los costes primarios de energía para un sistema de enfriamiento radiante son menores que los del sistema convencional.

- Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system. Comparison with the conventional all-air system. Takehito Imanari, Toshiaki Omori, Kazuaki Bogaki. *Energy and Buildings* 30 (1999) 167-175.

Los autores afrontan en este artículo la investigación de las características de los sistemas radiantes y su aplicación práctica a edificios de oficinas. Los sistemas radiantes y los sistemas de acondicionamiento tradicionales se comparan entre sí en términos de confort térmico, consumo de energía y coste. En el ámbito del estudio que da origen al artículo, se hicieron experimentos en una sala de reuniones ubicada en un edificio de oficinas. Las opiniones de los individuos fueron recogidas mediante cuestionarios, los experimentos sobre hombres y mujeres fueron realizados de forma separada ya que se recibieron más quejas por parte de estas últimas respecto a los sistemas tradicionales de aire acondicionado, sobre todo en verano. Los autores muestran como resultado de su investigación que el gradiente de temperaturas en el sentido vertical cuando se usa el sistema radiante es mucho menor que con los sistemas tradicionales. Asimismo se llevaron a cabo simulaciones numéricas de consumo de energía anual y estimación de los costes. Se simularon oficinas típicas de Tokio situadas en las plantas tercera, cuarta y quinta de un edificio de seis plantas. Se llegó a la conclusión de que parte de la carga sensible es asumida por los paneles radiantes y por tanto el volumen de aire suministrado se puede reducir hasta la cantidad de aire suficiente para mantener la calidad de aire interior, disminuyendo de esta forma el consumo de energía por transporte. El consumo de energía se puede reducir en un 10%, el periodo de retorno varía entre 1 y 17 años dependiendo del precio de mercado de los paneles radiantes. Cabe destacar que en el caso de usar paneles radiantes de frío es necesario incluir sistemas de dehumidificación para evitar condensaciones superficiales. La temperatura superficial de los paneles se limitó a $18\text{-}22 \text{ }^\circ\text{C}$ en el caso de refrigeración y $27\text{-}30 \text{ }^\circ\text{C}$ en el caso de calefacción. Finalmente los autores piensan que los resultados de este estudio se pueden extrapolar a otras regiones con climas similares como Europa, la parte más al sur de Estados Unidos, la zona central de América, y el sudeste asiático.

- Interaction of an air system with concrete core conditioning. Markus Koschenz, Viktor Dorer. *Energy and Buildings* 30 (1999) 139-145.

Los autores opinan que los sistemas de almacenamiento térmico en forjados masivos para enfriamiento radiante son cada vez más usados en Europa. El forjado de hormigón actúa en estos casos como acumulador de calor y permite la disipación de la carga mediante el uso de torres de refrigeración. En esta situación los autores indican que el clima exterior limita la temperatura alcanzable por el fluido de trabajo, por otra parte, la convección sobre el forjado afecta directamente a la temperatura del aire en la habitación y reduce la cantidad de energía almacenable. Los autores continúan describiendo los elementos que tienen influencia sobre el sistema de frío radiante describiendo ahora el sistema de ventilación, las dimensiones del forjado y la geometría y la disposición de los conductos en el interior del mismo. Se describe un

modelo térmico desarrollado por los autores que permite calcular el flujo de calor bidimensional en el interior del elemento en régimen transitorio. Este modelo permite cálculos simples de la losa desacoplada y también el acoplamiento con un programa general de simulación térmica de edificios. Finalmente, este artículo, describe la relación entre la capacidad de almacenamiento de calor y la geometría de los conductos. Por último, los autores nos proporcionan una lista de criterios para aplicar de forma satisfactoria esta técnica.

- Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in US commercial buildings. Corina Stetiu. *Energy and Buildings* 30 (1999) 127-138.

