

eman ta zabal zazu



Universidad
del País Vasco

Euskal Herriko
Unibertsitatea



Ingeniaritza Goi Eskola Teknikoa
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Bilbao



Makina eta Motor
Termikoak Saila
Departamento de Máquinas
y Motores Térmicos

TESIS DOCTORAL

El método de análisis exergético en los edificios. Su
aplicación en la caracterización en régimen dinámico de
los cerramientos

Presentada por:

Iván Flores Abascal

Para aspirar al grado de:

Doctor Ingeniero Industrial

Directores de Tesis: Dr. José María Sala Lizarraga

Dr. Aitor Erkoreka González

Bilbao, noviembre de 2015

Resumen

En la actualidad existe una gran preocupación e interés mundial por reducir el consumo energético y las emisiones de gases contaminantes. El sector de la edificación no es ajeno a esta tendencia, ya que es el responsable del 40% del consumo de energía final y del 50% de las emisiones de CO₂ a nivel mundial. Como consecuencia de ello a lo largo de estos últimos años se han ido endureciendo las normativas, tratando de reducir tanto la demanda, como el consumo de energía, al mismo tiempo que trata de incorporar las energías renovables.

Estas medidas han logrado pequeños avances, pero es necesario ir más allá. Para ello resulta imprescindible analizar y comprender el comportamiento dinámico de los cerramientos. Hasta hace relativamente poco tiempo esos análisis se basaban únicamente en el concepto de energía primaria y en la primera ley de la termodinámica. Sin embargo, este tipo de planteamientos ha alcanzado sus límites y se ha demostrado que por sí mismo no permite adquirir una total comprensión de los procesos de utilización de la energía. Al igual que ocurre en otros sistemas termodinámicos, en los edificios es necesario realizar un análisis basado en una combinación de la primera y segunda ley de la termodinámica, es decir, basado en la exergía. En el ámbito de las instalaciones esto se ha empezado a realizar. No obstante, no existe una metodología que permita caracterizar exergéticamente los cerramientos en condiciones dinámicas.

Es en este contexto donde surge esta tesis, cuyo objetivo principal es la aplicación del método exergético para comprender la inercia térmica de un cerramiento y determinar cuál es la inercia que debe tener un cerramiento, con objeto de lograr el mejor comportamiento térmico de la envolvente de un edificio.

Para ello se ha desarrollado un método de cálculo, que partiendo de los resultados obtenidos con un programa de simulación energética de edificios, permite analizar el comportamiento térmico del cerramiento mediante el análisis exergético.

Puesto que no existe en la bibliografía ningún indicador exergético adecuado para cerramientos, se han propuesto una serie de nuevos indicadores específicos para su uso en cerramientos. Mediante la aplicación en un edificio de referencia del método

desarrollado en esta tesis, se han analizado dichos indicadores y se han seleccionado los de mayor interés, tanto teórico como práctico.

Como aplicación práctica de la metodología y de los parámetros propuestos en la tesis, se han analizado un conjunto de soluciones constructivas reales y se ha determinado cual es la óptima desde el punto de vista exergético para cada zona climática definida en el Código Técnico de la Edificación.

En definitiva, con el fin de promover la mejora de la eficiencia energética de los edificios, se ha desarrollado una metodología de estudio basada en el análisis exergético, que permitirá comparar diferentes soluciones constructivas de fachada. Asimismo, permitirá aprovechar todas las ventajas que el análisis exergético ofrece en cuanto a identificación de las irreversibilidades, asignación de costes económicos a los flujos, etc.

Palabras clave:

Exergía, análisis exergético, inercia, régimen dinámico, cerramientos, edificios.

Agradecimientos

Este apartado de agradecimientos ha sido uno de los más complicados de escribir de la tesis. No sólo porque es una sección que todo el mundo lee, sino porque junto a la dedicatoria es la única que la mayoría lee. A la hora de distribuir los agradecimientos tanto en lo personal como en lo profesional es peligroso innovar por si se olvida a alguien, así que en mi caso seguiré el orden habitual, aunque en muchos de los aquí mencionados me resulta difícil separar lo personal y lo profesional.

El primer y principal agradecimiento va sin duda dirigido a mis directores de tesis, el Dr. José María Sala y el Dr. Aitor Erkoreka, grandes artífices de que esta tesis vea la luz. Además de representar dos generaciones de grandes profesionales y docentes, durante todos estos años me han demostrado su gran calidad humana y han sido para mí unos amigos y un ejemplo a seguir. Si no hubiesen sido mis directores estarían igualmente incluidos en el apartado personal.

A todo el personal del Laboratorio de Control de la Calidad en la Edificación (LCCE) del Gobierno Vasco con el que he coincidido durante estos años, por poner algo de luz en mis oscuros conocimientos sobre arquitectura. Mención aparte quiero hacer de Carlos, César, Dani, Eider, Imanol y Juan Mari, y todos los que en algún momento estuvieron. Compañeros y amigos, que con su trabajo consiguen que el Área Térmica del LCCE sea lo que hoy en día es, pero sobre todo por haber creado ese ambiente que cualquiera que pase 5 minutos en el despacho percibe. Mila esker benetan.

Al mismo tiempo hago extensible ese agradecimiento a todos mis compañeros del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, una segunda casa para mí, y no solo por las horas que paso allí.

En el plano puramente personal mi mayor agradecimiento es sin duda para mi madre. Desde aquí quiero agradecerla todo el apoyo que me ha brindado en los momentos más duros de este largo camino y por saber aplicar la presión adecuada en los momentos de

mayor relajación. Si esta tesis está acabada se lo debo a ella, (además de muchas otras cosas).

Igualmente quiero agradecer a Ana por su paciencia y esfuerzo, víctima colateral durante estos últimos meses de este arduo trabajo, con la esperanza de poder compensárselo. Al resto de mi familia (a los que están y sobre todo a los que ya no están) y amigos, el apoyo y los ánimos que de una u otra manera me han dado. Algunos por preguntar cuando iba a terminarla, otros por tratar de entender de qué trataba y otros simplemente por dejarlo todo en mis manos y confiar en mí. Cada cual a su manera ha contribuido a que esta tesis esté hoy aquí.

A Manu Chao por acompañarme con su música durante este proceso.

Para tratar de evitar que nadie se quede en el tintero, o mejor dicho en el teclado, si alguien no aparece explícitamente citado, que me perdone en primer lugar y que tenga la seguridad de que mi agradecimiento también es para él.

En Bilbao, diciembre de 2015.

I.F.A.

Para Urko

*Nunca dejes de aprender,
porque la vida nunca deja de enseñarnos.*

Índice

Resumen.....	1
Agradecimientos	3
Índice.....	7
Nomenclatura.....	13
Lista de figuras	23
CAPÍTULO 1	30
INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	30
1 Antecedentes	32
2 Revisión bibliográfica.....	37
3 Objetivos y alcance de la Tesis.....	43
4 Estructura de la Tesis.....	45
CAPÍTULO 2	50
INERCIA Y EXERGÍA EN CERRAMIENTOS	50
1 Introducción.	52
2 La inercia desde un punto de vista termodinámico	53
2.1 Parámetros habituales para caracterizar la inercia	55
2.1.1 Difusividad térmica (α)	56
2.1.2 Admitancia térmica (Y_{mm})	56
2.1.3 Desfase (φ).....	57
2.1.4 Factor de amortiguación (f).....	58
2.1.5 Capacidad calorífica efectiva por unidad de área (κ)	59

2.1.6	Parámetro de masa térmica (TMP).....	61
2.1.7	Constante de tiempo (τ)	61
2.1.8	Conclusiones	62
2.2	Estado del arte en el estudio de la inercia.....	63
2.3	Enfoque termodinámico “clásico”	64
2.4	Enfoque exergético.....	73
3	Balances de exergía en cerramientos.....	78
3.1	Transferencia de exergía por conducción.....	80
3.2	Transferencia de exergía por convección.....	83
3.3	Transferencia de exergía por radiación.....	86
3.3.1	Energía, entropía y exergía de la radiación.....	86
3.3.2	Intercambio de exergía entre superficies.....	91
3.3.3	Destrucción de exergía debida a los intercambios de radiación.....	102
3.3.4	Exergía de la radiación solar.....	104
4	Análisis exergético en cerramientos	106
4.1	Calculo de la demanda de exergía	106
4.1.1	Método estacionario.....	107
4.1.2	Método cuasi-estacionario (MQS)	108
4.1.3	Método dinámico simplificado (MDS)	109
4.1.4	Método dinámico detallado (MDD).....	110
4.2	Cálculo de las temperaturas y flujos de calor.....	112
4.2.1	TRNSYS.....	112
4.2.2	Método de diferencias finitas	114
5	Indicadores exergéticos	119
5.1	Introducción.....	119
5.2	Indicadores propuestos en esta tesis.....	122

5.2.1	Primer parámetro exergético propuesto (ξ).....	122
5.2.2	Segundo parámetro exergético propuesto (ψ).....	123
5.2.3	Tercer parámetro exergético propuesto: Cantidad de exergía recuperada (χ)	123
5.2.4	Cuarto parámetro exergético propuesto. Grado de exergía recuperada (Γ)	124
5.2.5	Quinto parámetro exergético propuesto (U^{ex})	125
CAPÍTULO 3		130
ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UNA PARED HOMOGÉNEA.....		130
1	Introducción	132
2	Descripción del edificio de referencia	133
3	Parámetros empleados en las simulaciones	136
4	Análisis del método de cálculo de las temperaturas y los flujos	139
4.1	Descripción del caso	140
4.2	Resultados obtenidos	141
4.2.1	Exergía del flujo de calor por conducción en la superficie interior ($B_{q,si}$) .	141
4.2.2	Exergía del flujo de calor por conducción en la superficie exterior ($B_{q,se}$)	142
4.2.3	Exergía acumulada en la pared (ΔB)	143
4.2.4	Exergía destruida (I).....	145
4.3	Conclusiones	146
5	Intercambio de energía y exergía en la superficie interior	147
5.1	Intercambio por convección.....	151
5.2	Intercambio por radiación de onda corta.....	151
5.3	Intercambio por radiación de onda larga.....	151
5.3.1	Factores de visión	152
5.3.2	Cálculo de los flujos de energía por radiación	153

5.4	Balance de exergía	155
5.5	Resultados obtenidos	156
5.5.1	Descripción de los casos analizados	156
5.5.2	Flujos de energía.....	159
5.5.3	Flujos de exergía.....	166
5.5.4	Relación exergía / energía.....	174
6	Intercambio de energía y exergía en la superficie exterior.....	180
6.1	Intercambio por convección	181
6.2	Intercambio de radiación de onda corta.....	182
6.3	Intercambio de radiación de onda larga	182
6.4	Balance de exergía en la superficie exterior.....	185
6.5	Intercambio a partir del concepto de Temperatura sol-aire	185
6.5.1	Balance de energía.....	185
6.5.2	Balance de exergía	187
6.6	Resultados obtenidos	187
6.6.1	Descripción de los casos analizados	187
6.6.2	Flujos de energía.....	188
6.6.3	Flujos de exergía.....	193
6.6.4	Relación exergía / energía.....	200
6.6.5	Comparación con el método de la temperatura sol-aire.....	205
7	Análisis de los parámetros propuestos.....	210
7.1	Primer parámetro propuesto (ξ).....	211
7.2	Segundo parámetro propuesto (Ψ).....	216
7.3	Tercer parámetro propuesto (χ).....	219
7.4	Cuarto parámetro propuesto (Γ).....	223
7.5	Quinto parámetro propuesto (U^{ex}).....	227
7.6	Conclusiones	231

CAPÍTULO 4	236
ANÁLISIS EXERGÉTICO DE SOLUCIONES CONSTRUCTIVAS REALES	236
1 Introducción	238
2 Cerramientos analizados	239
3 Parámetros empleados en las simulaciones	243
4 Código empleado.....	244
4.1 Modificación de los balances de energía, entropía y exergía.....	245
4.2 Modificación de la matriz de coeficientes.....	246
5 Resultados para la cantidad de exergía recuperada (χ).....	249
5.1 Zona Climática A.....	249
5.2 Zona Climática B.....	250
5.3 Zona Climática C	252
5.4 Zona Climática D.....	254
5.5 Zona Climática E	256
5.6 Zona Climática $\alpha 3$	257
5.7 Conclusiones	258
6 Resultados para la transmitancia exergética (U^{ex}).....	262
6.1 Zona Climática A.....	262
6.2 Zona Climática B.....	263
6.3 Zona Climática C	265
6.4 Zona Climática D.....	267
6.5 Zona Climática E	269
6.6 Zona Climática $\alpha 3$	270
6.7 Conclusiones	271
CAPÍTULO 5	276
CONCLUSIONES Y FUTUROS TRABAJOS	276
1 Introducción	278
2 Conclusiones y contribuciones.....	279

2.1	Método detallado para calcular los intercambios de energía y exergía en cerramientos	280
2.2	Definición y análisis de indicadores exergéticos para cerramientos.....	281
2.3	Análisis exergético de 20 soluciones reales.....	282
3	Futuras líneas de trabajo	283
3.1	Extrapolación a otro tipo de elementos constructivos.....	284
3.2	Integración en un edificio real	284
3.3	Incorporación de la exergía en el sector de la edificación	285
	Referencias.....	289
	ANEXO A.....	303
	CÓDIGO MATLAB DEL MÉTODO DINÁMICO DETALLADO	303
1	Introducción	305
2	Código desarrollado.....	306
	ANEXO B.....	329
	SOLUCIONES CONSTRUCTIVAS UTILIZADAS EN LA TESIS.....	329
1	Soluciones constructivas del edificio de referencia	331
2	Soluciones constructivas reales analizadas.....	335

Nomenclatura

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
α	Difusividad térmica, [m ² /s].
α_e	Absortividad de la superficie exterior para la radiación de onda corta.
α_j	Absortividad de la superficie j.
A	Matriz de coeficientes para la resolución matricial del campo de temperaturas mediante el método de diferencias finitas.
A	Superficie, [m ²].
B	Exergía, [kJ].
$B_{q,si}^+$	Exergía aportada por la pared al aire interior, [kJ]
$B_{q,si}^-$	Exergía aportada por la pared al aire interior, [kJ]
B_{trans}	Exergía transmitida a través de la envolvente del edificio como consecuencia de las pérdidas de calor, [kJ]
b	Exergía específica por unidad de volumen, [kJ/m ³] o flujo de exergía, [W/m ²].
b_{cons}	Flujo de exergía consumida, [W/m ²].
$B_{i \rightarrow j}$	Flujo de exergía neta radiante intercambiada entre las superficies i y j, [W/m ²].
b_q	Flujo de exergía debida al calor intercambiado q, [W/m ²].
$b_{q,cd,se}$	Flujo de exergía debida a la conducción en la superficie exterior, [W/m ²].
$b_{q,cd,si}$	Flujo de exergía debida a la conducción en la superficie interior, [W/m ²].
$b_{q,cv,e}$	Flujo de exergía debida a la convección en la superficie exterior, [W/m ²].

$b_{q,cv,i}$	Flujo de exergía debida a la convección en la superficie interior, [W/m ²].
b_{rad}	Flujo de exergía radiante de un cuerpo gris, [W/m ²].
$b_{rad,b}$	Flujo de exergía radiante de un cuerpo negro, [W/m ²].
$b_{rad,lw,abs,i}$	Flujo de exergía debida a la radiación de onda larga absorbida en la superficie interior, [W/m ²].
$b_{rad,lw,e}$	Flujo de exergía debida a la radiación de onda larga intercambiada en la superficie exterior, [W/m ²].
$b_{rad,lw,emit,i}$	Flujo de exergía debida a la radiación de onda larga emitida en la superficie interior, [W/m ²].
$b_{rad,lw,i}$	Flujo de exergía debida a la radiación de onda larga intercambiada en la superficie interior, [W/m ²].
$b_{rad,sw,e}$	Flujo de exergía debida a la radiación de onda corta absorbida en la superficie exterior, [W/m ²].
b_{solar}	Flujo de exergía debida a la radiación solar, [W/m ²].
χ	Cantidad de exergía recuperada. Tercer parámetro exergético propuesto en esta tesis
C	Capacidad calorífica, [MJ]/m ³ ·K].
C_1	Primera constante de Planck para la radiación ($C_1 = 3,74177 \cdot 10^{-16} \text{ W} \cdot \text{m}^2$)
C_2	Segunda constante de Planck para la radiación ($C_2 = 1,43878 \cdot 10^{-2} \text{ m} \cdot \text{K}$)
C_{cloud}	Factor de nubosidad.
C_{eff}	Capacidad calorífica efectiva, [J/K].
c	Calor específico de un material, [J/kg·K].
c_0	Velocidad de propagación de la luz en el vacío ($c_0 = 2,9979 \cdot 10^8 \text{ m/s}$)
Δb	Diferencia o variación de exergía, [J/m ²].
ΔT	Diferencia o variación de temperatura, [°C] o [K].
Δx	Distancia entre nodos en el método de diferencias finitas, [m].
δ_i	Espesor de la capa i de la pared, [m].

δb	Flujo de exergía destruida, [W/m ²].
δb_{cd}	Flujo de exergía destruida debido a la conducción, [W/m ²].
δb_{cv}	Flujo de exergía destruida debido a la convección, [W/m ²].
δb_{rad}	Flujo de exergía destruida debido a la emisión y absorción de radiación, [W/m ²].
d	Espesor de pared. En el método de diferencias finitas representa el espesor del elemento de volumen asociado a un nodo, [m].
dt	Diferencial de tiempo, [s].
dT	Incremento diferencial de temperatura [°C] o [K].
ε	Cantidad de exergía gastada. Parametro exergético propuesto por Schmidt.
ε	Emisividad de un cuerpo gris.
ε	Matriz de emisividades para el cálculo del intercambio de radiación entre superficies de un recinto.
ε_0	Emisividad correspondiente a condiciones de cielo despejado.
ε_i	Emisividad de la superficie i .
ε_{i-j}	Emisividad efectiva entre las superficies i y j .
ε_{se}	Emisividad de la superficie exterior de un cerramiento.
ε_{si}	Emisividad de la superficie interior de un cerramiento.
ε_{sky}	Emisividad del cielo para el intercambio de radiación de onda larga.
E	Energía, [kJ].
E	Poder emisivo total de un cuerpo gris, [W/m ²].
E_b	Poder emisivo total del cuerpo negro, [W/m ²].
$E_{b,\lambda}$	Poder emisivo espectral del cuerpo negro, [W/m ² · μ m].
E_{sto}	Energía almacenada en la pared, [J].
e	Flujo de energía, [W/m ²].
Ex	Indice exergético propuesto por Tronchin

ϕ	Rendimiento exergético racional o funcional
f	Factor de amortiguación.
F	Exergía de los recursos disponibles empleados en un proceso (combustibles, materias primas, etc.), [kJ]
F	Matriz de los factores de visión para el cálculo del intercambio de radiación entre superficies de un recinto.
F_{ij}	Factor de visión entre las superficies i y j.
$F_{s,s}$	Factor de visión entre la superficie exterior y ella misma. Si la superficie es plana su valor es cero.
$F_{s,sky}$	Factor de visión entre la superficie exterior y el cielo.
$F_{s,surr}$	Factor de visión entre la superficie exterior y los alrededores.
Γ	Grado de exergía recuperada. Cuarto parámetro exergético propuesto en esta tesis
G	Matriz adimensional de Gebhart para el cálculo del intercambio de radiación entre superficies de un recinto.
G^*	Matriz de Gebhart dimensionalizada, [W/m ² ·K ⁴].
G^T	Traspuesta de la matriz adimensional de Gebhart.
G_{ij}	Factor de Gebhart entre las superficies i y j.
η	Rendimiento exergético universal.
h	Constante de Planck para la radiación ($h = 6,6256 \cdot 10^{-34}$ J·s)
$h_{cv,e}$	Coefficiente de convección en la superficie exterior, [W/m ² ·K] o [kJ/h·m ² ·K].
$h_{cv,i}$	Coefficiente de convección en la superficie interior, [W/m ² ·K] o [kJ/h·m ² ·K].
h_e	Coefficiente de convección-radiación en la superficie exterior, [W/m ² ·K] o [kJ/h·m ² ·K].
h_i	Coefficiente de convección-radiación en la superficie interior, [W/m ² ·K] o [kJ/h·m ² ·K].
I	Matriz identidad.

I	Exergía destruida, [J/m ²].
I _{cd}	Exergía destruida debida a la conducción, [J/m ²].
I _{cd}	Exergía destruida debida a la convección, [J/m ²].
I _{se}	Exergía destruida en la superficie exterior, [J/m ²].
I _{si}	Exergía destruida en la superficie interior, [J/m ²].
I _T	Irradiación solar total incidente, [W/m ²].
i	Contador genérico en un sumatorio, nodo genérico en diferencias finitas o superficie genérica para el intercambio de energía o exergía entre superficies.
φ	Desfase, [h].
j	Capa genérica de una pared; contador genérico en un sumatorio; nodo genérico en diferencias finitas; superficie genérica para el intercambio de energía o exergía entre superficies.
κ	Capacidad calorífica efectiva por unidad de área, [J/m ² ·K].
k	Constante de Boltzmann ($k = 1,38065 \cdot 10^{-23}$ J/K)
k	Número adimensional de Fourier en el método de diferencias finitas.
λ	Conductividad térmica, [W/m·K].
λ	Longitud de onda de la radiación, [μm].
M	Número de intervalos en los que se discretiza la pared en el método de diferencias finitas.
m	Masa de la pared o de una de sus capas, [kg].
N	Número de capas de la pared o número de superficies que definen un recinto.
P	Periodo de tiempo, [h].
P	Exergía del producto obtenido en un determinado proceso, [kJ].
P _{atm}	Presión atmosférica, [bar] o [kPa].
P ₀	Presión atmosférica a nivel del mar, [bar] o [kPa].

$\hat{\theta}_m$	Amplitud compleja de la temperatura en la superficie m, [°C] o [K].
Q	Velocidad de transferencia de calor, [W].
Q	Demanda de energía debida a las pérdidas de calor a través del cerramiento, [W].
Q _{ij}	Velocidad de transferencia de energía por radiación entre las superficies i y j, [W].
\hat{q}_m	Amplitud compleja de la densidad de flujo de calor en la superficie m, [W/m ²].
q	Velocidad de transferencia de calor por unidad de tiempo (flujo de calor), [W/m ²].
q _i	Flujo de calor neto por radiación en la superficie i, [W/m ²].
q _{abs,i}	Flujo de radiación absorbida por la superficie i, [W/m ²].
q _{cd,se}	Flujo de calor por conducción en la superficie exterior, [W/m ²].
q _{cd,si}	Flujo de calor por conducción en la superficie interior, [W/m ²].
q _{cv}	Flujo de calor por convección, [W/m ²].
q _{cv,e}	Flujo de calor por convección en el exterior, [W/m ²].
q _{cv,i}	Flujo de calor por convección en el interior del edificio, [W/m ²].
q _{cv,si}	Flujo de calor por convección en la superficie interior, [W/m ²].
q _{emit,i}	Flujo de radiación emitida por la superficie i, [W/m ²].
q _{rad}	Flujo de calor por radiación, [W/m ²].
q _{rad,lw}	Flujo de calor por radiación de onda larga, [W/m ²].
q _{rad,lw,sky}	Flujo de calor por radiación de onda larga intercambiada con la bóveda celeste, [W/m ²].
q _{rad,lw,surr}	Flujo de calor por radiación de onda larga intercambiada con los alrededores, [W/m ²].
q _{rad,sw}	Flujo de calor por radiación de onda corta, [W/m ²].
q _{se}	Flujo de calor en la superficie exterior, [W/m ²].

q_{si}	Flujo de calor en la superficie interior, [W/m^2].
q_{solar}	Flujo de calor debido a la radiación solar, [W/m^2].
ρ	Matriz de reflectividades para el cálculo del intercambio de radiación entre superficies de un recinto.
ρ	Densidad, [kg/m^3]
ρ_i	Reflectividad de la superficie i.
R	Resistencia térmica, [$m^2 \cdot K/W$]
$R_{equiv,j}$	Resistencia térmica equivalente entre la temperatura de la superficie j y el nodo T_{star} , en el método T_{star} propuesto por Seem para el cálculo de los intercambios de radiación y convección en el interior de un recinto, [$m^2 \cdot K/W$].
R_{star}	Resistencia térmica entre el nodo T_{star} y el nodo T_i en el método T_{star} propuesto por Seem para el cálculo de los intercambios de radiación y convección en el interior de un recinto, [$m^2 \cdot K/W$].
σ	Constante de Stefan-Boltzmann para la radiación ($5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$)
S	Entropía, [J/K]
s	Velocidad de transferencia de entropía por unidad de tiempo (flujo de entropía), [W/m^2].
$S_{g,cd}$	Velocidad de generación de entropía como consecuencia de las irreversibilidades asociadas a la conducción de calor, [$W/m^2 \cdot K$]
$S_{g,cv}$	Velocidad de generación de entropía como consecuencia de las irreversibilidades asociadas a la convección de calor, [$W/m^2 \cdot K$]
$S_{g,rad}$	Velocidad de generación de entropía como consecuencia de las irreversibilidades asociadas a la emisión y absorción de radiación, [$W/m^2 \cdot K$]
S_{rad}	Flujo de entropía de la radiación de un cuerpo gris, [$W/m^2 \cdot K$]
$S_{rad,b}$	Flujo de entropía de la radiación del cuerpo negro, [$W/m^2 \cdot K$]
S_{sto}	Entropía contenida en la pared, [$J/m^2 \cdot K$]
T	Temperatura, [$^{\circ}C$] o [K].
T_0	Temperatura exterior, [$^{\circ}C$] o [K].

T_{∞}	Temperatura del medio, [°C] o [K].
T_{fsky}	Temperatura equivalente para el cálculo del intercambio radiante de onda larga entre la superficie exterior y su entorno (bóveda celeste + alrededores), [K].
T_i	Temperatura interior, [°C] o [K].
T_m	Temperatura media, [°C] o [K].
T_{sat}	Temperatura de saturación del aire, [°C] o [K].
T_{se}	Temperatura superficial exterior, [°C] o [K].
T_{si}	Temperatura superficial interior, [°C] o [K].
T_{sky}	Temperatura ficticia del cielo para el cálculo del intercambio radiante entre la superficie exterior y la bóveda celeste, [K].
$T_{sol-air}$	Temperatura sol-aire, [°C] o [K].
T_{star}	Temperatura de un nodo ficticio, empleada en el método T_{star} propuesto por Seem para el cálculo de los intercambios de radiación y convección en el interior de un recinto, [°C] o [K].
T_{sun}	Temperatura absoluta del sol para el cálculo de la exergía de la radiación solar, [K].
T_{surr}	Temperatura de los alrededores. Promedio de las temperaturas de todas las superficies con las que intercambia radiación de onda larga la superficie exterior de la pared, [K].
τ	Constante de tiempo, [1/s].
t	Tiempo, [h].
time	Tiempo, [h].
TFA	Superficie en planta total, [m ²].
TMP	Parámetro de masa térmica, [J/K].
t	Tiempo, [h] o [s].
U	Transmitancia térmica [W/m ² ·K].
u	Energía interna por unidad de superficie de cerramiento, [J/m ²].

U^{ex}	Transmitancia exergética. Quinto parámetro exergético propuesto en esta tesis
W	Trabajo consumido neto por unidad de superficie de pared, [kJ/m ²].
W_{Carnot}	Trabajo consumido por una máquina de Carnot, [kJ/m ²].
w	Potencia instantánea por unidad de superficie de pared, [W/m ²].
ξ	Primer parámetro exergético propuesto en esta tesis
ψ	Segundo parámetro exergético propuesto en esta tesis
Y_{mm}	Admitancia térmica, [W/m ² ·K].
Y_{mn}	Transmitancia térmica periódica, [W/m ² ·K].

Abreviaciones

ASHRAE	Siglas de la American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers.
COP	Coefficiente de operación.
CTE	Código Técnico de la Edificación.
HVAC	Siglas de Heating Ventilation and Air-Conditioning. Utilizado para designar de manera genérica los equipos de climatización.
MDD	Método dinámico detallado.
MDS	Método dinámico simplificado.
MQS	Método cuasi-estacionario.
PCM	Siglas en inglés de Phase Change Material (Material de cambio de fase).



Lista de figuras

Figura 1.1 – Estructura adoptada en la tesis.....	48
Figura 2.1 - Efectos de la inercia de la pared sobre la atenuación y retraso de la temperatura superficial interior respecto de la temperatura sol-aire. 55	55
Figura 2.2 – Temperatura superficial exterior (izquierda) y temperatura superficial interior (derecha) para el ejemplo analizado.....	65
Figura 2.3 – Flujos de calor para el ejemplo analizado.	67
Figura 2.4 – Situaciones posibles en función del signo del flujo de calor q_{si} y la diferencia de temperaturas entre la superficie interior y exterior.	68
Figura 2.5 – Representación esquemática de los cuatro modos de funcionar de la máquina de Carnot.....	69
Figura 2.6 – Potencia instantánea $w(t)$, distinguiendo las 4 zonas de funcionamiento.	70
Figura 2.7 – Trabajo consumido neto en 24 horas en función de la inercia.....	71
Figura 2.8 – Trabajo consumido neto durante 24 horas en función del espesor d	71
Figura 2.9 – Trabajo consumido neto durante 24 horas en función del espesor d para distintos valores de capacidad calorífica (Detalle para espesores superiores a 0,4 m)	72
Figura 2.10 – Flujos de energía, entropía y exergía en una pared en régimen estacionario. Adaptado de (Dovjak 2012).....	74
Figura 2.11 – Posibles situaciones de comportamiento de la pared. Leyenda: BC = Bomba de calor; MM = Máquina motora; MF = Máquina Frigorífica.	77
Figura 2.12 – Transferencia de exergía por conducción, convección y radiación en un cerramiento exterior. Adaptado de (Shukuya 2013).	79
Figura 2.13 – Transferencia de calor por conducción en régimen dinámico en la pared.....	80
Figura 2.14 – Transferencia de calor por convección en la capa límite interior de la pared.....	84
Figura 2.15 – Superficies paralelas radiantes. Adaptado de (Petela 1964).....	89
Figura 2.16 – Intercambios de energía por radiación entre las superficies 1 y 2	93
Figura 2.17 – Intercambios de exergía por radiación entre las superficies 1 y 2.....	95
Figura 2.18 – (a) Perfil de temperaturas posible no contemplada por el método dinámico simplificado. (b) Valores de la temperatura media real, $T_{m,dyn}$ (negro) y de la temperatura media según el método dinámico simplificado, $T_{m,dyn, MDS}$ (rojo).....	111
Figura 2.19 – Discretización de la pared en M intervalos, $(M+1)$ nodos y elementos de volumen asociados.....	115

Figura 3.1 – Dimensiones y orientación del edificio de referencia.	134
Figura 3.2 – Valores de $B_{q,si}$ [MJ] obtenidos con los diferentes métodos	142
Figura 3.3 – Valores de $B_{q,se}$ [MJ] obtenidos con los diferentes métodos	143
Figura 3.4 – Valores de ΔB_{sto} [MJ] obtenidos con los diferentes métodos.....	144
Figura 3.5 – Valores de I [MJ] obtenidos con los diferentes métodos.....	145
Figura 3.6 – Intercambios de energía en el interior del edificio de referencia.....	149
Figura 3.7 – Esquema de resolución del intercambio de energía en el interior del edificio de referencia mediante el método de la T_{star}	150
Figura 3.8 – Contribución al balance de energía en el interior por climas.....	162
Figura 3.9 – Calor por conducción y convección en el interior para diferentes climas.....	162
Figura 3.10 – Radiación emitida y absorbida en el interior para diferentes climas.....	163
Figura 3.11 – Porcentajes de contribución al balance de energía en el interior.....	163
Figura 3.12 – Porcentajes de contribución al balance de energía en el interior considerando el flujo neto por radiación.....	164
Figura 3.13 – Contribución de cada término al balance de energía en función de la inercia.	164
Figura 3.14 – Contribución de la Figura 3.13 agrupando el intercambio por radiación.	165
Figura 3.15 – Flujos por conducción, convección y radiación en el interior para diferentes transmitancias.	165
Figura 3.16 – Contribución al balance de exergía en el interior por climas.	168
Figura 3.17 – Exergía debida a la conducción y convección en el interior para diferentes climas.	169
Figura 3.18 – Destrucción de exergía en el interior para diferentes climas.....	169
Figura 3.19 – Radiación emitida y absorbida en el interior para diferentes climas.....	170
Figura 3.20 – Porcentajes de contribución al balance de exergía en el interior.....	170
Figura 3.21 – Porcentajes de contribución al balance de exergía en el interior considerando el flujo neto por radiación.....	171
Figura 3.22 – Flujos de exergía en el interior en función de la inercia para diferentes climas. ..	172
Figura 3.23 – Flujos de exergía por conducción y convección en el interior en función de la inercia para diferentes transmitancias térmicas.....	173
Figura 3.24 – Flujos de exergía de radiación en el interior en función de la inercia para diferentes transmitancias térmicas.	173
Figura 3.25 – Destrucción de exergía en el interior en función de la inercia para diferentes transmitancias térmicas.	174

Figura 3.26 – Factor de calidad del flujo de exergía por conducción en función de la inercia, para diferentes climas.....	176
Figura 3.27 – Factor de calidad del flujo de exergía por convección en función de la inercia, para diferentes climas.....	177
Figura 3.28 – Factor de calidad del flujo de exergía de radiación emitida en función de la inercia, para diferentes climas.....	177
Figura 3.29 – Factor de calidad del flujo de exergía de radiación absorbida en función de la inercia, para diferentes climas.....	178
Figura 3.30 – Factor de calidad del flujo de exergía por conducción en función de la inercia, para diferentes transmitancias.....	178
Figura 3.31 – Factor de calidad del flujo de exergía por convección en función de la inercia, para diferentes transmitancias.....	179
Figura 3.32 – Factor de calidad del flujo de exergía de radiación emitida en función de la inercia, para diferentes transmitancias.....	179
Figura 3.33 – Factor de calidad del flujo de radiación absorbida en función de la inercia, para diferentes transmitancias.....	179
Figura 3.34 – Intercambios de energía en la superficie exterior.....	180
Figura 3.35 – Temperatura exterior y temperatura sol-aire correspondientes a los días 30 de junio (izqda.) y 31 de diciembre en Bilbao.....	186
Figura 3.36 – Contribución al balance de energía en el exterior por climas ($C=1 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$).....	191
Figura 3.37 – Contribución al balance de energía en el exterior por inercias.....	191
Figura 3.38 – Porcentajes de contribución al balance de energía en el exterior.....	192
Figura 3.39 – Flujos de calor por conducción y convección en el exterior en función de la transmitancia térmica.....	192
Figura 3.40 – Flujos de calor por radiación de onda corta y de onda larga en el exterior en función de la transmitancia térmica.....	193
Figura 3.41 – Contribución al balance de exergía en el exterior por climas.....	196
Figura 3.42 – Porcentajes de contribución al balance de exergía en el exterior.....	196
Figura 3.43 – Variación de los flujos de exergía por conducción en el exterior en función de la inercia para diferentes transmitancias térmicas.....	197
Figura 3.44 – Variación de los flujos de exergía por convección en el exterior en función de la inercia para diferentes transmitancias térmicas.....	197
Figura 3.45 – Variación del flujo de exergía por radiación de onda larga intercambiada en el exterior en función de la inercia para diferentes transmitancias térmicas.....	198

Figura 3.46 – Destrucciones de exergía en el exterior en función de la inercia y la transmitancia térmica para 3 climas diferentes (Almería, Bilbao y Burgos).....	198
Figura 3.47 – Destrucciones de exergía en el exterior en función de la inercia y la transmitancia térmica para 3 climas diferentes (Almería, Bilbao y Burgos).....	199
Figura 3.48 – Factor de calidad de la exergía de radiación de onda corta absorbida.....	202
Figura 3.49 – Factor de calidad de la exergía de convección en el exterior.....	202
Figura 3.50 – Factor de calidad de la exergía de radiación de onda larga intercambiada.....	203
Figura 3.51 – Factor de calidad de la exergía de convección para diferentes transmitancias térmicas.....	203
Figura 3.52 – Factor de calidad de la exergía de radiación de onda larga intercambiada para diferentes transmitancias térmicas.....	204
Figura 3.53 – Destrucciones de exergía horarias [kJ] durante el 31 de diciembre en la superficie exterior considerando todos los intercambios (I_{se}) y mediante el concepto de $T_{sol-air}$ ($I_{se}^{sol-air}$).....	208
Figura 3.54 – Detalle de la figura 3.53 para las horas sin radiación solar.....	209
Figura 3.55 – Comportamiento de ξ en función del clima y de la inercia.....	212
Figura 3.56 – Comportamiento de ξ en función de la transmitancia para la zona climática A4. 213	
Figura 3.57 – Comportamiento de ξ en función de la transmitancia para la zona climática B4. 213	
Figura 3.58 – Comportamiento de ξ en función de la transmitancia para la zona climática C1. 214	
Figura 3.59 – Comportamiento de ξ en función de la transmitancia para la zona climática E1. 214	
Figura 3.60 – Comportamiento de Ψ en función del clima y de la inercia.....	216
Figura 3.61 – Comportamiento de Ψ en función de la transmitancia para la zona climática A4.218	
Figura 3.62 – Comportamiento de Ψ en función de la transmitancia para la zona climática B4.218	
Figura 3.63 – Comportamiento de Ψ en función de la transmitancia para la zona climática C1.218	
Figura 3.64 – Comportamiento de Ψ en función de la transmitancia para la zona climática E1.219	
Figura 3.65 – Comportamiento de χ en función del clima y de la inercia.....	219
Figura 3.66 – Comportamiento de χ en función de la transmitancia para la zona climática A4. 221	
Figura 3.67 – Comportamiento de χ en función de la transmitancia para la zona climática B4. 221	
Figura 3.68 – Comportamiento de χ en función de la transmitancia para la zona climática C1. 222	
Figura 3.69 – Comportamiento de χ en función de la transmitancia para la zona climática E1. 222	
Figura 3.70 – Comportamiento de Γ en función del clima y de la inercia.	224
Figura 3.71 – Comportamiento de Γ en función de la transmitancia para la zona climática A4. 225	
Figura 3.72 – Comportamiento de Γ en función de la transmitancia para la zona climática B4. 225	
Figura 3.73 – Comportamiento de Γ en función de la transmitancia para la zona climática C1. 226	

Figura 3.74 – Comportamiento de Γ en función de la transmitancia para la zona climática E1.	226
Figura 3.75 – Comportamiento de U^{ex} en función del clima y de la inercia.	228
Figura 3.76 – Comportamiento de U^{ex} en función de la transmitancia para la zona climática A4.	229
Figura 3.77 – Comportamiento de U^{ex} en función de la transmitancia para la zona climática B4.	230
Figura 3.78 – Comportamiento de U^{ex} en función de la transmitancia para la zona climática C1.	230
Figura 3.79 – Comportamiento de U^{ex} en función de la transmitancia para la zona climática E1.	230
Figura 4.1 – Detalle del nodo frontera entre dos materiales A y B.	245
Figura 4.2 - Valor del parámetro χ para la zona climática A3	250
Figura 4.3 - Valor del parámetro χ para la zona climática A4	250
Figura 4.4 - Valor del parámetro χ para la zona climática B3	251
Figura 4.5 - Valor del parámetro χ para la zona climática B4	252
Figura 4.6 - Valor del parámetro χ para la zona climática C1.	253
Figura 4.7 - Valor del parámetro χ para la zona climática C2.	253
Figura 4.8 - Valor del parámetro χ para la zona climática C3.	253
Figura 4.9 - Valor del parámetro χ para la zona climática C4.	254
Figura 4.10 - Valor del parámetro χ para la zona climática D1	255
Figura 4.11 - Valor del parámetro χ para la zona climática D2	255
Figura 4.12 - Valor del parámetro χ para la zona climática D3	255
Figura 4.13 - Valor del parámetro χ para la zona climática E1.	256
Figura 4.14 - Valor del parámetro χ para la zona climática $\alpha 3$.	258
Figura 4.15 – Jerarquía del parámetro χ en función de la capacidad calorífica C	261
Figura 4.16 - Jerarquía del parámetro χ en función de la transmitancia térmica U	261
Figura 4.17 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática A3	263
Figura 4.18 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática A4	263
Figura 4.19 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática B3	264
Figura 4.20 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática B4	265
Figura 4.21 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática C1	266
Figura 4.22 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática C2	266
Figura 4.23 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática C3	266
Figura 4.24 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática C4	267

Figura 4.25 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática D1	268
Figura 4.26 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática D2	268
Figura 4.27 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática D3	268
Figura 4.28 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática E1	269
Figura 4.29 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática $\alpha 3$	270
Figura 4.30 - Jerarquía de la transmitancia exergética U^{ex} en función de la capacidad calorífica C	274
Figura 4.31 - Jerarquía de la transmitancia exergética U^{ex} en función de la transmitancia térmica U.....	274

"La termodinámica es un sujeto cómico. La primera vez que la recorres, no la entiendes de ninguna manera. La segunda vez que la recorres, piensas que la entiendes, menos uno o dos pequeños puntos. La tercera vez que la recorres, sabes que no la entiendes, pero para entonces ya estás tan acostumbrado que no te molesta más".

Arnold Sommerfeld (1868-1951)



CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

RESUMEN

En este primer capítulo se relatan los antecedentes que dan lugar a la realización de esta tesis. Tras la revisión bibliográfica, se presentan los objetivos de la Tesis y se describe la estructura y metodología seguida a lo largo de la Tesis para alcanzar dichos objetivos.

1 Antecedentes

La sociedad actual y su nivel de vida y bienestar están íntimamente ligados al consumo de gran cantidad de recursos materiales y de energía. Una parte importante de estos recursos es consumida en el sector terciario (residencial y servicios), que junto con el sector transporte, forman los denominados “sectores difusos”. En ellos las medidas a llevar a cabo para limitar el consumo de energía resultan más complejas de implementar que en el caso de la industria.