En este artículo la autora nos describe un estudio paramétrico desarrollado para estimar el potencial de ahorro en energía y potencia punta que cabe esperar tras aplicar este tipo de técnicas. El estudio realizado se basa en la simulación térmica de un sistema radiante de refrigeración y un sistema convencional todo aire instalado en una oficina en diferentes lugares de los Estados Unidos. Los cálculos se llevaron a cabo con los programas RADCOOL y DOE2. Los resultados muestran, según el punto de vista de la autora, que un edificio con este tipo de sistemas puede funcionar sin riesgos de condensaciones en casi cualquier zona de los Estados Unidos. La autora prevé ahorros de hasta un 30% de consumo de energía y de un 27% en potencia demandada punta al comparar el uso de un sistema convencional y la técnica innovadora de enfriamiento radiante. Finalmente se subraya que el potencial de ahorro es dependiente del clima y que este es mayor en edificios rehabilitados que en edificios de nueva construcción.

- Cooling ceilings-An opportunity to reduce energy costs by way of radiant cooling. M.F. Brunk, *ASHRAE transactions: Symposia*.

En este artículo el autor propone una revisión de los efectos y las influencias de los sistemas de enfriamiento basados en paneles radiantes y las instalaciones asociadas a los mismos, este análisis conducirá según el autor a una mejor comprensión de las ventajas que presentan estas técnicas innovadoras en la práctica. El autor considera que además de la correcta elección de un sistema de distribución de aire es necesario considerar como un factor de gran influencia la integración de un sistema de producción de frío adecuado. El autor considera que en esta conexión, la utilización del enfriamiento gratuito a través de una torre de enfriamiento y el uso de un acumulador de frío pueden contribuir a la reducción de los costes de energía. El artículo incluye resultados medidos, comparación de diversos sistemas y los costes de operación esperados de varias plantas. Los paneles propuestos por el autor no son de almacenamiento sino que son únicamente radiantes.

- Indoor air flow with cooling panel and radiative/convective heat source. Z. Jiang, Q. Chen, A. Moser. *ASHRAE Transactions: Research*.

Los autores estudian mediante simulación numérica los efectos de una fuente de calor radiante y un panel de frío en el flujo interior de aire, la estratificación del aire y la dispersión de los contaminantes en una oficina amueblada ventilada mediante un sistema de ventilación por desplazamiento. Se estudian cuatro casos, con y sin la existencia del panel de frío. Para determinar los intercambios radiantes de larga longitud de onda entre las superficies de la habitación se ha empleado un método analítico simplificado de forma que se ahorra tiempo de computación sin perder demasiada precisión en los cálculos según los autores. Como resultados se resalta el hecho de que los paneles radiantes de frío montados en el techo no sólo reducen la estratificación vertical de temperaturas sino que también aumentan el movimiento de aire, favoreciendo la dispersión de los contaminantes. También cabe destacar que la temperatura en la región central es menor.

- Effect of humidity and small air movement on thermal comfort under a radiant cooling ceiling by subjective experiments. Koichi Kitagawa, Noriko Komoda, Hiroko Hayano, Shin-ichi Tanabe. *Energy and Buildings* 30 (1999) 185-193.

Los autores pretenden estudiar en este artículo el confort térmico al instalar sistemas de frío radiante, para esto realizan una serie de experimentos con sujetos bajo un sistema de enfriamiento radiante controlando la humedad relativa y los movimientos de aire. Para realizar estos experimentos se instaló el sistema radiante en una cámara climática. Los sujetos votaron su sensación térmica y su sensación de bienestar. Este estudio está enfocado a estudiar los problemas de condensaciones que pueden aparecer asociados a los sistemas de enfriamiento radiante debido a la alta facilidad de condensaciones en Japón.

- Using large radiant panels for indoor climate conditioning. Claude-Alain Roulet, Jean-Pierre Rossy, Yves Roulet. *Eergy and Buildings* 30 (1999) 121-126.

Este artículo presenta la tipología de los paneles usados en edificios residenciales y no residenciales, así como en instalaciones industriales. En general se trata a los sistemas radiantes como sistemas de apoyo para la refrigeración y para la calefacción.

- Radiant ceiling panel heating-cooling systems: experimental and simulate study of the performances, thermal comfort and energy consumptions. J. Miriel, L. Serres, A. Trombe. *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 1861-1873.

Los autores consideran que el uso de los paneles radiantes en refrigeración está suficientemente extendido, no obstante, tienen la impresión de que no sucede lo mismo con su uso para calefacción. En aras de obtener un conocimiento más profundo del rendimiento energético de estos sistemas la compañía Gaz de Francia llevó a cabo una campaña de ensayos durante un año. Para realizar los experimentos se instalaron un panel radiante junto a su sistema de control en una celda de ensayo. El panel radiante estudiado estaba formado por conductos de cobre con aletas de aluminio soldadas, por tanto el sistema no pretende acumular energía, es decir, no es un sistema térmicamente activo. Los resultados sirvieron para validar las simulaciones realizadas con el programa comercial TRNSYS.

- Mathematical modelling of radiant heating and cooling with massive thermal slabs. Pierfrancesco Brunello, Michele de Carli, Gabriele di Gennaro, Roberto Zecchini. *Clima 2000*. Nápoles 2001.

Los autores consideran que algunos problemas relacionados con el diseño correcto de los sistemas radiantes de frío/calor térmicamente activos se resolvieron satisfactoriamente hace tiempo pero hay otros que todavía no están completamente resueltos, en especial en condiciones de régimen transitorio. Particularmente, el comportamiento de los sistemas radiantes no es muy predecible cuando las estructuras donde están embebidos los conductos tienen una alta capacidad térmica. Por otra parte estas situaciones son frecuentes cuando se desea reducir la potencia punta y retrasar el suministro de energía. Se aplica el uso de las funciones de transferencia para estudiar el flujo conductivo entre el agua circulante y el ambiente de la habitación en condiciones de régimen transitorio. De esta forma el modelo desarrollado permite analizar la influencia de distintos parámetros –disposición de los conductos, capacidad térmica, caudal de agua, temperatura de suministro- en diferentes condiciones climáticas.

- Control of floor heating and cooling systems. Bjarne W. Olesen. *Clima 2000*. Nápoles 2001.

En Korea el sistema más común empleado para calefactar las viviendas es el suelo radiante. En Escandinavia y medio Europa estos sistemas comparten un amplio sector del mercado no sólo en el sector residencial sino también en el industrial y en servicios. Recientemente estos sistemas han sido utilizados como sistemas de refrigeración de edificios. La discusión para este autor está centrada en cómo de eficaces son estos sistemas al estar embebidos en estructuras con alta masa y por tanto alta inercia térmica. El artículo presenta y discute diferentes conceptos de control para sistemas de refrigeración y calefacción radiante. El efecto de dichos sistemas de control en el bienestar térmico y en el consumo de energía se estudió mediante simulaciones numéricas y mediante estudios experimentales. Estos resultados muestran, según el autor, cómo

con un sistema de control adecuado y debido a los beneficios del alto grado de “auto control” que presentan los sistemas de refrigeración y calefacción radiante se pueden controlar variaciones en las cargas internas y externas.

- Indoor air quality in rooms with cooled ceilings. Mixing ventilation or rather displacement ventilation?. Martin Behne. *Energy and Buildings* 30 (1999) 155-166.

Según el autor las investigaciones tanto experimentales como teóricas llevadas a cabo en Europa en la última década sobre los sistemas de frío radiante basados en la circulación de agua por el interior de techos demuestran que estas técnicas pueden eliminar gran parte de las cargas térmicas de refrigeración. No obstante, estos sistemas no pueden actuar sobre la fracción latente de la carga y tampoco pueden eliminar los contaminantes existentes en el ambiente, por tanto, es necesario usar un sistema de ventilación adicional. Según el autor un 10% de los edificios de oficinas de nueva planta y rehabilitados en Alemania se equipan con esta técnica de refrigeración natural, de estos edificios un 10% no instalan ningún equipo de apoyo usando la ventilación natural como única estrategia de eliminación de la carga latente. Por otra parte se instalan un 45% de sistemas de ventilación por desplazamiento y otro 45% de sistemas de mezcla. Los sistemas de ventilación por desplazamiento mantienen, por regla general, menores niveles de concentración de contaminantes en la zona ocupada, que los sistemas de mezcla. Desgraciadamente, esta ventaja de los sistemas de ventilación por desplazamiento puede desaparecer cuando se usan en conjunción con la técnica de enfriamiento radiante desde el techo. En determinadas situaciones la combinación de esta técnica con un sistema de ventilación por mezcla podría ser más adecuada. El artículo muestra los resultados obtenidos al examinar la distribución de un gas en el interior de una cámara de ensayos equipada con un sistema de enfriamiento radiante desde el techo. Esta cámara puede ventilarse mediante un sistema de ventilación por desplazamiento o por mezcla, de tal forma, que es posible comparar la calidad del aire usando alternativamente ambos sistemas bajo las mismas condiciones. Las tablas y figuras presentadas por el autor como resultado de su investigación muestran qué sistema es mejor usar en cada caso en función del caudal de aire suministrado y de la carga total por unidad de área.