Si se analizan los edificios, a lo largo de su ciclo de vida (construcción, uso y demolición), se comprueba que son el origen de una gran cantidad de impactos ambientales, debido a la energía utilizada para proveerlos de los servicios necesarios, así como a la energía contenida en los materiales utilizados en su construcción. Tratando de cuantificar este comportamiento, informes recientes revelan que en Europa, los edificios son responsables del 40% del consumo de energía final y del 50% de las emisiones de CO₂ a la atmósfera, en tanto que en España, el sector terciario (residencial y servicios) tiene un peso en el consumo del 28% (un 18% las viviendas y un 10% los servicios) [IDAE, 2013]. Lamentablemente, la tendencia actual es hacia un incremento de esos porcentajes de manera muy alarmante. Sirva como ejemplo el hecho de que sólo la extracción de materiales en los últimos 10 años se ha multiplicado por ocho [WSB14 2014].

Estas circunstancias han propiciado que en la actualidad nadie niegue la necesidad mundial de reducir el consumo de energía de los edificios en aras de una mejor eficiencia energética y en última instancia hacia la sostenibilidad. A través de normativas cada vez más exigentes, esa reducción se ha buscado mediante diversas vías, diferentes pero a la vez complementarias: la reducción de la demanda, la mejora del rendimiento de las instalaciones y el aprovechamiento de energías renovables. Actualmente se está impulsando una cuarta vía, consistente en el uso extensivo de las TIC para la monitorización, control y optimización de todas las funciones y sistemas del edificio.

La primera de ellas, en general, se ha tratado de obtener mediante el aumento de espesor de los aislantes, y aunque se han logrado notables progresos, todavía existe bastante margen de mejora. Más aún si se tiene en cuenta un aspecto, generalmente obviado, como es considerar las características dinámicas de los cerramientos, o dicho de manera simple, considerar la “inercia” de los cerramientos.

A esta hecho se añade otro hándicap. Hasta hace relativamente poco tiempo los análisis del comportamiento dinámico de los cerramientos se han realizado a través de criterios basados únicamente en el concepto de energía primaria y en la primera ley de la termodinámica. Sin embargo, este tipo de planteamientos ha alcanzado sus límites y se ha demostrado que por sí mismo no permite adquirir una total comprensión de los procesos de utilización de la energía (Schmidt 2004a). Al igual que ocurre en otros sistemas termodinámicos, en los edificios es necesario realizar un análisis basado en una combinación de la primera y segunda ley de la termodinámica, es decir, basado en la exergía. Aunque este tipo de planteamiento a día de hoy no resulta muy habitual, ya existe alguna legislación, como la del cantón suizo de Ginebra, en la que se utiliza el rendimiento exergético como parámetro para caracterizar el comportamiento de los edificios (Favrat, Marechal, Epelly 2008). Este caso, excepcional actualmente, es previsible que se extienda a medio plazo a las normativas de otros países.

La primera ley de la termodinámica trata sobre la conservación de la energía, mientras que la segunda se refiere a la disipación de la energía (Bruges 1959). La primera ley establece que la energía se conserva y no hace distinción entre diferentes formas de energía (por ejemplo calor y trabajo). La segunda ley, en cambio, permite evaluar cuantitativamente los diferentes niveles de calidad de la energía (Kyle 1999). También

afirma que el trabajo disponible siempre se reduce en cualquier proceso real, y proporciona una medida de las pérdidas en los procesos reales de transformación de energía (Connelly and Koshland 2001).

La exergía, a diferencia de la energía, no está sujeta a una ley de conservación, sino que puede ser destruida cuando la calidad de la energía es degradada debido a las irreversibilidades de cualquier proceso. Esta circunstancia ha propiciado el desarrollo de una metodología basada en la aplicación de la conservación de masa y energía junto con la segunda ley de la termodinámica, es decir, en la exergía. Dicha metodología, denominada análisis exergético, resulta de gran utilidad en el diseño y análisis de sistemas energéticos. Las principales ventajas que presenta se podrían resumir en:

- ✓ Considera el aspecto cualitativo de la energía. Es decir, tiene en cuenta las diferentes calidades de energía puesta en juego, como por ejemplo la electricidad, totalmente transformable en otras fuentes de energía o el calor a temperaturas cercanas al ambiente, que presenta un limitado potencial de conversión [Schweiker, 2010].
- ✓ Permite cuantificar el mínimo consumo de exergía necesario para satisfacer la demanda. Una reducción de la necesidad de exergía implica que se necesita menos energía de alta calidad y que fuentes de energía de baja calidad (como calores residuales) puedan ser utilizadas para satisfacer la demanda. Así pues, la utilización de la exergía apoya tanto la eficiencia energética (reducción de la energía requerida) como la potenciación de la utilización de las energías renovables.
- ✓ Permite conocer el consumo de exergía en cada sistema y sus subsistemas. De esta manera, cuantificando las pérdidas de exergía en la cadena energética se revela el potencial de mejora energética, que no se puede descubrir utilizando los análisis energéticos. La razón principal radica en que las eficiencias (rendimientos) basados en la exergía, a diferencia de los basados en la energía, miden la mayor o menor aproximación a la situación ideal (reversibilidad) y por lo tanto suministran una información más precisa cuando se trata de evaluar el comportamiento de los sistemas energéticos (Bejan 1997).

De su relación con otras disciplinas, surgen otras ventajas adicionales, como por ejemplo:

- ✓ Las pérdidas y destrucciones de exergía identifican los lugares y las causas de las ineficiencias de un sistema, así como su impacto en el consumo total de combustible, favoreciendo la toma de decisiones a la hora de aplicar medidas de mejora.
- ✓ En sistemas complejos con varios productos, el método exergético ayuda a evaluar el valor termodinámico de esos diferentes productos, aunque presenten características muy diferentes.
- ✓ Utilizando la exergía como base existen métodos para evaluar el coste económico de los diferentes flujos de una planta, así como para optimizar el diseño de equipos e instalaciones (exergo-economic analysis o termoeconomía).
- ✓ Puede igualmente relacionarse con aspectos medioambientales. La destrucción de exergía que se produce en un ambiente limpio cuando se degrada debido a la contaminación es una medida del mínimo trabajo (exergía) necesario para limpiarlo y recuperar su estado inicial. Esto ha dado lugar en los últimos años a una nueva disciplina denominada “Environomics” (exergo-environmental analysis) (Frangopoulos 1992) para el análisis y optimización de sistemas energéticos, considerando el impacto ambiental. Finalmente una combinación del análisis exergoeconómico y exergoambiental ha dado lugar a lo que se denomina el análisis exergoeconomico ambiental (exergo-economic –environmental analysis).

Todas esas ventajas han propiciado que el análisis exergético se haya convertido en la herramienta idónea para guiar los esfuerzos en relación con la mejora de la eficiencia energética en el ámbito de la ingeniería. A nivel industrial es una herramienta ampliamente utilizada desde hace años, existiendo numerosas referencias aplicadas al diseño y optimización de procesos y plantas de generación (Cornelissen and Hirs 1997; Sala et al. 2006; Zhang et al. 2006; Badami and Mura 2010; Saidur et al. 2012). No obstante, tal y como se apuntaba anteriormente, en el sector de la edificación su utilización es menos frecuente. Algunos de los posibles motivos expuestos por diversos autores para esta falta de uso son:

- El análisis exergético pone de manifiesto los extremadamente bajos rendimientos exergéticos que presentan los sistemas usados habitualmente (Sakulpipatsin 2008). Por ejemplo, una caldera de gas convencional con un rendimiento energético típico

del 85-90 %, tiene en cambio un rendimiento exergético en torno al 7 % (Favrat, Marechal, Epelly 2008).

- Los cálculos del método exergético parecen tediosos (o complejos) y los resultados son a menudo difíciles de interpretar o comprender (Rosen 2002).

Esta dificultad de interpretación y complejidad de análisis se podría superar fácilmente si se utilizase algún parámetro sencillo que permita relacionar las características de los cerramientos con la exergía.

Teniendo en cuenta que las condiciones (solicitaciones) a las que se ven sometidos los cerramientos son variables a lo largo del tiempo, dicho parámetro deberá relacionar la exergía con las características dinámicas o inercia de los cerramientos.

El uso de la exergía como parámetro en el sector de la edificación resulta en este sentido muy interesante. Al tratarse de una variable que depende de las condiciones del ambiente exterior, cabe esperar que se pueda llegar a definir el mejor cerramiento en función del clima o la localidad en la que se encuentre el edificio.

En efecto, aunque muchos sistemas de aplicación industrial son poco sensibles a las variaciones de las condiciones del estado de referencia (Rosen and Dincer 2004), los sistemas energéticos de los edificios pueden presentar grandes variaciones. La razón principal es que el estado de referencia se encuentra muy próximo a las condiciones interiores del edificio, por lo que cualquier pequeña variación tiene una gran influencia. Este razonamiento, aplicable a los sistemas energéticos del edificio, es igualmente válido para los cerramientos ya que se encuentran a unas temperaturas más cercanas si cabe a la temperatura ambiente.

A pesar de esa gran influencia, en general, casi todas las referencias existentes en la literatura sobre análisis exergético en edificios han sido limitadas a condiciones del ambiente de referencia constantes, lo cual queda lejos de la mayoría de los casos reales (Zhou and Gong 2013).

Es en este escenario donde surge la necesidad y la oportunidad de esta tesis, en la que se desarrolla una metodología para la caracterización exergética de los cerramientos de los edificios en condiciones dinámicas en función del clima de la localidad.

2 Revisión bibliográfica

Realizar una revisión bibliográfica sobre temas relacionados con exergía resulta complejo debido a que la versatilidad de su uso genera una gran dispersión entre los trabajos existentes en la bibliografía. En efecto, hablando desde un punto de vista general la exergía está básicamente relacionada con el trabajo potencial y con los cambios en la calidad de la energía y la materia relativos a un entorno predefinido. No obstante, a lo largo de los últimos años, varios autores han querido enfatizar aspectos específicos en sus definiciones, dependiendo del objetivo y alcance de sus análisis (Sakulpipatsin 2008). A modo ilustrativo de ese hecho, se recogen en la siguiente tabla (Tabla 1.1) algunas de las definiciones más habituales utilizadas en la literatura.

Tabla 1.1 – Definiciones de exergía utilizadas en la literatura.

Autor	Definición
(Rant 1956)	Parte de la energía que puede ser completamente convertida en otro tipo de energía.
(Szargut, Morris, Steward 1988)	Medida de la calidad de las diferentes calidades de energía existentes. Se define como la cantidad de trabajo que se obtendría cuando un sistema se lleva a un estado de equilibrio termodinámico con el entorno, por medio de procesos reversibles que únicamente interaccionan con dicho entorno.
(Bejan 1997)	Mínimo trabajo útil teórico que se necesitaría para formar una determinada cantidad de materia a partir de sustancias presentes en el ambiente y llevarla a un estado determinado.
(Tsatsaronis 2007)	Máximo trabajo útil teórico (trabajo en el eje o eléctrico) que se puede obtener cuando el sistema es llevado a un equilibrio termodinámico completo con el ambiente termodinámico mientras el sistema interactúa únicamente con el ambiente.
(Kotas 1995)	Máximo trabajo que puede ser obtenido a partir de una forma de energía usando los parámetros ambientales como estado de referencia.
(Moran et al. 2010)	Máximo trabajo teórico que puede ser obtenido de un sistema combinado formado por el sistema bajo estudio y el ambiente, cuando el sistema pasa de un estado dado al estado muerto (equilibrio con el ambiente).

Esta diversidad de enfoques, dificulta en ocasiones la clasificación o la revisión de las referencias de un modo organizado y claro. Con objeto de uniformizar o recoger todas ellas, algunos autores han realizado revisiones tanto de las definiciones (Hepbasli 2012), como de los diferentes términos y nomenclatura empleados en el análisis exergético (Tsatsaronis 2007). Buscando una más fácil comprensión, la revisión que a continuación se realiza se refiere a la utilización de la exergía en el ámbito de la edificación y se ha estructurado clasificando las referencias en tres grandes bloques:

- Trabajos que consideran la exergía y el sector de la edificación en global, extendiendo en algunos casos el análisis a un ámbito mucho más amplio.
- Trabajos referidos a las instalaciones de los edificios en particular.
- Trabajos referidos a la envolvente de los edificios.

En el primero de los grupos destaca por su carácter pedagógico, muy adecuado para un primer acercamiento al problema, el libro de Shukuya (Shukuya 2013). Otros trabajos interesantes por haber visibilizado el uso de la exergía más allá del ámbito industrial, son los realizados por Wall desde los años 90 sobre el uso de la exergía en diferentes sectores aplicados a diversos países (Wall 1990; Wall, Sciubba, Naso 1994). Estos trabajos han sido posteriormente el punto de partida para los trabajos de otros autores (Dincer, Hussain, Al-Zaharnah 2004; Ertesvag 2001; Utlu and Hepbasli 2006), que han analizado el rendimiento exergético de diferentes sectores en países como Noruega, Japón, Italia, EEUU, Canadá, Brasil, Turquía, Arabia Saudí, etc. Como conclusión más importante en relación a los valores de rendimientos exergéticos obtenidos para el sector residencial – comercial cabe destacar que aunque dependen de cada país concreto, todos en general presentan valores pequeños, oscilando entre el 2 y el 15 % (Ertesvag 2001).

Dentro de este grupo se incluyen también trabajos que aplican la exergía sobre el urbanismo y la planificación urbana para tratar de lograr la sostenibilidad. La relación de la exergía con ese ámbito puede que no sea evidente a primera vista, ya que tradicionalmente el análisis exergético se ha desarrollado como mucho hasta la escala de edificio individual. No obstante, si se considera el potencial de mejora que se consigue al analizar toda la cadena de suministro energético completa (desde la energía primaria hasta la satisfacción de las demandas), queda patente la utilidad de la exergía como

parámetro en la toma de decisiones sobre el planeamiento y el urbanismo a escala regional. El uso de la exergía permite un mejor uso de las diferentes calidades de la energía, proporcionando nuevas oportunidades de ahorro de energía (Gommans and Dobbelsteen 2007).

Sobre esta temática, uno de los grupos más importantes es el formado por diversas universidades holandesas, dentro del proyecto SREX (SREX 2012). Entre sus contribuciones se encuentran tanto estudios de carácter general como la anterior referencia o (Dobbelsteen et al. 2007a; Dobbelsteen et al. 2007b; Gommans 2009; Stremke 2010; Stremke, Dobbelsteen, Koh 2011), así como estudios aplicados a casos concretos (Gommans and Van Kann 2009; Stremke 2009; Stremke and Koh 2011).

Otros autores, han extendido la relación entre la exergía y la eficiencia energética de los edificios a un concepto más amplio, incluyendo aspectos medioambientales. Esto ha dado lugar a la disciplina denominada “environomics”, anteriormente comentada, y cuyos máximos exponentes son los trabajos recogidos en (Frangopoulos 1992; Frangopoulos and Spakovsky 1993; Spakovsky and Frangopoulos 1993). Otros trabajos importantes que versan sobre la relación entre exergía, medioambiente y sostenibilidad son (Wall and Gong 2001; Gong and Wall 2001; Rosen and Dincer 2001).

El segundo de los bloques, el relativo al análisis de los diferentes componentes de los sistemas energéticos del edificio, constituye el más numeroso en cuanto a número de referencias. La razón principal probablemente sea su fácil extrapolación desde las aplicaciones industriales. Así, resulta fácil encontrar trabajos relativos a prácticamente todos los tipos de sistemas, con fuentes de energía tanto convencionales como renovables. Entre los más importantes destacan los que analizan sistemas HVAC (Sakulpipatsin et al. 2010), sistemas de calefacción (Shukuya 1994; Asada and Boelman 2004), sistemas de almacenamiento de energía térmica (Dincer 2002), sistemas de bomba de calor (Hepbasli 2007; Torio, Angelotti, Schmidt 2009), sistemas de calentamiento de agua mediante energía solar (Gunerhan and Hepbasli 2007), intercambiadores de calor (Boelman and Sakulpipatsin 2004), etc. Por su parte, en (Torio 2012) se utiliza la exergía para comparar y optimizar diferentes sistemas de suministro energético en edificios.

En general, en todos ellos se ponen de manifiesto los bajos rendimientos exergéticos de los sistemas térmicos habituales. A modo de ejemplo se encuentran: un 3,4 % para sistemas de aire acondicionado (Dincer, Hussain, Al-Zaharnah 2004), entre el 2,5 y el 7,4 % para sistemas de calefacción y entre el 3,2 y el 10,8 % para sistemas de producción de agua caliente (Utlu and Hepbasli 2006), o el 8,7 % para calderas de condensación (Yildiz and Güngör 2009).

Más recientemente, Yucer ha obtenido rendimientos exergéticos del 13,4 % para una caldera convencional y del 37,6 % para un fan coil. Esos valores que a priori parecen bastante más elevados que los anteriormente comentados, son del equipo considerado individualmente. Cuando se considera el sistema en su conjunto se muestran igual de bajos, transformándose en este caso en un 2,7 % (Yucer and Hepbasli 2011).

La mayoría de estos trabajos consideran condiciones constantes para el ambiente de referencia. No obstante, existen algunas referencias que al menos han analizado mediante estudios paramétricos cómo varía el rendimiento exergético de las instalaciones en función del valor de la temperatura del estado de referencia (Ozgener, Hepbasli, Dincer 2006; Utlu and Hepbasli 2007; Caliskan and Hepbasli 2010).

Afortunadamente, recientemente varios autores han empezado a considerar condiciones variables en sus análisis, destacando los trabajos realizados en (Sakulpipatsin et al. 2008; Lohani 2010; Zhou and Gong 2013).

Con objeto de facilitar el análisis exergético en el sector de la edificación, se han desarrollado varias herramientas para el cálculo de la demanda de energía y exergía en los edificios. La mayoría, a partir del año 2000, impulsadas por el grupo de trabajo “Low Exergy Systems for Heating and Cooling of Buildings” de la Agencia Internacional de la Energía (Annex 37 2003; Ala-Juusela 2004), continuados posteriormente por la red de sistemas de baja exergía en edificios (LowEx.Net 2008) y por el grupo de trabajo del Annex 49 “Low Exergy Systems for High Performance Buildings and Communities” hasta 2010 (Annex 49 2010).

De entre ellos destaca la herramienta de prediseño creada para el análisis exergético de los sistemas de calefacción y ACS de un edificio (Sakulpipatsin, Boelman, Schmidt 2005; Schmidt 2004b), aunque únicamente contempla el régimen estacionario.

Itard, casi al mismo tiempo, definió un método para el cálculo de los flujos de exergía en edificios. Dicho método fue integrado igualmente en un software de prediseño de edificios (Itard 2003; Itard 2005a). Basándose en ese método analizó la demanda de energía y exergía de varios edificios de viviendas y oficinas típicos de Holanda. Como principal conclusión destacaba que si bien la demanda de exergía para calefacción en los edificios es baja, las irreversibilidades que se producen en los equipos son muy elevadas. Esto implica que a largo plazo resulta más interesante mejorar la eficiencia exergética de los sistemas (por ejemplo usando sistemas de calefacción de baja temperatura) que reducir la demanda (Itard 2005b).

El tercer grupo, el de los trabajos referidos a la envolvente de los edificios, es sin duda el más reducido. Existen muy pocos trabajos que cuantifiquen los efectos que las características térmicas de la envolvente tienen en la demanda de exergía. El más interesante corresponde a (Nishikawa and Shukuya 1999). En él, los autores utilizan la exergía acumulada en la envolvente para estudiar diferentes estrategias de enfriamiento pasivo. Lo más novedoso es la interpretación que hacen de la exergía como indicador del potencial de calentamiento ("*warm exergy*") o enfriamiento ("*cool exergy*") que puede tener el aire. Entre otras referencias interesantes de estos autores, en la misma línea que la anterior, se encuentran (Shukuya 1994; Shukuya 1996; Shukuya and Hammache 2002).

Entre el resto de trabajos se encuentra (Dovjak et al. 2010), donde se comparan los efectos en la reducción del consumo de exergía al mejorar el aislamiento de la envolvente y el rendimiento de la caldera. La mayor limitación de este trabajo es que no considera el régimen dinámico. También de este autor, existen varias referencias donde analiza la eficiencia de las intervenciones en edificios tanto desde el punto de vista del edificio como del usuario del mismo. Para ello combina los flujos de exergía a través de diferentes tipos de envolvente con el balance de exergía en el cuerpo humano (Dovjak 2012; Dovjak, Shukuya, Krainer 2015).

Schweiker por su parte, también analiza la demanda de exergía ante diferentes características de la envolvente, pero incluyendo como variable el comportamiento de los inquilinos a la hora de usar los equipos de climatización y fijar las consignas de temperatura (Schweiker and Shukuya 2010).

En cuanto a las referencias relativas a casos prácticos de estudio, en general casi ninguna de ellas se centra exclusivamente en la envolvente como tal, tratando de identificar el efecto que las propiedades térmicas tienen en la demanda de exergía. La mayoría únicamente considera la envolvente como un elemento más de la cadena energética, que debido a sus características térmicas da lugar a una mayor o menor demanda de energía y exergía. Por lo general, dicha demanda es calculada con la herramienta del Annex 37 anteriormente comentada o con otras similares basadas en el mismo planteamiento. Dada la gran variedad de sistemas térmicos analizados, unido a la diferente tipología de edificios (con superficies variando desde 36 hasta 2200 m²), resulta difícil extraer conclusiones globales, más allá del bajo rendimiento exergético que presentan todos los casos (inferior al 13 %). Los trabajos más relevantes son (Itard 2005b; Balta, Kalinci, Hepbasli 2008; Yildiz and Güngör 2009; Lohani and Schmidt 2010; Lohani 2010; Caliskan and Hepbasli 2010; Yucer and Hepbasli 2011; Balta 2012).

Tras esta revisión bibliográfica, y a modo de síntesis se puede decir que:

- Debido probablemente a su origen más “industrial”, el análisis exergético en edificios se ha aplicado fundamentalmente a la parte de instalaciones, siendo pocas las referencias que consideran la parte arquitectónica más que un simple elemento de la cadena de suministro energética..
- No existe ninguna herramienta de análisis exergético en régimen dinámico implementada en los programas de simulación energética de edificios más habituales (Jansen, Boelman, Korevaar 2009). Esto ha llevado a que prácticamente la totalidad de los trabajos analizados se basen en un planteamiento estacionario. En ellos, la demanda de energía se calcula mediante el producto de la diferencia de temperaturas por la transmitancia térmica de la envolvente, siendo el efecto de la inercia por lo tanto obviado. Este planteamiento pseudoestacionario para el cálculo de la demanda de energía puede conducir a grandes errores, siendo necesario realizar un análisis dinámico si se quiere calcular con precisión.

Si se analizan los flujos de exergía esa necesidad de emplear el régimen dinámico es aún mayor. Como se ha comentado anteriormente, cuando las variables del

sistema y el ambiente no difieren mucho entre sí, circunstancia habitual en los sistemas de calefacción y refrigeración de edificios, los flujos de exergía son muy sensibles a las variaciones de las condiciones de referencia (Torio, Angelotti, Schmidt 2009).

Para poder cuantificar el error, sirva de ejemplo el trabajo citado anteriormente de (Sakulpipatsin 2008). En él, el autor determina el error que se comete en los flujos de exergía al calcularlos a partir de un ambiente de referencia estático (basado en valores medios anuales) si se compara con los calculados con un ambiente de referencia dinámico. Aunque los resultados dependen de las condiciones climáticas y del hecho de considerar o no la humedad del aire, se llegan a obtener errores superiores a un 90 %.

- En resumen, se puede concluir que no existe ningún trabajo que relacione de manera directa la inercia de los cerramientos y la exergía.

3 Objetivos y alcance de la Tesis

Dentro del escenario descrito en los apartados anteriores, el objetivo principal de esta tesis es interpretar con la ayuda de la exergía, la inercia térmica de un cerramiento y cuantificar la inercia que debe tener un cerramiento con objeto de lograr el mejor comportamiento térmico de la envolvente de un edificio, es decir, lograr la mejor eficiencia energética del mismo.

De cara a cumplir con el objetivo mencionado anteriormente, es necesario formularse varias cuestiones:

- **Desarrollo de un método adecuado:** ¿Qué simplificaciones, habituales en el análisis exergético de plantas industriales o sistemas de energía, son adecuadas para el análisis exergético de cerramientos? ¿Cuál es el compromiso adecuado entre precisión y complejidad del método que se debe alcanzar?
- **Similitud con otras aplicaciones:** En relación con las cuestiones anteriores, ¿son aplicables en el sector de la edificación los parámetros exergéticos utilizados en otros sectores? ¿es necesario definir una nueva terminología para la aplicación del método exergético en edificación?

- **Aplicación del método:** Desde un punto de vista exergético, ¿cuál es el mejor cerramiento para un edificio situado en Bilbao? ¿Y en Almería?

En respuesta a todas esas cuestiones y como aportaciones adicionales de esta tesis se plantean los siguientes objetivos secundarios:

- Elaboración de una metodología que permita evaluar el comportamiento exergético de un cerramiento, a partir de los resultados obtenidos en programas de simulación energética de edificios, sin un excesivo coste computacional.
- Estudio de la influencia del método de cálculo empleado en el balance exergético de un cerramiento, por comparación del método detallado propuesto en esta tesis con otros métodos existentes, aunque no se estén aplicando en edificios.
- Estudiar la viabilidad del uso de parámetros simplificados utilizados en el análisis energético de edificios, como por ejemplo la temperatura sol-aire (ASHRAE 2005), para el análisis del comportamiento exergético de los edificios.
- Revisión de los indicadores exergéticos más habituales y estudio de su adecuación para la caracterización exergética de cerramientos.
- En el caso de que no exista ningún indicador adecuado, definición de uno o más indicadores, que permita seleccionar el cerramiento exergéticamente idóneo en función de su inercia y el clima de la localidad. Estos parámetros deberán ser fáciles de interpretar, para eliminar de esa manera una de las barreras que el análisis exergético se encuentra para su completa implementación en el sector de la edificación.
- Igualmente, definición de algún parámetro, que sin tener una aplicación tan directa como los anteriores, permita comprender de manera adecuada el efecto de la inercia en el comportamiento exergético del cerramiento.
- Evaluación del comportamiento térmico a la luz del análisis exergético de algunos de los cerramientos más habituales en el parque de viviendas actual, para las diferentes zonas climáticas del Código Técnico de la Edificación [Ministerio de Vivienda, 2009] (en adelante CTE) y determinación del óptimo para cada una de ellas.

4 Estructura de la Tesis

Para una mayor claridad a la hora de leer la tesis, se procede a continuación a describir la estructura adoptada en esta tesis, El presente documento se divide en cinco capítulos más un resumen, bibliografía y anexos.

Tras la breve introducción en torno a la importancia y ventajas del análisis exergético y la revisión bibliográfica sobre aplicación de dicho análisis en edificios, que motivan la realización de esta investigación, la tesis continúa con la siguiente estructura de capítulos:

En el **Capítulo 2** se analizan con detalle los dos conceptos fundamentales en esta tesis: la inercia y la exergía. Comienza el capítulo con un análisis del concepto de la inercia, tanto a nivel semántico como técnico, analizando los diferentes parámetros que se utilizan para su caracterización. Posteriormente se realiza un análisis termodinámico de la misma tanto desde un punto de vista energético clásico, como exergético. A continuación se repasan y obtienen las fórmulas que rigen el intercambio de exergía asociadas a los mecanismos de transmisión de calor, haciendo un especial hincapié en el mecanismo de radiación. Continúa el capítulo con el análisis de los diferentes métodos para el cálculo del comportamiento exergético del cerramiento, proponiéndose un nuevo método, denominado “método dinámico detallado”. Finalmente, tras constatar la ausencia de un parámetro de caracterización exergético de cerramientos adecuado, se proponen una serie de indicadores. Su idoneidad se evalúa en el siguiente capítulo.

En el **Capítulo 3**, y tomando como base las expresiones obtenidas en el capítulo anterior, se procede al análisis del comportamiento de una pared homogénea (diferente transmitancia y diferente inercia) colocada en un edificio de referencia sencillo, expuesto a diferentes condiciones climáticas. Para ver la influencia de las propiedades físicas de la pared en su comportamiento, se han variado la transmitancia y la inercia de dicha pared homogénea en un rango suficientemente grande como para abarcar los valores empleados actualmente.

El estudio se ha llevado a cabo mediante una serie de simulaciones en el entorno TRNSYS (Klein 2010a) y la aplicación del método dinámico detallado creado en esta tesis. Dicho método consiste en un código programado en el entorno MATLAB (MATLAB

2013). Mediante el método de diferencias finitas (Smith 1985) se caracteriza el comportamiento dentro de la pared. Por su parte, el intercambio radiante de onda larga en el interior del recinto se calcula teniendo en cuenta el comportamiento gris de las superficies, mediante la aplicación del método de Gebhart (Gebhart 1971).

Comienza el capítulo con la descripción del edificio de referencia y los parámetros específicos utilizados en las simulaciones. El primer estudio sirve para demostrar la idoneidad del método detallado propuesto, en comparación con los métodos ya existentes. A continuación se estudian el intercambio de exergía de radiación tanto en la superficie exterior como en la interior. En el caso de la superficie exterior, se evalúa la posibilidad de usar el método de la temperatura sol-aire para simplificar el análisis exergético.

Finaliza el capítulo con un estudio de los diferentes parámetros propuestos, con objeto de identificar su dependencia de las condiciones climáticas y de las características físicas de la pared. Como conclusión de dicho estudio se seleccionan los dos parámetros más adecuados entre todos los propuestos.

En el **Capítulo 4** se realiza un segundo análisis, de carácter más aplicado que el anterior. Partiendo del mismo edificio de referencia del capítulo anterior, se analiza para diferentes climas, un conjunto de soluciones constructivas reales, creadas a partir de materiales habituales en el sistema constructivo español. De los resultados obtenidos se determina el cerramiento óptimo desde un punto de vista exergético para cada clima considerado.

En el **Capítulo 5**, se resumen y comentan los resultados obtenidos en las diferentes etapas del trabajo, las conclusiones finales, así como las contribuciones más relevantes. Además se plantean una serie de líneas de investigación futuras para continuar con el trabajo iniciado en esta Tesis.

A continuación, en el apartado **Bibliografía** se detallan las referencias utilizadas a lo largo de capítulos.

Para finalizar se incluyen varios anexos. En ellos se encuentra aquella información que por extensión o por una mayor claridad a la hora de leer el documento conviene poner por separado. Así, en el Anexo A se recoge el código que se ha programado en Matlab

para el cálculo en régimen dinámico de los flujos de energía y exergía en un cerramiento. En el Anexo B se resumen las características constructivas y propiedades térmicas de los cerramientos empleados en las simulaciones, tanto los que forman el edificio de referencia, como las soluciones constructivas analizadas en el capítulo 4.

A modo de resumen y para tener una idea más gráfica de la tesis se muestra en el esquema de la página siguiente la estructura adoptada, así como los aspectos más relevantes tratados en los distintos capítulos.

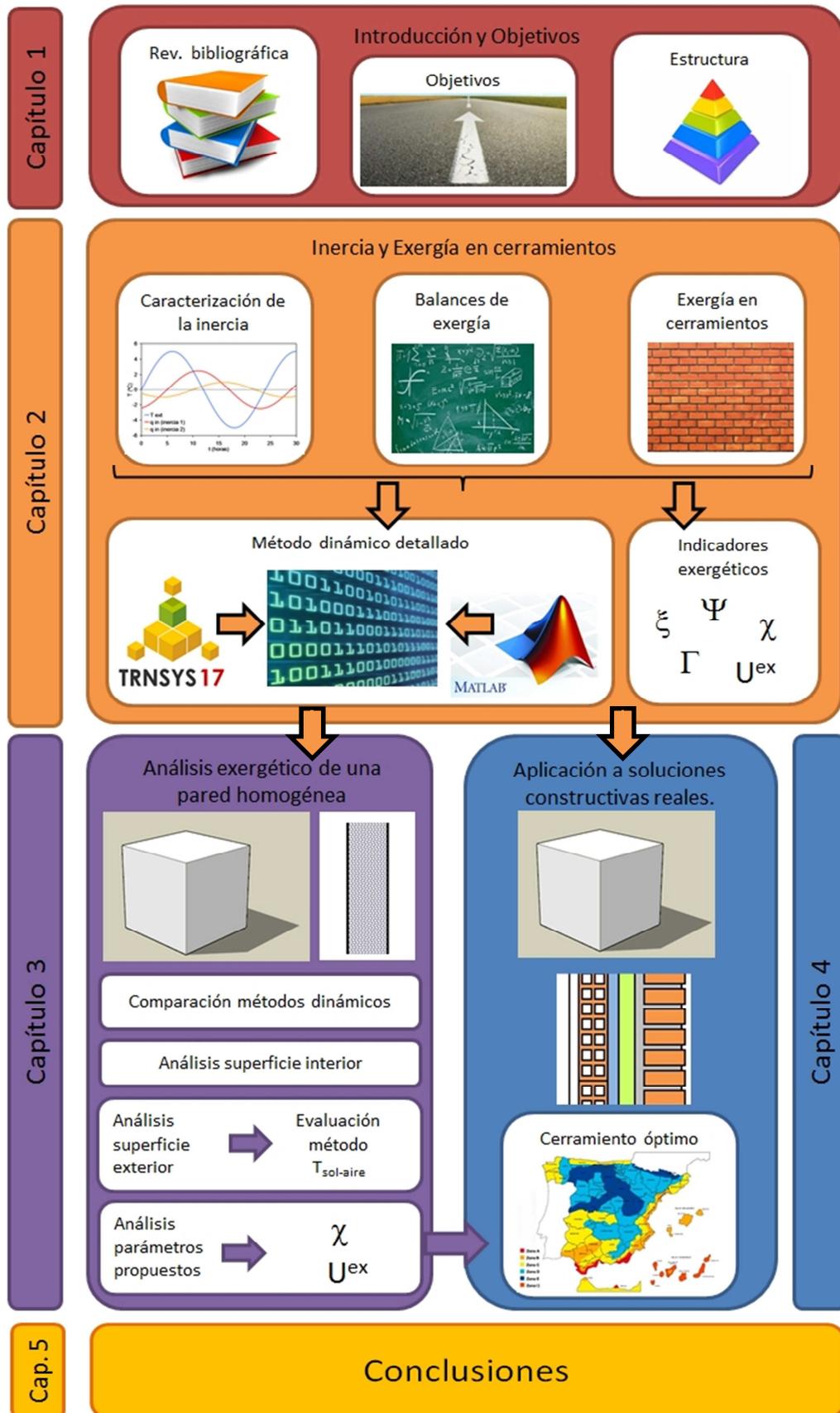


Figura 1.1 – Estructura adoptada en la tesis

"El segundo principio de la termodinámica dice que si hierves un acuario conseguirás una sopa de pescado, pero que es muy difícil que enfriando la sopa de pescado vuelvas a recuperar el acuario".

Beppe Grillo (1948 -)



CAPÍTULO 2

INERCIA Y EXERGÍA EN CERRAMIENTOS

RESUMEN

Este capítulo presenta los aspectos fundamentales que permiten relacionar la exergía con la inercia de los cerramientos. Comienza con una revisión de los parámetros de caracterización de la inercia más habituales. Continúa con las ecuaciones de los balances de energía y exergía aplicados a la transmisión de calor en cerramientos. Posteriormente se analizan los diferentes métodos existentes para el análisis exergético y se describe el método desarrollado en esta tesis. Finaliza el capítulo con el repaso de los indicadores exergéticos más habituales y la propuesta de varios indicadores nuevos, específicos para su aplicación en cerramientos.

1 Introducción.

En el presente capítulo se analizan con detalle los dos aspectos sobre los que orbita esta tesis: la inercia de los cerramientos y el análisis exergético. Este capítulo constituye por lo tanto la base teórica y metodológica de los análisis llevados a cabo en los siguientes capítulos.

Se inicia el capítulo con un análisis del concepto de la inercia, tanto a nivel semántico como técnico, analizando los parámetros que se utilizan en la práctica para su caracterización. Posteriormente se realiza un análisis termodinámico de la misma tanto desde un punto de vista energético clásico como exergético, constatando que la inercia es una variable que permite reducir el consumo de energía / exergía de los edificios. A continuación se analiza el intercambio de exergía asociada a los tres mecanismos de transmisión de calor (conducción, convección y radiación), haciendo un especial hincapié en este último. A continuación, se exponen las limitaciones de los métodos existentes para el cálculo de la demanda de exergía debida a la envolvente, proponiéndose un método dinámico detallado para su obtención. Finalmente, tras constatar la ausencia de un parámetro de caracterización exergético de cerramientos adecuado, se proponen una serie de indicadores, dejando la evaluación para el siguiente capítulo.

2 La inercia desde un punto de vista termodinámico

Durante muchos años la mejora de la envolvente de los edificios significaba fundamentalmente mantener los valores de transmitancia de la parte opaca y de los elementos transparentes tan bajos como fuese posible. Los denominados *edificios de baja energía y las casas pasivas (passive houses)* están generalmente basados en reducir la transferencia de calor a través de las fachadas, cubiertas y ventanas, mediante el aumento del espesor de aislamiento (Feng 2004). Este enfoque ha sido utilizado incluso en algunas normativas nacionales sobre eficiencia energética en edificios, como por ejemplo la primera versión del CTE en España (Ministerio de Vivienda 2006) o su equivalente italiano (DL n.311/2006 2007), donde en función de la zona climática se fijaban valores límite a la transmitancia de los muros de fachada, cubierta, cerramientos con el terreno y ventanas. Actualmente, la tendencia en las normativas va encaminada a incluir los efectos dinámicos, bien sea a través de diversos parámetros de caracterización dinámicos (Réglementation Thermique 2012; The Building Regulations 2010), o como en la última versión del CTE (Ministerio de Vivienda 2013), a partir de establecer límites a la demanda del edificio.

Sin embargo, durante los últimos años, se ha ido generalizando la idea de que es imposible diseñar edificios energéticamente eficientes usando únicamente un enfoque basado en el valor de transmitancia térmica U . Resulta imprescindible contemplar otro aspecto de los cerramientos, como es su comportamiento dinámico, o dicho de manera coloquial, su inercia térmica.

Desde el punto de vista de su definición, la inercia térmica se puede definir como la *“propiedad de un material que expresa el grado de lentitud con el que la temperatura de un cuerpo alcanza la de su entorno”* (Ng, Low, Tioh 2011).

No obstante, la definición que probablemente mejor exprese los efectos que provoca en un cerramiento sea la de *“capacidad de un material para almacenar calor y para retrasar su transmisión”* (Ferrari 2007).

El término, frecuentemente utilizado por científicos e ingenieros, es una analogía con el término usado en mecánica para relacionar la masa y la velocidad, donde la inercia en

este caso es aquello que limita la aceleración del objeto. De manera similar, la inercia térmica se puede interpretar como una medida de la masa “térmica” y de la velocidad con la que se transmite la onda de calor a través del material. Por este motivo es frecuente encontrarse referencias a la inercia en las que se le denomina directamente masa térmica.

Desde un punto de vista científico, la difusión de calor a través de un sólido es un fenómeno bastante conocido. Dicha difusión desempeña un doble papel: por un lado, la resistencia térmica (función del nivel de aislamiento) entre el interior y el exterior reduce el flujo de calor transmitido; por otro lado, la inercia térmica provoca un desfase entre la máxima temperatura exterior y el máximo flujo de calor instantáneo transmitido al espacio interior. Ambos efectos combinados de manera adecuada pueden servir para la reducción del consumo de energía de los equipos de HVAC.

Ese efecto que la inercia provoca en las condiciones interiores (temperatura) de un local y en el consumo de energía asociado, es algo conocido y aprovechado desde hace mucho tiempo, incluso antes de que existiesen equipos de acondicionamiento. A lo largo de la historia y la geografía existen numerosos ejemplos como castillos, iglesias, bodegas e incluso casas cueva excavadas en las montañas, donde uno percibe nada más entrar las diferencias entre las condiciones ambientales interiores y exteriores, obtenidas de manera “natural”. Esas diferencias se pueden resumir: por un lado en una mayor atenuación de las oscilaciones de temperatura en el interior en relación a las oscilaciones exteriores, y por otro lado un retraso del instante en el que se producen los picos de temperatura en el interior, en comparación con el momento en el que se produjeron en el exterior.

A modo de ejemplo, se ha considerado una pared homogénea de 20 cm de espesor, con una conductividad térmica $\lambda = 1 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ y una capacidad calorífica $C = 1,5 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$. La temperatura en el lado exterior se ha caracterizado mediante la temperatura sol-aire ($T_{\text{sol-aire}}$), que incluye los efectos de la radiación solar junto con los de la temperatura del aire exterior. Se ha supuesto que sigue una variación sinusoidal de periodo $P = 24 \text{ h}$, de acuerdo a la fórmula:

$$T_{sol-aire}(t) = \frac{T_{sol-aire}^{max} + T_{sol-aire}^{min}}{2} + \frac{|T_{sol-aire}^{max} - T_{sol-aire}^{min}|}{2} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot t}{P} - \frac{\pi}{2}\right) \quad \text{eq. 2.1}$$

Este tipo de funciones se ajusta de manera razonable a la que se obtendría con datos climatológicos reales (Asan 2000).

En la siguiente Figura 2.1 se muestran los perfiles de temperatura de la temperatura sol-aire y de la temperatura superficial interior para el caso considerado, de manera que se puede comprobar cómo la inercia de la pared atenúa y retrasa la onda de calor.