10.10. Catálogo y sinopsis de publicaciones actuales sobre ventilación nocturna.

- Design of passive cooling by night ventilation: evaluation of a parametric model and building simulation with measurements. Jen Pfafferott, Sebastian Herkel, Martina Jäschke. *Energy and buildings* 35 (2003) 1129-1143.

En este artículo se llevan a cabo medidas experimentales en dos oficinas del nuevo instituto Fraunhofer ISE, cuyo objetivo era determinar la eficiencia de la ventilación nocturna dependiendo de las renovaciones hora, y las ganancias internas y solares. Estos experimentos fueron evaluados usando un método doble, por una parte se desarrolló un modelo paramétrico y por otra se empleó el código ESP-r de simulación térmica de edificios. Posteriormente, se desarrolló un método de evaluación de edificios de oficinas con ventilación nocturna haciendo un modelo común partiendo de los anteriores.

En el artículo los autores desarrollan de forma muy completa el estado del arte en cuanto a la metodología de investigación desarrollada en los últimos años.

En cuanto a los experimentos tanto el procedimiento seguido en cada uno de ellos como la instrumentación utilizada y los resultados más relevantes aparecen descritos de forma detallada. Cabe destacar el número y la calidad de los gráficos presentados.

En cuanto al modelo desarrollado comentaremos que aparece referenciada la profundidad térmica de penetración.

La simulación computacional se lleva a cabo como dijimos anteriormente con el programa comercial ESP-r, los autores comparan los resultados obtenidos con los experimentales en el análisis posterior. Como conclusión se afirma que la simulación suministra información precisa si los parámetros de entrada y las condiciones de contorno son bien conocidas.

- Night ventilation cooling. Doug Mahone. California building Energy Efficiency Standards, revisions for July 2003 Adoptions. Noviembre 2001.

El artículo es un extracto proveniente de una revisión de la Reglamentación energética relativa a edificios de California. En él los autores afirman que se pueden alcanzar reducciones de la demanda de energía del orden del 25% aplicando la técnica de ventilación nocturna. Este ahorro es posible sólo si el diseño arquitectónico integra esta estrategia junto al resto de necesidades funcionales del edificio. Es decir el diseño del arquitecto debe conducir a una situación de ventilación óptima con elementos masivos expuestos a la circulación del aire. No obstante el artículo no proporciona guías que permitan orientar el diseño hacia este fin.

Como garantía del mantenimiento de la ventilación se centra en sistemas mecánicos haciendo una revisión del estado del arte de la tecnología en este aspecto.

Finalmente hace referencia a las mejoras que se pueden obtener en calidad de aire interior debidas a la ventilación nocturna.

- Experimental and numerical analysis of a hybrid-ventilated room. F. Cron, M. Ekibi, C. Inard, P. Michel.

En este artículo se hace un estudio experimental de una celda donde se implementa una técnica de ventilación. Los experimentos se realizaron en el laboratorio LEPTAB de la Universidad de La Rochelle. Estos experimentos se basan en calcular la concentración de dióxido de carbono, las temperaturas y el consumo de ventilación y calefacción en una celda de ensayo en la que se implementan técnicas de ventilación natural, ventilación mecánica y ventilación híbrida. Para alcanzar un grado mayor de realismo la celda de ensayo se reeformó para seguir la tipología de

una oficina típica. Finalmente cabe destacar que los ensayos se llevaron a cabo en dos estaciones climatológicas distintas.