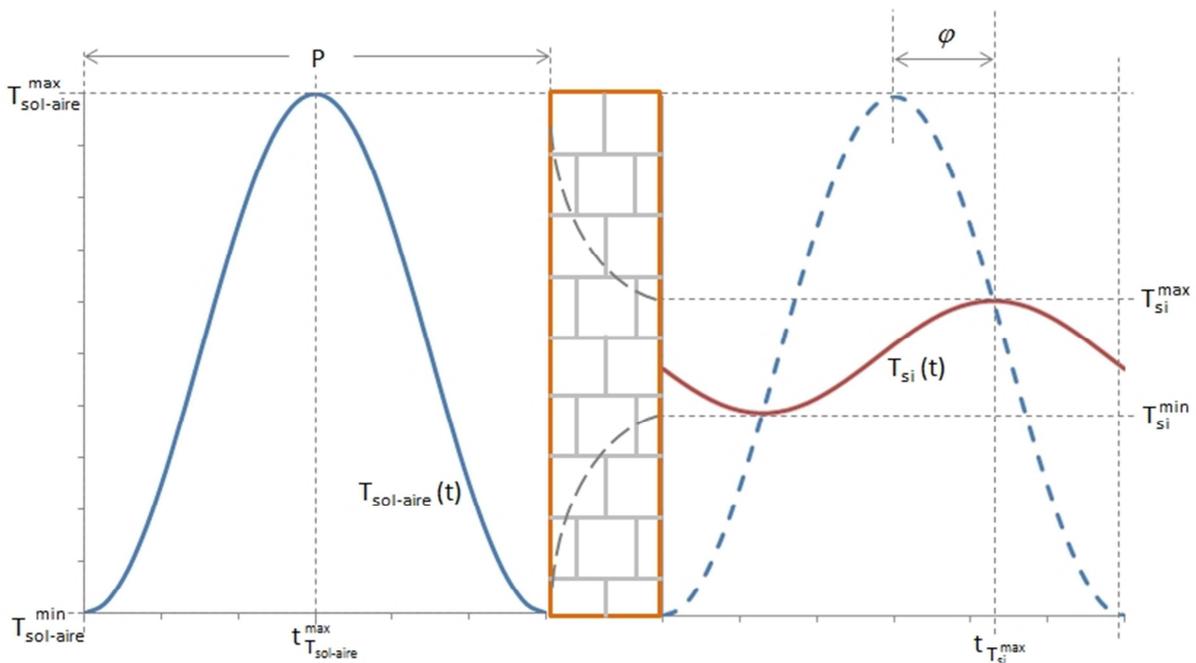


Figura 2.1 - Efectos de la inercia de la pared sobre la atenuación y retraso de la temperatura superficial interior respecto de la temperatura sol-aire.

2.1 Parámetros habituales para caracterizar la inercia

A diferencia del aislamiento térmico que puede ser caracterizado mediante la resistencia térmica, la inercia térmica no se cuantifica mediante un único parámetro. A lo largo de estos años, los investigadores han venido utilizando diferentes indicadores para caracterizar la inercia térmica. En los siguientes subapartados se describen someramente los más habituales.

2.1.1 Difusividad térmica (α)

La difusividad térmica es una medida de la respuesta térmica transitoria de un material ante un cambio en la temperatura. La difusividad térmica α expresada en [m²/s] se define como el cociente entre la conductividad térmica [W/m·K] y el producto de la densidad [kg/m³] por el calor específico [J/kg·K] del material.

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad \text{eq. 2.2}$$

Este parámetro surge de la agrupación conveniente de varias propiedades físicas que aparecen en la ecuación diferencial de transmisión de calor por conducción en régimen dinámico. Si no existen fuentes ni sumideros de calor y se supone que la conductividad térmica no varía con la temperatura dicha ecuación se puede expresar como (Cengel and Ghajar 2011).

$$\lambda \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = \rho \cdot c \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad \Rightarrow$$

$$\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{eq. 2.3}$$

La difusividad térmica expresa la capacidad de un material para transmitir el calor frente a su capacidad para almacenarlo. Cuanto mayor sea la difusividad térmica, más rápida es la propagación de calor. Por el contrario, valores bajos de difusividad térmica, implican que de todo el calor que llega, la mayoría es almacenado y solamente una pequeña parte es transmitida por conducción.

2.1.2 Admitancia térmica (Y_{mm})

Se trata de un parámetro que aparece en la norma ISO 13786, cuya versión en castellano es la UNE-EN ISO 13786 (AENOR 2011). Es una medida de la capacidad del material

para absorber calor del ambiente, y cedérselo posteriormente. Puede ser usado como indicador de la masa térmica de un material ante variaciones de temperatura cíclicas.

Se expresa en $[W/m^2 \cdot K]$, y desde el punto de vista numérico, un mayor valor de admitancia representa una mayor capacidad de almacenamiento térmico. Como se puede apreciar, presenta las mismas unidades que la transmitancia térmica U , pudiendo ser interpretada como una transmitancia en condiciones dinámicas.

La admitancia térmica depende fundamentalmente de la densidad del material, su capacidad calorífica, la conductividad térmica, la resistencia superficial y el periodo de tiempo de la variación de temperaturas. A medida que el espesor del material aumenta, el valor de admitancia tiende a un valor constante.

La norma UNE-EN ISO 13786 la define como “*número complejo definido como la amplitud compleja de la densidad del flujo del calor q_m en una superficie m , dividida por la amplitud compleja de la temperatura θ_m en la misma superficie, cuando en la otra superficie n , la temperatura se mantiene constante*”. Viene expresada matemáticamente como:

$$Y_{mm} = \frac{\hat{q}_m}{\hat{\theta}_m} \quad \text{eq. 2.4}$$

Asociado a la admitancia térmica se define la transmitancia térmica periódica (Y_{mn}), que relaciona el flujo de calor en una superficie m con la variación de temperatura en la otra superficie n . Matemáticamente, se puede expresar como:

$$Y_{mn} = -\frac{\hat{q}_m}{\hat{\theta}_n} \quad \text{eq. 2.5}$$

2.1.3 Desfase (φ)

Se trata de un parámetro utilizado muy a menudo para la caracterización de la inercia de los cerramientos (Asan 1998; Jin et al. 2012; Kontoleon and Eumorfopoulou 2008; Stéphan et al. 2014; Ulgen 2002). El desfase (φ) caracteriza el retraso en la transmisión

de calor, y puede definirse como el periodo de tiempo comprendido entre la amplitud máxima de una causa y la amplitud máxima de su efecto (AENOR 2011). En el caso de un cerramiento, suele ser habitual definirlo como el tiempo comprendido entre el instante de máxima temperatura exterior y el instante en el que se produce el máximo flujo de calor en la superficie interior. Matemáticamente se puede expresar como:

$$\varphi = t_{q_{si,max}} - t_{T_{se,max}} \quad \text{eq. 2.6}$$

En algunas referencias [Stephan, Kontoleon 2007 y 2013] aparece definido como el tiempo necesario para que una onda de calor de periodo P se propague de un lado a otro de una pared, es decir, el tiempo comprendido entre los máximos en la temperatura exterior y la temperatura interior. En base a esa definición, se puede expresar como:

$$\varphi = t_{T_{si,max}} - t_{T_{se,max}} \quad \text{eq. 2.7}$$

El valor de desfase óptimo dependerá de las variaciones de temperatura exterior y de la radiación solar, no existiendo un único valor de aplicación universal. Desde un punto de vista práctico, en verano interesa que ese desfase haga coincidir el máximo flujo de calor en el interior con el momento en el que se produce la mínima temperatura exterior. Si se consideran los horarios de uso del edificio por parte del usuario y las ganancias internas asociadas, puede ser necesario un desfase menor o algo mayor incluso. Un excesivo desfase puede ser contraproducente, ya que hace coincidir el instante de entrada del flujo de calor con momentos en los que la temperatura exterior está subiendo, aumentando las probabilidades de sufrir sobrecalentamiento en el interior del local.

2.1.4 Factor de amortiguación (f)

El factor de amortiguación, f, es otro indicativo de la capacidad de almacenamiento del calor usado en la práctica. Suele definirse como el cociente entre la amplitud de la temperatura en el interior (superficial o ambiente según el caso) y la amplitud de la temperatura ambiente exterior. Matemáticamente:

$$f = \frac{T_{si,max} - T_{si,min}}{T_{0,max} - T_{0,min}} \quad \text{eq. 2.8}$$

Una manera alternativa de expresar el factor de amortiguación es la propuesta en la UNE-EN ISO 13786, como el cociente entre el módulo de la transmitancia térmica periódica Y_{mn} y la transmitancia térmica en régimen estacionario U .

$$f = \frac{|Y_{mn}|}{U} = \frac{|\hat{q}_m|}{|\hat{\theta}_n| \cdot U} \quad \text{eq. 2.9}$$

Desde un punto de vista práctico interesa que la pared sea capaz de almacenar la mayor cantidad de calor posible, y que por lo tanto el factor de amortiguación sea lo más bajo posible (más cercano a cero).

2.1.5 Capacidad calorífica efectiva por unidad de área (κ)

Para una pared homogénea se define la capacidad calorífica efectiva como el producto de la masa de la pared por su calor específico. Para una pared multicapa formada por N capas homogéneas de masa m_i , densidad ρ_i , volumen V_i , y calor específico c_i se define a partir del modelo de parámetros concentrados como (Antonopoulos and Tzivanidis 1995):

$$C_{eff} = \sum_{i=1}^N m_i \cdot c_i = \sum_{i=1}^N \rho_i \cdot V_i \cdot c_i \quad \text{eq. 2.10}$$

A partir de esa magnitud se define la capacidad calorífica efectiva por unidad de área (κ), expresada en $[J/m^2 \cdot K]$, como (Tsilingiris 2006):

$$\kappa = \frac{C_{eff}}{A} = \sum_{i=1}^N \rho_i \cdot c_i \cdot \delta_i \quad \text{eq. 2.11}$$

siendo ρ_i , δ_i y A la densidad y espesor de cada capa, y la superficie respectivamente. Desde un punto de vista físico, cuanto mayor sea κ , mayor es la masa térmica del elemento y por lo tanto mayor capacidad para almacenar calor.

La norma UNE EN ISO 13786, lo define como “*el módulo de la admitancia térmica periódica neta dividida por la frecuencia angular ω* ”.

$$\kappa = \frac{C_{eff,m}}{A} = \frac{1}{\omega} |Y_{mm} - Y_{mn}| \quad \text{eq. 2.12}$$

Para el cálculo de la capacidad calorífica de la envolvente, hay diferentes criterios, teniendo en cuenta la parte del cerramiento que interviene de manera efectiva ante las variaciones de temperatura. Así los investigadores a la hora de clasificar los edificios consideran todas las capas del cerramiento, la mitad de la capacidad calorífica o las capas internas del cerramiento hasta la capa de aislante (Bruzgevičius et al. 2013). Otros autores, consideran que teniendo en cuenta que las oscilaciones tienen un periodo de 24 horas, el espesor máximo a tener en cuenta es 10 cm desde la superficie o hasta la capa de aislante (Kalema et al. 2006). En este sentido, la norma UNE-EN ISO 13786 plantea en su anexo A unos procedimientos simplificados, basados en el concepto de profundidad de penetración de una onda de calor y aplicables únicamente a componentes planos, para el cálculo aproximado de los valores de κ . Los métodos planteados son la aproximación de capa fina, la aproximación de medio semi infinito y el método del espesor eficaz.

Todos los métodos descritos, al igual que la fórmula propuesta por Tsilingiris requieren el conocimiento de las propiedades termo-físicas k_i , ρ_i y c_i de las diferentes capas que forman el cerramiento. Para poder solventar esta dificultad, Faye ha propuesto recientemente un modelo analítico basado en el concepto de cuadrupolo térmico que únicamente requiere las condiciones de contorno como parámetros de entrada, no siendo necesarias las propiedades térmicas (Faye, Lartigue, Sambou 2015).

2.1.6 Parámetro de masa térmica (TMP)

La aplicación práctica de la capacidad calorífica efectiva es su uso para calcular el parámetro de masa térmica (TMP). Este parámetro permite caracterizar la inercia del edificio en baja, media o alta. Se trata de uno de los parámetros utilizados en alguna normativa térmica europea, como la francesa (Réglementation Thermique 2012) y la inglesa (The Building Regulations 2010), para determinar la contribución de la masa térmica a la eficiencia energética del edificio.

Se define como el sumatorio de los productos de la capacidad calorífica efectiva de cada elemento (pared, suelo o techo) por su superficie, dividido por la superficie en planta total (TFA). Matemáticamente:

$$TMP = \frac{\sum_{j=1}^n C_{eff,j} \cdot A_j}{TFA} \quad \text{eq. 2.13}$$

2.1.7 Constante de tiempo (τ)

Se trata de un indicador ampliamente utilizado, sobre todo en control y regulación de sistemas, que expresa el retraso en la respuesta de salida de un sistema ante una variación instantánea de un parámetro de entrada. En sistemas térmicos se emplea para caracterizar sistemas distribuidos, en los que el enfriamiento o el calentamiento se producen de manera uniforme en todo el material, es decir aquellas situaciones en las que el campo de temperaturas transitorio no depende de la posición y es función únicamente del tiempo.

En dichas situaciones, la temperatura del cuerpo (T) tiende exponencialmente a la temperatura del medio (T_∞). Matemáticamente, viene dado por (Cengel and Ghajar 2011):

$$\frac{T(t) - T_\infty}{T(t=0) - T_\infty} = e^{-t/\tau} \quad \text{eq. 2.14}$$

donde la constante de tiempo (τ) se puede calcular a partir de la densidad ρ , del volumen V , del calor específico c , de la superficie exterior A y del coeficiente de convección h como:

$$\tau = \frac{\rho \cdot V \cdot c_p}{h \cdot A} \quad \text{eq. 2.15}$$

Para el caso concreto de un cerramiento, Tsilingiris propone una fórmula alternativa para calcularlo a partir de la capacidad calorífica efectiva por unidad de área (Tsilingiris 2006):

$$\tau = \frac{\sum_{i=1}^N m_i \cdot c_i}{A \cdot (h_i + h_e)} = \frac{\kappa}{(h_i + h_e)} \quad \text{eq. 2.16}$$

Donde h_i y h_e son respectivamente los coeficientes de convección-radiación en el lado interior y exterior del cerramiento.

Desde el punto de vista de su interpretación física, cuanto mayor es la constante de tiempo de un elemento, más tiempo necesitará para alcanzar el equilibrio, es decir, mayor inercia presenta.

2.1.8 Conclusiones

La lectura de los párrafos anteriores pone de manifiesto la gran variedad de parámetros existentes para la caracterización o cuantificación de la inercia de los cerramientos. No obstante, la mayoría de ellos se definen o se aplican para unas condiciones muy concretas (variaciones de temperatura de tipo sinusoidal). De hecho, cuando la onda exterior no es de este tipo se puede comprobar que el desfase de los picos, no coincide con el desfase en los valles (Sun et al. 2013).

Esta circunstancia ha llevado a algunos autores a plantear el uso de factores de corrección para ajustar el valor obtenido mediante el procedimiento de la norma al valor real (Gasparella et al. 2011). Otros autores por su parte han criticado el uso de estos

parámetros, evidenciando la dependencia que presentan con respecto a la absorptividad de la superficie exterior, de su color o de la orientación del cerramiento (Kontoleon and Bikas 2007; Kontoleon and Eumorfopoulou 2008; Ruivo, Ferreira, Vaz 2013).

No obstante, la simplicidad de alguno de ellos, o su uso en otras disciplinas (circuitos eléctricos, control de sistemas, etc.) hace que se trate de parámetros de uso muy extendido, tal y como se comprueba en el siguiente apartado.

2.2 Estado del arte en el estudio de la inercia

Más allá de la utilización de uno u otro parámetro, en general las investigaciones existentes en la bibliografía han ido encaminadas en alguna de las siguientes líneas:

- **Estudio del efecto de las propiedades físicas en la inercia del material.** En general se refiere a estudios donde se analiza cómo varía la inercia de un material en función de la densidad y la conductividad térmica. Algunas referencias en este campo pueden encontrarse en (Asan and Sancaktar 1998; Kontoleon, Theodosiou, Tsikaloudaki 2013; Ulgen 2002)
- **Estudio del efecto que la inercia tiene en el comportamiento energético del edificio.** Se trata de estudios que contemplan cómo varían la demanda de energía en calefacción y refrigeración, los picos de demanda, o las condiciones de confort en el interior, en función de la inercia de los cerramientos. Los trabajos más significativos se encuentran en (Al-Sanea, Zedan, Al-Hussain 2012; Aste, Angelotti, Buzzetti 2009; Aste et al. 2015; Bouache, Limam, Bosschaerts 2015; Karlsson, Wadsö, Öberg 2013). El problema de varios de estos estudios es que, además de la inercia, consideran materiales de conductividad térmica o cerramientos con diferente transmitancia térmica, por lo que extraer conclusiones de los efectos exclusivamente debidos a la inercia es muy difícil. En otros trabajos se ponen de manifiesto los beneficios que presentan los cerramientos de alta inercia para reducir la demanda de refrigeración en verano (Di Perna et al. 2011; Gregory et al. 2008; Orosa and Oliveira 2012; Tonelli and Grimaudo 2014).
- **Optimización de la posición y distribución del aislamiento y la inercia en el cerramiento.** En esta segunda línea de trabajo se suelen analizar diferentes

soluciones constructivas mediante ensayo, simulación o cálculo numérico, con objeto de definir la mejor configuración. Existiendo como se ha comentado anteriormente varios parámetros para caracterizar la inercia, es comprensible que los criterios de selección utilizados en los trabajos sean diversos. Algunos autores utilizan el factor de amortiguación y el desfase, buscando minimizar el valor del factor de amortiguación y maximizar el desfase (Al-Sanea, Zedan, Al-Hussain 2012; Asan 1998; Asan 2000; Cheng, Wang, Zhang 2014; Kontoleon, Theodosiou, Tsikaloudaki 2013). Otros autores en cambio utilizan el concepto de capacidad calorífica efectiva (Aste et al. 2015; Di Perna et al. 2011; Tsilingiris 2006). Por último, otros autores utilizan la demanda de energía para tratar de obtener la mejor configuración posible (Bojić and Loveday 1997; Kossecka and Kosny 2002). Con independencia del parámetro empleado, las conclusiones suelen ser por lo general muy parecidas. La principal es que es mejor colocar el aislamiento en dos capas diferentes, que concentrar todo el espesor en una única capa del doble de espesor.

- **Aumento de la inercia de los cerramientos mediante el uso de materiales de cambio de fase (PCM).** El uso de materiales de cambio de fase en el sector de la edificación constituye un campo de investigación de plena actualidad, y con aplicaciones tanto a nivel arquitectónico (integrándolos en la envolvente del edificio), como a nivel de instalaciones, integrándolos en los sistemas o usándolos como depósitos de acumulación. Los trabajos varían desde los relativos a la selección del PCM, su caracterización, el análisis de su efecto en el edificio tanto a nivel experimental como mediante simulación, etc. Sin pretender nada más que una primera aproximación al tema, ya que se escapa al contenido y alcance de esta tesis, se proponen las siguientes referencias: (Álvarez et al. 2013; Barreneche et al. 2013; Konuklu et al. 2015; Pomianowski, Heiselberg, Zhang 2013) .

2.3 Enfoque termodinámico “clásico”

Todas las referencias, parámetros y aspectos relativos a la inercia comentados hasta el momento ponen de manifiesto que se trata de un tema bastante conocido, al menos desde el punto de vista energético. Desafortunadamente, no existe ningún trabajo que aborde la inercia de los cerramientos mediante el análisis exergético.

Por este motivo como punto de partida de esta Tesis se ha elegido el análisis del comportamiento de una pared homogénea en condiciones dinámicas. Dicho análisis se va a realizar tanto desde un punto de vista termodinámico “clásico” como exergético.

Con objeto de simplificar el problema, se va a considerar el caso sencillo de una pared sometida a una variación sinusoidal de periodo 24 horas en su temperatura superficial exterior (T_{se}), manteniéndose la temperatura superficial interior (T_{si}) constante, ver Figura 2.2. Como consecuencia de esa excitación sinusoidal se establecen unos flujos de calor, periódicos en el tiempo, tanto en la superficie exterior (q_{se}) como en la interior (q_{si}), de diferente amplitud y desfasados en el tiempo.

A modo de ejemplo, se ha considerado en este caso una pared homogénea de 20 cm de espesor, con una conductividad térmica $\lambda = 1 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ y una capacidad calorífica $C = 1,5 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$. La temperaturas utilizadas han sido $T_{si} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ constante y T_{se} variando de manera cosenoidal sobre una temperatura media de $10 \text{ }^\circ\text{C}$ con una amplitud de $15 \text{ }^\circ\text{C}$ durante un periodo de 24 horas.

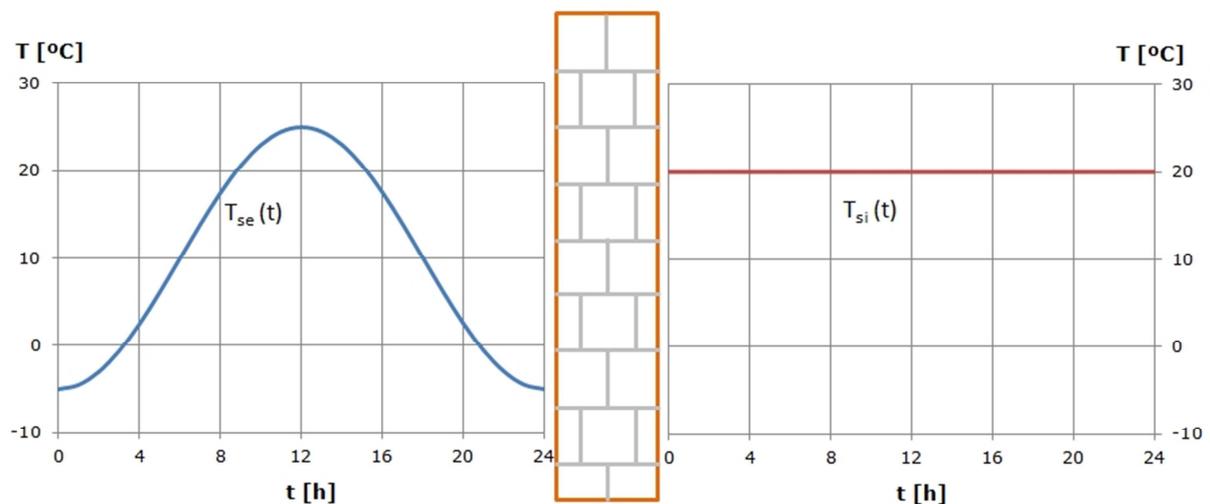


Figura 2.2 – Temperatura superficial exterior (izquierda) y temperatura superficial interior (derecha) para el ejemplo analizado.

Los valores numéricos de las temperaturas y los flujos de calor correspondiente para un día completo se muestran en la Tabla 2.1. Para facilitar el análisis, en la Figura 2.3 se muestran los flujos de calor. Dichos flujos de calor se obtienen de la aplicación del correspondiente balance de energía, que en régimen dinámico resulta:

$$\frac{dU(t)}{dt} = q_{si}(t) - q_{se}(t)$$

eq. 2.17

Tabla 2.1 - Valores horarios de temperatura y flujos de calor para el ejemplo analizado

Tiempo	T _{se}	T _{si}	q _{se}	q _{si}
[h]	[°C]	[°C]	[W/m ²]	[W/m ²]
0	-5,0	20,0	-152,0	-102,0
1	-4,5	20,0	-124,2	-111,6
2	-3,0	20,0	-91,4	-117,0
3	-0,6	20,0	-55,7	-117,8
4	2,5	20,0	-19,7	-114,0
5	6,1	20,0	14,3	-105,8
6	10,0	20,0	43,9	-93,9
7	13,9	20,0	67,1	-78,9
8	17,5	20,0	82,3	-62,0
9	20,6	20,0	88,5	-44,3
10	23,0	20,0	85,3	-26,9
11	24,5	20,0	72,8	-11,1
12	25,0	20,0	52,0	2,0
13	24,5	20,0	24,2	11,6
14	23,0	20,0	-8,6	17,0
15	20,6	20,0	-44,3	17,8
16	17,5	20,0	-80,3	14,0
17	13,9	20,0	-114,3	5,8
18	10,0	20,0	-143,9	-6,1
19	6,1	20,0	-167,1	-21,1
20	2,5	20,0	-182,3	-38,0
21	-0,6	20,0	-188,5	-55,7
22	-3,0	20,0	-185,3	-73,1
23	-4,5	20,0	-172,8	-88,9
24	-5,0	20,0	-152,0	-102,0

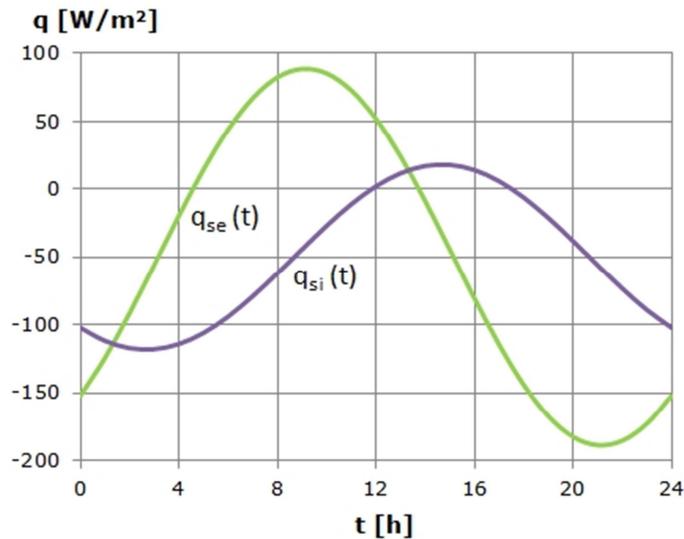


Figura 2.3 – Flujos de calor para el ejemplo analizado.

Existen diversas maneras de analizar y cuantificar los efectos que la inercia del cerramiento provoca en la temperatura y el flujo de calor. De entre ellos, en esta tesis se ha elegido el realizado en (Strub et al. 2005), mediante el acoplamiento de una máquina de Carnot versátil al proceso de transmisión de calor a través de la pared.

Esa máquina térmica opera de manera ideal entre la temperatura superficial interior y la temperatura superficial exterior, siendo capaz en todo momento de compensar exactamente el flujo de calor q_{si} que se transmite a través de la pared, con objeto de mantener la temperatura interior en el valor de consigna establecido.

Dependiendo de las temperaturas interior y exterior, esa máquina ideal trabajará como una enfriadora o como una bomba de calor, pudiéndose comportar incluso como una máquina motora (produciendo trabajo en lugar de consumirlo), como a continuación se demuestra.

Si se superponen las gráficas de los perfiles de temperatura (Figura 2.2) y de flujos de calor (Figura 2.3) y se consideran los respectivos signos de la diferencia de temperaturas $T_{si} - T_{se}$, y del flujo de calor q_{si} , se observa que existen 4 zonas diferentes (Figura 2.4):

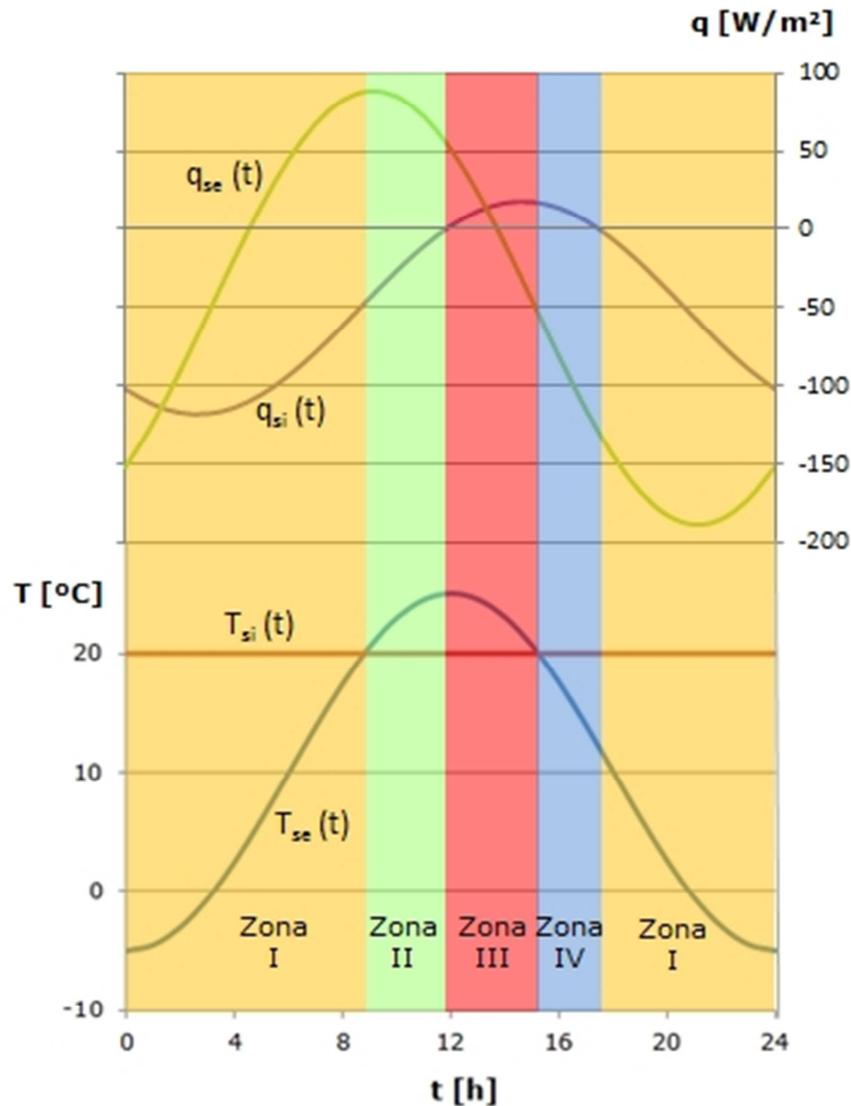


Figura 2.4 – Situaciones posibles en función del signo del flujo de calor q_{si} y la diferencia de temperaturas entre la superficie interior y exterior.

Zona I: $q_{si} < 0$ y $T_{si} > T_{se}$; Se trata de la situación habitual en invierno. La pared extrae calor del interior cuando la temperatura interior es mayor que la exterior. Para mantener la temperatura T_{si} constante la máquina debe extraer calor del foco frío (exterior) y cederlo al foco caliente (interior). La máquina se comportará como una bomba de calor, consumiendo una cierta cantidad de trabajo.

Zona II: $q_{si} < 0$ y $T_{si} < T_{se}$; La pared extrae calor del interior aunque la temperatura exterior es más alta que la interior. Para mantener la temperatura T_{si} constante la máquina debe extraer calor del foco caliente (el ambiente exterior) y cederlo al frío

(ambiente interior). La máquina térmica se comportará como una máquina motora, produciendo teóricamente una cierta cantidad de trabajo.

Zona III: $q_{si} > 0$ y $T_{si} < T_{se}$; Se trata de la situación habitual en verano. La pared cede calor al interior cuando fuera la temperatura es más alta que en el interior. Para mantener la temperatura T_{si} constante la máquina térmica debe extraer calor del foco frío (el ambiente interior) y cederlo al caliente (ambiente exterior). Se comportará como una máquina frigorífica, consumiendo una cierta cantidad de trabajo.

Zona IV: $q_{si} > 0$ y $T_{si} > T_{se}$; La pared cede calor al interior aunque la temperatura interior es mayor que la exterior. En esta situación, para mantener la temperatura T_{si} constante la máquina térmica debe extraer calor del foco caliente (el ambiente interior) y cederlo al frío (ambiente exterior). La máquina se comportará como una máquina térmica motora, siendo teóricamente capaz de producir una cierta cantidad de trabajo.

En la siguiente Figura 2.5 se representan de manera esquemática las cuatro situaciones posibles.

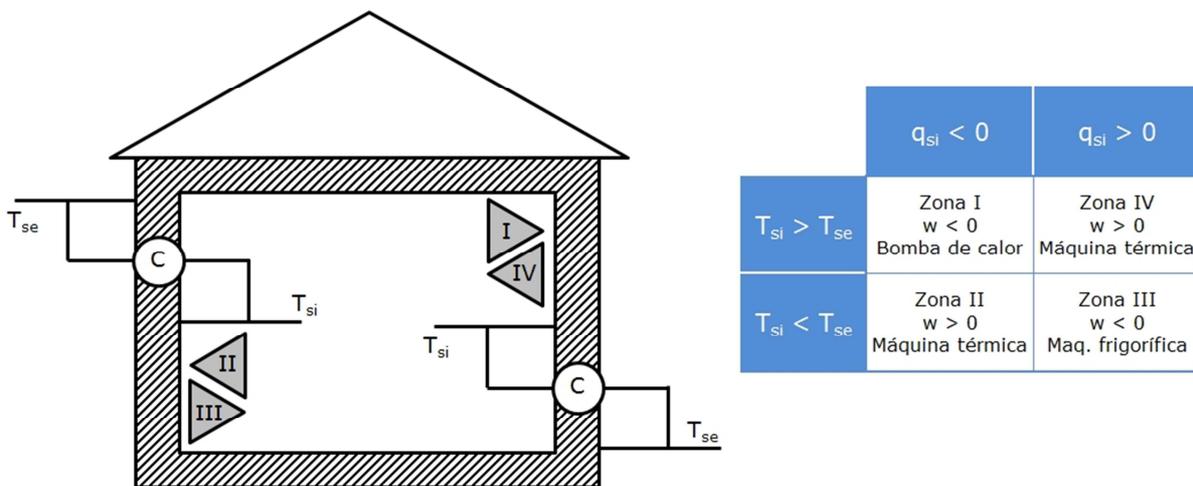


Figura 2.5 – Representación esquemática de los cuatro modos de funcionar de la máquina de Carnot.

Desde el punto de vista del confort, se observa que las situaciones que no son favorables para dicho confort (por ejemplo, la pared cede calor al exterior cuando el aire exterior está más frío) suponen un consumo de trabajo. Por el contrario, situaciones favorables (por ejemplo la pared extrae calor del interior, cuando el exterior está más caliente) suponen una producción de trabajo.

La aplicación del rendimiento de Carnot para cada uno de los cuatro casos, conduce a una expresión única para la potencia instantánea necesaria para compensar el flujo de calor q_{si} . Dicha expresión viene dada por la eq. 2.18, donde las temperaturas superficiales interior y exterior, T_{si} y T_{se} , van expresadas en Kelvin.

$$w(t) = q_{si}(t) \cdot \left(1 - \frac{T_{se}(t)}{T_{si}(t)} \right) \quad \text{eq. 2.18}$$

Para el caso concreto analizado, esa función adopta los siguientes valores:

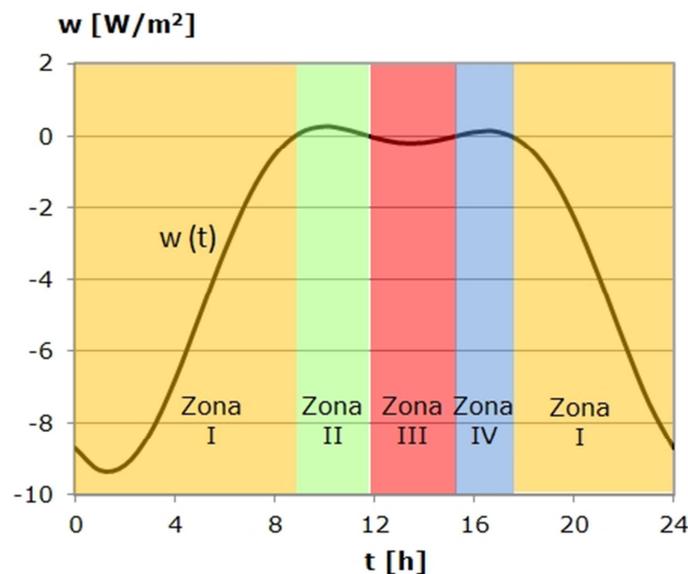


Figura 2.6 – Potencia instantánea $w(t)$, distinguiendo las 4 zonas de funcionamiento.

Para poder comparar diferentes paredes entre sí, resulta interesante integrar la potencia a lo largo de todo el ciclo, considerando de esta manera el peso relativo de cada una de las cuatro zonas. La variable así obtenida, tomada con signo positivo, constituye el denominado *trabajo consumido neto*. Dicha variable representa una medida de cómo la inercia de la pared produce un desfase entre la temperatura exterior y el flujo de calor interior. Cuanto más pequeño sea el valor de dicho trabajo consumido, más favorable es el desfase producido con respecto a las condiciones climáticas, es decir, mejor aprovechamiento se está haciendo de la inercia.

El trabajo consumido neto dependerá de la inercia y de la transmitancia térmica de la pared. Siguiendo con el ejemplo anterior, si se mantiene el espesor y la conductividad térmica (lo que equivale a mantener la transmitancia térmica) se puede observar la

dependencia con la inercia variando simplemente su capacidad calorífica (ver Figura 2.7). Por su parte, manteniendo la conductividad térmica constante, la dependencia con la transmitancia se puede establecer en función de su espesor. En la Figura 2.8 se muestran los resultados obtenidos para una pared con $\lambda = 1 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ y diferentes capacidades térmicas, sometida a la variación de temperatura superficial anterior.

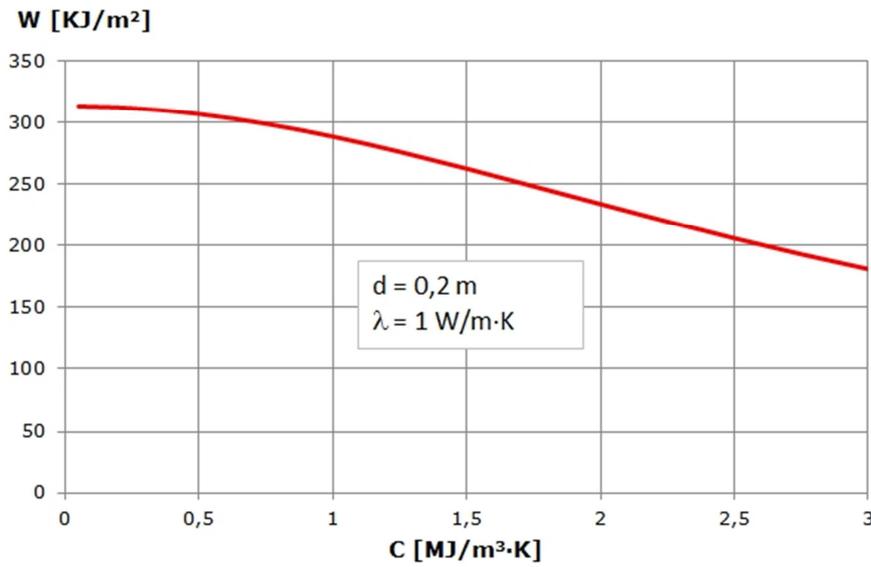


Figura 2.7 – Trabajo consumido neto en 24 horas en función de la inercia.

De la gráfica, se deduce que la tendencia es un menor trabajo consumido neto a medida que aumenta la inercia. No obstante, como se comenta posteriormente, esta tendencia no es extrapolable a todos los espesores.

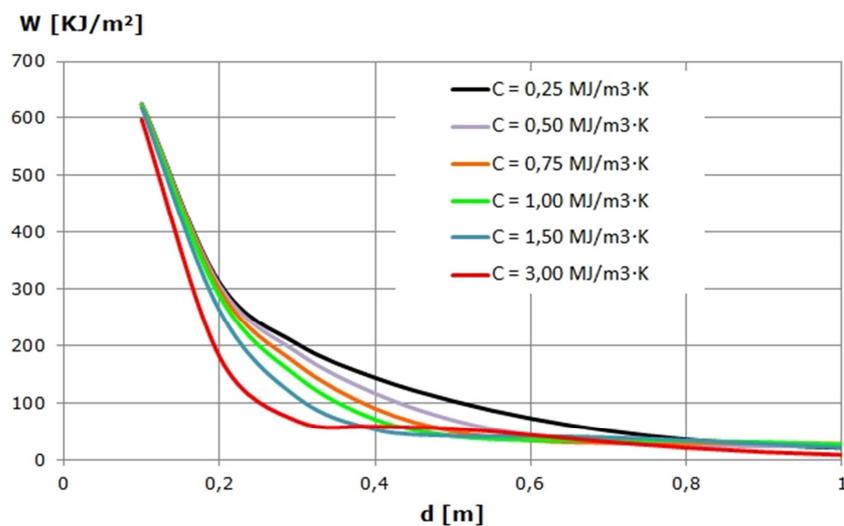


Figura 2.8 – Trabajo consumido neto durante 24 horas en función del espesor d.

Como se puede apreciar en la figura anterior, en la zona de espesores muy pequeños (baja capacidad aislante) lo que condiciona el valor del trabajo consumido neto es fundamentalmente la resistencia térmica, reduciéndose rápidamente a medida que aumenta el espesor. A partir de $d = 0,2$ m, la influencia de la inercia ya es notable (diferencias de 100 kJ/m^2 entre $C=0,25$ y $C=3 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$), siendo menor el trabajo consumido neto cuanto mayor es la inercia.

No obstante, esa tendencia no se mantiene. A partir de $d \cong 0,4$ m, el mínimo trabajo consumido neto no se produce en la pared de mayor inercia, sino que se produce en paredes con capacidades caloríficas cada vez más pequeñas, llegando hasta valores de $C = 1 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$ en paredes de espesor en torno a $0,7$ m (ver Figura 2.9).

Este fenómeno se debe a que las paredes muy gruesas con una elevada capacidad calorífica presentan un desfase excesivamente grande, superando el valor óptimo, (máximo flujo de pérdida de calor en el instante en el que la temperatura exterior es máxima). Debido a ello, el flujo de calor en ningún momento deja de ser negativo, es decir, no llega a invertirse el flujo puesto que la superficie interior no es capaz de detectar que existen momentos en los que la temperatura exterior es superior a la interior.

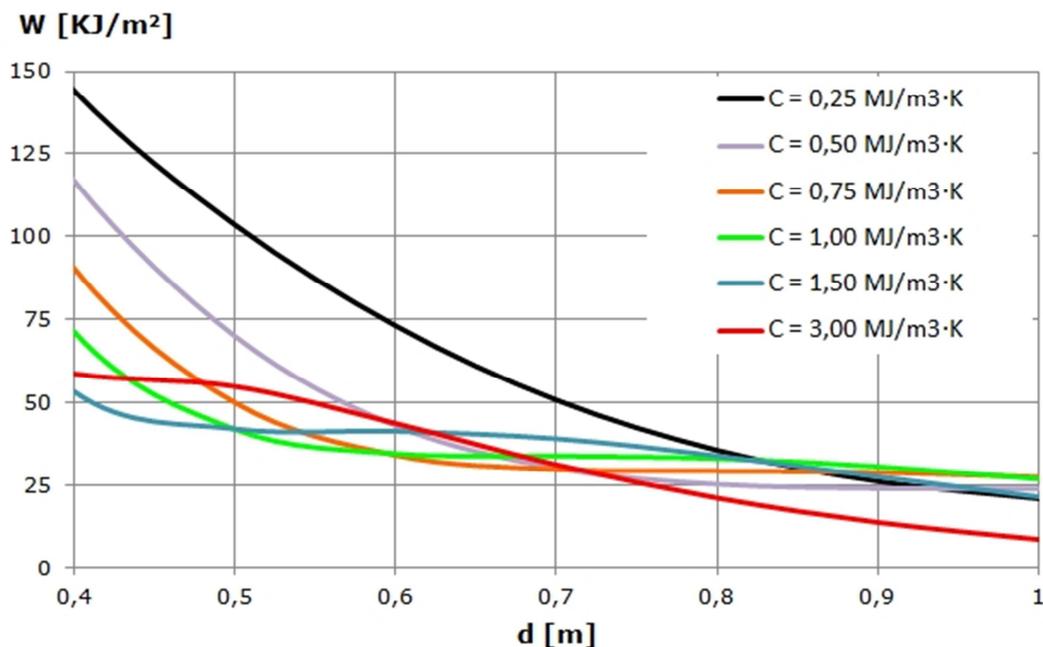


Figura 2.9 – Trabajo consumido neto durante 24 horas en función del espesor d para distintos valores de capacidad calorífica (Detalle para espesores superiores a $0,4$ m)

Para grandes espesores, la tendencia vuelve a ser la del principio. Como ninguna pared, presenta inversión del flujo de calor, los mínimos valores de trabajo consumido neto se vuelven a dar en orden decreciente de capacidades caloríficas.

Todo lo anterior, pone de manifiesto la importancia de la inercia desde el punto de vista de la eficiencia energética, el confort y el ahorro. A la hora de diseñar los edificios surgen por lo tanto dos opciones: en la primera, siguiendo criterios de eficiencia energética, se seleccionarán paredes cuyas características dinámicas combinadas con su transmitancia térmica, den lugar al mínimo trabajo consumido neto con un coste económico aceptable. En la segunda, siguiendo criterios económicos, se buscarán aquellas paredes en las que el coste total (debido al trabajo consumido y al propio de la pared) sea el mínimo posible.

2.4 Enfoque exergético

El análisis del ejemplo anterior combina el primer y segundo principio de la termodinámica, pero no explícitamente la metodología basada en la exergía. El análisis desde un punto de vista exergético requiere la combinación del balance de energía y del balance de entropía. Termodinámicamente hablando, una pared se puede considerar como un sistema cerrado, ya que intercambia energía (en forma de calor) pero no intercambia masa (la difusión de masa a través de la pared es prácticamente nula).

En la Figura 2.10 se muestran los flujos de energía, entropía y exergía que en régimen estacionario entran y salen de un sistema formado por un cerramiento de un edificio. En régimen estacionario las cantidades de energía que entran y salen son las mismas de acuerdo a la ley de conservación de la energía. Por su parte, al existir una diferencia finita de temperaturas, el flujo de entropía que sale deberá ser mayor que el que entra según la ley de incremento de la entropía. Finalmente, la cantidad de exergía que sale es menor que la que entra, ya que dentro del sistema hay un consumo de exergía para producir entropía.

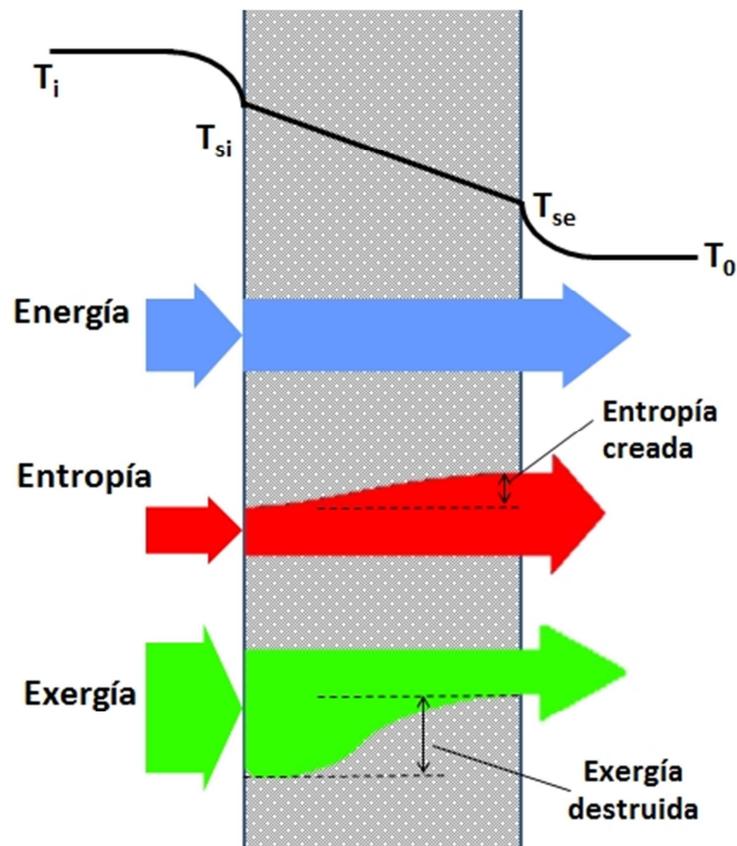


Figura 2.10 – Flujos de energía, entropía y exergía en una pared en régimen estacionario.
Adaptado de (Dovjak 2012)

En régimen dinámico en cambio, se produce un almacenamiento de energía en la pared. La ecuación del balance de energía por unidad de área para la pared de la figura anterior resulta:

$$\frac{du(t)}{dt} = q_{si}(t) - q_{se}(t) \quad \text{eq. 2.19}$$

donde $du(t)/dt$ representa la velocidad de variación de la energía contenida en la pared en el instante de tiempo considerado. Esa velocidad de variación es debida a la diferencia entre los flujos de calor en la superficie interior q_{si} y en la superficie exterior q_{se} .

Esos flujos de calor, llevan asociados unos flujos de exergía, así como una destrucción de exergía como consecuencia de las inevitables irreversibilidades. Planteando el balance de exergía en régimen dinámico, resulta (Shukuya 2013):

$$\frac{db(t)}{dt} = b_{q,si}(t) - b_{q,se}(t) - \delta b(t) \quad \text{eq. 2.20}$$

donde para el instante de tiempo considerado, $db(t)/dt$ representa la velocidad de variación en la exergía contenida en la pared, $b_{q,si}(t)$ y $b_{q,se}(t)$ son respectivamente los flujos de exergía asociados a los flujos de calor en la superficie interior $q_{si}(t)$ y exterior $q_{se}(t)$ (ver eq. 2.21 y eq. 2.22). Por su parte, $\delta b(t)$ representa el flujo de exergía destruida.

$$b_{q,si}(t) = \left(1 - \frac{T_0(t)}{T_{si}(t)}\right) \cdot q_{si}(t) \quad \text{eq. 2.21}$$

$$b_{q,se}(t) = \left(1 - \frac{T_0(t)}{T_{se}(t)}\right) \cdot q_{se}(t) \quad \text{eq. 2.22}$$

Integrando a lo largo de un periodo de tiempo, la eq. 2.20 se puede expresar como:

$$\Delta b = b_{q,si} - b_{q,se} - I \quad \text{eq. 2.23}$$

La interpretación física de la ecuación anterior es que de toda la exergía aportada por el ambiente interior a la pared ($b_{q,si}$), una parte se almacena (ΔB), otra parte se cede al exterior ($b_{q,se}$), mientras que el resto se destruye debido a las irreversibilidades (I).

Esa exergía que el ambiente interior aporta a la pared deberá ser compensada por los sistemas energéticos del edificio. En efecto, en invierno el sistema de calefacción deberá ser el encargado de compensar (aportar) al ambiente interior (más caliente que el exterior) la exergía que se pierde por transmisión a través de las paredes, para mantener las condiciones interiores dentro del rango establecido por el usuario. Esa exergía ha sido denominada por algunos autores "*exergía caliente*" (Nishikawa and Shukuya 1999; Shukuya and Hammache 2002; Shukuya 1994; Shukuya 1996; Shukuya 2009). Por su parte, en verano el sistema de climatización será el encargado de aportar

la exergía necesaria para compensar la pérdida de exergía que se produce en el ambiente interior (a menor temperatura que el ambiente) como consecuencia de los flujos de calor entrantes (flujo de exergía saliente) a través de las paredes. Esta exergía aportada, ha sido denominada por los autores anteriores “*exergía fría*” para distinguirla de la aportada en condiciones de invierno.

Tal y como se comprueba a continuación, esa exergía que tiene que aportar el sistema energético (sea de calefacción o climatización) es equivalente al trabajo de una máquina de Carnot ideal trabajando entre las temperaturas del ambiente interior (T_i) y del ambiente exterior (T_0).

Dicho trabajo, de manera similar a la eq. 2.18 vista anteriormente, vendrá dada por:

$$W_{Carnot} = q_{si} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) \quad \text{eq. 2.24}$$

Por su parte, tomando como referencia la eq. 2.21, el flujo de exergía $b_{q,si}$ que transmite el ambiente a la pared viene dada por la expresión siguiente:

$$b_{q,si} = \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) q_{si} \quad \text{eq. 2.25}$$

Comparando ambas expresiones se observa que ambos términos son idénticos. Es decir, para mantener la exergía del aire contenido en el local en un valor constante, la exergía aportada por la máquina debe compensar la pérdida de exergía a través de la pared.

La equivalencia anterior permite que el análisis realizado anteriormente desde un punto de vista “clásico” para el trabajo consumido neto $w(t)$, pueda realizarse tomando como variable la exergía total transmitida a través de la pared.

Atendiendo al sentido de los flujos de calor, las temperaturas y el flujo de exergía $b_{q,si}$, existirán 4 situaciones posibles (ver Figura 2.11), de manera análoga a la situación anterior.

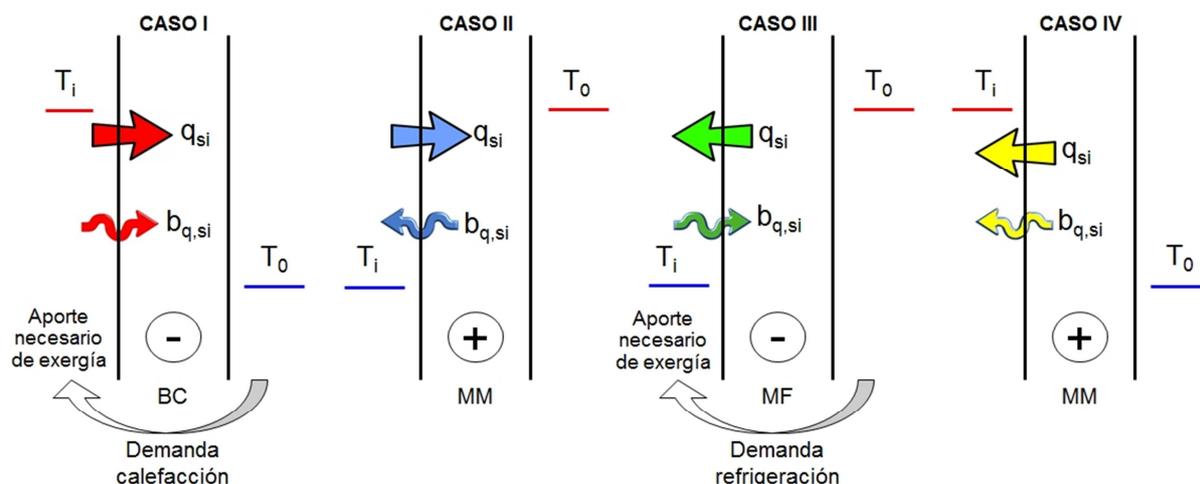


Figura 2.11 – Posibles situaciones de comportamiento de la pared. Leyenda: BC = Bomba de calor; MM = Máquina motora; MF = Máquina Frigorífica.

En dos de ellas la exergía es transmitida desde el aire interior a la pared (casos I y III). Estas situaciones obligan al sistema energético, sea bomba de calor o máquina frigorífica, a reponer la exergía perdida y por lo tanto no son deseables desde el punto de vista de la eficiencia energética del edificio.

Por el contrario, en las otras dos situaciones (casos II y IV) es la pared la que devuelve parte de la exergía que el aire le había cedido anteriormente. Estas situaciones sí son deseables desde el punto de vista de la eficiencia energética, ya que permiten mantener el nivel deseado de exergía sin la necesidad de un aporte externo (trabajo consumido por el equipo energético correspondiente).

A medida que transcurre el tiempo, la pared va pasando por todas las situaciones anteriores dependiendo de la inercia de la misma y de las condiciones climáticas. Si se realizase un estudio paramétrico de $b_{q,in}$ en función de la transmitancia térmica de la pared, o en función de la capacidad calorífica de la misma, se obtendrían las mismas gráficas obtenidas por el método clásico (ver Figura 2.7, Figura 2.8 y Figura 2.9), por lo que las conclusiones anteriormente obtenidas son totalmente extrapolables al planteamiento exergético.

Por todo lo expuesto, la exergía puede ser un parámetro muy interesante a la hora de diseñar edificios energéticamente eficientes. Para ello, habrá que elegir paredes con una transmitancia térmica y unas características dinámicas que minimicen la exergía

transmitida neta a través de la pared, o dicho de otra manera, que minimicen la exergía que es necesario aportar al aire interior con el correspondiente sistema energético.

3 Balances de exergía en cerramientos.

Una vez demostrada la validez y el interés del análisis exergético como criterio de diseño en la mejora de la eficiencia energética de los edificios, conviene analizar en detalle las transferencias de exergía que se producen a través de la envolvente de los edificios y los ambientes exterior e interior.

Los cerramientos que forman la envolvente de un edificio se ven sometidos a un conjunto de fenómenos físicos, entre los que se encuentran los mecanismos de transferencia de calor por conducción, convección y radiación, tanto de longitud de onda corta como de onda larga. El análisis de esos fenómenos se ve complicado debido a que la radiación solar, la temperatura exterior, la del cielo y la del suelo varían a lo largo del día y a lo largo del año. Esas variaciones cíclicas influyen en mayor o menor medida en las temperaturas de los cerramientos (cubierta, solera, fachadas) del edificio, con su correspondiente efecto en la variación de las temperaturas superficiales interiores.

El valor de dichas temperaturas vendrá condicionado por las características térmicas de los materiales usados (conductividad térmica, capacidad calorífica, absorptividad, emisividad, etc.). Otro factor que afecta a las temperaturas es la radiación solar incidente sobre las fachadas y la cubierta, provocando una elevación de su temperatura, mientras que la parte de radiación que atraviesa las ventanas hace lo mismo con las temperaturas del suelo y las superficies interiores. Además, en el interior existe un intercambio de radiación de onda larga entre las paredes, ocupantes, muebles, equipamiento eléctrico, iluminación, etc.

Todo ello hace que la temperatura del aire aumente o disminuya por convección. Si además existe un equipo de acondicionamiento, la temperatura variará en función de la consigna o la programación prevista.

En todos los mecanismos descritos anteriormente, conducción, convección y radiación, aparece siempre una transferencia de entropía acompañada de la generación de entropía debida al intercambio de energía térmica.

Combinando adecuadamente esos intercambios de energía y entropía junto con la temperatura del entorno se obtienen los intercambios de exergía así como la destrucción de exergía que los acompaña. En la Figura 2.12 se muestran de manera gráfica los diferentes intercambios de exergía.

En los siguientes apartados se analizan con más detalle las transferencias de exergía debidas a los tres mecanismos: conducción, convección y radiación, obteniendo expresiones para los flujos de exergía y las destrucciones de exergía que conllevan los diferentes procesos que tienen lugar. Esas ecuaciones serán la base de los cálculos para las simulaciones descritas en los capítulos posteriores.

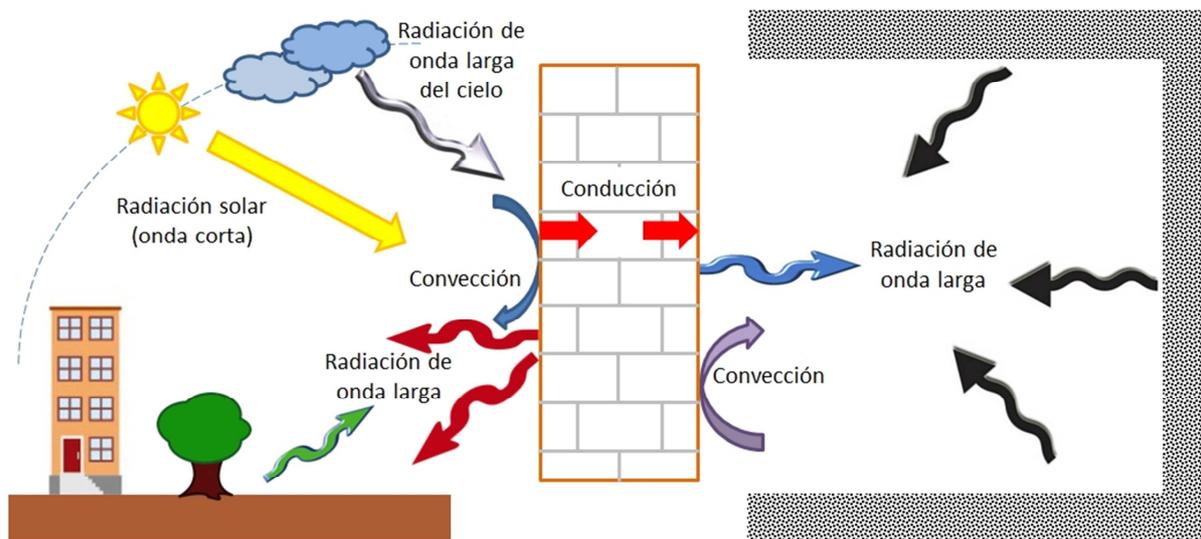


Figura 2.12 – Transferencia de exergía por conducción, convección y radiación en un cerramiento exterior. Adaptado de (Shukuya 2013).

3.1 Transferencia de exergía por conducción.

Se va a comenzar analizando la conducción a través de una pared como la de la Figura 2.13 cuyas temperaturas superficiales interior y exterior en un determinado instante son respectivamente T_{si} y T_{se} , siendo $T_{si} > T_{se}$.

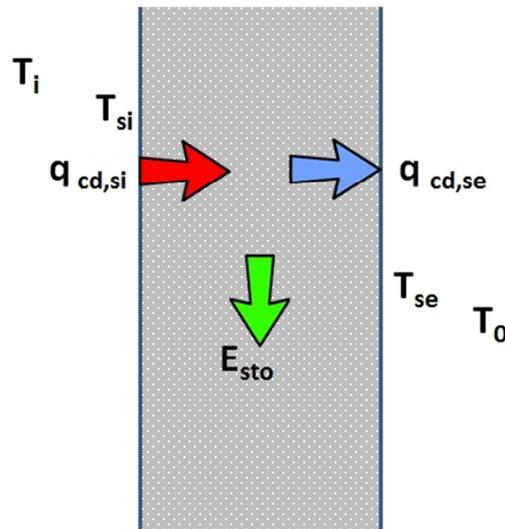


Figura 2.13 – Transferencia de calor por conducción en régimen dinámico en la pared.

El balance de conservación de la energía en régimen dinámico para la pared de la figura se puede plantear como un balance contable de la energía de la forma:

$$[\text{Energía que se almacena } (E_{sto})] = [\text{Energía que entra } (q_{cd,si})] - [\text{Energía que sale } (q_{cd,se})].$$

Esa energía almacenada se invierte en aumentar la energía interna de la pared. Por ello, recordando la eq. 2.19 vista anteriormente, el balance anterior se puede expresar por unidad de área en forma diferencial como:

$$\frac{du(t)}{dt} = q_{cd,si}(t) - q_{cd,se}(t) \quad \text{eq. 2.26}$$

La capacidad de almacenamiento de energía de los cerramientos depende de su capacidad calorífica. En consecuencia, para una pared formada por N capas el balance anterior puede expresarse como:

$$\sum_{j=1}^N c_j \cdot \rho_j \cdot \delta_j \cdot \frac{dT_j(t)}{dt} = q_{cd,si}(t) - q_{cd,se}(t) \quad \text{eq. 2.27}$$

Donde c_j , ρ_j y δ_j son respectivamente el calor específico [J/kg·K], la densidad en [kg/m³] y el espesor [m] de la capa j . Por su parte, dT_j representa la variación infinitesimal en la temperatura de la capa j [K] durante un incremento diferencial de tiempo dt [s].

Esos flujos de calor por conducción en la superficie interior y exterior, llevan asociados unas transferencias de entropía, de tal forma que estableciendo un balance se verificará (Shukuya 2013):

$$\frac{ds_{sto}(t)}{dt} = \frac{q_{cd,si}(t)}{T_{si}(t)} - \frac{q_{cd,se}(t)}{T_{se}(t)} + s_{g,cd}(t) \quad \text{eq. 2.28}$$

donde $ds_{sto}(t)/dt$ y $s_{g,cd}(t)$ representan para el instante de tiempo considerado la velocidad de variación de la entropía contenida en la pared por unidad de superficie y la velocidad de generación de entropía por unidad de superficie debida a la conducción dentro de la pared respectivamente.

Para una pared de N capas, la ecuación anterior se transforma en:

$$\sum_{j=1}^N \rho_j \cdot c_j \cdot \delta_j \cdot \frac{dT_j(t)}{dt} \left(\frac{1}{T_j(t)} \right) = \frac{q_{cd,si}(t)}{T_{si}(t)} - \frac{q_{cd,se}(t)}{T_{se}(t)} + \sum_{j=1}^N s_{g,cd,j}(t) \quad \text{eq. 2.29}$$

Si a la eq. 2.26 se le resta la eq. 2.28 previamente multiplicada por la temperatura ambiente T_0 , se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{du(t)}{dt} - T_0 \cdot \frac{ds_{sto}(t)}{dt} = \left(1 - \frac{T_0(t)}{T_{si}(t)} \right) \cdot q_{cd,si}(t) - \left(1 - \frac{T_0(t)}{T_{se}(t)} \right) \cdot q_{cd,se}(t) - T_0(t) \cdot s_{g,cd}(t) \quad \text{eq. 2.30}$$

Teniendo en cuenta que para una pared no existe variación de volumen, ni variación de energía potencial ni cinética, la velocidad de variación de la exergía almacenada en la pared por unidad de superficie vendrá dada por la expresión (Moran et al. 2010):

$$\frac{db_{sto}(t)}{dt} = \frac{du(t)}{dt} - T_0(t) \cdot \frac{ds_{sto}(t)}{dt} \quad \text{eq. 2.31}$$

Sustituyendo en la eq. 2.30.

$$\frac{ds_{sto}(t)}{dt} = \left(1 - \frac{T_0(t)}{T_{si}(t)}\right) \cdot q_{cd,si}(t) - \left(1 - \frac{T_0(t)}{T_{se}(t)}\right) \cdot q_{cd,se}(t) - T_0(t) \cdot s_{g,cd}(t) \quad \text{eq. 2.32}$$

Por lo que finalmente el balance de exergía para la pared se puede expresar de forma más compacta como:

$$\frac{db_{sto}(t)}{dt} = b_{q,cd,si}(t) - b_{q,cd,se}(t) - \delta b_{cd}(t) \quad \text{eq. 2.33}$$

donde $\delta b_{cd}(t)$ representa la velocidad de destrucción de exergía en la pared como consecuencia de las irreversibilidades de la transmisión de calor por conducción.

Para una pared formada por N capas, la ecuación anterior se transforma en:

$$\frac{db_{sto}(t)}{dt} = \sum_{j=1}^N \rho_j \cdot c_j \cdot \delta_j \cdot \frac{dT_j(t)}{dt} \left(1 - \frac{T_0(t)}{T_j(t)}\right) = b_{q,cd,si}(t) - b_{q,cd,se}(t) - \sum_{j=1}^N \delta b_{cd,j}(t) \quad \text{eq. 2.34}$$

siendo:

$$\delta b_{cd,j}(t) = T_0(t) \cdot s_{g,cd,j}(t) \quad \text{eq. 2.35}$$

La variación en la exergía almacenada en la pared a lo largo de un periodo (p.e. un día o un año) se puede obtener mediante integración de la eq. 2.33, obteniéndose una ecuación de la forma:

$$\Delta b = b_{q,cd,si} - b_{q,cd,se} - I_{cd} \quad \text{eq. 2.36}$$

El significado físico de la ecuación anterior es que del flujo de exergía que entra a la pared, una parte es destruida como consecuencia de las irreversibilidades, otra parte es almacenada en la pared y el resto sale de la misma.

Como se puede apreciar en las ecuaciones anteriores, la resolución de los balances obliga a conocer las temperaturas internas de las diferentes capas que forman la pared. El cálculo de esas temperaturas no es tan trivial y para poder llevarlo a cabo es necesario, o bien asumir alguna simplificación, o bien utilizar alguna técnica de resolución numérica.

3.2 Transferencia de exergía por convección.

El mecanismo de convección se presenta tanto en el lado interior como exterior del cerramiento. Surge debido a la diferencia de temperaturas existente entre la superficie del cerramiento y el ambiente en el que se encuentra. Debido a esta razón es un fenómeno que se produce únicamente dentro de la capa límite.

A pesar de que se presenta a ambos lados, desde un punto de vista cuantitativo existen algunas diferencias. En efecto, en el exterior de los edificios el movimiento del aire es debido fundamentalmente al viento. Por el contrario, en el interior de los espacios el movimiento del aire obedece generalmente a la convección natural que se genera por una diferencia de densidades asociada a la diferencia de temperaturas en las proximidades de la pared. Esta diferencia provoca que los coeficientes de convección interior, $h_{cv,i}$, y exterior, $h_{cv,e}$, sean muy diferentes (ver Tabla 2.1). Estas diferencias, aunque no tan acentuadas, se mantienen incluso en situaciones con sistema forzado de ventilación, ya que por motivos de confort la velocidad del aire es bastante más baja que la del viento.

Tabla 2.2 - Coeficientes de convección interior y exterior según la norma UNE-EN ISO 6946 (AENOR 2012)

Dirección del flujo de calor	$h_{cv,i}$ [W/m ² ·K]	$h_{cv,e}$ [W/m ² ·K]
Horizontal	2,5	20
Vertical ascendente	5	20
Vertical descendente	0,7	20

A pesar de esas diferencias, la manera de analizarlos matemáticamente es la misma. Sirva como ejemplo el siguiente caso, donde se considera la capa límite en la superficie interior de un cerramiento (ver Figura 2.14), siendo T_i y T_{si} respectivamente las temperaturas [K] del ambiente interior y de la superficie interior. Si se supone que $T_i > T_{si}$, el aire interior en la proximidad de la superficie interior, se enfriará, aumentando su densidad y en consecuencia tenderá a descender, activando el mecanismo de convección.

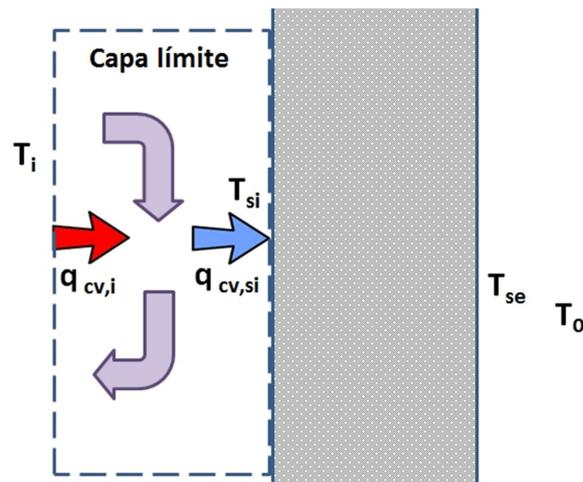


Figura 2.14 – Transferencia de calor por convección en la capa límite interior de la pared.

Teniendo en cuenta la baja inercia del aire, el análisis se puede realizar en régimen estacionario sin pérdida apreciable de precisión. El balance de energía en estas condiciones se reduce a:

$$q_{cv,i} = q_{cv,si} = q_{cv} \quad \text{eq. 2.37}$$

Dicho flujo de calor por convección [W/m²] puede expresarse matemáticamente mediante la ley de enfriamiento de Newton (Cengel and Ghajar 2011), en función del coeficiente de convección $h_{cv,i}$ y de la diferencia de temperaturas entre el ambiente interior y la superficie interior:

$$q_{cv} = h_{cv,i} \cdot (T_i - T_{si}) \quad \text{eq. 2.38}$$

En régimen estacionario el balance de entropía correspondiente resulta:

$$\frac{q_{cv,i}}{T_i} + s_{g,cv,i} = \frac{q_{cv,si}}{T_{si}} \quad \text{eq. 2.39}$$

Asimismo, siguiendo el mismo planteamiento que en conducción, el balance de exergía resulta en este caso:

$$q_{cv,i} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) - T_0 \cdot s_{g,cv,i} = q_{cv,si} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{si}}\right) \quad \text{eq. 2.40}$$

Expresión que de manera compacta se puede a su vez expresar como:

$$b_{q,cv,i} - \delta b_{cv,i} = b_{q,cv,si} \quad \text{eq. 2.41}$$

Despejando en la expresión anterior la destrucción de exergía asociada a la convección y considerando la eq. 2.37, la eq. 2.38 y la eq. 2.40 se llega finalmente a:

$$\delta b_{cv,i} = q_{cv,i} \cdot \left(\frac{T_0}{T_{si}} - \frac{T_0}{T_i}\right) = h_{cv,i} \cdot (T_i - T_{si}) \cdot \left(\frac{T_0}{T_{si}} - \frac{T_0}{T_i}\right) = T_0 \cdot h_{cv,i} \cdot \frac{(T_i - T_{si})^2}{T_i \cdot T_{si}} \geq 0 \quad \text{eq. 2.42}$$

Expresión que permite cuantificar la destrucción de exergía que se produce en el intercambio de calor por convección entre el aire y la superficie interior de un cerramiento..

La expresión para el caso de convección en la capa límite de una superficie exterior es análoga, sin más que sustituir las variables $h_{cv,i}$, T_i y T_{si} por $h_{cv,e}$, T_0 y T_{se} respectivamente.

3.3 Transferencia de exergía por radiación.

La transferencia de calor por radiación representa una parte muy importante de los intercambios de energía que se producen en los edificios. El cálculo de la exergía asociada a esa radiación térmica ha sido tradicionalmente un tema muy controvertido y que ha dado lugar a mucha discusión científica (Torio 2012). Prueba de ello son los diferentes enfoques y definiciones propuestas por diversos autores (Badescu 1998; Candau 2003; Jeter 1981; Petela 2003; Wright et al. 2002).

Por ello, a modo de recapitulación, comienza el apartado repasando la energía, la entropía y la exergía asociadas a la radiación. Más tarde se analiza el intercambio de exergía entre 2 superficies grises, para posteriormente extrapolarlo al caso de N superficies. Tras ello se aborda el cálculo de la destrucción de exergía asociada a la emisión y absorción de radiación. Finalmente, se discuten las diferentes expresiones existentes para el cálculo de la exergía de la radiación solar, justificando la expresión elegida en esta tesis.

3.3.1 Energía, entropía y exergía de la radiación

La energía emitida por radiación por una superficie a una determinada temperatura por unidad de área superficial y por unidad de tiempo, se suele denominar poder emisivo, densidad de emisión o flujo de emisión radiante. Se suele representar con la letra E y se expresa en $[W/m^2]$.

No obstante, la radiación que sale desde una determinada superficie no negra se compone tanto de la radiación emitida por dicha superficie como de la radiación emitida por otras superficies que es reflejada por la superficie considerada. El cálculo de la transferencia de calor por radiación entre superficies comprende la energía total de radiación que emana de una superficie, sin importar su origen. La variable que expresa

la velocidad a la cual la energía de radiación sale de una unidad de área de una superficie en todas sus direcciones se denomina radiosidad J y se expresa igualmente en $[W/m^2]$.

Para un cuerpo negro la radiosidad J es equivalente al poder de emisión E , ya que un cuerpo de este tipo absorbe toda la radiación incidente sobre él y no hay componente reflejada en la radiosidad. Cuando se trate de un cuerpo negro, se indicará mediante el subíndice “b” en las variables correspondientes. Igualmente, a lo largo de los siguientes apartados se usará el termino general “radiación” pudiendo significar poder de emisión o radiosidad dependiendo del contexto.

El poder emisivo comentado anteriormente cuantifica la suma de las energías emitidas en todo el rango de longitudes de onda del espectro electromagnético (desde $\lambda=0$ hasta $\lambda=\infty$). La cantidad de energía emitida en forma de radiación por un cuerpo a una temperatura absoluta T , por unidad de tiempo, por unidad de superficie y por unidad de longitud de onda en torno a la longitud de onda λ es lo que se conoce como poder de emisión espectral (E_{λ}) y se expresa en $[W/m^2 \cdot \mu m]$.

La expresión para calcular el poder de emisión espectral del cuerpo negro $E_{b,\lambda}$ fue desarrollada por Max Planck en 1901, en conjunción con su famosa teoría cuántica. Esta relación se conoce como ley de Planck y se expresa como (Cengel and Ghajar 2011):

$$E_{b,\lambda}(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5 [\exp(C_2 / \lambda T) - 1]} \quad \text{eq. 2.43}$$

siendo $C_1 = 2\pi^5 hc_0^2 / 15 = 3,74177 \times 10^{-16} W \cdot m^2$ y $C_2 = hc_0/k = 1,43878 \times 10^{-2} m \cdot K$ la primera y segunda constante de Planck respectivamente. Asimismo, $h = 6,6256 \cdot 10^{-34} J \cdot s$ es la constante de Planck, $c_0 = 2,9979 \cdot 10^8 m/s$ es la velocidad de la luz en el vacío, T es la temperatura absoluta de la superficie, λ es la longitud de onda de la radiación emitida y $k = 1,38065 \cdot 10^{-23} J/K$ es la constante de Boltzmann.

El interés de la expresión anterior es que permite determinar el poder emisivo del cuerpo negro, por integración en todo el espectro de longitudes de onda. Procediendo de esa manera, se obtiene la conocida como ley de Stefan-Boltzmann.

$$E_b(T) = \int_0^{\infty} E_{b,\lambda}(\lambda, T) \cdot d\lambda = \sigma \cdot T^4 \quad \text{eq. 2.44}$$

donde $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ es la constante de Stefan-Boltzmann.

Con base en la eq. 2.44 y asumiendo el modelo de superficie gris, el poder emisivo de un cuerpo gris de emisividad ε que se encuentra a una temperatura T vendrá dado por la siguiente fórmula (Petela 2010):

$$E(T) = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad \text{eq. 2.45}$$

El concepto de entropía para el calor, es aplicable también a la radiación. La entropía del calor transmitido por conducción o convección, se calcula como el calor intercambiado dividido por la correspondiente temperatura (ver eq. 2.28 y eq. 2.39). Esta circunstancia ha originado que en muchos textos termodinámicos sea frecuente encontrar la entropía de la radiación planteada de esta manera. Esto es, como el calor radiante intercambiado dividido por una temperatura superficial (Wright et al. 2002). Sin embargo, esa formulación es errónea, puesto que no considera el inevitable efecto de aumento de entropía durante los procesos irreversibles de emisión y absorción de radiación (Wright 2007; Petela 2010).

La manera adecuada es mediante la fórmula de Planck para la entropía de la radiación, obtenida a partir de la entropía del gas de fotones (Planck 1959). Esta formulación coincide con la propuesta posteriormente por (Petela 1964). Matemáticamente el flujo de entropía de la radiación del cuerpo negro, expresada en $[\text{W/m}^2 \cdot \text{K}]$, viene dado por:

$$s_{rad,b} = \frac{4}{3} \cdot \sigma \cdot T^3 \quad \text{eq. 2.46}$$

Introduciendo la emisividad superficial ε , puede determinarse la entropía s_{rad} del poder de emisión superficial de un cuerpo gris mediante:

$$s_{rad} = \varepsilon \cdot \frac{4}{3} \cdot \sigma \cdot T^3 \quad \text{eq. 2.47}$$

La obtención de la exergía $b_{rad,b}$ [W/m²] del flujo de emisión radiante de un cuerpo negro, fue propuesta por primera vez por Petela y se puede obtener a partir de los balances de energía y entropía aplicados al caso sencillo de la Figura 2.15.

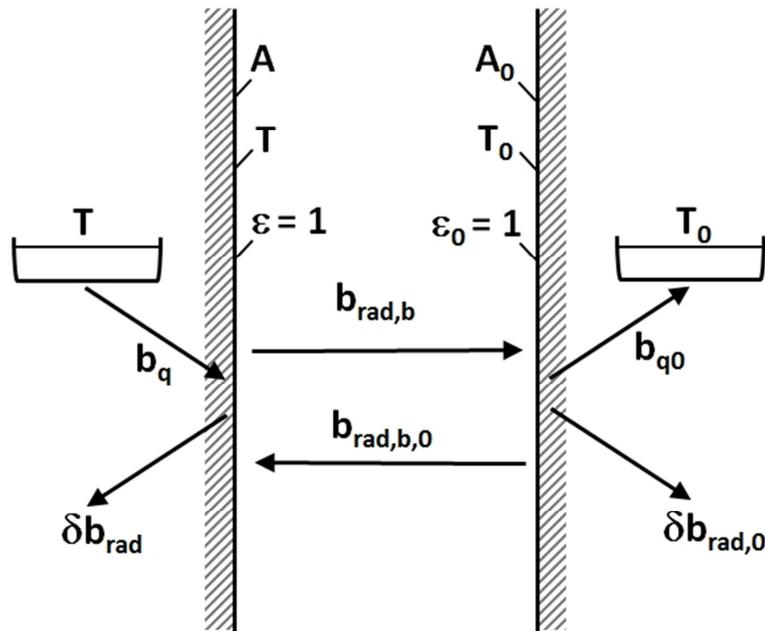


Figura 2.15 – Superficies paralelas radiantes. Adaptado de (Petela 1964).

El sistema analizado, está formado por dos superficies negras A y A₀, planas, infinitas, paralelas y enfrentadas entre sí, que encierran un espacio en el que se ha hecho vacío. De esta forma, el único intercambio de calor entre ellas será por radiación. Cada superficie está en contacto con un depósito térmico que mantiene la temperatura de la superficie constante. La superficie A₀ a temperatura T₀ representa el ambiente, mientras que la superficie A, a una temperatura arbitraria T, emite la radiación objeto de análisis.

La exergía del flujo de emisión radiante del cuerpo negro se puede obtener a partir del balance de exergía en estado estacionario para la superficie A.

$$b_{rad,b,0} + b_q = b_{rad,b} + \delta b_{rad} \quad \text{eq. 2.48}$$

donde $b_{rad,b}$ y $b_{rad,b,0}$ son las exergías de los flujos radiantes emitidos por A y A_0 respectivamente, b_q es la exergía asociada al calor aportado por el foco térmico a temperatura T y δb_{rad} representa la destrucción de exergía total debida a la irreversibilidad de la emisión y absorción de radiación por parte de la superficie A.

Teniendo en cuenta la definición de la exergía y que A_0 emite radiación a temperatura ambiente, se verificará:

$$b_{rad,b,0} = 0 \quad \text{eq. 2.49}$$

La exergía asociada al calor aportado por el foco térmico a su vez vendrá dada por:

$$b_q = q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad \text{eq. 2.50}$$

donde q, es el calor aportado [W/m^2] por el foco térmico a temperatura T. Ese calor es el que permite que A emita radiación y mantenga su temperatura T constante. Ese calor coincide asimismo con el calor intercambiado por radiación entre A y A_0 , y se puede calcular mediante el balance de energía en A y la ley de Stefan-Boltzmann (eq. 2.44).

$$q = \sigma \cdot (T^4 - T_0^4) \quad \text{eq. 2.51}$$

Planteando el correspondiente balance de entropía en régimen estacionario para la placa A:

$$\frac{ds}{dt} = 0 = \frac{q}{T} - s_{rad,b} + s_{rad,b,0} + s_{g,rad} \quad \text{eq. 2.52}$$

donde el término q/T representa la transferencia de entropía debido al calor absorbido procedente del foco térmico y $s_{g,rad}$ es la velocidad de generación de entropía debido a la emisión y absorción simultáneas de radiación que tiene lugar en A. Por su parte, los flujos de entropía radiante, $s_{rad,b}$ y $s_{rad,b,0}$ se calculan a partir de la eq. 2.46 vista anteriormente.

Por su parte, según la ley de Gouy-Stodola (Szargut 2005), la destrucción de exergía δb_{rad} vendrá dada por:

$$\delta b_{rad} = T_0 \cdot s_{g,rad} \quad \text{eq. 2.53}$$

Sustituyendo en el balance de exergía (eq. 2.48) las ecuaciones eq. 2.49 a eq. 2.53 y tras reordenar los términos se obtiene finalmente la exergía del flujo radiante de un cuerpo negro:

$$b_{rad,b} = \sigma \cdot \left[(T^4 - T_0^4) - \frac{4}{3} T_0 (T^3 - T_0^3) \right] \quad \text{eq. 2.54}$$

Dicha fórmula aparece en ocasiones de una manera más compacta (Petela 2010):

$$b_{rad,b} = \frac{\sigma}{3} (3T^4 + T_0^4 - 4T_0 \cdot T^3) \quad \text{eq. 2.55}$$

O a veces incluso puede aparecer (Petela 2003; Wright et al. 2002) expresada como:

$$b_{rad,b} = q \cdot \left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T} \right)^4 \right) \quad \text{eq. 2.56}$$

Para el caso de una superficie gris de emisividad ε , la exergía de la radiación resulta:

$$b_{rad} = \varepsilon \frac{\sigma}{3} (3T^4 + T_0^4 - 4T_0 \cdot T^3) \quad \text{eq. 2.57}$$

3.3.2 Intercambio de exergía entre superficies

Una de las principales dificultades de los problemas de radiación la constituye el cálculo de la energía o exergía radiante intercambiada entre diferentes superficies. Cuando el sistema está formado por superficies negras, el problema es relativamente sencillo,

debido a que únicamente existe emisión y absorción, no existiendo ninguna componente reflejada. En cambio cuando el sistema está formado por superficies grises, el problema se complica, ya que se requiere calcular las reflexiones de cada radiación emitida.