Las conclusiones obtenidas por los autores son las siguientes. En todos los casos el sistema de ventilación híbrida mostró mejores resultados en términos de temperaturas, concentración de dióxido de carbono y consumo de energía que los sistemas mecánicos y natural. Los autores afirman basándose en esto, que podría ser una buena solución para obtener una buena calidad de aire interior a un coste bajo, no obstante, el sistema de ventilación híbrida requiere una estrategia de control en temperaturas y en concentración de contaminantes.

En cuanto a los desarrollos futuros aconsejan realizar más casos de estudio con distintos niveles de exposición solar y con capacidades térmicas más elevadas para estudiar las posibilidades de la ventilación nocturna.

- Experimental and theoretical case study on cross ventilation- designing a mathematical model-. Dietrich Schmidt, Anton Maas, Gerd Hauser. Nordic Journal of Building Physics Vol. 2, 1999.

En este artículo, los autores desarrollan un modelo matemático para describir la ventilación cruzada. Para hacer este desarrollo los autores se apoyan en los modelos numéricos para ventilación simple que han sido publicados, así como en el conocimiento del flujo de aire a través de ventanas. Los modelos obtenidos han sido validados mediante datos medidos. Estos experimentos consistieron en medidas de las renovaciones hora producidas por diferentes tipos y configuraciones de ventanas. El modelo finalmente obtenido proporciona los caudales de aire en función de la velocidad local del viento, la diferencia de temperaturas entre el ambiente exterior y el interior y los efectos de las turbulencias. El campo de aplicación del modelo son las ventanas batientes situadas a la misma altura.

- Phase-Change wallboard and mechanical night ventilation in commercial buildings. Corina Stetiu, Helmut E. Feustel. Lawrence Berkeley Laboratory, Berkeley, CA.

En este artículo, los autores utilizan el programa RADCOOL para realizar una serie de simulaciones térmicas de edificios que incorporan cerramientos con un material susceptible de cambiar de fase en su interior. Esta técnica consiste en aumentar las propiedades de almacenamiento estructural embebiendo en la propia estructura del edificio un material que cambie de fase a la temperatura deseada. Los autores mediante estas simulaciones pretenden obtener la disminución de las demandas de energía al implementar este tipo de sistemas junto a una estrategia adecuada de ventilación nocturna.

El estudio se desarrolló sobre un edificio prototipo diseñado por la Agencia Internacional de la Energía en el año 1995 para servir en estudios relativos al consumo de energía y la calidad de aire interior.

Para llevar a cabo las simulaciones en primer lugar se utilizó el programa DOE 2 para obtener valores realistas de las temperaturas y los caudales de aire para el sistema de refrigeración convencional. A continuación, se usó el programa RADCOOL para modelar el mismo edificio equipado con paredes rellenas del material susceptible de cambiar de fase. Estas simulaciones se llevaron a cabo en dos tipos distintos de clima, en concreto, las zonas 4 y 11 definidas por la reglamentación de California.

Como conclusiones se determinó que el uso de estos materiales embebidos en las paredes junto a la ventilación mecánica nocturna, ofrece la posibilidad de utilizar sistemas convencionales de menor potencia que la habitual en aquellos climas donde la temperatura ambiental cae en el periodo nocturno por debajo de los 18°C. En concreto en el edificio descrito situado en la zona climática 4 sería posible disminuir el consumo de energía en un 28%. Por el contrario, en climas donde la temperatura exterior no llegue a estos valores estos sistemas por sí solos no garantizarían una disminución de las puntas ni un menor consumo de energía.

- Night ventilation for cooling purposes. Janet Ren, jan-olof Dalenbäck.

En este trabajo, los autores, pretenden comenzar un estudio sobre la ventilación nocturna para refrigeración en edificios de oficinas. Para conseguir esto monitorizaron un edificio de oficinas sueco que utilizaba la ventilación nocturna. Además de las medidas se usaron los resultados obtenidos de una simulación del comportamiento térmico del edificio mediante el programa DOE 2. Ambos datos se compararon dando lugar a las siguientes conclusiones. En primer lugar se determinó que la ventilación nocturna representa una buena alternativa a los sistemas convencionales de refrigeración para edificios de oficinas situados en el norte de Europa. La posibilidad de usar un programa de simulación detallado para analizar la influencia del diseño del edificio, las ganancias internas o el sistema de control en el potencial de uso de la ventilación nocturna se afirma definitivamente. Sin embargo, se propone un trabajo de más calado en este aspecto pues se observó que los resultados de las simulaciones dependían en gran medida de las hipótesis de partida realizadas. Por esto se proponen como posibles desarrollos futuros la continuación del estudio realizando unos horarios de iluminación y ocupación más próximos a la realidad, así como la implementación de unas curvas del funcionamiento a carga parcial de los ventiladores más realistas; finalmente se propone una fase experimental que recoja un mayor número de medidas de caudal.

- Thermal mass and night ventilation- Utilising “hidden” thermal mass. Nick barnard, Faber Maunsell.

Lo primero que llama la atención en este artículo es el estudio del estado del arte en cuanto a la tecnología que desarrolla. El sistema que se expone es muy similar al desarrollado en la primera parte de esta tesis, es decir, forjados térmicamente activos, no obstante, en este caso no se trata de circular agua por el interior de los conductos embebidos en el forjado, sino aire. Finalmente, también se estudia la incorporación en la estructura de un material que pueda cambiar de fase en el rango de temperaturas de funcionamiento.

Para obtener resultados se realizaron estudios experimentales, de estos se concluyó que la ventilación nocturna en conjunción con un buen posicionamiento de la masa estructural del edificio puede reducir o eliminar completamente la necesidad de refrigeración por los mecanismos convencionales, manteniendo un buen nivel de confort interior.

- Experimental evaluation of night ventilation phenomena. V. Geros, M. Santamouris, A. Tsagrasoulis, G. Guarracino. Energy and buildings 29 (1999) 141-154.

En este artículo se investiga mediante herramientas teóricas y de simulación, el potencial de las técnicas de ventilación nocturna aplicadas en edificios de distintas tipologías. Así mismo, se investiga el impacto y las limitaciones de implementar este tipo de técnicas en distintos tipos de construcciones. Para esto, se llevaron a cabo mediciones experimentales en tres edificios operando en oscilación libre y con un sistema de acondicionamiento. De esta forma, el potencial de enfriamiento de la técnica de refrigeración objeto del estudio ha sido estudiado de forma teórica y experimental. Adicionalmente, los autores han realizado análisis de sensibilidad de los parámetros que se consideran que tienen mayor relevancia en el fenómeno.

Como conclusión se definen los siguientes parámetros como los determinantes a la hora de aplicar esta estrategia de refrigeración. En primer lugar, la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior, sobre todo durante el periodo nocturno. En segundo lugar, el caudal de aire útil que pasa al interior del edificio durante la noche. Y finalmente, la capacidad térmica del edificio. Los resultados experimentales demuestran que cuanto menor es la temperatura exterior alcanzada y cuanto mayor es el caudal de aire circulante, más alta es la eficiencia de la ventilación nocturna. Además, la existencia de una masa estructural importante aumenta la eficiencia de la técnica debido a que se aumenta la inercia térmica del edificio, esto puede verse en el desfase existente entre las temperaturas máximas exteriores y las interiores. Se detecta mediante el estudio realizado que el planeamiento de la forma interior del edificio es muy

importante ya que determina no sólo el flujo sino también el recorrido del aire por el interior del edificio.

Por último los autores consideran que el empleo de la ventilación nocturna puede contribuir a disminuir significativamente el consumo en acondicionamiento mediante sistemas convencionales además de mejorar los niveles de confort cuando las condiciones de operación sean de oscilación libre. En la conclusión final, llegan a asegurar que el diseño apropiado de estos sistemas de refrigeración natural requiere la consideración exacta de todos los factores mencionados anteriormente mediante programas de simulación térmica y de movimiento de aire.

10.11. Referencias.

[1] Roof Solutions for Natural Cooling. Research towards the Development of Feasible Technical Options on Roofs for Mediterranean Region. JOULE-ROOFSOL. Comisión de las Comunidades Europeas. DG XII. 1-1996/12/1998.