A pesar de esa mayor complejidad, los cálculos de los flujos de energía están perfectamente descritos en los libros de transmisión de calor (Cengel and Ghajar 2011; Incropera and DeWitt 2007; Lienhard 2006). Incluso en aquellas situaciones con emisividades altas, cercanas a la unidad, se puede obtener un valor aproximado con un error aceptable si se supone que no existe reflexión.

En cambio, el cálculo de los flujos de exergía no suele venir descrita, y además es algo más compleja. En cada flujo de exergía radiante que llega a una superficie opaca, habrá que considerar además de las componentes absorbida y reflejada, la parte restante que se destruye debido a las irreversibilidades, y todo ello en los múltiples procesos de emisión, reflexión, absorción y pérdidas que se producen en el intercambio radiante entre superficies grises.

En los siguientes párrafos se va a desarrollar la formulación del intercambio de exergía entre dos superficies grises a partir del ejemplo sencillo de la Figura 2.16 formado por dos superficies grises planas, 1 y 2, paralelas, infinitamente largas enfrentadas entre sí. Como la exergía de la radiación no depende del número de superficies, ni de la forma de las mismas, el sistema elegido no resta generalidad a las conclusiones que se obtengan.

Entre ambas superficies existe vacío por lo que no existen intercambios por conducción y convección. Las superficies son isotermas, y sus temperaturas T_1 y T_2 permanecen constantes gracias a la acción de sendos depósitos térmicos que aportan o retiran el calor necesario dependiendo de la superficie. Las emisividades, absorptividades y reflectividades de las superficies son ϵ_1 y ϵ_2 , α_1 y α_2 , y ρ_1 y ρ_2 respectivamente.

En la siguiente figura se muestran los flujos de energía que se producen entre ambas superficies. Para una mayor claridad, dichos flujos se han denotado con dos subíndices numéricos (i y j); el primero (i) expresa la superficie de origen de ese flujo (1 ó 2), mientras que el segundo (j) expresa la etapa (número de interacciones) en la que se encuentra dicha corriente.

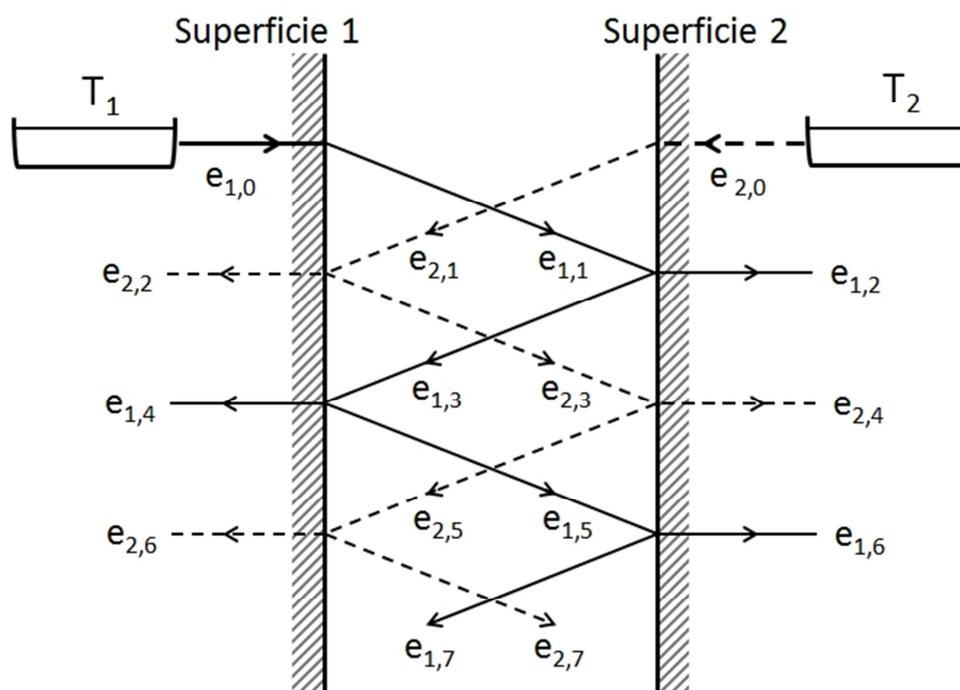


Figura 2.16 – Intercambios de energía por radiación entre las superficies 1 y 2

Así por ejemplo, considerando la superficie 1, la corriente $e_{1,0}$ representa el flujo de calor transmitido desde el foco térmico que se encuentra a temperatura T_1 a la superficie 1. La misma cantidad de energía es emitida desde la superficie 1 a la superficie 2 ($e_{1,0} = e_{1,1}$). La energía $e_{1,1}$ llega a la superficie 2 y una parte es absorbida ($e_{1,2}$) y el resto ($e_{1,3}$) es reflejada hacia la superficie 1. Esa fracción $e_{1,3}$ llega a la superficie 1 y es de nuevo parcialmente absorbida ($e_{1,4}$) y parcialmente ($e_{1,5}$) reflejada hacia la superficie 2. Estas absorciones y reflexiones parciales continúan de manera sucesiva, atenuándose las corrientes de energía.

El comportamiento que experimenta la energía emitida por la superficie 2 es análogo al descrito para la superficie 1. Considerando las propiedades ópticas de las superficies, cada uno de los diferentes flujos de energía [W/m^2] vienen dados por las siguientes expresiones matemáticas:

$$\begin{aligned}
 e_{1,0} &= e_{1,1} = \varepsilon_1 \cdot E_{b,1} = \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot T_1^4 & e_{2,0} &= e_{2,1} = \varepsilon_2 \cdot E_{b,2} = \varepsilon_2 \cdot \sigma \cdot T_2^4 \\
 e_{1,2} &= \alpha_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot E_{b,1} & e_{2,2} &= \alpha_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot E_{b,2} \\
 e_{1,3} &= \rho_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot E_{b,1} & e_{2,3} &= \rho_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot E_{b,2} \\
 e_{1,4} &= \alpha_1 \cdot \rho_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot E_{b,1} & e_{2,4} &= \alpha_2 \cdot \rho_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot E_{b,2} \\
 e_{1,5} &= \rho_1 \cdot \rho_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot E_{b,1} & e_{2,5} &= \rho_2 \cdot \rho_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot E_{b,2} \\
 e_{1,6} &= \alpha_2 \cdot \rho_1 \cdot \rho_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot E_{b,1} & e_{2,6} &= \alpha_1 \cdot \rho_2 \cdot \rho_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot E_{b,2} \\
 e_{1,7} &= \rho_1 \cdot \rho_2^2 \cdot \varepsilon_1 \cdot E_{b,1} & e_{2,7} &= \rho_2 \cdot \rho_1^2 \cdot \varepsilon_2 \cdot E_{b,2} \\
 \dots & & \dots &
 \end{aligned}
 \tag{eq. 2.58}$$

El flujo de energía e_1 absorbida por la superficie 2, será la suma de las fracciones $e_{1,2}, e_{1,6}, \dots$

$$e_1 = \alpha_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot E_{b,1} \cdot (1 + \rho_1 \cdot \rho_2 + \rho_1^2 \cdot \rho_2^2 + \dots)
 \tag{eq. 2.59}$$

Los términos entre paréntesis conforman una progresión geométrica de razón $\rho_1 \cdot \rho_2$, por lo que e_1 resulta finalmente:

$$e_1 = \alpha_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot E_{b,1} \cdot \frac{1}{1 - \rho_1 \cdot \rho_2}
 \tag{eq. 2.60}$$

De manera análoga, e_2 resulta:

$$e_2 = \alpha_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot E_{b,2} \cdot \frac{1}{1 - \rho_1 \cdot \rho_2}
 \tag{eq. 2.61}$$

A partir de las expresiones de la eq. 2.60 y la eq. 2.61, la energía neta e_{1-2} intercambiada entre las superficies 1 y 2 será:

$$e_{1-2} = e_1 - e_2 = (\alpha_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot T_1^4 - \alpha_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \sigma \cdot T_2^4) \cdot \frac{1}{1 - \rho_1 \cdot \rho_2}
 \tag{eq. 2.62}$$

Teniendo en cuenta que para una superficie opaca se verifica $\alpha + \rho = 1$, y que según la ley de Kirchoff $\alpha = \varepsilon$, la ecuación anterior resulta finalmente:

$$e_{1-2} = \varepsilon_{1-2} \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{eq. 2.63}$$

donde

$$\varepsilon_{1-2} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad \text{eq. 2.64}$$

De manera similar a lo planteado para el intercambio de energía, se puede plantear el intercambio de exergía. En la siguiente figura se representan los diferentes flujos de exergía que se producen. La notación adoptada, basada de nuevo en los dos subíndices numéricos, i y j , tiene el mismo significado que en el caso anterior. Para una mayor claridad se ha omitido el subíndice “rad” en todos los términos.

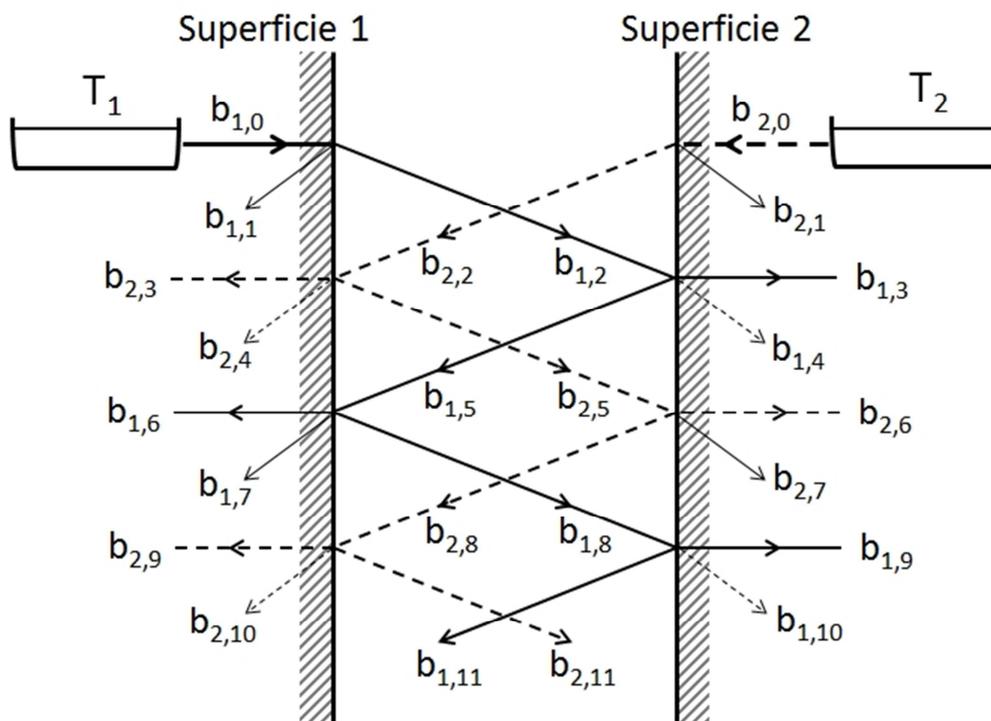


Figura 2.17 – Intercambios de exergía por radiación entre las superficies 1 y 2

Para la destrucción de exergía se ha decidido mantener la notación δb para la destrucción de exergía total, suma de todas las destrucciones de exergía individuales que se producen. Esas destrucciones de exergía individuales se han denotado de manera similar al resto de flujos de exergía, es decir b_{ij} , para poder identificar de manera más clara el origen de cada término.

Así por ejemplo, considerando de nuevo la superficie 1, la corriente $b_{1,0}$ representa la exergía asociada al calor transmitido desde el foco térmico a temperatura T_1 a la superficie 1.

Gracias a esa exergía, la superficie 1 es capaz de emitir exergía ($b_{1,2}$), aunque con una inevitable destrucción de exergía ($b_{1,1}$). De la exergía $b_{1,2}$ que llega a la superficie 2, una parte es absorbida ($b_{1,3}$), otra parte ($b_{1,5}$) es reflejada de nuevo hacia la superficie 1 y el resto ($b_{1,4}$) es destruido como consecuencia de las irreversibilidades que se producen en la superficie 2. La fracción $b_{1,5}$ llega a la superficie 1 y es de nuevo parcialmente absorbida ($b_{1,6}$), parcialmente ($b_{1,8}$) reflejada hacia la superficie 2 y el resto es destruido debido a las irreversibilidades que se producen en la superficie 1. Estas absorciones, reflexiones y destrucciones parciales continúan de manera sucesiva, atenuándose las corrientes de exergía. En el caso de la exergía emitida por la superficie 2 el proceso es totalmente análogo.

En este caso los diferentes flujos de exergía [W/m^2] vienen dados por las expresiones de la página siguiente.

$$\begin{aligned}
 b_{1,0} &= \varepsilon_1 \cdot E_{b,1} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) & b_{2,0} &= \varepsilon_2 \cdot E_{b,2} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) \\
 b_{1,1} &= b_{1,0} - b_{1,2} & b_{2,1} &= b_{2,0} - b_{2,2} \\
 b_{1,2} &= \varepsilon_1 \cdot b_{b,1} & b_{2,2} &= \varepsilon_2 \cdot b_{b,2} \\
 b_{1,3} &= \alpha_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot E_{b,1} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) & b_{2,3} &= \alpha_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot E_{b,2} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) \\
 b_{1,4} &= b_{1,2} - b_{1,3} - b_{1,5} & b_{2,4} &= b_{2,2} - b_{2,3} - b_{2,5} \\
 b_{1,5} &= \rho_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot b_{b,1} & b_{2,5} &= \rho_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot b_{b,2} \\
 b_{1,6} &= \alpha_1 \cdot \rho_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot E_{b,1} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) & b_{2,6} &= \alpha_2 \cdot \rho_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot E_{b,2} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) \\
 b_{1,7} &= b_{1,5} - b_{1,6} - b_{1,8} & b_{2,7} &= b_{2,5} - b_{2,6} - b_{2,8} \\
 b_{1,8} &= \rho_1 \cdot \rho_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot b_{b,1} & b_{2,8} &= \rho_2 \cdot \rho_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot b_{b,2} \\
 b_{1,9} &= \alpha_2 \cdot \rho_1 \cdot \rho_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot E_{b,1} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) & b_{2,9} &= \alpha_1 \cdot \rho_2 \cdot \rho_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot E_{b,2} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) \\
 b_{1,10} &= b_{1,8} - b_{1,9} - b_{1,11} & b_{2,10} &= b_{2,8} - b_{2,9} - b_{2,11} \\
 b_{1,11} &= \rho_1 \cdot \rho_2^2 \cdot \varepsilon_1 \cdot b_{b,1} & b_{2,11} &= \rho_1^2 \cdot \rho_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot b_{b,2} \\
 b_{1,12} &= \alpha_1 \cdot \rho_1 \cdot \rho_2^2 \cdot \varepsilon_1 \cdot E_{b,1} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) & b_{2,12} &= \alpha_2 \cdot \rho_1^2 \cdot \rho_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot E_{b,2} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) \\
 \dots & & \dots &
 \end{aligned}
 \tag{eq. 2.65}$$

Donde $b_{b,1}$ y $b_{b,2}$ se obtienen a partir de la eq. 2.55.

$$b_{b,1} = \frac{\sigma}{3} \cdot (3T_1^4 + T_0^4 - 4T_0 \cdot T_1^3) \quad b_{b,2} = \frac{\sigma}{3} \cdot (3T_2^4 + T_0^4 - 4T_0 \cdot T_2^3) \tag{eq. 2.66}$$

Tanto la exergía radiante total b_1 entregada a la superficie 2, como la exergía radiante total b_2 entregada a la superficie 1, serán de nuevo la suma de varias fracciones, que conforman una progresión geométrica de razón $\rho_1 \cdot \rho_2$. Por ello resulta finalmente:

$$b_1 = \alpha_2 \cdot \varepsilon_1 \cdot b_{b,1} \cdot \frac{1}{1 - \rho_1 \cdot \rho_2} \qquad b_2 = \alpha_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot b_{b,2} \cdot \frac{1}{1 - \rho_1 \cdot \rho_2} \qquad \text{eq. 2.67}$$

Considerando de nuevo que $\alpha + \rho = 1$ y $\alpha = \varepsilon$, así como las expresiones de la eq. 2.66 y eq. 2.67, la exergía radiante neta intercambiada entre las superficies 1 y 2, b_{1-2} será:

$$b_{1-2} = b_1 - b_2 = \varepsilon_{1-2} \cdot (b_{b,1} - b_{b,2}) = \varepsilon_{1-2} \cdot \sigma \cdot \left[T_1^4 - T_2^4 - \frac{4}{3} T_0 (T_1^3 - T_2^3) \right] \qquad \text{eq. 2.68}$$

Sustituyendo el valor de ε_{1-2} obtenido previamente en la eq. 2.64, resulta finalmente:

$$b_{1-2} = \frac{\sigma \cdot \left[T_1^4 - T_2^4 - \frac{4}{3} T_0 (T_1^3 - T_2^3) \right]}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \qquad \text{eq. 2.69}$$

Para aquellas situaciones más frecuentes, donde existen más de 2 superficies intercambiando radiación entre ellas, el cálculo se vuelve algo más complejo, sobre todo cuando las superficies no son negras. La radiación emitida por una superficie se propaga hasta que incide sobre otra, siendo entonces parcialmente reflejada y nuevamente re-reflejada y así sucesivamente, siendo así mismo parcialmente absorbida en cada contacto con una superficie. Resulta por lo tanto imposible tratar de seguir los haces de radiación a lo largo de estos complicados procesos, tal y como se ha hecho en el caso de 2 superficies. Afortunadamente no es necesario, ya que a lo largo de estos años se han desarrollado numerosos métodos para la resolución de los intercambios de radiación entre superficies. Entre ellos se encuentran por ejemplo los propuestos por Hottel (Hottel and Sarofim 1967), Sparrow (Sparrow and Cess 1966), Gebhart (Gebhart 1971) o Clark (Clark and Korybalski 1974).

Aunque básicamente todos ellos son equivalentes, se ha decidido utilizar el método de Gebhart por su simplicidad y adecuación a las herramientas empleadas en esta tesis.

El método se basa en el denominado factor de intercambio radiante o factor de Gebhart, G_{ij} , que representa la fracción de energía que siendo emitida por la superficie i , es absorbida por la superficie j . En esa fracción se incluyen todos los posibles caminos para llegar a la superficie j , es decir, el camino directo, así como aquellos caminos originados por una o varias reflexiones.

$$G_{ij} = \frac{Q_{ij}}{\varepsilon_i \cdot A_i \cdot \sigma \cdot T_i^4} \quad \text{eq. 2.70}$$

La transferencia de energía neta por unidad de tiempo en una superficie i de un recinto formado por N superficies, puede calcularse a partir de los factores de Gebhart como el balance neto entre la energía emitida y la energía absorbida:

$$Q_i = A_i \cdot \varepsilon_i \cdot \sigma \cdot T_i^4 - \sum_j^N A_j \cdot \varepsilon_j \cdot \sigma \cdot G_{ji} \cdot T_j^4 \quad \text{eq. 2.71}$$

Teniendo en cuenta la relación geométrica siguiente:

$$\varepsilon_i \cdot A_i \cdot G_{ij} = \varepsilon_j \cdot A_j \cdot G_{ji} \quad \text{eq. 2.72}$$

se puede expresar el calor neto intercambiado entre dos superficies i y j como:

$$Q_{ij} = \varepsilon_i \cdot A_i \cdot G_{ij} \cdot \sigma \cdot (T_i^4 - T_j^4) \quad \text{eq. 2.73}$$

Por su parte, planteando el balance de energía y usando los factores de visión, se pueden calcular los factores de Gebhart mediante la resolución del siguiente sistema de ecuaciones:

$$G_{ij} = F_{ij} \cdot \varepsilon_j + \sum_k^N F_{ik} \cdot (1 - \varepsilon_k) \cdot G_{kj} \quad \text{eq. 2.74}$$

Para el cálculo de los factores de visión, siguen siendo aplicables la regla de la suma, la regla de superposición, la relación de reciprocidad, el método de los hilos cruzados, así

como los gráficos y expresiones analíticas existentes en los libros de transmisión de calor.

En la ecuación anterior, el primer sumando del miembro de la derecha representa la fracción de energía que se propaga de manera directa sobre j y es absorbida. El sumatorio por su parte, representa la fracción de energía que llega a j tras sufrir al menos una reflexión. Así, la emisión de la superficie i que llega a la superficie k y es reflejada será $F_{ik} \cdot \rho_k = F_{ik} \cdot (1 - \epsilon_k)$. De esa parte, solamente la fracción G_{kj} llega a la superficie j.

En base a la definición de la eq. 2.70 se verificará al igual que ocurre con los factores de visión:

$$\sum_{j=1}^N G_{ij} = 1 \quad \text{eq. 2.75}$$

Una vez obtenidos los factores de Gebhart, se pueden determinar todos los componentes del intercambio por radiación. Así, el flujo de radiación emitida [W/m^2] por la superficie i se obtiene a partir de la ley de Stefan-Boltzmann como:

$$q_{rad,lw,emit,i} = \epsilon_{lw,i} \cdot \sigma \cdot T_i^4 \quad \text{eq. 2.76}$$

El flujo de radiación neta intercambiada q_i se obtiene a partir de la eq. 2.71, calculándolo por unidad de área.

La radiación absorbida por la superficie i se obtiene restando las dos ecuaciones anteriores. Expresándolo con signo positivo y omitiendo el subíndice “rad,lw” para una mayor claridad, resulta:

$$q_{abs,i} = q_{emit,i} - q_i \quad \text{eq. 2.77}$$

Por su parte, el intercambio de exergía en un recinto formado por superficies grises, resulta como mínimo igual de complejo que en el caso del intercambio de energía, ya que además de las componentes vistas anteriormente, hay que añadir la inevitable destrucción de exergía.

Afortunadamente, si se consideran las superficies grises y difusas, los coeficientes de la matriz de Gebhart puedan ser también utilizados para estudiar los balances de exergía.

Así pues, exergéticamente hablando, G_{ij} representa la fracción de exergía de radiación que siendo emitida por la superficie i es absorbida por la superficie j .

De esta forma, a partir de la eq. 2.57 y considerando dos superficies i y j , la parte de exergía de radiación emitida (emisión natural) por la superficie i ($b_{rad,lw, emit, i}$) que es absorbida en la superficie j será:

$$b_{rad,lw,i \rightarrow j} = G_{ij} \cdot b_{rad,lw,emit,i} = G_{ij} \cdot \varepsilon_i \cdot \frac{\sigma}{3} (3T_i^4 + T_0^4 - 4T_0 \cdot T_i^3) \quad \text{eq. 2.78}$$

De manera análoga, la emitida por j , absorbida en i será:

$$b_{rad,lw,j \rightarrow i} = G_{ji} \cdot b_{rad,lw,emit,j} = G_{ji} \cdot \varepsilon_j \cdot \frac{\sigma}{3} (3T_j^4 + T_0^4 - 4T_0 \cdot T_j^3) \quad \text{eq. 2.79}$$

Por lo que el intercambio de exergía de radiación por unidad de tiempo [W/m^2] entre ambas superficies, expresado por simplicidad como b_{ij} , resulta:

$$b_{ij} = G_{ij} \cdot \varepsilon_i \cdot \frac{\sigma}{3} [3(T_i^4 - T_j^4) - 4T_0 \cdot (T_i^3 - T_j^3)] \quad \text{eq. 2.80}$$

Finalmente, la exergía neta intercambiada por la superficie i se obtiene a partir de la expresión anterior como:

$$b_{rad,lw,i} = b_i = \sum_{j=1}^N b_{ij} = \sum_{j=1}^N G_{ij} \cdot \varepsilon_i \cdot \frac{\sigma}{3} [3(T_i^4 - T_j^4) - 4T_0 \cdot (T_i^3 - T_j^3)] \quad \text{eq. 2.81}$$

3.3.3 Destrucción de exergía debida a los intercambios de radiación.

La destrucción de exergía que tiene lugar en la superficie i , será la suma de dos contribuciones, tal y como se expresa en la ecuación siguiente:

$$\delta b_i = \delta b_{i,i} + \sum_{j \neq i} \delta b_{j,i} \quad \text{eq. 2.82}$$

El primero de los sumandos del miembro de la derecha de la ecuación anterior, representa la destrucción de exergía causada por la emisión de la superficie i ($b_{1,1}$ según la notación de la Figura 2.17) y la absorción de las fracciones de esa emisión que habiendo sido reflejadas por las superficies j son absorbidas por la superficie i ($b_{1,7}$, $b_{1,13}$, etc.). Por su parte, el segundo sumando del miembro de la derecha representa la destrucción de exergía causada por la absorción de las fracciones de la exergía emitida por las superficies j , que habiendo sido reflejadas por la superficie j terminan siendo absorbidas por la superficie i ($b_{2,4}$, $b_{2,10}$, etc.).

A modo de ejemplo se realiza el cálculo de las destrucciones de exergía para la situación de dos superficies grises vista anteriormente (ver Figura 2.17). Como se ha comentado, la destrucción de exergía en la superficie 1 será la suma de dos contribuciones: $\delta b_{1,1}$ y $\delta b_{2,1}$.

$$\delta b_1 = \delta b_{1,1} + \delta b_{2,1} \quad \text{eq. 2.83}$$

Con base en las expresiones de la eq. 2.65, se puede demostrar que esas destrucciones de exergía valen respectivamente (Petela 2010):

$$\delta b_{1,1} = \varepsilon_1 \cdot e_{b,1} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) \cdot \left(1 - \frac{\varepsilon_1 \cdot \rho_2}{1 - \rho_1 \cdot \rho_2}\right) - \frac{\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot b_{b,1}}{1 - \rho_1 \cdot \rho_2} \quad \text{eq. 2.84}$$

$$\delta b_{2,1} = \frac{\varepsilon_1}{1 - \rho_1 \cdot \rho_2} \left[\varepsilon_2 \cdot b_{b,2} - \varepsilon_2 \cdot e_{b,2} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) \right]$$

Para el cálculo de la destrucción de exergía en la superficie 2 el planteamiento es análogo.

$$\delta b_2 = \delta b_{2,2} + \delta b_{1,2} \quad \text{eq. 2.85}$$

$$\delta b_{1,2} = \frac{\varepsilon_2}{1 - \rho_1 \cdot \rho_2} \left[\varepsilon_1 \cdot b_{b,1} - \varepsilon_1 \cdot e_{b,1} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_2} \right) \right] \quad \text{eq. 2.86}$$

$$\delta b_{2,2} = \varepsilon_2 \cdot e_{b,2} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_2} \right) \cdot \left(1 - \frac{\varepsilon_2 \cdot \rho_1}{1 - \rho_1 \cdot \rho_2} \right) - \frac{\varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot b_{b,2}}{1 - \rho_1 \cdot \rho_2}$$

No obstante, cuando lo que se quiere obtener es la destrucción de exergía total, suma de las producidas en la superficie 1 y superficie 2, existe un método alternativo más sencillo que las fórmulas anteriores. Dicho método consiste en plantear el balance de exergía al proceso completo, considerando los focos térmicos. En este caso, la reducción de exergía que experimenta el foco térmico 1 es utilizada para aumentar la exergía del foco térmico 2 y compensar las inevitables pérdidas de exergía que se producen en ambas superficies (1 y 2). Matemáticamente:

$$e_{1-2} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right) = e_{1-2} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_2} \right) + \delta b_1 + \delta b_2 \quad \text{eq. 2.87}$$

Despejando la destrucción de exergía total:

$$\delta b = \delta b_1 + \delta b_2 = e_{1-2} \cdot T_0 \cdot \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) \quad \text{eq. 2.88}$$

Para el caso de 3 o más superficies, como se ha comentado en párrafos precedentes resulta inviable un planteamiento tan detallado como el mostrado en el ejemplo. Para esas situaciones, la manera más efectiva de calcular la destrucción de exergía en la superficie i es a partir del correspondiente balance de exergía.

Dicho balance plantea que la suma de la exergía radiante que llega a la superficie i procedente de todas las superficies, más la exergía asociada al flujo de calor neto q_i a la

temperatura T_i debe ser igual a la exergía radiante que sale de la superficie i más la destrucción de exergía δb_i asociada a las irreversibilidades. Matemáticamente se expresa como:

$$\sum_{j=1}^N G_{ji} \cdot b_j + q_i \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) = b_i + \delta b_i \quad i = 1, 2, \dots, N \quad \text{eq. 2.89}$$

Despejando de la ecuación anterior, se obtendría la destrucción de exergía. Como requisito previo es necesario haber calculado los factores de visión, los factores de Gebhart y resolver los intercambios tanto de energía como de exergía.

3.3.4 Exergía de la radiación solar

La radiación solar es la fuente de energía renovable más importante que existe en la tierra. Se trata de una fuente a una muy alta temperatura, que lamentablemente, es ineficientemente aprovechada debido a la gran degradación que sufre su energía. El límite máximo de aprovechamiento de la energía solar, es decir, la exergía de la radiación solar depende de su intensidad (q_{solar}), de la temperatura del sol (T_{sun}) y de la temperatura ambiente (T_0). La temperatura equivalente del sol (5777 K) es prácticamente constante a lo largo del año (Dincer, Midilli, Kucuk 2014), mientras que las otras dos variables dependen tanto de la ubicación como de la época del año.

Muchos investigadores a lo largo de las últimas décadas han tratado de cuantificar la exergía de la radiación solar (Petela 1964; Spanner 1964; Jeter 1981; Bejan 1997; Wright et al. 2000; Saitoh et al. 2003; Santarelli and Macagno 2004; Joshi, Dincer, Reddy 2009; Zamfirescu and Dincer 2009). Aunque todos ellos coinciden en que la radiación recibida desde el sol es rica en exergía, a la hora de cuantificarla a menudo discrepan (Petela 2010). Estas discrepancias han dado lugar a varios debates a lo largo de estos años (Bejan 1987; Wright et al. 2002; Petela 2003).

La expresión más sencilla de todas, es la propuesta en (Saitoh et al. 2003). Supone una conversión constante del 95 % de la radiación incidente en exergía.

$$b_{solar} = 0,95 \cdot q_{solar} \quad \text{eq. 2.90}$$

A pesar de su simplicidad, para esta tesis se ha descartado, y se ha preferido utilizar una expresión que dependa de las condiciones exteriores. De entre las posibles expresiones para el cálculo de la exergía de la radiación solar, hasta la fecha tres han sido las principalmente usadas. Dichas expresiones son:

- 1) La fórmula obtenida por Petela para la radiación térmica (Petela 1964).

$$b_{solar} = q_{solar} \cdot \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sun}} \right)^4 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sun}} \right) \right] \quad \text{eq. 2.91}$$

- 2) La fórmula aproximada propuesta por Spanner para la exergía de la radiación solar directa (Spanner 1964).

$$b_{solar} = q_{solar} \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sun}} \right) \right] \quad \text{eq. 2.92}$$

- 3) La expresión desarrollada por Jeter (Jeter 1981). Se trata de la expresión más sencilla de todas. Partiendo de la idea de una máquina térmica ficticia que opera entre el Sol y la Tierra, concluye que la exergía de la radiación solar viene dada por el rendimiento de Carnot de dicha máquina.

$$b_{solar} = q_{solar} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{sun}} \right) \quad \text{eq. 2.93}$$

Las tres expresiones dan lugar a valores diferentes, aunque en esencia son correctas (Bejan 1987). Las diferencias son inferiores al 2 % y son debidas al diferente y no directamente comparable enfoque de las tres teorías (Petela 2003).

Teniendo esto en cuenta, y considerando que matemáticamente no supone una complejidad añadida y que el enfoque más cercano a lo que se propone en esta tesis es el de la eq. 2.91, para esta tesis se ha elegido la expresión propuesta por Petela.

Se considera que las pérdidas de exergía asociadas a la interacción de la radiación solar con la atmósfera (por ejemplo por absorción de la atmósfera y las nubes o por dispersión debido a la presencia de pequeñas partículas en la atmósfera) son despreciables.

4 Análisis exergético en cerramientos

4.1 Cálculo de la demanda de exergía

Un aspecto importante para la consecución de los objetivos de esta tesis consiste en establecer el tipo de análisis adecuado, a la hora de estudiar el comportamiento exergético de los cerramientos. Esta cuestión no es intrascendente, ya que los métodos habituales están orientados al análisis de plantas de generación de energía, en las que se dan procesos energéticos a niveles de temperatura muy diferentes de los que se producen en los edificios. Así, mientras en las plantas de generación de energía se producen a menudo a temperaturas bastante alejadas de la temperatura ambiente, en el caso de los edificios dichos procesos se dan a temperaturas muy cercanas a la temperatura ambiental exterior. Esta circunstancia hace que los flujos exergéticos que se producen en edificación presenten una mayor sensibilidad a los cambios en el ambiente de referencia (Rosen and Dincer 2004).

Por todo ello, cuando se aplica el método exergético a los cerramientos se suelen realizar una serie de consideraciones respecto a la variación que experimentan las variables termodinámicas y sus flujos de energía y exergía asociados. Estas consideraciones dan lugar a diferentes métodos con un grado de complejidad y detalle variables. Ordenadas de menor a mayor complejidad las opciones existentes para el análisis exergético son:

- El método estacionario.
- El método cuasi-estacionario.
- El método dinámico simplificado.
- Con carácter adicional, en esta tesis se propone un cuarto método, denominado método dinámico detallado, que como luego se comprueba resulta más preciso y no supone una complejidad añadida excesiva.

En los próximos párrafos se describen todas ellas y se presentan las ecuaciones en las que se basan. Igualmente, se comenta su adecuación a los objetivos de esta tesis.

4.1.1 Método estacionario

Se trata del método más sencillo. Calcula la demanda de energía a través del cerramiento a partir de la siguiente expresión:

$$Q = U \cdot A \cdot (T_i - T_0) \quad \text{eq. 2.94}$$

Para el dimensionamiento de equipos se suele suponer que las temperaturas interior T_i y exterior T_0 son constantes, siendo sus valores los correspondientes a las condiciones de diseño (generalmente basados en la temperatura más fría del año para esa localidad). En algunos casos, sobre todo cuando se dimensionan equipos cuyo rendimiento o COP se ve muy influenciado por la temperatura exterior, se puede realizar el análisis considerando para cada mes la temperatura media exterior correspondiente (Angelotti and Caputo 2007).

A partir de la demanda de energía, sea tomando un valor único o como un sumatorio de varios valores, se puede calcular la exergía asociada como:

$$B = Q \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) \quad \text{eq. 2.95}$$

Aunque se realizase un análisis más detallado, considerando incluso los 8640 valores horarios de temperatura exterior del año climático de la localidad, seguiría siendo un método estacionario, ya que el cálculo de las pérdidas de energía a partir de la transmitancia (eq. 2.94) no permite considerar la inercia del cerramiento.

Este método no es válido para el análisis que se pretende llevar a cabo en esta tesis. Las principales razones que conducen a esta decisión son:

- En esta tesis se desea estudiar el efecto que la inercia de las paredes tiene en el consumo exergético del edificio. Realizar un análisis estacionario no permitiría

extraer ninguna conclusión sobre el efecto de la inercia, ya que por definición anula el término de variación de energía o exergía del balance correspondiente.

- Como se ha comentado anteriormente, los flujos exergéticos son más sensibles a los cambios en el ambiente de referencia cuando las propiedades del sistema están cercanas a la del ambiente de referencia. Esta circunstancia conduce a que análisis estacionarios, habituales en estudios de plantas de generación o de comportamiento de equipos, no sean válidos para el análisis exergético de edificios en general y de cerramientos en particular.

4.1.2 Método cuasi-estacionario (MQS)

Se trata de una alternativa al método anterior. Junto con él, forma parte de los métodos propuestos y utilizados por la legislación y la normativa para el cálculo de la demanda de energía en los edificios de muchos países europeos (AENOR 2008).

Es una mezcla intermedia entre el método estacionario y el dinámico. Así, los flujos de energía se calculan dinámicamente, mientras que los flujos de exergía se evalúan mediante una aproximación estacionaria durante cada paso de tiempo de la simulación, es decir, obviando los posibles fenómenos de almacenamiento.

Permite realizar el análisis exergético mediante ecuaciones muy sencillas, en las que las variables utilizadas son los resultados de temperaturas y flujos de calor obtenidos con la simulación. Al no distinguir los fenómenos de almacenamiento, este método lo que hace es incluirlos junto con la exergía destruida debida a las irreversibilidades en el término de exergía consumida (b_{cons}). Según este punto de vista, y partiendo de la expresión eq. 2.36 se verificará:

$$b_{cons} = b_{q,cd,si} - b_{q,cd,se} = \Delta b + \mathcal{D} \quad \text{eq. 2.96}$$

Combinando la ecuación anterior con las expresiones de la exergía asociada a los flujos de calor $q_{cd,si}$ y $q_{cd,se}$ (eq. 2.21 y eq. 2.22) se obtiene la expresión para el flujo de exergía consumida mediante el método cuasi-estacionario para el instante de tiempo k .

$$b_{cons,MQS}(t_k) = q_{cd,si}(t_k) \cdot \left(1 - \frac{T_0(t_k)}{T_{si}(t_k)}\right) - q_{cd,se}(t_k) \cdot \left(1 - \frac{T_0(t_k)}{T_{se}(t_k)}\right) \quad \text{eq. 2.97}$$

Este tipo de planteamiento resulta una aproximación adecuada únicamente en aquellos sistemas que no poseen una capacidad de almacenamiento significativa, como puede ser por ejemplo el aire de un local (Torio and Schmidt 2011). Como luego se comprueba, para el análisis exergético de cerramientos no resulta un método adecuado por lo que se descartará para esta tesis.

4.1.3 Método dinámico simplificado (MDS)

En este caso sí se contemplan todos los procesos de almacenamiento que se producen en el sistema considerado. Ahora la exergía consumida incluye únicamente las inevitables irreversibilidades asociadas a la diferencia de temperaturas necesaria para que exista transmisión de calor. Para tener en cuenta esta circunstancia, la expresión para calcular la exergía consumida difiere ligeramente de la eq. 2.96, quedando expresada como:

$$b_{cons} = b_{q,cd,si} - b_{q,cd,se} - \Delta b = \mathcal{B} \quad \text{eq. 2.98}$$

La exergía almacenada en la pared entre el instante t_k y el instante t_{k+1} viene dada por:

$$\Delta b(t_k) = \sum_{j=1}^n m_j \cdot c_j \cdot \left[(T_j(t_k) - T_j(t_{k-1})) - T_0(t_k) \cdot \ln \frac{T_j(t_k)}{T_j(t_{k-1})} \right] \quad \text{eq. 2.99}$$

Sustituyendo la expresión anterior, junto con las expresiones de la eq. 2.21 y eq. 2.22, en la eq. 2.98, se obtiene la expresión siguiente para el cálculo de la exergía consumida, que en este caso sí coincide con la destruida debido a las irreversibilidades.

$$\begin{aligned}
 b_{cons,dyn}(t_k) = \mathcal{D}b(t_k) = & Q_{in}(t_k) \cdot \left(1 - \frac{T_0(t_k)}{T_{si}(t_k)}\right) - Q_{out}(t_k) \cdot \left(1 - \frac{T_0(t_k)}{T_{se}(t_k)}\right) \\
 & - \sum_{j=1}^n m_j \cdot c_j \cdot \left[(T_j(t_k) - T_j(t_{k-1})) - T_0(t_k) \cdot \ln \frac{T_j(t_k)}{T_j(t_{k-1})} \right]
 \end{aligned}
 \tag{eq. 2.100}$$

Para la evaluación de la exergía almacenada y por añadidura la de la exergía consumida es necesario conocer las temperaturas interiores de la pared, al menos en cada capa (subíndice j), en cada instante de tiempo.

Esta necesidad representa un problema en muchos casos. En efecto, la mayoría de los programas de simulación energética de edificios permiten conocer la energía almacenada en la pared mediante la aplicación del correspondiente balance de energía. En cambio, no es posible obtener de manera directa las temperaturas internas de la pared, ya que para el cálculo de la transferencia de calor transitoria a través de la misma utilizan el método CTF (*Conduction Transfer Function*) desarrollado por (Stephenson and Mitalas 1971). Este es el caso de programas tan utilizados como EnergyPlus (U.S. Department of Energy 2015) o TRNSYS (Klein 2010b).

Una manera aproximada de solucionar este problema, propuesta por el grupo de trabajo del Annex 49 (Torio and Schmidt 2011; Torio 2012), ha sido sustituir el cerramiento real por una pared homogénea equivalente y aproximar su temperatura media en cada instante ($T_{m,dyn,MDS}(t_k)$) al valor medio entre la temperatura superficial interior y exterior, $T_{si}(t_k)$ y $T_{se}(t_k)$, en dicho instante.

$$T_{m,dyn,MDS}(t_k) = \frac{T_{si}(t_k) + T_{se}(t_k)}{2}
 \tag{eq. 2.101}$$

Esta aproximación constituye lo que en esta tesis se ha denominado *método dinámico simplificado*.

4.1.4 Método dinámico detallado (MDD)

El problema que presenta la aproximación del método dinámico simplificado es que al calcular la temperatura media de la pared de forma lineal, puede obviar posibles

máximos y/o mínimos de temperatura que se pueden producir en el interior de la pared en determinados momentos del día. Esos máximos o mínimos no contemplados dan lugar a una inversión en la dirección de los flujos de calor respecto a los obtenidos con la aproximación (ver Figura 2.18-a). Incluso podría ocurrir que la temperatura media real de la pared ($T_{m,dyn}$) fuese superior a la mayor de las temperaturas superficiales, T_{si} o T_{se} , situación imposible según la hipótesis del método dinámico simplificado (ver Figura 2.18-b).

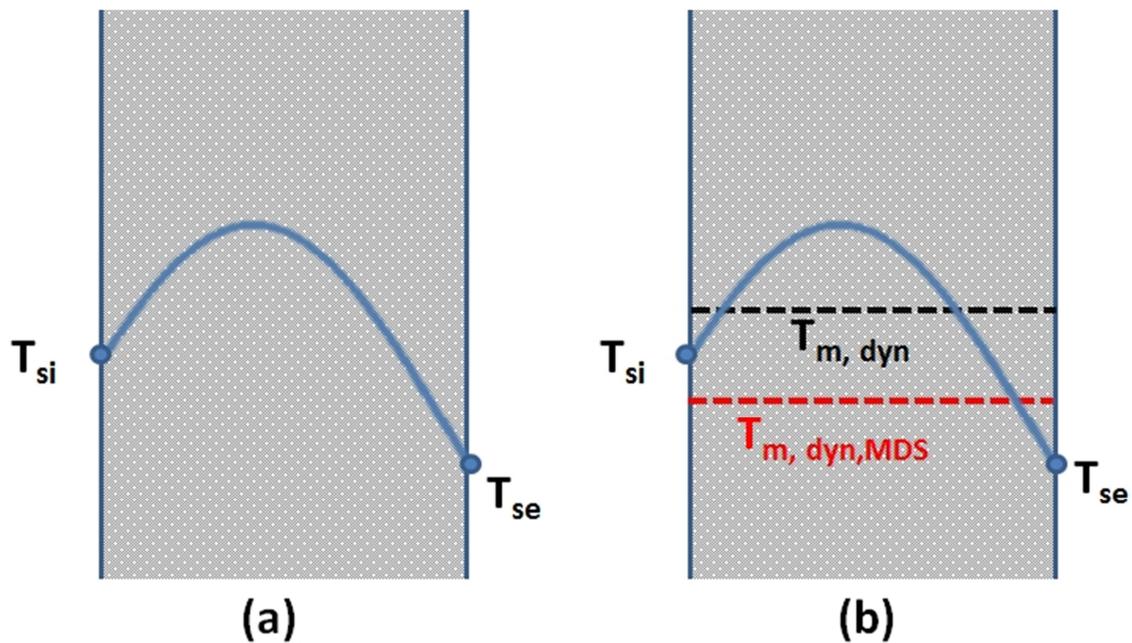


Figura 2.18 – (a) Perfil de temperaturas posible no contemplada por el método dinámico simplificado. (b) Valores de la temperatura media real, $T_{m,dyn}$ (negro) y de la temperatura media según el método dinámico simplificado, $T_{m,dyn,MDS}$ (rojo).

Para realizar el cálculo de los balances de exergía de forma precisa se ha desarrollado en esta tesis una metodología que permite calcular las temperaturas interiores de la pared. Los cálculos se han realizado con MATLAB mediante un código basado en el método de diferencias finitas. Este método permite resolver la ecuación del balance de exergía, eq. 2.100, de manera precisa y constituye lo que en esta tesis se ha denominado *método dinámico detallado*. En el siguiente apartado se describe el procedimiento planteado para el cálculo de esas temperaturas.

Ahora bien, puede ocurrir que a pesar de esas situaciones no consideradas en el método simplificado, que dan lugar a un error en el cálculo de los balances de exergía, los efectos de esos picos de temperatura se compensen o contrarresten debido al carácter cíclico

que presenta la temperatura exterior. Por ese motivo, como uno de los objetivos de esta tesis, se plantea precisamente la comparación de los dos métodos dinámicos: el simplificado y detallado. Dicho análisis contempla la aplicación de ambos métodos para diferentes paredes y climas, y del análisis de los resultados se podrá concluir si la aproximación del método dinámico simplificado es suficientemente precisa para el análisis exergético de cerramientos, a pesar de sus limitaciones. Ese análisis se desarrolla en el próximo capítulo.

4.2 Cálculo de las temperaturas y flujos de calor

Tal y como se ha comentado en los apartados precedentes, la aplicación de los balances de energía y exergía en condiciones dinámicas requiere conocer las temperaturas y los flujos de calor en cada instante de tiempo. Para esa labor, en esta tesis se ha empleado la combinación de dos métodos diferentes:

- El programa de simulación energética TRNSYS para el cálculo de las temperaturas superficiales.
- El método de diferencias finitas para el cálculo de las temperaturas internas y de los correspondientes flujos de energía y exergía. Para ello, se ha escrito un código en el entorno Matlab, alimentado con los datos obtenidos en TRNSYS.

4.2.1 TRNSYS

El primer método empleado en la tesis para la obtención de las temperaturas ha sido el programa TRNSYS. La razón fundamental para utilizar este método es la necesidad de conocer las temperaturas superficiales de la pared en cada instante, para poder aplicar posteriormente el método de diferencias finitas.

Para ello es necesario considerar todos los intercambios por convección y radiación, tanto de onda corta como de onda larga, que se producen tanto por el interior como por el exterior. Ese cálculo que ya de por sí no es trivial, hay que realizarlo para todo un año completo, para diferentes climas y analizando diferentes soluciones constructivas.

Plantearlo mediante un método que no sea el uso de un software de simulación de edificios sería totalmente inviable.

Los motivos que han llevado a elegir TRNSYS y no otro programa de simulación para realizar los cálculos han sido:

- ✓ Cumple con todos los requisitos previos necesarios para el cálculo. Se trata de un software aplicable a la simulación energética de edificios, puede trabajar con diferentes formatos de datos climáticos, contempla todos los mecanismos de transmisión de calor, etc.
- ✓ Rapidez de cálculo. Considerando el gran número de casos a analizar, resulta imprescindible el uso de un software rápido. La simulación durante un periodo de 2 años de cada caso del capítulo siguiente, supone algo menos de 15 segundos.
- ✓ Parametrización. Unido al punto anterior, una de las grandes fortalezas de TRNSYS es que permite realizar análisis paramétricos de manera muy sencilla. De esa manera se pueden programar un conjunto de casos (p.e. el análisis de una pared en varias zonas climáticas) y dejarlo simulando sin perder tiempo efectivo.
- ✓ Permite exportar los resultados a archivo de tipo texto o de hoja de cálculo. Esta posibilidad facilita el postproceso de los resultados (cálculos, gráficas, etc.). Igualmente, permite alimentar con esos resultados otros programas. En esta tesis se ha aprovechado esa cualidad, y tal y como se ha comentado anteriormente, los valores de las temperaturas superficiales obtenidos han servido para alimentar el programa de cálculo de las temperaturas internas.
- ✓ Se puede comunicar con Matlab. Aunque en esta tesis no se ha aprovechado esa capacidad, ya que se ha simulado primero todo el año con TRNSYS y luego posteriormente se han exportado los datos de temperaturas al código en Matlab, podría haberse hecho esa comunicación en cada paso de tiempo.
- ✓ Posibilidad de definir variables mediante fórmulas. Esto permite realizar el cálculo de variables específicas, aunque TRNSYS no incorpore un módulo para ello.

- ✓ Integración de la parte arquitectónica con las instalaciones. TRNSYS dispone de librerías que incluyen módulos para prácticamente todas las tecnologías existentes hoy en día para el acondicionamiento de edificios. Esta circunstancia permite realizar con el mismo programa un análisis más completo de la cadena de suministro de energía, incluyendo por ejemplo los sistemas de generación, almacenamiento, distribución y emisión y control.

4.2.2 Método de diferencias finitas

Constituye el segundo método empleado en esta tesis. Su finalidad es el cálculo de las temperaturas interiores de la pared, usando como condiciones de contorno las temperaturas superficiales obtenidas con TRNSYS. La principal razón para su elección ha sido su gran facilidad de implementación en un código informático.

El método consiste en aproximar la ecuación diferencial de transmisión de calor por conducción en régimen dinámico a una ecuación en diferencias, obtenida a partir del truncamiento de series de Taylor.

Este método requiere la discretización tanto espacial como temporal del problema. Así, la pared se representa por un conjunto de nodos j equiespaciados una distancia Δx y que forman un circuito RC. La resistencia entre dos nodos consecutivos será igual a la resistencia térmica a conducción existente entre ambos. Por otra parte, el método supone que cada nodo concentra la capacidad calorífica correspondiente al elemento de volumen asociado con dicho nodo. Si se trata de un nodo interior dicho elemento tendrá un espesor Δx , mientras que si se trata de un nodo exterior (superficial), tendrá un espesor $\Delta x/2$. En la Figura 2.19 se muestra el proceso de discretización para una pared, así como el circuito eléctrico equivalente (por motivos de claridad no se han dibujado los condensadores, asumiendo que toda la capacidad se concentra en los nodos).

A su vez, el incremento infinitesimal de tiempo se sustituye por un incremento finito Δt , desde un instante de tiempo n al $n+1$. Durante ese intervalo de tiempo la temperatura en el nodo j habrá variado un ΔT_j , siendo:

$$\Delta T_j = T_{j,n+1} - T_{j,n} \quad \text{eq. 2.102}$$

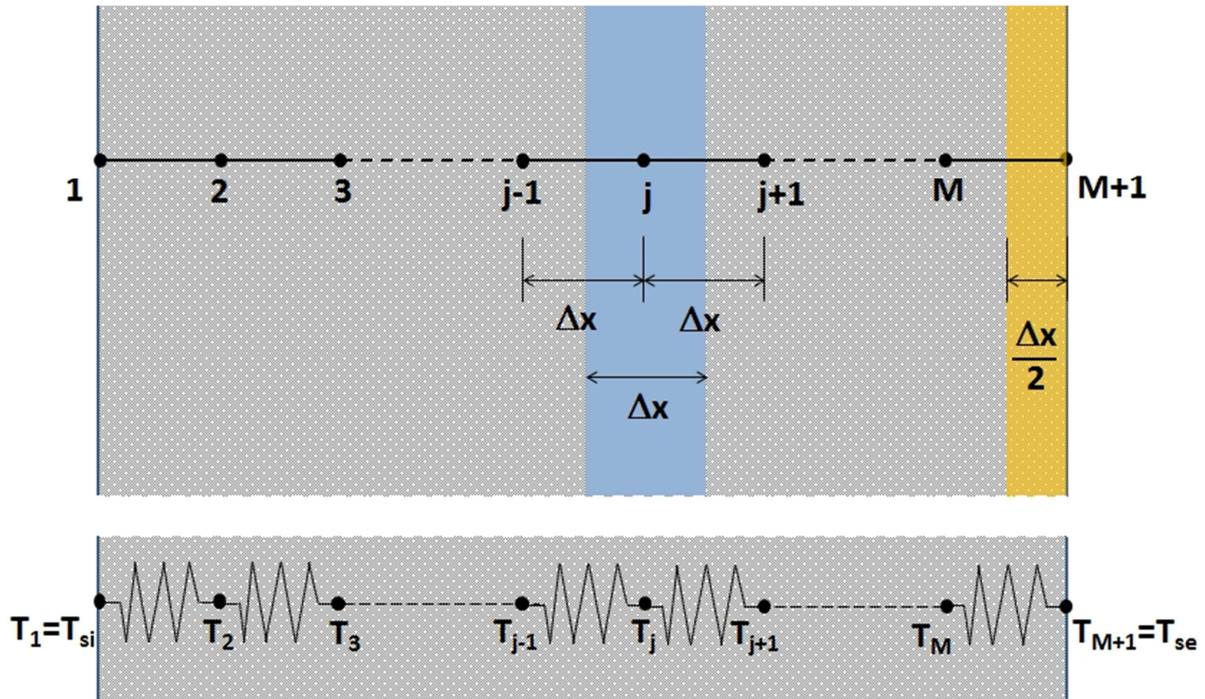


Figura 2.19 - Discretización de la pared en M intervalos, (M+1) nodos y elementos de volumen asociados.

De esta manera, la ecuación diferencial de transmisión de calor por conducción unidimensional en régimen transitorio sin fuentes ni sumideros de calor

$$\frac{\lambda}{\rho c} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) = \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{eq. 2.103}$$

cuya solución es una función $T=T(x,t)$, pasa a ser la ecuación en diferencias finitas:

$$\frac{\lambda}{\rho c} \left(\frac{T_{j-1,n+1} - 2T_{j,n+1} + T_{j+1,n+1}}{\Delta x^2} \right) = \frac{T_{j,n+1} - T_{j,n}}{\Delta t} \quad \text{eq. 2.104}$$

cuya solución en el nodo j en el instante de tiempo n vale $T_{j,n}$.

A la hora de expresar la derivada espacial en diferencias finitas existen dos opciones: se puede hacer considerando las diferencias de temperaturas entre los nodos en el instante n o en el instante n+1, tal y como aparece en la ecuación anterior. La primera opción constituye lo que se conoce como el método explícito y la segunda opción constituye el

denominado método implícito. En el explícito el conjunto de ecuaciones para cada nodo es independiente entre sí, por lo que la resolución numérica es muy sencilla. Como desventaja, el método impone límites a los valores máximos permitidos de distancia entre nodos (Δx) y de intervalo de tiempo (Δt), para poder mantenerse estable (número adimensional de Fourier $< 0,5$). Por el contrario, el implícito supone un mayor esfuerzo computacional, ya que requiere resolver todas las temperaturas nodales simultáneamente para cada instante, pero es intrínsecamente estable con independencia del número de nodos y del intervalo de tiempo Δt elegidos (Cengel and Ghajar 2011).

Considerando que en muchos casos se va a simular el comportamiento del cerramiento durante largos periodos de tiempo, incluso un año entero, en esta tesis se ha elegido el método implícito para la resolución, al no necesitar pasos de tiempo extremadamente pequeños.

La ecuación eq. 2.104 reordenada adecuadamente queda para un nodo genérico j :

$$-k \cdot T_{j-1,n+1} + (1 + 2 \cdot k) T_{j,n+1} - k \cdot T_{j+1,n+1} = T_{j,n} \quad \text{eq. 2.105}$$

Donde k es el número adimensional de Fourier en el método de diferencias finitas.

$$k = \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \cdot \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad \text{eq. 2.106}$$

Si se divide la pared en M intervalos de anchura Δx , existirán $M+1$ nodos (ver Figura 2.19). De todos ellos, los nodos extremos (nodos 1 y $M+1$) constituyen las condiciones de contorno y sus temperaturas son conocidas en todo momento (obtenidas en TRNSYS previamente). Por lo tanto la eq. 2.105 sólo es necesario aplicarla en el instante $n+1$ a los $M-1$ nodos interiores.

Partiendo de que todas las temperaturas en el instante n son conocidas (se han calculado anteriormente o son condiciones iniciales) y de que igualmente son conocidas las temperaturas $T_{1,n+1}$ y $T_{M+1,n+1}$ (son condiciones de contorno), el sistema de $M-1$ ecuaciones con $M-1$ incógnitas resulta:

$$\left\{ \begin{array}{l} (1+2k)T_{2,n+1} - kT_{3,n+1} = T_{2,n} + kT_{1,n+1} \\ -kT_{2,n+1} + (1+2k)T_{3,n+1} - kT_{4,n+1} = T_{3,n} \\ -kT_{3,n+1} + (1+2k)T_{4,n+1} - kT_{5,n+1} = T_{4,n} \\ \vdots \\ -kT_{M-2,n+1} + (1+2k)T_{M-1,n+1} - kT_{M,n+1} = T_{M-1,n} \\ -kT_{M-1,n+1} + (1+2k)T_{M,n+1} = T_{M,n} + kT_{M+1,n+1} \end{array} \right. \quad \text{eq. 2.107}$$

Este sistema puede ser expresado de forma matricial como:

$$\left(\begin{array}{cccccccccc} (1+2k) & -k & & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -k & (1+2k) & -k & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -k & (1+2k) & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -k & (1+2k) & -k & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & (1+2k) & -k \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & -k & (1+2k) \end{array} \right) x = \left(\begin{array}{c} T_{2,n+1} \\ T_{3,n+1} \\ T_{4,n+1} \\ \dots \\ T_{j,n+1} \\ \dots \\ T_{M-1,n+1} \\ T_{M,n+1} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} T_{2,n} + kT_{1,n+1} \\ T_{3,n} \\ T_{4,n} \\ \dots \\ T_{j,n} \\ \dots \\ T_{M-1,n} \\ T_{M,n} + kT_{M+1,n+1} \end{array} \right) \quad \text{eq. 2.108}$$

Escrito de manera compacta queda:

$$AxT_{n+1} = T_n \quad \text{eq. 2.108}$$

Donde la matriz de coeficientes A depende únicamente de las propiedades de la pared (λ , ρ , c), de la distancia nodal Δx y del paso de tiempo elegido Δt . Una vez fijados estos parámetros, la matriz es constante a lo largo de toda la simulación, por lo que el vector de nuevas temperaturas T_{n+1} puede obtenerse fácilmente para cualquier instante como:

$$T_{n+1} = A^{-1} x T_n \quad \text{eq. 2.110}$$

Tras resolver el sistema, se pueden determinar los flujos de exergía por sustitución de los correspondientes valores en la ecuación eq. 2.100 vista anteriormente para el método dinámico. Dicha ecuación, reescrita para tener en cuenta la discretización espacial y temporal del método de diferencias finitas, resulta:

$$\begin{aligned}
 b_{cons,dyn}(t_{n+1}) = \delta b(t_{n+1}) = & q_{si}(t_{n+1}) \cdot \left(1 - \frac{T_0(t_{n+1})}{T_{si}(t_{n+1})}\right) - q_{se}(t_{n+1}) \cdot \left(1 - \frac{T_0(t_{n+1})}{T_{se}(t_{n+1})}\right) \\
 & - \sum_{j=1}^M m_j \cdot c_j \cdot \left[(T_j(t_{n+1}) - T_j(t_n)) - T_0(t_{n+1}) \cdot \ln \frac{T_j(t_{n+1})}{T_j(t_n)} \right]
 \end{aligned} \quad \text{eq. 2.111}$$

Aprovechando la expresión matricial del problema y con objeto de automatizar tanto el cálculo de la inversa de la matriz A como la resolución del sistema de ecuaciones para cualquier situación, se ha implementado un código en Matlab. En el Anexo A se detalla el código completo empleado. Los cálculos en la mayoría de los casos, se han realizado tomando una separación entre nodos $\Delta x = 1$ cm y un paso de tiempo $\Delta t = 60$ s.

Como datos de entrada se utilizan la composición de la pared (número de capas, y espesor, conductividad térmica, densidad y calor específico de cada una de ellas), la temperatura exterior y las temperaturas superficiales interior y exterior de la pared. Estas dos últimas son precisamente las condiciones de contorno en los nodos extremos (1 y M+1) que permiten la resolución del sistema de ecuaciones (eq. 2.108). Su valor para cada instante de tiempo se obtiene por interpolación lineal a partir de los valores horarios calculados previamente con TRNSYS.

Para un tratamiento más fácil de los resultados, más aun teniendo en cuenta que el paso de tiempo elegido es 1 minuto, los valores de flujos de energía y exergía obtenidos en cada instante se acumulan posteriormente en valores horarios.

Finalmente cabe mencionar que, para evitar posibles errores debidos a la inicialización de las temperaturas internas en la pared, se ha decidido realizar los cálculos con los datos correspondientes a dos años completos, tomando como resultados los valores del segundo año. La selección de un periodo previo tan grande, sin ser necesaria, ha venido

dada por simplicidad de programación, no siendo excesivo el esfuerzo computacional añadido. Para un ordenador portátil con procesador Intel Core Duo a 2,53 GHz y 4 GB de RAM el tiempo de simulación en Matlab para cada caso ha sido inferior a los 3 minutos.

5 Indicadores exergéticos

5.1 Introducción

Un inconveniente que presenta la caracterización del comportamiento exergético de un sistema es que existe una gran variedad de indicadores exergéticos diferentes. Aunque a priori pueda resultar una incoherencia, este inconveniente surge precisamente debido a una de las principales ventajas del análisis exergético: su aplicabilidad a diferentes disciplinas y ámbitos de la vida. Esto ha propiciado que exista una cierta falta de estandarización, quedando a menudo abierta a la interpretación individual la elección de uno u otro indicador (Marmolejo-Correa and Gundersen 2012).

Esta circunstancia, unida a la gran variedad de símbolos empleados para expresar la exergía y sus variables asociadas (Tsatsaronis 2007), puede conducir a la confusión y al error a la hora de aplicar el análisis exergético sobre un sistema concreto. Todo ello redundante, como se ha comentado en el apartado de antecedentes, en que su uso más allá del sector industrial no esté tan extendido, a pesar de lo que sus cualidades inducen a pensar.

Paradójicamente, la diversidad de indicadores exergéticos ha surgido debido a la búsqueda de un rendimiento exergético único, que sea válido para todos los casos. Esa búsqueda, planteada desde los comienzos del análisis exergético y realizada desde enfoques diferentes ha dado lugar a numerosos trabajos, en cada uno de los cuales el autor propone alguna definición. Entre ellos cabe destacar los trabajos de las siguientes referencias (Baehr 1968; Bejan, Tsatsaronis, Moran 1996; Kotas 1995; Moran 1989; Szargut, Morris, Steward 1988; Tsatsaronis 1993).

Esta circunstancia no sería un problema, si a pesar del diferente enfoque se obtuviesen valores similares con uno u otro parámetro. Al contrario, según han demostrado algunos

autores, las diferentes definiciones existentes conducen en la mayoría de los casos a valores diferentes. Sirva de ejemplo la tesis de Cornelissen, quien calcula el rendimiento exergético de una unidad de separación de aire mediante tres definiciones distintas (Cornelissen 1997). Otro efecto añadido de esta diversidad de rendimientos exergéticos es la ambigüedad de algunas expresiones, propiciando en ocasiones errores de interpretación (Lior and Zhang 2007). Así, resulta frecuente encontrar términos como “gasto de exergía”, “aporte de exergía”, etc. a la hora de definir el rendimiento exergético. A día de hoy se trata de un tema sin resolver y en el que no existe consenso al respecto. De hecho, si se echa un vistazo a las últimas referencias del análisis exergético existentes en la literatura parece que algunas de esas definiciones se están asentando en lugar de confluir hacia una expresión única (Marmolejo-Correa and Gundersen 2012).

Lamentablemente, a pesar de esa gran diversidad, no existe ningún índice exergético que pueda aplicarse adecuadamente a la caracterización de cerramientos de edificios tal y como se plantea en esta tesis.

En efecto, los indicadores más habituales como el rendimiento exergético universal (Boelman and Sakulpipatsin 2004; Cornelissen and Hirs 1997; Torio, Angelotti, Schmidt 2009):

$$\eta = \frac{\sum B_{out}}{\sum B_{in}} = 1 - \frac{\sum B_d}{\sum B_{in}} \quad \text{eq. 2.112}$$

el rendimiento funcional (Gonçalves, Rodrigues Gaspar, Gameiro da Silva 2012; Kotas 1995; Tsatsaronis 1993) en función de la exergía de los recursos (F), de los productos (P) y de la destrucción de exergía (I),

$$\phi = \frac{P}{F} = 1 - \frac{I}{F} \quad \text{eq. 2.113}$$

o la cantidad de exergía gastada (ϵ) (Schmidt 2012)

$$\varepsilon = \frac{B_{demandada}}{E_{consumida}} \quad \text{eq. 2.114}$$

están pensados originalmente para su aplicación en el caso de procesos industriales o sistemas energéticos. Incluso cuando se aplican al sector de la edificación (Favrat, Marechal, Epelly 2008; Gonçalves, Rodrigues Gaspar, Gameiro da Silva 2012) no se utilizan para evaluar el comportamiento de los cerramientos.

El único parámetro relacionado a priori con el comportamiento exergético de cerramientos encontrado en la bibliografía es el propuesto en (Tronchin and Fabbri 2008). No se trata de un parámetro utilizado en la literatura. De hecho, hasta donde conoce este autor no existen referencias de otros autores que lo hayan aplicado. La razón para considerarlo es su carácter específico. Sin un estricto sentido físico, según los autores se trata de un parámetro propuesto para la caracterización del comportamiento exergético de la envolvente de forma simplificada. Viene dado por la siguiente expresión:

$$Ex = \frac{B_{\text{cons, i-si}} \cdot (T_{si} - T_o)}{B_{\text{trans}} \cdot (T_o - T_i)} \quad \text{eq. 2.115}$$

donde:

$B_{\text{cons, i-si}}$ representa la exergía consumida entre el aire interior y la superficie interior de la pared.

$$B_{\text{cons, i-si}} = \frac{Q}{(T_o - T_i)} \left[(T_o - T_i) - \ln \left(\frac{T_i}{T_{si}} \right) \right] \quad \text{eq. 2.116}$$

B_{trans} representa la exergía transmitida a través de la envolvente del edificio como consecuencia de las pérdidas de calor. La calculan a partir de la transmitancia térmica, sin incluir la inercia del cerramiento y sin distinguir entre convección y radiación.

$$B_{trans} = Q \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) = U \cdot (T_i - T_0) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \quad \text{eq. 2.117}$$

Ese planteamiento estático, junto con la falta de significado físico evidente, hacen que sea un parámetro no válido para los objetivos de esta tesis.

5.2 Indicadores propuestos en esta tesis

Tras el repaso de los diferentes indicadores existentes, se comprueba que no existe ningún parámetro que permita caracterizar exergéticamente los cerramientos de un edificio, considerando el comportamiento dinámico de los mismos.

Esta circunstancia, obliga en esta tesis a la necesidad de definir un nuevo parámetro. Para que ese parámetro cumpla con las necesidades requeridas en esta tesis, deberá considerar el comportamiento exergético del cerramiento en régimen dinámico. Como características adicionales, para una mayor facilidad de aplicación, sería interesante que dicho parámetro fuese fácil de interpretar y no suponga un cambio radical respecto de lo ya existente.

A modo de propuesta se definen cinco posibles parámetros. Una vez analizados los resultados para las diferentes paredes, climas, etc. se determinará cuál de ellos resulta más interesante desde un punto de vista científico teórico y desde un punto de vista práctico.

5.2.1 Primer parámetro exergético propuesto (ξ)

El primero de ellos viene expresado en función del flujo de exergía transmitido por conducción por la pared. Matemáticamente viene dado por la siguiente expresión:

$$\xi = \frac{\Delta B_{q,si}}{B_{q,si,no\text{ inercia}}} = \frac{B_{q,si,no\text{ inercia}} - B_{q,si}}{B_{q,si,no\text{ inercia}}} = 1 - \frac{B_{q,si}}{B_{q,si,no\text{ inercia}}} \quad \text{eq. 2.118}$$

donde:

$B_{q,si}$ es el flujo de exergía transmitida por conducción en la superficie interior de la pared considerada. Se ha omitido el subíndice “cd” para una mayor claridad.

$B_{q,si, no\ inercia}$ es la exergía transmitida por conducción en la superficie interior de una pared con la misma transmitancia que la pared objeto de análisis, pero con una capacidad calorífica nula.

$\Delta B_{q,si}$ es la exergía que se deja de transmitir como consecuencia de la inercia de la pared. Viene dada por la diferencia $B_{q, si, no\ inercia} - B_{q,si}$.

5.2.2 Segundo parámetro exergético propuesto (ψ)

El segundo parámetro propuesto, similar en su concepto al parámetro anterior, plantea el rendimiento en función de la destrucción de exergía, asociada a las inevitables irreversibilidades. Matemáticamente viene expresada por:

$$\psi = \frac{\Delta I_{si}}{I_{si, no\ inercia}} = \frac{I_{si, no\ inercia} - I_{si}}{I_{si, no\ inercia}} = 1 - \frac{I_{si}}{I_{si, no\ inercia}} \quad \text{eq. 2.119}$$

donde:

I_{si} es la exergía destruida en el ambiente interior por la pared considerada.

$I_{si, no\ inercia}$ es la exergía destruida por una pared con la misma transmitancia que la pared considerada pero con una capacidad calorífica nula.

ΔI_{si} es la exergía que se deja de destruir como consecuencia de la inercia de la pared. Viene dada por la diferencia $I_{si, no\ inercia} - I_{si}$.

5.2.3 Tercer parámetro exergético propuesto: Cantidad de exergía recuperada (χ)

Considerando el planteamiento seguido en el apartado 2.4 de este capítulo, desde el punto de vista del diseño del edificio, interesará seleccionar una pared que minimice el flujo de exergía al exterior (menor consumo de energía en calefacción/refrigeración).

En otras palabras, entre dos paredes de la misma transmitancia, aquella cuya inercia haga que aporte más exergía al aire interior, será la idónea. Siguiendo la terminología empleada en (Shukuya 1996), esta última afirmación se puede expresar como: “Aquella pared que es capaz de ceder al aire interior una mayor cantidad de *exergía caliente* en invierno o *exergía fría* en verano será la que presente mejor inercia”.

Por eso, como otro posible parámetro de caracterización se propone el siguiente:

$$\chi = \frac{B_{recuperada}}{E_{demandada}} = \frac{|B_{q,si}^+|}{Q_{total}} \quad \text{eq. 2.120}$$

donde:

$B_{q,si}^+$: representa la exergía aportada por la pared al aire interior, la cual supone una reducción del consumo de energía de los sistemas del edificio.

Q_{total} : representa la energía total demandada (calefacción y refrigeración) para mantener las condiciones de confort en el ambiente interior.

El parámetro definido en la eq. 2.120 es similar a la cantidad de exergía gastada, (ver eq. 2.114) propuesto por Schmidt (Schmidt 2012). La diferencia fundamental estriba en que en el de éste, el numerador representa la exergía necesaria para satisfacer una demanda de energía (esfuerzo exergético) y el presentado en esta tesis cuantifica la exergía “recuperada” por la pared. Por este motivo, se ha decidido denominarlo “*cantidad de exergía recuperada*”.

5.2.4 Cuarto parámetro exergético propuesto. Grado de exergía recuperada (Γ)

En relación con el parámetro anterior, se puede definir otro parámetro que exprese el *grado de exergía recuperada*, y que vendrá dado por la siguiente expresión:

$$\Gamma = \frac{B_{recuperada}}{B_{consumida}} = \frac{|B_{q,si}^+|}{B_{q,si}^- - |B_{q,si}^+|} \quad \text{eq. 2.121}$$

donde:

$B_{q,si}^+$ es idéntica al caso anterior y $B_{q,si}^-$: representa la exergía del aire perdida a través de la pared, la cual supone un consumo de energía de los sistemas del edificio para mantener las condiciones de confort en el interior.

5.2.5 Quinto parámetro exergético propuesto (U^{ex})

Tomando como punto de partida la expresión propuesta por la norma ISO 9869-1 (ISO 2014) para la determinación in situ de la resistencia térmica de un cerramiento, se puede calcular la transmitancia térmica de dicho cerramiento a partir de medidas en régimen dinámico, como (Evangelisti et al. 2015):

$$U = \frac{\sum_{j=1}^N q_{i,j}}{\sum_{j=1}^N \Delta T_j} = \frac{\sum_{j=1}^N q_{i,j}}{\sum_{j=1}^N (T_{i,j} - T_{0,j})} \quad \text{eq. 2.122}$$

Nótese, que en el denominador de la expresión anterior aparecen las temperaturas ambiente interior y exterior medidas durante el ensayo. Este hecho puede dar lugar a diferencias entre el valor de transmitancia obtenido del ensayo in situ y el que se obtendría en condiciones de laboratorio, en base a la norma UNE-EN ISO 8990 (AENOR 1997). La explicación es que las resistencias térmicas superficiales del ensayo in situ, no tienen por qué ser las de la norma UNE-EN ISO 6946 ($R_{se} = 0,04$ y $R_{si} = 0,13 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$).

Extrapolando el concepto anterior al análisis exergético, se puede plantear una transmitancia exergética en base a valores en condiciones dinámicas, que vendría dada por:

$$U^{ex} = \frac{\sum_{j=1}^N b_{q,si,j}}{\sum_{j=1}^N \Delta T_j} = \frac{\sum_{j=1}^N q_{si,j} \cdot \left(1 - \frac{T_{0,j}}{T_{si,j}}\right)}{\sum_{j=1}^N (T_{i,j} - T_{0,j})} \quad \text{eq. 2.123}$$

Entre las ventajas de este parámetro propuesto se encuentran:

- Posibilidad de ser medido in situ. Este parámetro podría ser medido con el mismo equipamiento con el que se determinaría el valor de la resistencia térmica de un cerramiento según la norma ISO 9869-1. Mediante tres sondas de temperatura (exterior, interior y superficial interior) y un medidor de flujo de calor en la superficie interior se podrían determinar todos los términos que aparecen en la eq. 2.123. La diferencia respecto a la medida de la transmitancia térmica, es que en este caso sería necesario medir durante todo un año, debido a la dependencia de la exergía con las condiciones climáticas. El resto de limitaciones para su determinación experimental serían las mismas que en el caso de la transmitancia térmica.
- Como alternativa al ensayo, se encuentra la posibilidad de simular el edificio. Como las variables que intervienen (flujo de calor y temperaturas), son variables de trabajo habituales en este tipo de programas, no requeriría modificaciones o el desarrollo de complicados códigos de programación.
- Similitud con la transmitancia térmica. Al tratarse de un concepto y una fórmula similar, su uso por parte de los técnicos, o incluso por parte de las administraciones como parámetro de control en la normativa, sería mucho más fácil de introducir a priori que otros conceptos más novedosos.
- Facilidad de interpretación: A la hora de comparar dos paredes, la mejor desde el punto de vista exergético será aquella que presente un valor de U^{ex} más reducido
- Considera el régimen dinámico: Al calcularse a partir de los valores de flujos de calor y temperaturas de la pared, implícitamente tiene en cuenta la capacidad tanto de aislamiento como de inercia de la misma.

Como posible inconveniente, podría mencionarse que una misma pared, presenta diferentes valores para diferentes climas. Esta circunstancia es inevitable, y común a cualquier parámetro en el que intervenga la exergía, dada la dependencia que ésta presenta con las condiciones climáticas.

No obstante, se podría soslayar este inconveniente, si en la normativa se establecen valores límites en función de la localidad, de manera similar a lo que se hizo en el CTE del 2006 con la transmitancia térmica, o con el consumo y la demanda de energía en la última versión del 2013.

"En esta casa obedecemos las leyes de la termodinámica".

Homer Simpson explicando porque había reñido a su hija Lisa cuando ésta había construido un móvil perpetuo. (Los Simpsons 6x21)



CAPÍTULO 3

ANÁLISIS EXERGÉTICO DE UNA PARED HOMOGÉNEA

RESUMEN

En este capítulo se realiza el análisis exergético detallado de un cerramiento formado por un material homogéneo. En primer lugar se describe el edificio de referencia utilizado para las simulaciones. A continuación se selecciona el método de análisis más adecuado a partir del estudio de los intercambios de exergía en el interior de la pared. Posteriormente se analizan los intercambios de energía y exergía en las superficies interior y exterior del cerramiento. Finaliza el capítulo con el análisis de los parámetros exergéticos propuestos en el capítulo anterior.

1 Introducción

En el capítulo anterior, se ha establecido la formulación que rige los intercambios de exergía en los edificios a través de sus cerramientos. La aplicación práctica de esas expresiones se aborda en el presente capítulo mediante la resolución de diferentes casos de estudio.

El primero de ellos, consiste en analizar el método propuesto para el cálculo de los flujos y temperaturas dentro de la pared de manera dinámica, comparando los resultados del método propuesto en esta tesis con los que se obtienen con los métodos actualmente utilizados.

El segundo caso de estudio contempla la resolución del intercambio de energía y exergía en el interior de un espacio. Dicho intercambio se calcula de manera exacta, considerando la verdadera naturaleza gris de las superficies y no aproximando su comportamiento al de superficies negras, tal y como se hace en la mayoría de los

programas de simulación. Los valores obtenidos de los flujos de energía y exergía obtenidos se compararán entre sí y se analizará la inevitable destrucción de exergía que se produce.

El tercer caso, sirve para evaluar los intercambios de energía y exergía en la superficie exterior de la pared. Se calculará la destrucción de exergía, contemplando todos los mecanismos que intervienen (conducción, convección al ambiente exterior, radiación procedente del sol, así como el intercambio radiante con el cielo y los alrededores). Ese planteamiento real se comparará con los valores obtenidos al incluir los efectos de la radiación en la temperatura exterior, a través del concepto de temperatura sol-aire.

El último estudio que se aborda en este capítulo es el análisis de los diferentes parámetros propuestos en el apartado 5.2 del capítulo anterior. Se analizará la sensibilidad de los diferentes parámetros ante la variación del clima, la transmitancia térmica o la inercia del cerramiento. Con base a esos resultados se elegirán o descartarán como posibles parámetros para evaluar el comportamiento exergético de los cerramientos en condiciones dinámicas.

2 Descripción del edificio de referencia

Para poder analizar de manera detallada los mecanismos de transmisión de exergía y los parámetros exergéticos propuestos se ha decidido simular un espacio sencillo con el software de simulación TRNSYS.

La idea de utilizar un espacio sencillo, en el que se puedan independizar los fenómenos de interés del resto de fenómenos que se producen en un edificio real, es un planteamiento que ya ha sido utilizado anteriormente por otros autores (Nishikawa and Shukuya 1999; Prando et al. 2011; Rossi and Rocco 2014; Sakulpipatsin 2008).

Para este estudio se ha elegido un espacio (en adelante edificio de referencia) formado por una planta cuadrada de 4 m de lado (16 m^2 de planta) y 2,5 m de altura. En este caso se ha preferido utilizar el modelo de edificio de Nishikawa (16 m^2 de planta y 2,5 m de altura) frente al de Sakulpipatsin (100 m^2 de planta y 10 m de altura) o Prando (100 m^2 de planta y 3,5 m de altura). La razón principal es que las dimensiones consideradas se

corresponden mejor con la tipología constructiva habitual en este entorno. En efecto, 2,5 m es una altura típica entre forjados y 16 m² pueden corresponder a un salón o a una habitación doble.

Como se puede apreciar en la Figura 3.1, el edificio se ha orientado paralelo a los ejes cardinales, siendo la pared objeto de análisis (en rojo en la imagen), la que se encuentra orientada al sur. Dicha pared se ha considerado formada por un único material homogéneo. Dependiendo del caso de análisis, se han variado sus propiedades físicas para analizar el efecto que las mismas tienen en las variables de interés (flujos de exergía, destrucción de exergía, parámetros exergéticos propuestos, etc.).

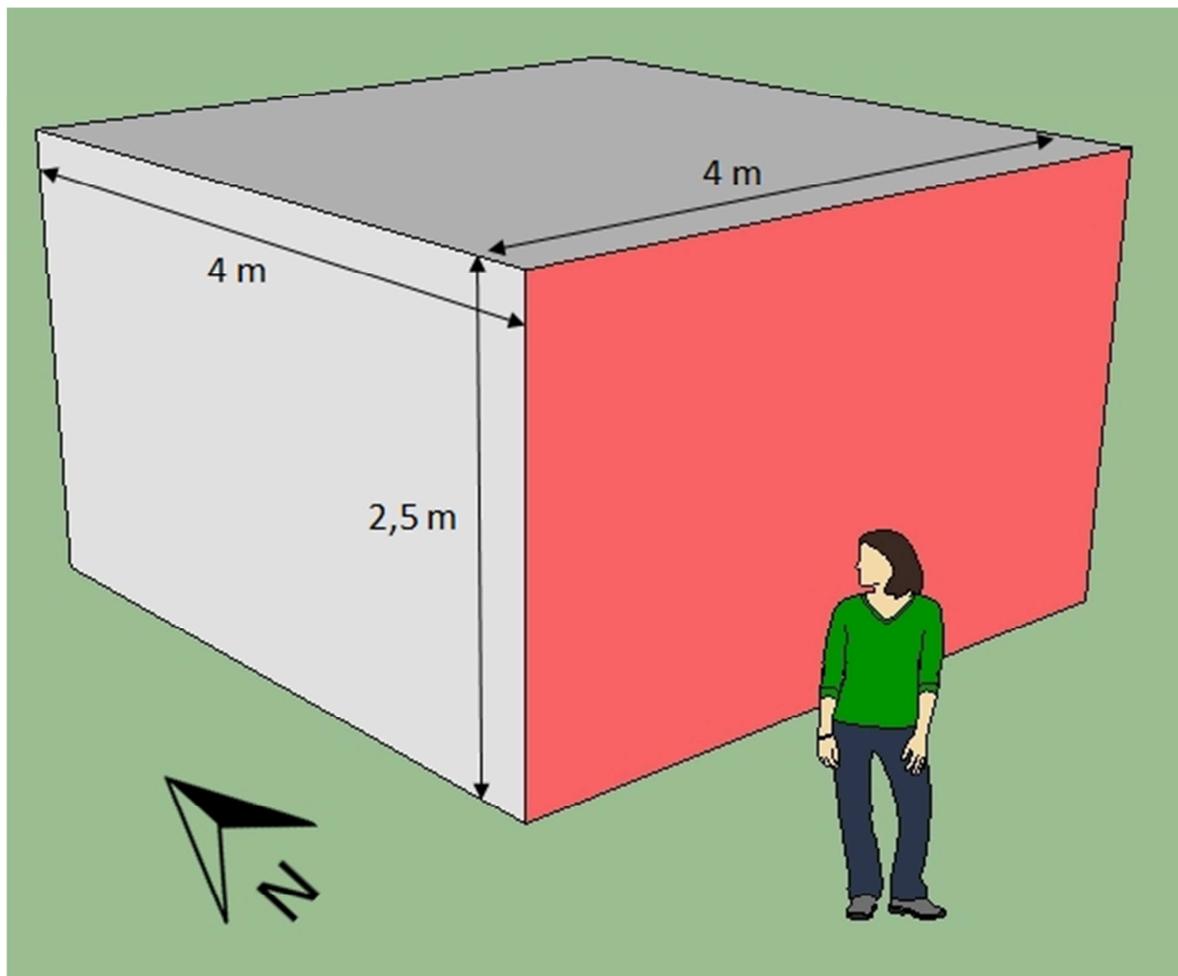


Figura 3.1 – Dimensiones y orientación del edificio de referencia.

En la Tabla 3.1 de la página siguiente se resumen las características de la envolvente del edificio de referencia.

Tabla 3.1 - Características de los cerramientos del edificio de referencia

Orientación	Tipo	Area [m ²]	Espesor [m]	U ⁽¹⁾ [W/m ² ·K]
Sur	Pared objeto	10	(2)	(2)
Oeste	Pared vertical	10	0,230	1,51
Norte	Pared vertical	10	0,230	1,51
Este	Pared vertical	10	0,230	1,51
Horizontal	Techo	16	0,328	1,68
Horizontal	Suelo	16	0,328	1,50

(1) Los valores de transmitancia son valores de diseño, obtenidos a partir de las resistencias superficiales normalizadas (UNE-EN ISO 6946) para interior y exterior aunque el cerramiento separe dos ambientes interiores.

(2) Las características de la pared objeto son variables dependiendo del caso de análisis.

Para poder identificar durante las simulaciones los efectos debidos exclusivamente a la variación de las propiedades físicas de los cerramientos, se han adoptado una serie de simplificaciones. Algunas de ellas pueden suponer una cierta “idealización” del comportamiento del edificio, pero se han empleado para una mayor facilidad al analizar los resultados, facilitando así la comparación entre paredes. Las simplificaciones adoptadas han sido las siguientes:

- No existe transmisión de calor por conducción a través de los cerramientos del edificio salvo para la pared objeto (pared sur). Por lo tanto, **el resto de paredes verticales, el techo y el suelo se han considerado adiabáticas.**
- **No se considera la presencia de superficies acristaladas.** Con objeto de no complicar en exceso el intercambio de radiación en el interior del local, se ha supuesto que no existe ningún elemento semitransparente que permita el paso de la radiación solar al interior.
- Igualmente, se ha considerado que **no existen ganancias internas** debidas a ocupación, equipamiento o iluminación. De esta manera, los únicos intercambios

por radiación son debidos a los intercambios de radiación de onda larga entre los cerramientos.

- **Se considera el edificio hermético.** De esta manera no va a existir una demanda de energía debida a la entrada de aire exterior (voluntaria por ventilación o involuntaria por infiltraciones) al interior del local. Con ello, se consigue que la demanda de energía o exergía sea debida únicamente a los cerramientos. Teniendo en cuenta además que salvo la pared objeto, el resto de paredes son adiabáticas, se podrá concluir que toda la demanda es debida exclusivamente a las características de la pared objeto.
- **No se consideran efectos de sombreado** producidos por elementos constructivos, objetos remotos u otros edificios.
- El efecto de otro tipo de parámetros como la **geometría del edificio** o su **orientación** no han sido considerados en esta tesis. Por acotar la casuística en un número de casos razonables, no se han considerado variaciones en la orientación, en la relación de aspecto o en la compacidad del edificio.

3 Parámetros empleados en las simulaciones

Para poder analizar cómo varían los parámetros propuestos con el clima, los análisis realizados a lo largo de este capítulo han considerado el edificio de referencia ubicado en varias localidades. Esas localidades se han elegido como representativas de 7 de las zonas climáticas establecidas en el CTE. Las localidades seleccionadas así como las zonas climáticas a las que corresponden se pueden ver en la Tabla 3.2 de la página siguiente.

La selección combina los climas más significativos para el análisis de los parámetros propuestos en esta tesis, al incluir los extremos tanto en severidad climática de verano (zonas 1 y 4) como al incluir 5 severidades climáticas de invierno (zonas A, B, C, D y E).

Tabla 3.2 - Localidades y zonas climáticas analizadas

Zona Climática	Localidad
A4	Almería
B4	Sevilla
C1	Bilbao
C4	Toledo
D1	Vitoria-Gasteiz
D3	Madrid
E1	Burgos

Los datos meteorológicos que se han utilizado como parámetro de entrada en la simulación son los correspondientes al año meteorológico tipo (TMY) de las localidades anteriores. Esos datos se han obtenido mediante el software Meteonorm (Meteotest 2008).

Se ha supuesto que el edificio dispone de un sistema de calefacción y climatización con una potencia suficiente como para mantener la temperatura interior entre 20 y 26 °C en todo momento. Para facilitar el análisis, se ha supuesto que dicho sistema es 100 % convectivo, es decir, transmite toda la energía al aire, no intercambiando calor por radiación con las paredes del recinto.

Los valores iniciales de temperatura del ambiente interior y de temperatura superficial interior de todos los cerramientos se han supuesto igual a 20 °C. Esta circunstancia no afecta a los resultados obtenidos ya que, como se ha comentado previamente al describir el método propuesto en esta tesis, se han simulado dos años completos siendo los resultados los correspondientes al segundo año de simulación (desde la hora 8761 hasta la hora 17520).

Los coeficientes de convección tanto exterior como interior se han supuesto constantes a lo largo de toda la simulación. Los valores adoptados han sido los valores estándares fijados por la norma UNE-EN ISO 6946. En la Tabla 3.3 se muestran dichos valores. A

pesar de que las unidades empleadas no son las más habituales, se han utilizado en esta tesis porque son las que emplea el programa TRNSYS.

Tabla 3.3 - Coeficientes de convección empleados [kJ/h·m²·K]

Dirección del flujo de calor	$h_{cv,i}$ [kJ/h·m ² ·K]	$h_{cv,e}$ [kJ/h·m ² ·K]
Horizontal	9	72
Vertical ascendente	18	72
Vertical descendente	2,52	72

Por su parte, para el intercambio por radiación se han utilizado los valores recogidos en la Tabla 3.4. La absorptividad de la superficie interior no interviene pero se ha definido por si en un futuro se incluye el intercambio de radiación de onda corta en el interior.

Tabla 3.4 - Coeficientes empleados para el intercambio por radiación]

	Interior [-]	Exterior [-]
Absortividad (radiación de onda corta)	0,7	0,7
Emisividad (radiación de onda larga)	0,9	0,9

Los valores de temperaturas (ambiente interior, superficial interior, superficial exterior y ambiente exterior) obtenidos con TRNSYS se han utilizado como parámetros de entrada para el código en diferencias finitas, resuelto con MATLAB, con el que se han calculado los flujos de exergía.

El paso de tiempo elegido ha sido $\Delta t = 60$ s, y la distancia entre nodos $\Delta x = 1$ cm. Aunque escoger un paso de tiempo y una distancia nodal tan pequeños no era estrictamente necesario ya que el código se ha programado mediante el método implícito, que es intrínsecamente estable, el sobrecoste computacional es mínimo. Como se ha comentado antes, en un portátil con procesador a 2,53 GHz y 4 GB de RAM el tiempo de simulación en Matlab para cada caso ha sido inferior a los 2 minutos.

Los diferentes flujos de energía y exergía horarios así calculados, se han acumulado en forma de valores anuales y son los que han sido posteriormente utilizados en el análisis.

A la hora de expresar el valor de los flujos de energía, se ha considerado por una parte su signo y la época del año. Esta manera de proceder permite identificar claramente las necesidades de calefacción y refrigeración, y evita la compensación de flujos entre una época y otra, que daría lugar a un valor de pérdidas de calor a través de la pared irrealmente bajo. Por ello, dentro del término q_{si} se incluyen los flujos de calor de signo positivo durante el invierno (representan pérdidas de calor del edificio) y los flujos de calor de signo negativo durante el verano (representan ganancias no deseadas de calor que pueden dar lugar a un sobrecalentamiento del local).

En el caso de la exergía, esa distinción no es necesaria. Los flujos de calor se pueden calcular en balance neto, ya que todos los flujos de exergía de signo negativo representan exergía que la pared aporta al aire, suponiendo por tanto una reducción en el consumo del edificio.

4 Análisis del método de cálculo de las temperaturas y los flujos

El primer paso antes de entrar en la caracterización propiamente dicha de los cerramientos desde un punto de vista exergético es la selección de un método de cálculo preciso, que evalúe con precisión tanto las temperaturas como los flujos de exergía en la pared.

Para ello, en el presente apartado se van a analizar una serie de casos con el método dinámico detallado (MDD) propuesto en esta tesis y se van a comparar los resultados obtenidos con las diferentes alternativas existentes: el método cuasi-estacionario (MQS) y el método dinámico simplificado (MDS). El cálculo en condiciones estacionarias queda descartado por motivos obvios, al tratarse de evaluar el comportamiento del cerramiento en condiciones dinámicas. Basándose en las conclusiones obtenidas, se decidirá el método idóneo a utilizar en esta tesis. Es decir, se comprobará si es necesario

utilizar el MDD en el resto de casos a analizar porque el error que se comete con los otros métodos es excesivamente alto.

4.1 Descripción del caso

Para abordar el estudio se ha utilizado el edificio de referencia descrito anteriormente con las consideraciones comentadas en los párrafos precedentes. La pared objeto se ha definido mediante un cerramiento homogéneo de 30 cm de espesor. Para analizar la influencia del clima y de la inercia, parámetros fundamentales para los análisis posteriores, se han elegido 9 casos, formados por la combinación de 3 inercias y 3 climas. Para los climas se han elegido un clima muy cálido como el de Almería (zona climática A4), otro templado como el de Bilbao (zona climática C1) y otro muy frío como el de Burgos (zona climática E1). Para eliminar la dependencia con el nivel de aislamiento, todos los cerramientos presentan la misma transmitancia térmica (ver Tabla 3.5). El valor de transmitancia elegido es un valor que no cumple la normativa actual, pero que se ha elegido por ser un valor intermedio entre la transmitancia de las nuevas viviendas y la transmitancia del parque de viviendas anterior al CTE, o incluso en algunas zonas de las viviendas del periodo 2006-2013 (primera versión del CTE).

Tabla 3.5 - Características de los 9 casos analizados

Código	U [W/m ² ·K]	C [MJ/m ³ ·K]	Localidad
W1A	0,73	0,50	Almería
W1C	0,73	0,50	Bilbao
W1E	0,73	0,50	Burgos
W2A	0,73	1,50	Almería
W2C	0,73	1,50	Bilbao
W2E	0,73	1,50	Burgos
W3A	0,73	3,00	Almería

W3C	0,73	3,00	Bilbao
W3E	0,73	3,00	Burgos

Cada caso se ha nombrado con un código formado por la letra W + un número (1, 2 ó 3) en función de la inercia de la pared + una letra (A, C o E) correspondiente a la zona climática de la localidad elegida.

Las variables de estudio han sido los valores acumulados a lo largo de un año de las cuatro magnitudes ($B_{q,si}$, $B_{q,se}$, ΔB e I) del balance de exergía visto en la eq. 2.36. Igualmente se han calculado los errores relativos que se cometen respecto a los valores obtenidos por el método dinámico detallado.

Para facilitar la comparación, los resultados se han tabulado y graficado para cada combinación clima-capacidad calorífica.

Antes de ver los resultados en detalle, conviene recordar que en el método cuasi-estacionario no existe valor de exergía almacenada por definición del propio método. Según el planteamiento de este método, la exergía almacenada se incluye en el término de pérdidas de exergía junto con la destrucción de exergía debida a las irreversibilidades. Igualmente, los valores de $B_{q,si}$ y $B_{q,se}$ calculados con el método dinámico simplificado y con el cuasi-estacionario son por definición idénticos.

4.2 Resultados obtenidos

4.2.1 Exergía del flujo de calor por conducción en la superficie interior ($B_{q,si}$)

Para el caso de la exergía asociada al flujo de calor en la superficie interior no existen diferencias significativas entre el método dinámico detallado y los otros dos métodos (valores por debajo del 1% salvo en uno de los casos analizados). La razón fundamental estriba en que la temperatura interior está acotada entre 20 y 26 °C, lo cual limita las posibles diferencias. Las mayores diferencias se dan sobre todo en la pared de menor inercia (casos W1A, W1C y W1E). A priori este comportamiento es lógico, ya que cuanto más inercia tenga la pared, más parecido será su comportamiento a un estacionario. En

cuanto a localidades, la que presenta mayores errores es Almería (casos W#A). La razón fundamental puede venir dada por el efecto de la radiación solar, que origina unas variaciones de temperatura día-noche mayores, provocando un mayor dinamismo en el sistema.

Tabla 3.6 – $B_{q,si}$ [MJ] y errores asociados con los diferentes métodos

	MDD	MDS		MQS	
	$B_{q,si}$	$B_{q,si}$	Error (%)	$B_{q,si}$	Error (%)
W1A	6,29	6,12	-2,6%	6,12	-2,6%
W1C	33,81	33,63	-0,5%	33,63	-0,5%
W1E	82,73	82,48	-0,3%	82,48	-0,3%
W2A	4,47	4,48	0,0%	4,48	0,0%
W2C	31,13	31,13	0,0%	31,13	0,0%
W2E	79,34	79,35	0,0%	79,35	0,0%
W3A	5,13	5,12	-0,3%	5,12	-0,3%
W3C	30,90	30,87	-0,1%	30,87	-0,1%
W3E	79,19	79,17	0,0%	79,17	0,0%



Figura 3.2 – Valores de $B_{q,si}$ [MJ] obtenidos con los diferentes métodos

4.2.2 Exergía del flujo de calor por conducción en la superficie exterior ($B_{q,se}$)

En el caso de los valores de la exergía asociada al flujo de calor por conducción en la superficie exterior, $B_{q,se}$, la diferencia entre el método dinámico simplificado y el resto es

mayor que en el caso de $B_{q,si}$. Esa diferencia está comprendida entre un 10 % y un 25 %. Los mayores valores se presentan para las localidades de Bilbao y Burgos, no existiendo gran diferencia entre ambas. Desde el punto de vista de la inercia, las paredes de elevada inercia son las que presentan mayores diferencias.

Tabla 3.7 – $B_{q,se}$ [MJ] y errores asociados con los diferentes métodos

	MDD	MDS		MQS	
	$B_{q,se}$	$B_{q,se}$	Error (%)	$B_{q,se}$	Error (%)
W1A	-84,3	-93,2	10,7%	-93,2	10,7%
W1C	-59,1	-67,5	14,2%	-67,5	14,2%
W1E	-66,7	-76,4	14,6%	-76,4	14,6%
W2A	-114,3	-128,3	12,2%	-128,3	12,2%
W2C	-79,0	-91,6	15,9%	-91,6	15,9%
W2E	-91,4	-106,0	16,0%	-106,0	16,0%
W3A	-124,4	-149,5	20,2%	-149,5	20,2%
W3C	-82,9	-102,2	23,3%	-102,2	23,3%
W3E	-95,2	-118,5	24,5%	-118,5	24,5%

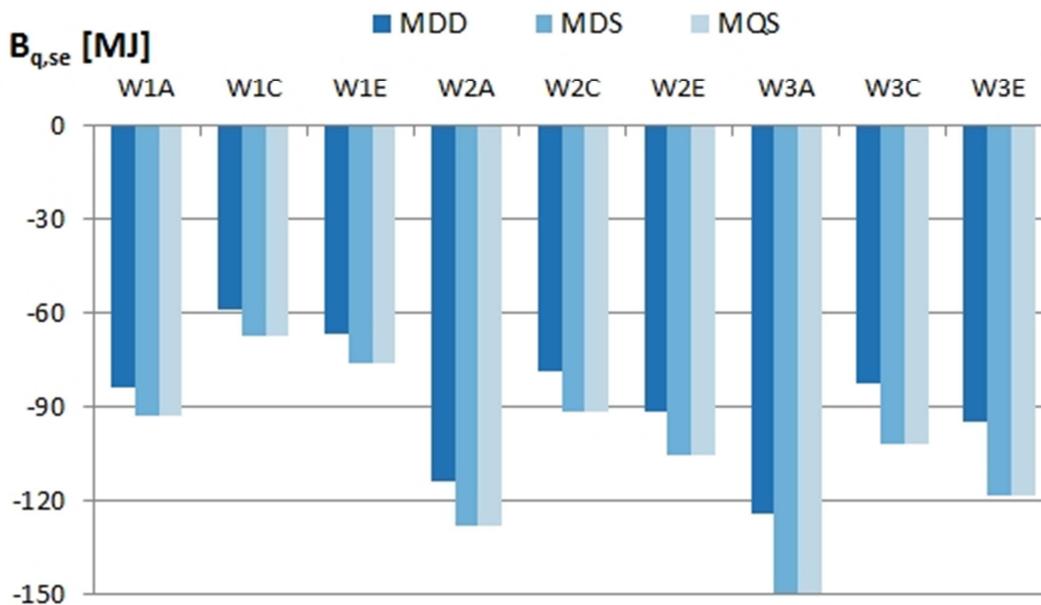


Figura 3.3 – Valores de $B_{q,se}$ [MJ] obtenidos con los diferentes métodos

4.2.3 Exergía acumulada en la pared (ΔB)

Tal y como cabía esperar, el término de exergía almacenada en la pared es el que presenta una mayor diferencia. La simplificación adoptada, al suponer la temperatura

media de la pared como la media entre las temperaturas superficial interior y exterior, genera grandes errores.

Tabla 3.8 - ΔB [MJ] y errores asociados con los diferentes métodos

	MDD	MDS		MQS	
	ΔB	ΔB	Error (%)	ΔB	Error (%)
W1A	-15,1	29,3	-294,0%	n/a	n/a
W1C	-23,3	23,3	-199,9%	n/a	n/a
W1E	-33,2	27,1	-181,5%	n/a	n/a
W2A	-32,4	25,6	-178,9%	n/a	n/a
W2C	-47,6	19,4	-140,8%	n/a	n/a
W2E	-66,5	22,6	-134,0%	n/a	n/a
W3A	-44,6	20,8	-146,6%	n/a	n/a
W3C	-66,2	14,9	-122,5%	n/a	n/a
W3E	-92,1	16,6	-118,0%	n/a	n/a

Con el método dinámico detallado, la exergía almacenada (en valor absoluto) aumenta a medida que aumenta la inercia y el clima se hace más frío. En cambio, por el método dinámico simplificado la exergía acumulada se reduce a medida que aumenta la inercia. Como ya se ha comentado, en el método cuasi-estacionario no existe término de exergía acumulada, incluyendo su valor en el término de exergía perdida, junto con la exergía destruida como consecuencia de las irreversibilidades.



Figura 3.4 – Valores de ΔB_{sto} [MJ] obtenidos con los diferentes métodos

4.2.4 Exergía destruida (I)

El análisis de los valores de exergía destruida a partir de los resultados de los casos analizados es relativamente complejo. Al usarse diferentes enfoques resulta difícil obtener conclusiones generales.

Tabla 3.9 – Destrucción de exergía I [MJ] y errores asociados con los diferentes métodos

	MDD	MDS		MQS	
	I	I	Error (%)	I	Error (%)
W1A	105,7	70,0	-33,7%	99,4	-6,0%
W1C	116,2	77,9	-33,0%	101,1	-13,0%
W1E	182,7	131,8	-27,8%	158,9	-13,0%
W2A	151,2	107,2	-29,1%	132,8	-12,2%
W2C	157,8	103,3	-34,5%	122,7	-22,2%
W2E	237,3	162,8	-31,4%	185,4	-21,9%
W3A	174,2	133,8	-23,2%	154,6	-11,2%
W3C	179,9	118,2	-34,3%	133,0	-26,1%
W3E	266,5	181,1	-32,0%	197,7	-25,8%



Figura 3.5 – Valores de I [MJ] obtenidos con los diferentes métodos

A la vista de la tabla y la gráfica anteriores se puede decir que el método dinámico detallado es el que proporciona valores más elevados. A continuación se encuentra el método cuasi-estacionario, ya que incluye el término de exergía almacenada en la pared, y por último el método dinámico simplificado. Las diferencias van desde un 23 a un

35 % en el caso del dinámico simplificado y desde un 6 a un 27 % en el caso del método cuasi-estacionario.

Para los tres métodos analizados se observa que la destrucción de exergía aumenta con la inercia. Respecto al clima existen diferencias en función del método empleado. Así, para el caso del método detallado, la exergía destruida crece a medida que el clima se vuelve más frío (orden Almería-Bilbao-Burgos). Para el resto de métodos, ese comportamiento se produce únicamente para la pared de menor inercia. Para las paredes de inercia media y alta el menor valor se da para el clima de Bilbao, luego para Almería y finalmente para Burgos. La explicación de este comportamiento anómalo no se debe a ningún fenómeno físico, sino a la combinación de los flujos de exergía en la superficie interior, en la superficie exterior y la exergía acumulada.

4.3 Conclusiones

A la vista de los resultados obtenidos, se comprueba que el valor de $B_{q,si}$ apenas depende del método seleccionado. La razón fundamental, como ya se ha comentado, es que los valores de la temperatura interior están bastante acotados, lo cual provoca que las diferencias sean pequeñas.

Esta circunstancia permite a priori, considerar como válido cualquiera de los métodos empleados para la evaluación de los parámetros donde aparece el término $B_{q,si}$. No obstante, en los resultados obtenidos, se puede observar que a bajas inercias, las diferencias entre los tres métodos son mayores. Considerando que en la definición del primer parámetro propuesto (ξ) aparece el término $B_{q,si}$ de una pared sin inercia, sería recomendable para evitar cometer grandes errores la utilización del método dinámico detallado.

El segundo parámetro propuesto (Ψ) viene expresado en función de la exergía destruida. Esta variable, a diferencia de la anterior, sí depende del método empleado. Los posibles errores que se pueden cometer son excesivos (superiores en algunos casos al 30 %). Por lo tanto, para la correcta evaluación del segundo parámetro es indispensable emplear el método dinámico detallado.

En el resto de parámetros propuestos (χ , Γ y U^{ex}) aparece el término $B_{q,si}$ por lo que, por los motivos argumentados en el caso del parámetro ξ , sería recomendable utilizar el método dinámico detallado.

Por otra parte, el esfuerzo computacional que implica el método dinámico detallado no es excesivo (inferior a 2 minutos por caso).

Teniendo en cuenta todo ello, y dada la “obligación” que impone el estudio del segundo parámetro propuesto, el método elegido en esta tesis para el análisis de los diferentes cerramientos ha sido el método dinámico detallado (MDD).

5 Intercambio de energía y exergía en la superficie interior

Las condiciones de contorno utilizadas en el apartado anterior para el análisis del comportamiento de la pared han sido las temperaturas superficiales interior y exterior en los diferentes instantes. Esas temperaturas son consecuencia de los diferentes intercambios de calor que se producen, tanto en la superficie interior como en la exterior del edificio. Resulta por ello, necesario tener una idea precisa y detallada de dichos intercambios de energía y exergía, distinguiendo los diferentes mecanismos que intervienen.

Por este motivo, en el presente capítulo se analiza lo que ocurre en el interior del edificio. Para ello se aplicará de nuevo el método dinámico detallado propuesto en esta tesis. Una vez resueltos los distintos intercambios de energía en cada instante, se cuantificarán los correspondientes intercambios de exergía, así como las inevitables destrucciones de exergía que llevan aparejados.

Mediante un estudio paramétrico que considere diversos climas, inercias y niveles de aislamiento de las paredes, se podrán obtener diferentes conclusiones sobre la influencia de cada uno de esos parámetros.

En general, el intercambio de energía en el interior de los edificios resulta bastante complejo e incluye varios términos. Entre ellos se encuentran:

- Las ganancias debidas a la radiación solar que entra a través de las ventanas y es absorbida por las superficies interiores.
- Las ganancias internas debidas a personas, iluminación o equipamiento. Podrán ser convectivas y/o radiantes dependiendo del tipo de fuente que las genere.
- Las pérdidas o ganancias de energía debida a la ventilación y las infiltraciones.
- El intercambio por convección entre las superficies interiores y el aire del interior del edificio.
- El intercambio por radiación de onda larga entre las diferentes superficies.

Teniendo en cuenta las simplificaciones comentadas en el apartado 2 del presente capítulo, en esta tesis solo es necesario considerar las dos últimas. A priori esta circunstancia puede inducir a pensar en una falta de realismo de los resultados obtenidos. No obstante, si se contemplasen otros fenómenos, sería necesario contemplar toda la casuística posible. En esa situación el número de casos y combinaciones imposibilitaría la obtención de conclusiones. Además, el objetivo es poder observar los efectos debidos exclusivamente a los cerramientos.

Con todo lo expresado anteriormente, el balance de energía correspondiente para una superficie genérica i queda:

$$q_{cv,i} + q_{rad,lw,abs,i} = q_{cd,si} + q_{rad,lw,emit,i} \quad \text{eq. 3.1}$$

En la figura de la página siguiente se representan de manera esquemática los intercambios considerados en el edificio de referencia.

De manera similar a lo realizado en el análisis en el interior de la pared, para la resolución del intercambio radiante en el interior del edificio se ha partido de los valores de temperaturas superficiales obtenidos con TRNSYS para todas las paredes que forman el recinto.

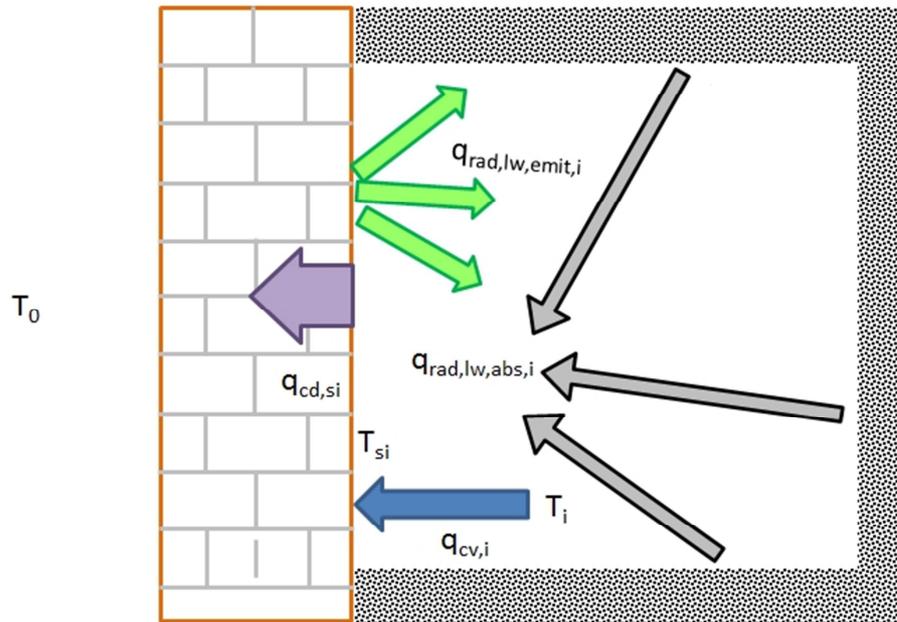


Figura 3.6 – Intercambios de energía en el interior del edificio de referencia.

Por defecto, TRNSYS calcula el intercambio de radiación entre las superficies, y la convección entre las superficies y el aire interior del edificio mediante el método aproximado de la red estrella propuesto por Seem en su tesis (Seem 1987). Este método utiliza un nodo de temperatura ficticio (T_{star}) para considerar los flujos de energía desde una superficie por convección al aire y por radiación a otras paredes o elementos.

El método calcula las resistencias equivalentes $R_{equiv,j}$ asociadas al flujo combinado por convección y radiación en cada superficie y la resistencia R_{star} . El método, aun siendo aproximado, es más preciso que suponer un coeficiente combinado de convección y radiación.

$$q_{comb,i} = q_{cv,i} + q_{rad,i} = \frac{1}{R_{equiv,i} \cdot A_i} \cdot (T_{si} - T_{star}) \quad \text{eq. 3.2}$$

$$R_{star,i} = f(\alpha_i, A_j) = \frac{1}{q_{surf,i}} \cdot (T_{star} - T_i) \quad \text{eq. 3.3}$$

En la siguiente Figura 3.7 se muestra el esquema de resolución mediante dicho método.

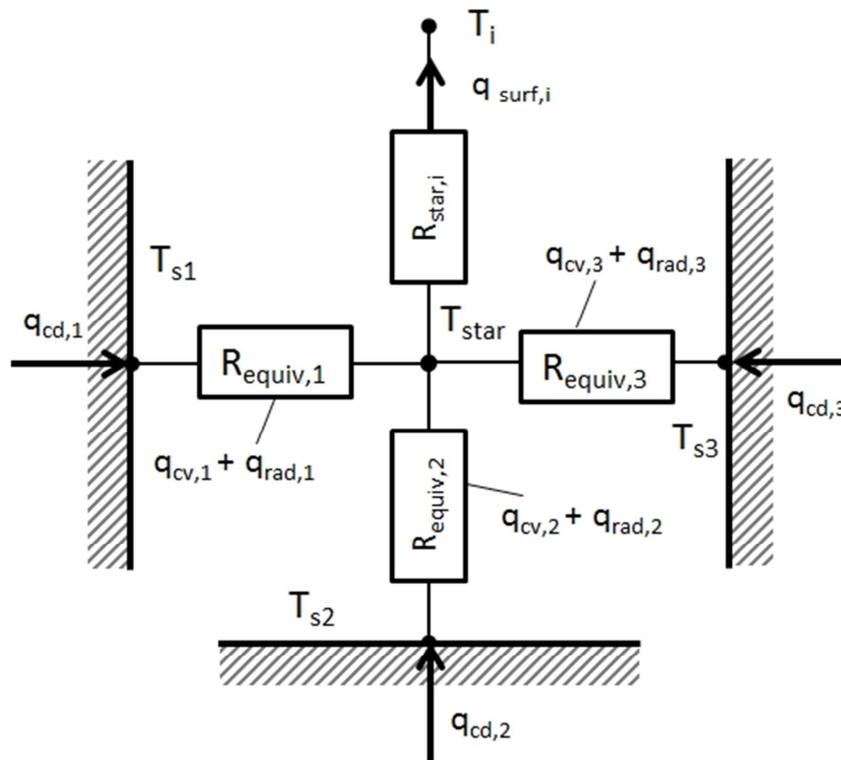


Figura 3.7 – Esquema de resolución del intercambio de energía en el interior del edificio de referencia mediante el método de la T_{star}

Este método de resolución de los intercambios de radiación de onda larga en el interior del edificio presenta un inconveniente para los objetivos de esta tesis. El inconveniente es que, cuando TRNSYS aplica este método, supone que todas las superficies son negras (Klein 2010b). Esta hipótesis simplificadora resulta una aproximación adecuada para la mayoría de los casos (emisividades cercanas a 0,9). Las excepciones podrían producirse cuando existen grandes espejos, ventanas con vidrios bajo emisivos hacia el interior del espacio, o paredes forradas con chapas metálicas. Como en el edificio de referencia no existen ventanas y todas las superficies interiores tienen emisividades igual a 0,9, el método podría aplicarse. Sin embargo, esa hipótesis no permitiría analizar de manera detallada los intercambios de exergía asociados a la radiación de onda larga, pudiendo desvirtuar los resultados. Por ese motivo se ha considerado necesario utilizar otro método, que considere de manera separada el intercambio entre superficies grises. Dicho método se describe en detalle en el apartado 5.3.

5.1 Intercambio por convección

Desde un punto de vista matemático, el intercambio por convección en el interior es el más sencillo de resolver.

$$q_{cv,i} = h_{cv,i} \cdot (T_i - T_{si}) \quad \text{eq. 3.4}$$

Teniendo en cuenta que la diferencia de temperaturas entre el aire interior del edificio y la temperatura superficial de la pared va a variar en un intervalo bastante acotado, el uso de un valor constante para el coeficiente de convección resulta una aproximación cercana a la realidad.

El valor del coeficiente de convección utilizado en las simulaciones ha sido el valor normalizado recomendado en función de la dirección del flujo de calor por la norma UNE EN ISO 6946 (ver Tabla 3.3).

5.2 Intercambio por radiación de onda corta

Esta contribución no se ha considerado en el edificio, ya que no existen ventanas que dejen pasar la radiación solar, ni se han considerado fuentes internas de calor (iluminación o equipos que emitan a longitudes de onda corta).

5.3 Intercambio por radiación de onda larga

El análisis de la transferencia de energía por radiación en recintos formados por superficies negras es relativamente sencillo, ya que toda la radiación incidente es absorbida. No obstante, ese tipo de recintos tienen una utilidad meramente teórica, ya que en la realidad, las superficies que definen los recintos presentan emisividades altas, aunque menores que la unidad. Esta circunstancia provoca que la radiación incidente sufra múltiples reflexiones antes de ser completamente absorbida, añadiendo una mayor complejidad al problema.

Para tratar de simplificar el problema, suele ser habitual asumir que las superficies son opacas, difusas y grises. Es decir, las superficies no son transparentes, son emisores y

reflectores difusos y sus propiedades ante la radiación no dependen de la longitud de onda. Igualmente, se suele suponer que las superficies son isotermas y que tanto la radiación incidente como saliente son uniformes sobre cada superficie.

Estas hipótesis permiten considerar como una única superficie aquellas paredes que se encuentran a la misma temperatura y tienen la misma emisividad. En el caso del edificio de referencia considerado, las dos paredes verticales orientadas al este y oeste son térmicamente equivalentes. Ambas se han considerado adiabáticas y tienen la misma emisividad, por lo que sus temperaturas superficiales serán idénticas entre sí. Esto ha llevado a considerarlas una única superficie de área la suma de las dos áreas individuales. La pared norte, también considerada adiabática, va a presentar unos valores de temperatura superficial muy similar a las otras dos paredes adiabáticas y podría haberse agrupado con ellas. No obstante, como el esfuerzo computacional no es muy elevado se ha decidido considerarla de manera independiente en el cálculo.

El techo y el suelo, que también se han considerado adiabáticos, presentan unas temperaturas ligeramente diferentes de las de las paredes verticales. La razón fundamental se debe a los diferentes valores del coeficiente de convección adoptados. A pesar de que, de nuevo las emisividades son idénticas y la diferencia de temperaturas no es significativa, se ha decidido considerarlas de manera individualizada y no agruparlas en una única superficie junto con alguna de las anteriores.

De esta forma, el edificio de referencia para el cálculo del intercambio de radiación, es equivalente a un recinto formado por 5 superficies: la pared objeto orientada al sur, las paredes verticales adyacentes, la pared norte, el techo y el suelo.

5.3.1 Factores de visión

Tal y como se ha comentado en el apartado 3.3.2 del capítulo anterior, a la hora de evaluar los intercambios tanto de energía como de exergía debida a la radiación, es necesario considerar los factores de visión entre las superficies correspondientes. Dichos factores de visión pueden obtenerse directamente de TRNSYS si se usa un modelo de radiación detallado. Alternativamente, pueden calcularse a partir de las dimensiones de las superficies mediante el programa EES (Klein 2015) o las fórmulas de

factores de visión entre planos paralelos o entre planos perpendiculares que comparten arista común, existentes en la bibliografía como por ejemplo en (Howell, Siegel, Mengüç 2011).

Dada la sencillez geométrica del edificio considerado, reducido a 5 superficies al agrupar las paredes adiabáticas adyacentes a la pared (orientaciones E y O) en una sola, en esta tesis se han calculado mediante el programa EES. Los valores obtenidos son los que se muestran en la Tabla 3.10.

Tabla 3.10 – Factores de visión F_{ij} [-] entre los diferentes cerramientos del edificio de referencia

$i \backslash j$	1 Sur	2 Este y Oeste	3 Techo	4 Suelo	5 Norte
1-Sur	0	0,332	0,2636	0,2636	0,1408
2-Este y Oeste	0,166	0,1408	0,2636	0,2636	0,166
3-Techo	0,16475	0,3295	0	0,341	0,16475
4-Suelo	0,16475	0,3295	0,341	0	0,16475
5-Norte	0,1408	0,332	0,2636	0,2636	0

Estos factores de visión junto con las temperaturas obtenidas mediante las simulaciones con TRNSYS son los parámetros de entrada al código desarrollado en la tesis, en el que se calculan tanto los intercambios de energía como los de exergía.

5.3.2 Cálculo de los flujos de energía por radiación

Para la resolución de los intercambios de radiación entre superficies se ha elegido el método propuesto por Gebhart, descrito anteriormente en el capítulo 2.

Una de las principales razones por la que se ha elegido, es que se trata de un método de resolución que puede ser implementado de manera matricial. De esta forma, se pueden aprovechar las ventajas de Matlab para la resolución de sistemas basados en el producto

de matrices. A diferencia de otros, con este método el esfuerzo computacional necesario para calcular los flujos de calor y exergía es muy bajo, como a continuación se explica.

El método (ver apartado 3.3.2 del capítulo anterior) se basa en el denominado factor de intercambio radiante o factor de Gebhart, G_{ij} . Una vez obtenidos estos factores, los intercambios de energía y exergía se resuelven mediante la eq. 2.73 y eq. 2.80 respectivamente.

Existen en la bibliografía diversos métodos de obtención de los factores de Gebhart: a partir del sistema de ecuaciones eq. 2.74, mediante procesos iterativos, mediante eliminación gaussiana o similares. En esta tesis se ha decidido aprovechar las posibilidades de Matlab en el manejo de matrices y resolver el problema de manera matricial.

Con dicho enfoque, se define la matriz adimensional de Gebhart para la radiación de onda larga, G_{lw} , como:

$$G_{lw} = (I - F \cdot \rho_{lw})^{-1} \cdot F \cdot \epsilon_{lw} \quad \text{eq. 3.5}$$

donde ρ_{lw} y ϵ_{lw} son matrices diagonales cuyos elementos representan la reflectividad y la emisividad a la radiación de onda larga de cada superficie del recinto. Por su parte, I es la matriz identidad y F es la matriz de factores de visión.

La matriz adimensional G_{lw} se puede transformar en una matriz G_{lw}^* con unidades $[W/m^2 \cdot K^4]$ mediante la siguiente expresión:

$$G_{lw}^* = (I - G_{lw}^T) \cdot \epsilon_{lw} \cdot \sigma \quad \text{eq. 3.6}$$

Siendo G_{lw}^T la traspuesta de la matriz de Gebhart y σ la constante de Stefan-Boltzmann.

Mediante esa matriz auxiliar se puede demostrar que el vector $q_{rad,lw}$ de flujos de calor neto $[W/m^2]$ intercambiado por cada superficie mediante radiación de onda larga viene dado por:

$$q_{rad,lw} = G_{lw}^* \cdot T^4 \quad \text{eq. 3.7}$$

Donde T es el vector de temperaturas superficiales absolutas de las superficies que forman el recinto. Según las fórmulas anteriores, un valor negativo indica una absorción neta de radiación, mientras que un valor positivo representa una emisión neta.

La principal ventaja, desde el punto de vista de esfuerzo computacional, es que la matriz G_{lw}^* sólo es necesaria evaluarla una vez. En efecto, la matriz G depende únicamente de las dimensiones del recinto (áreas de las superficies), de su disposición geométrica (factores de visión) y de las propiedades a la radiación (emisividades) de las superficies. Los elementos de la matriz no varían a lo largo del tiempo de simulación, ni de un caso a otro si el edificio es el mismo. Estas circunstancias permiten la resolución de manera automática de varios casos.

5.4 Balance de exergía

Considerando los diferentes intercambios de energía en el interior del edificio de referencia que aparecen en la Figura 3.6, el balance de exergía correspondiente a la superficie genérica i , viene dado por la expresión:

$$b_{q,cv,i} + b_{rad,lw,i} - I_{si} = b_{q,cd,si} \quad \text{eq. 3.8}$$

Los términos de exergía asociados a los flujos de conducción $b_{q,cd,si}$ y convección $b_{q,cv,i}$ se calculan, mediante las expresiones vistas en la eq. 2.32 y eq. 2.40 respectivamente.

Por su parte, teniendo en cuenta la hipótesis de superficies grises y difusas adoptada para el edificio de referencia, se puede aplicar el método de Gebhart para la resolución de los intercambios de exergía debida a la radiación de onda larga. De esta forma, el término, $b_{rad,lw,i}$ asociado al intercambio neto de exergía en la superficie i debida a la radiación de onda larga intercambiada, se obtiene mediante la aplicación de la eq. 2.81.

$$b_{rad,lw,i} = \sum_{j=1}^N G_{ij} \cdot \varepsilon_i \cdot \frac{\sigma}{3} \left[3 \cdot (T_i^4 - T_j^4) - 4 \cdot T_0 \cdot (T_i^3 - T_j^3) \right] \quad \text{eq. 3.9}$$

5.5 Resultados obtenidos

5.5.1 Descripción de los casos analizados

El estudio se ha realizado empleando de nuevo el edificio de referencia del apartado anterior. En este caso se ha utilizado como pared objeto una pared homogénea de 30 cm de espesor y se han variado los datos climáticos y las propiedades físicas de dicha pared objeto. En conjunto se han analizado un total de 308 casos, correspondientes a la combinación de 7 zonas climáticas, 4 transmitancias térmicas y 11 capacidades caloríficas diferentes.

Para la selección de los climas se han seleccionado 7 capitales de provincia, representativas de otras tantas zonas climáticas del CTE. Si bien no se han contemplado las 13 zonas climáticas por economía de cálculo, la selección se puede considerar representativa de la climatología española. En la Tabla 3.11 se muestran las ciudades elegidas, junto con su zona climática correspondiente.

Tabla 3.11 – Zonas climáticas y localidades de referencia seleccionadas para el análisis

Zona Climática	Localidad
A4	Almería
B4	Sevilla
C1	Bilbao
C4	Toledo
D1	Vitoria-Gasteiz
D3	Madrid
E1	Burgos

Por su parte, los valores de capacidades caloríficas elegidos se muestran en la Tabla 3.12. El rango seleccionado cubre sobradamente los valores que se encuentran habitualmente en edificación, utilizándose los valores más extremos con fines meramente teóricos. Como se puede apreciar en dicha tabla, el primer valor de inercia considerado, el denominado C0, se corresponde con una pared con una capacidad calorífica prácticamente nula. Es decir, se trata de una pared sin inercia (no se ha utilizado un valor nulo exacto para evitar problemas de indeterminaciones al dividir por cero). Esta pared, de comportamiento puramente teórico, se ha analizado para ver el rango completo de variación de los diferentes parámetros debido a la inercia. Otra razón que ha llevado a utilizarla es el hecho de que dos de los parámetros propuestos relacionan el comportamiento de la pared real con el de la pared equivalente sin inercia. Con objeto de poder aprovechar las simulaciones cuando se analicen los diferentes parámetros propuestos se ha incluido en el análisis.

Tabla 3.12 – Capacidades caloríficas empleadas para el análisis

Código	C [MJ/m ³ ·K]
C0	0,001
C1	0,25
C2	0,50
C3	0,75
C4	1,00
C5	1,25
C6	1,50
C7	2,00
C8	2,50
C9	3,00
C10	4,00

Finalmente para analizar la influencia de los diferentes flujos de energía y exergía respecto de la transmitancia, se han considerado 4 valores diferentes de conductividad térmica, y por lo tanto, diferente transmitancia térmica. Dichos valores, junto con la transmitancia asociada se muestran en la tabla siguiente (Tabla 3.13). Los valores seleccionados se han elegido tratando de cubrir valores de transmitancia térmica habituales en función de las distintas normativas en vigor en cada momento. Así, el primer valor ($U=1,30 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$) podría corresponder a paredes de la época de la NBE-CT 79 (Presidencia del Gobierno 1979) o incluso anteriores. La segunda ($U=0,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$) y la tercera ($U=0,40 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$) serían valores promedio de la transmitancia límite establecida en el CTE de 2006 y 2013 respectivamente. Por último, el cuarto valor elegido ($U=0,13 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$), se puede considerar a día de hoy excesivamente aislante, teniendo en cuenta los espesores habituales de aislamiento utilizados actualmente. No obstante, si se tiene en cuenta la obligación de que los edificios nuevos a partir de 2020 deberán ser de consumo energético casi nulo, este valor podría ser representativo en un futuro no muy lejano.

Tabla 3.13 – Transmitancias térmicas consideradas para el análisis

Código	λ		U [$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$]
	[$\text{W/m}\cdot\text{K}$]	[$\text{kJ/h}\cdot\text{m}\cdot\text{K}$]	
U1	0,50	1,80	1,30
U2	0,25	0,90	0,73
U3	0,128	0,463	0,40
U4	0,04	0,144	0,13

Una vez descritos los casos a considerar y tras realizar las simulaciones, es turno de analizar dichos resultados. Dicho análisis se ha estructurado en tres partes. Por un lado, se ha analizado cómo influyen el clima y las características de la pared (inercia y transmitancia), en los flujos de energía en la superficie interior. A continuación se ha realizado un análisis similar pero para los flujos de exergía. Finalmente, se han comparado entre sí los valores de energía y exergía obtenidos. Para evitar una cantidad excesiva de tablas y valores, en los siguientes subapartados se muestran únicamente

aquellos que por su representatividad o debido a su singularidad merece comentar, así como las conclusiones más relevantes que se pueden extraer de los mismos.

5.5.2 Flujos de energía

En la

Tabla 3.14 de la página siguiente se muestran los diferentes flujos de calor sobre la superficie interior del edificio.

Tabla 3.14 – Flujos de energía en la superficie interior para los casos analizados.

		$q_{cd,si}$	$q_{cv,i}$	$q_{rad,lw,emit,i}$	$q_{rad,lw,abs,i}$
		[MJ]	[MJ]	[MJ]	[MJ]
A4	C0	144,7	53,7	122.181,5	122.272,5
	C1	140,6	58,5	122.154,0	122.236,2
	C2	138,4	57,8	122.138,8	122.219,5
	C3	137,5	56,8	122.132,5	122.213,2
	C4	136,7	58,8	122.126,9	122.204,9
	C5	136,6	57,9	122.126,1	122.204,9
	C6	136,8	56,3	122.127,4	122.207,9
	C7	136,7	55,6	122.126,6	122.207,6
	C8	136,4	55,5	122.124,3	122.205,2
	C9	136,1	55,3	122.121,9	122.202,7
	C10	135,4	55,0	122.117,1	122.197,4
B4	C0	307,0	120,0	122.159,5	122.346,4
	C1	303,3	124,0	122.133,6	122.312,9
	C2	301,9	124,5	122.122,8	122.300,1
	C3	302,0	122,1	122.123,2	122.303,2
	C4	301,4	123,5	122.118,5	122.296,4
	C5	300,9	124,1	122.115,2	122.292,0
	C6	300,9	122,8	122.114,8	122.292,9
	C7	300,7	121,6	122.113,3	122.292,3
	C8	300,1	121,4	122.109,6	122.288,3
	C9	299,5	121,2	122.105,4	122.283,7
	C10	298,4	120,6	122.097,2	122.275,0
C1	C0	1.024,8	404,2	118.746,5	119.367,1
	C1	1.020,0	408,1	118.713,8	119.325,7
	C2	1.017,8	407,8	118.698,6	119.308,6
	C3	1.017,0	406,2	118.692,5	119.303,3
	C4	1.015,8	407,6	118.684,7	119.293,0
	C5	1.015,2	407,1	118.680,5	119.288,5
	C6	1.014,9	405,8	118.678,6	119.287,7
	C7	1.014,3	404,7	118.674,1	119.283,8
	C8	1.013,5	404,3	118.668,7	119.277,9
	C9	1.012,7	404,1	118.663,4	119.272,0
	C10	1.011,2	403,4	118.653,3	119.261,1

Tabla 3.14 – Flujos de energía en la superficie interior (cont.)

C4	C0	724,5	286,6	121.172,3	121.610,3
	C1	721,3	290,6	121.149,4	121.580,1
	C2	720,5	291,3	121.142,6	121.571,8
	C3	721,0	288,9	121.144,9	121.577,0
	C4	720,5	290,7	121.141,4	121.571,2
	C5	720,3	291,0	121.140,0	121.569,3
	C6	720,5	289,8	121.141,0	121.571,7
	C7	720,3	288,9	121.139,4	121.570,8
	C8	719,8	288,7	121.136,1	121.567,2
	C9	719,3	288,5	121.132,9	121.563,8
	C10	718,5	288,0	121.127,4	121.557,9
D1	C0	1.520,9	603,3	117.786,9	118.704,5
	C1	1.515,3	606,2	117.748,8	118.657,8
	C2	1.512,5	605,7	117.729,5	118.636,3
	C3	1.511,7	603,5	117.723,1	118.631,3
	C4	1.510,6	604,3	117.715,5	118.621,7
	C5	1.509,6	605,1	117.708,9	118.613,4
	C6	1.509,2	603,6	117.706,4	118.612,0
	C7	1.508,3	602,2	117.700,5	118.606,5
	C8	1.507,3	601,8	117.693,9	118.599,4
	C9	1.506,4	601,5	117.688,2	118.593,1
	C10	1.504,7	600,7	117.676,7	118.580,7
D3	C0	1.123,3	445,0	119.974,2	120.652,6
	C1	1.121,2	449,0	119.958,2	120.630,5
	C2	1.121,2	449,7	119.956,1	120.627,6
	C3	1.121,8	447,7	119.959,6	120.633,7
	C4	1.121,5	449,7	119.956,9	120.628,7
	C5	1.121,4	450,3	119.956,1	120.627,2
	C6	1.121,7	448,9	119.957,8	120.630,6
	C7	1.121,9	448,1	119.959,3	120.633,1
	C8	1.121,5	447,9	119.956,4	120.630,0
	C9	1.120,8	447,7	119.951,3	120.624,5
	C10	1.119,4	447,0	119.941,9	120.614,3
E1	C0	1.822,1	724,2	117.482,7	118.580,6
	C1	1.816,9	727,0	117.447,0	118.536,9
	C2	1.814,5	726,5	117.430,0	118.517,9
	C3	1.813,8	724,6	117.424,6	118.513,7
	C4	1.812,5	725,3	117.416,3	118.503,6
	C5	1.811,4	725,8	117.408,7	118.494,3
	C6	1.810,7	724,5	117.404,3	118.490,5
	C7	1.809,4	722,8	117.395,8	118.482,4
	C8	1.807,9	722,2	117.386,1	118.471,9
	C9	1.806,4	721,7	117.376,4	118.461,2
	C10	1.803,8	720,5	117.359,2	118.442,5

Las principales conclusiones que se pueden sacar a la vista de los resultados son:

a) Desde un punto de vista cualitativo, se da una gran homogeneidad en el reparto de los porcentajes que cada flujo supone en el balance final, con independencia del clima. La principal razón es que, al haber considerado un sistema de calefacción y refrigeración trabajando entre 20 y 26 °C, se acotan bastante las posibles diferencias. En las siguientes figuras se pone de manifiesto esta homogeneidad. Todas las gráficas son para el caso $C = 1 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$

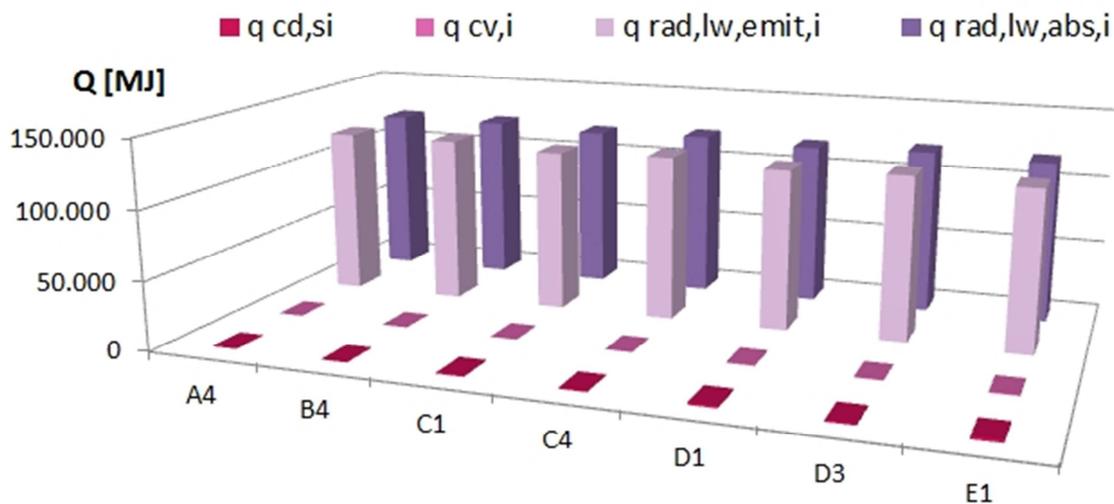


Figura 3.8 – Contribución al balance de energía en el interior por climas.

Si se separan los flujos de conducción y convección de los de radiación para evitar posibles fallos de apreciación debido a los diferentes órdenes de magnitud, se observa que existen diferencias a nivel cuantitativo entre climas, ver Figura 3.9. Como era previsible, las menores pérdidas a través de la pared se producen para climas de inviernos más suaves (A4 y B4).

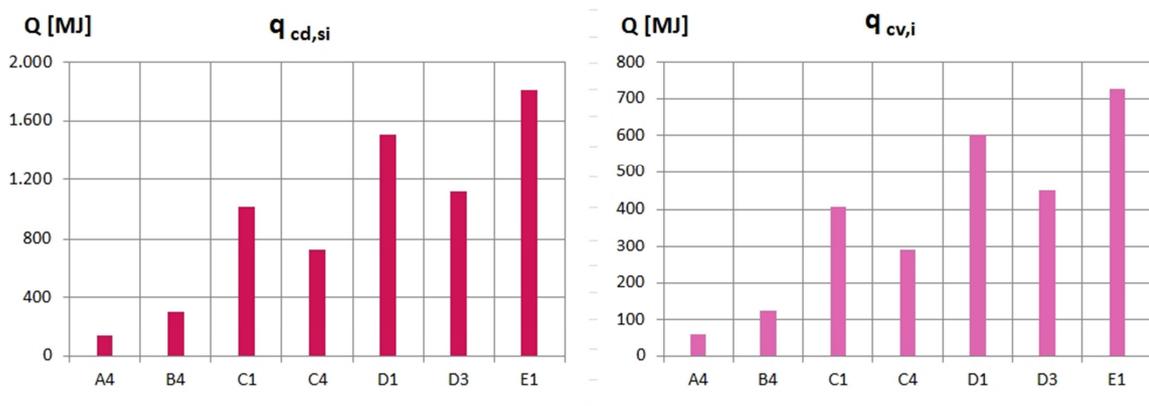


Figura 3.9 – Calor por conducción y convección en el interior para diferentes climas.

Ese efecto también tiene su correspondencia en el intercambio por radiación, aunque la magnitud de las cantidades puestas en juego lo enmascare ligeramente, ver Figura 3.10.

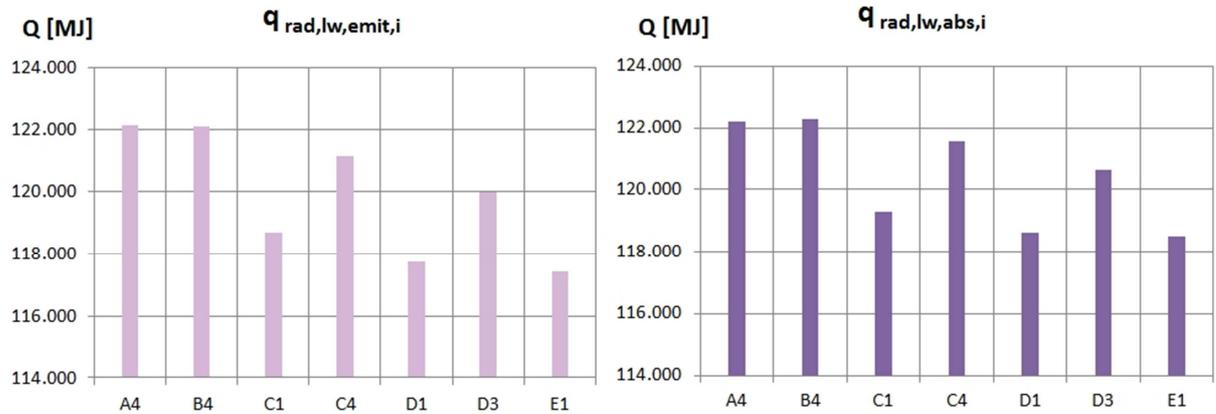


Figura 3.10 – Radiación emitida y absorbida en el interior para diferentes climas.

b) Desde un punto de vista de importancia relativa de cada mecanismo, los términos más importantes cuando se consideran individualmente son los correspondientes al intercambio por radiación. En efecto, la radiación emitida y la radiación absorbida representan en todos los casos más del 98 % de la energía puesta en juego. Esta circunstancia se da para todas las localidades, correspondiendo a las más cálidas los valores más altos (99,8 % para Almería) y a las zonas más frías los valores más bajos (98,9 % para Burgos). La razón de esa reducción se debe a las mayores pérdidas a través de la pared en invierno. En la siguiente gráfica (Figura 3.11) se muestran los porcentajes correspondientes a Almería, Bilbao y Burgos.

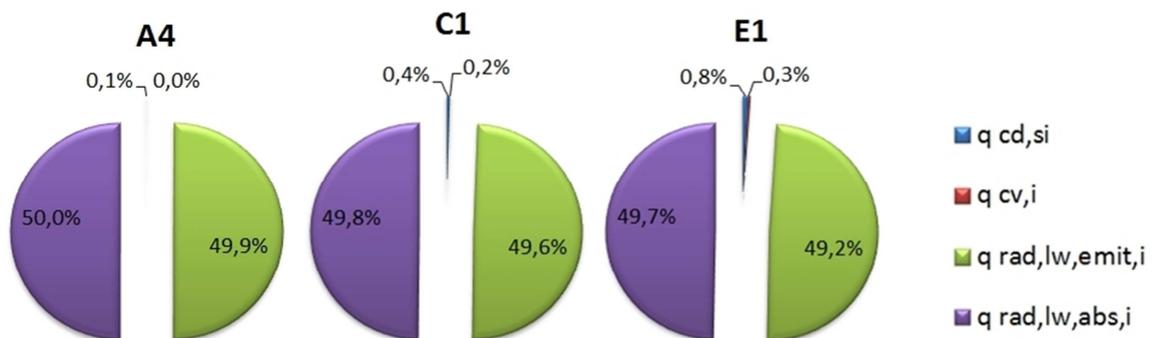


Figura 3.11 – Porcentajes de contribución al balance de energía en el interior.

Si se calcula el balance neto por radiación (radiación absorbida menos radiación emitida), el calor por conducción aproximadamente se debe en un 60 % a la radiación y en un 40 % a la convección tal y como se observa en la siguiente Figura 3.12.

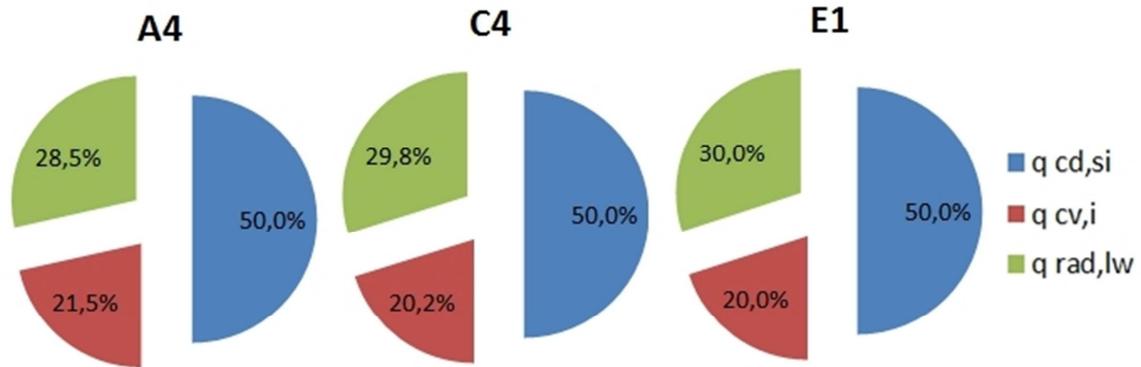


Figura 3.12 – Porcentajes de contribución al balance de energía en el interior considerando el flujo neto por radiación.

c) Esos repartos apenas varían con la inercia de la pared. A modo ilustrativo se muestra el reparto para Bilbao, considerando tanto los términos de radiación por separado (Figura 3.13), como en balance neto (Figura 3.14) para que no distorsione la escala.

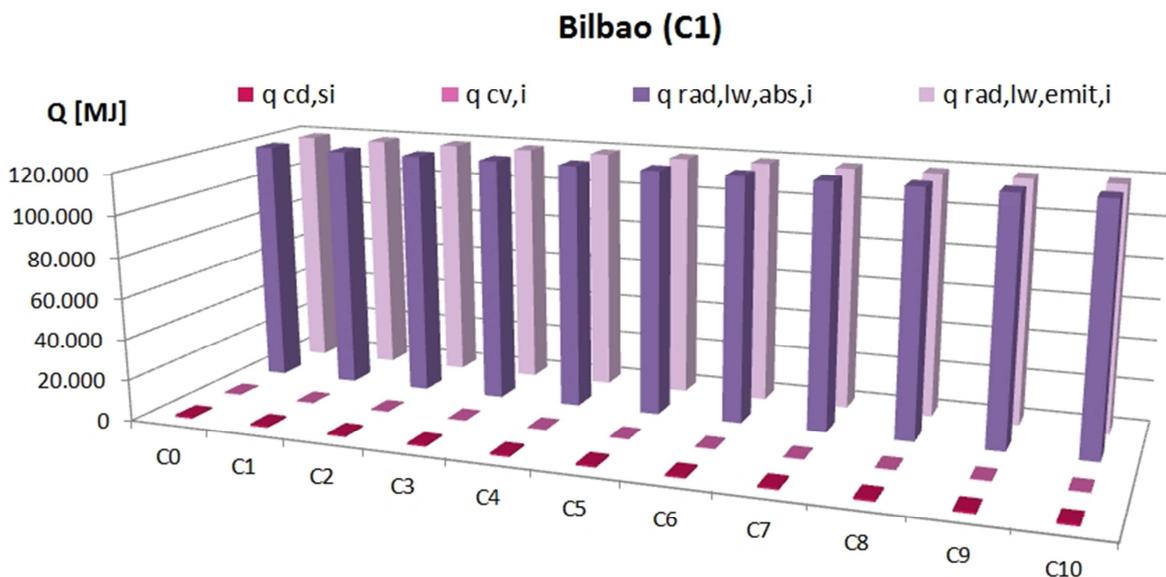


Figura 3.13 – Contribución de cada término al balance de energía en función de la inercia.

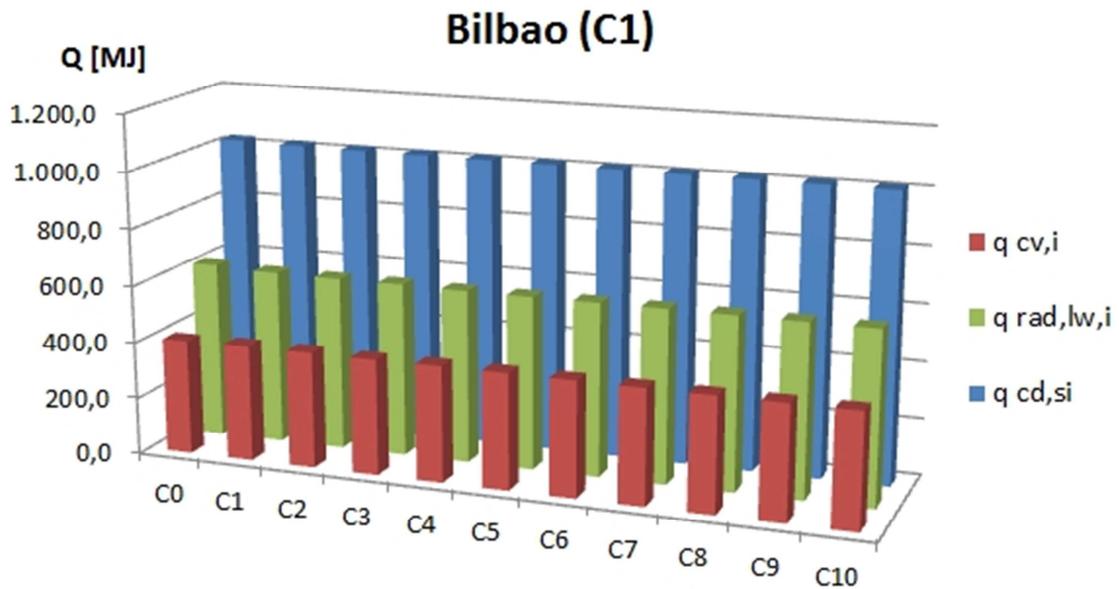


Figura 3.14 – Contribución de la Figura 3.13 agrupando el intercambio por radiación.

- d) En cuanto a la dependencia con la transmitancia, se observa que el único efecto es el previsible escalado de los valores, siendo el comportamiento totalmente análogo entre las diferentes transmitancias. A modo de ejemplo se muestra el caso de Bilbao para las cuatro transmitancias consideradas (ver Figura 3.15).

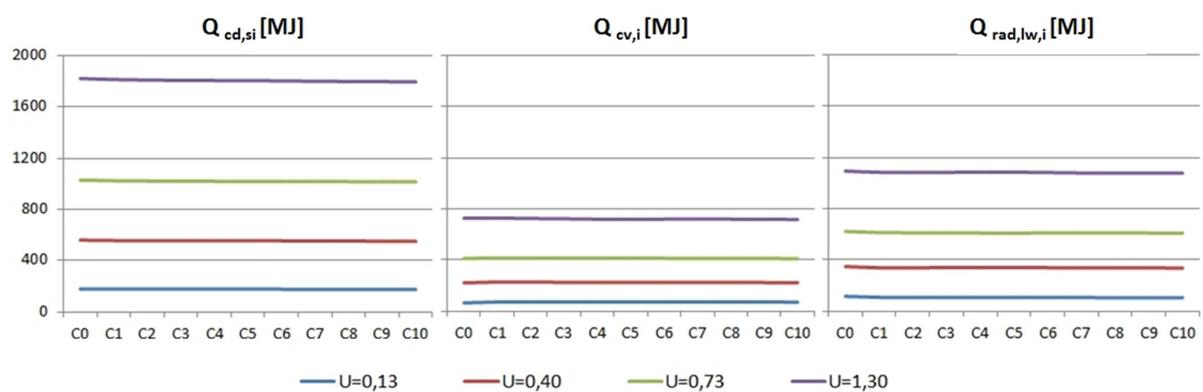


Figura 3.15 – Flujos por conducción, convección y radiación en el interior para diferentes transmitancias.

5.5.3 Flujos de exergía

Planteando un análisis similar al realizado con los flujos de energía, se muestra a continuación la tabla con los flujos de exergía que se producen en el intercambio por el interior del edificio.

Tabla 3.15 – Flujos de exergía en el interior para las 7 zonas climáticas ($U= 0,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$)

		$B_{q,cd,si}$	$B_{q,cv,i}$	$B_{q,rad,i}$	$B_{rad,abs,i}$	I_{si}
		[MJ]	[MJ]	[MJ]	[MJ]	[MJ]
A4	C0	14,2	4,8	62,2	73,0	1,4
	C1	12,5	4,3	65,0	74,1	0,9
	C2	6,9	2,5	69,7	75,1	1,0
	C3	5,0	1,9	71,5	75,7	1,1
	C4	4,6	1,8	71,9	75,7	1,0
	C5	4,9	1,9	71,9	75,9	1,0
	C6	5,2	2,0	72,0	76,3	1,1
	C7	5,8	2,1	72,1	76,8	1,1
	C8	5,9	2,2	72,5	77,3	1,1
	C9	5,9	2,2	73,0	77,8	1,1
	C10	5,7	2,1	74,2	78,9	1,1
B4	C0	34,5	11,9	119,9	144,4	1,9
	C1	26,7	9,4	128,3	147,1	1,6
	C2	15,2	5,8	137,8	149,1	1,9
	C3	11,8	4,7	140,7	149,9	2,1
	C4	11,6	4,6	141,1	150,1	2,0
	C5	12,3	4,9	140,9	150,2	1,9
	C6	13,1	5,1	140,7	150,7	2,0
	C7	14,1	5,4	140,6	151,4	2,1
	C8	14,4	5,5	141,0	151,9	2,0
	C9	14,3	5,4	141,7	152,6	2,0
	C10	13,7	5,2	143,2	153,9	2,1
C1	C0	46,0	17,3	157,2	187,7	1,9
	C1	41,9	16,1	161,3	188,7	1,6
	C2	35,2	13,9	166,7	189,8	1,8
	C3	32,9	13,1	168,6	190,6	2,1
	C4	32,4	13,0	169,0	190,5	2,0
	C5	32,5	13,0	169,0	190,6	2,0
	C6	32,7	13,0	169,0	190,8	2,1
	C7	32,9	13,0	169,1	191,1	2,1
	C8	32,8	13,0	169,3	191,2	2,1
	C9	32,5	12,8	169,7	191,4	2,1
	C10	31,8	12,6	170,4	191,8	2,2

Tabla 3.16 – Flujos de exergía en el interior (cont.).

C4	C0	49,6	18,2	175,8	209,5	2,2
	C1	43,7	16,3	182,4	211,6	1,9
	C2	33,7	13,1	190,7	213,5	2,3
	C3	30,4	12,0	193,6	214,6	2,6
	C4	30,0	11,9	194,2	214,9	2,6
	C5	30,4	12,0	194,2	214,9	2,4
	C6	31,0	12,2	194,2	215,5	2,5
	C7	31,6	12,3	194,4	216,3	2,6
	C8	31,7	12,3	195,1	217,0	2,5
	C9	31,4	12,2	196,0	217,7	2,6
	C10	30,7	11,9	197,9	219,3	2,7
D1	C0	80,0	30,6	271,9	324,1	2,9
	C1	73,3	28,5	278,1	325,6	2,6
	C2	63,5	25,2	285,7	327,2	3,1
	C3	60,5	24,2	288,2	327,9	3,4
	C4	60,0	24,1	288,4	327,7	3,3
	C5	60,4	24,2	288,1	327,5	3,2
	C6	60,9	24,3	287,9	327,8	3,3
	C7	61,5	24,5	287,6	328,1	3,4
	C8	61,5	24,4	287,7	328,1	3,4
	C9	61,2	24,3	288,0	328,3	3,4
	C10	60,4	24,0	288,7	328,5	3,5
D3	C0	65,9	24,6	227,3	271,2	2,6
	C1	58,3	22,2	235,3	273,8	2,4
	C2	47,2	18,6	244,5	275,9	2,8
	C3	43,8	17,5	247,5	277,0	3,2
	C4	43,6	17,4	247,9	277,1	3,1
	C5	44,2	17,6	247,7	277,1	2,9
	C6	44,9	17,8	247,6	277,8	3,1
	C7	45,9	18,1	247,6	278,5	3,1
	C8	46,0	18,1	248,1	279,1	3,1
	C9	45,8	18,0	248,8	279,7	3,1
	C10	45,2	17,8	250,4	281,0	3,2
E1	C0	99,7	38,5	339,4	403,9	3,4
	C1	93,8	36,7	344,9	405,2	3,2
	C2	84,6	33,6	352,2	406,8	3,6
	C3	81,5	32,5	354,7	407,6	4,0
	C4	80,9	32,4	355,1	407,5	3,9
	C5	81,1	32,4	355,0	407,4	3,8
	C6	81,4	32,5	354,9	407,6	3,9
	C7	81,8	32,6	354,8	408,0	4,0
	C8	81,6	32,5	355,0	408,1	4,0
	C9	81,3	32,3	355,3	408,2	4,0
	C10	80,4	32,0	356,0	408,4	4,0

En cuanto al análisis de dichos valores, las conclusiones que se pueden extraer son muy similares a las comentadas en el caso de los flujos de energía. Como característica más importante cabe citar el bajo valor de los flujos de exergía en comparación con los correspondientes flujos de energía. La principal causa como luego se verá es el bajo factor de calidad que presentan, al tratarse de flujos de calor cercanos a la temperatura ambiente.

Aparte de esa circunstancia, se sigue manteniendo la constancia en el peso relativo de cada mecanismo con independencia del clima.

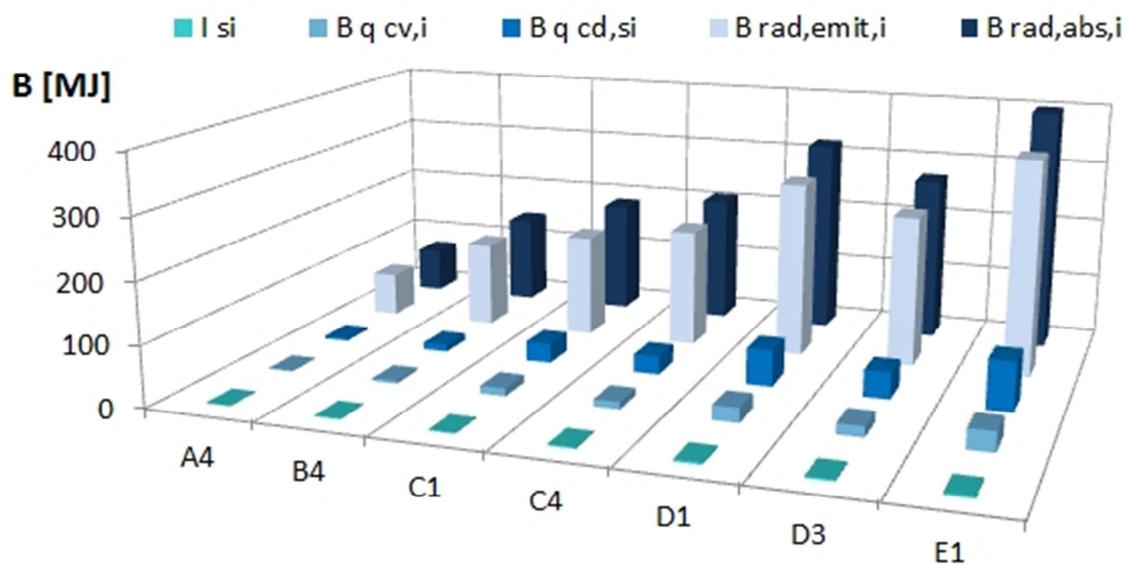


Figura 3.16 – Contribución al balance de exergía en el interior por climas.

En la figura anterior (Figura 3.16) se aprecia que los flujos asociados a la radiación (tanto emitida como absorbida) condicionan mucho la escala de la gráfica, impidiendo apreciar de manera clara las diferencias debidas a la variación de la zona climática. Por ello, en la Figura 3.17 de la página siguiente se han vuelto a separar los flujos debidos a la radiación. Como conclusión se vuelve a constatar la predominancia del régimen de invierno sobre el de verano, dándose los mayores valores para las localidades de mayor severidad climática en invierno (D1 y E1).

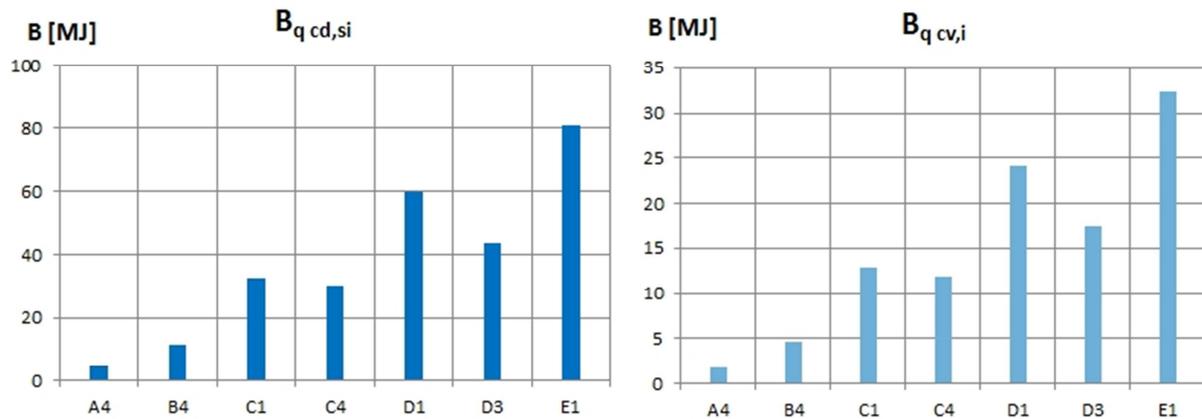


Figura 3.17 – Exergía debida a la conducción y convección en el interior para diferentes climas. Obviamente, ese comportamiento se manifiesta también en la destrucción de exergía en la superficie interior. Destaca el bajo valor de la destrucción de exergía, debido fundamentalmente al pequeño salto de temperaturas entre el aire y las distintas superficies, ver Figura 3.18.

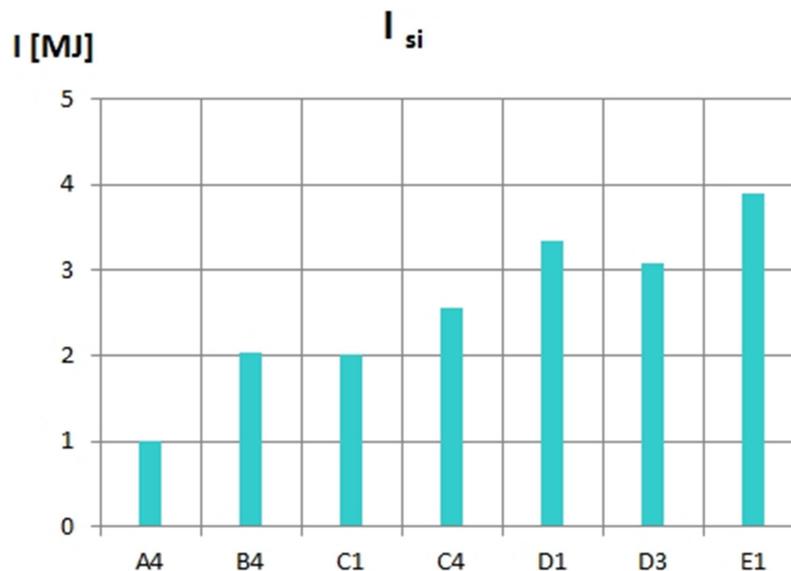


Figura 3.18 – Destrucción de exergía en el interior para diferentes climas.

Por su parte, los flujos de exergía de radiación emitida y absorbida se muestran a continuación en la Figura 3.19. Predominan ligeramente los debidos a la radiación absorbida, ya que la temperatura de la superficie interior de la pared objeto tiende a parecerse más a la temperatura del ambiente, puesto que se encuentra más expuesta que el resto de paredes, que son adiabáticas.

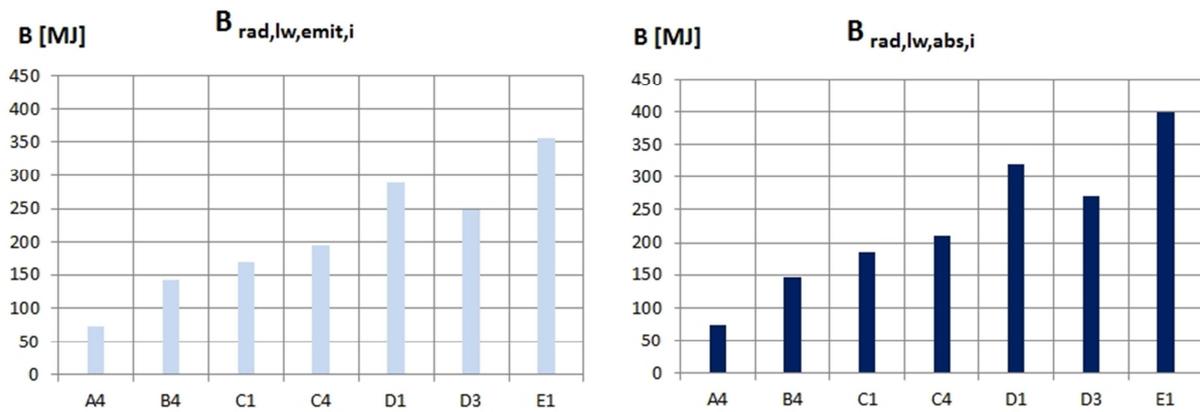


Figura 3.19 – Radiación emitida y absorbida en el interior para diferentes climas.

En lo relativo al peso relativo de cada término en función de la zona climática, de nuevo predominan los flujos asociados a la radiación, disminuyendo su peso relativo desde los climas de inviernos más suaves a los de inviernos más duros. La contribución de la destrucción de exergía sigue un comportamiento similar, aumentando por el contrario las debidas al flujo por conducción y por convección, tal y como se aprecia en la Figura 3.20.

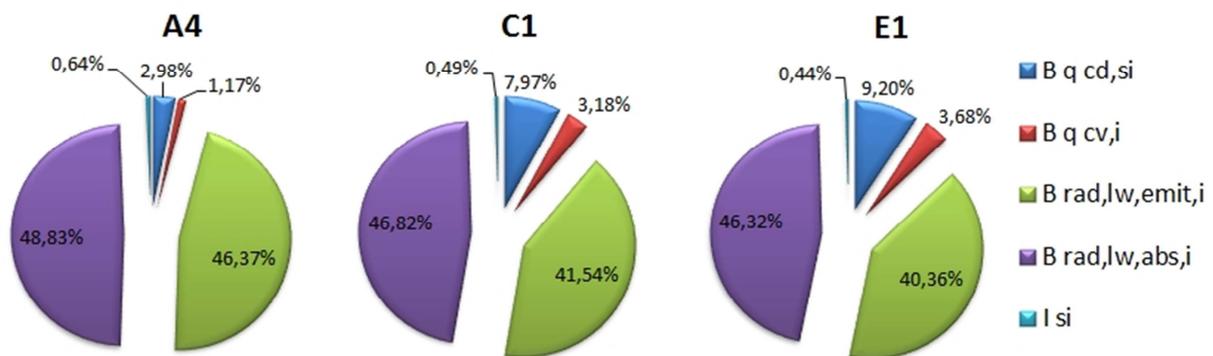


Figura 3.20 – Porcentajes de contribución al balance de exergía en el interior.

Considerando el flujo neto de exergía de radiación en la pared, definido positivo cuando es absorbido, se elimina el efecto de escala debido a la radiación, apareciendo el peso relativo real de cada mecanismo de transmisión, más el debido a la inevitable destrucción de exergía, ver Figura 3.21.

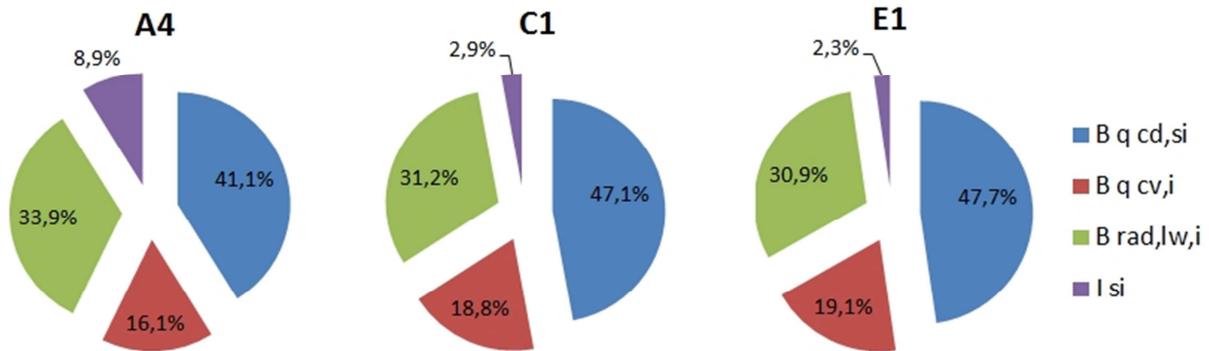


Figura 3.21 – Porcentajes de contribución al balance de exergía en el interior considerando el flujo neto por radiación.

Respecto a la influencia de la inercia en el balance de exergía en el interior, a diferencia de lo que ocurría en el caso de los flujos de energía, ahora se produce un comportamiento que no es monótono. En general todos los flujos, pero no así la destrucción de exergía, presentan una reducción de sus valores a bajas inercias (de C0 a C3), alcanzan un mínimo en el entorno de $C \approx 1 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$ (C4), para pasar prácticamente a estabilizarse para el resto de inercias. Se trata de un fenómeno que se da para todos los climas. Como ejemplo, en la Figura 3.22 se muestran los valores para las zonas climáticas de Almería, Bilbao y Burgos.

En cuanto a la influencia de la transmitancia en los valores de los flujos de exergía, se observa (ver Figura 3.23, Figura 3.24 y Figura 3.25):

- En los flujos de exergía de conducción y convección aumentan los flujos al aumentar la transmitancia, circunstancia previsible al aumentar las pérdidas de calor a través de la pared objeto.
- En los flujos de exergía de radiación, el comportamiento es justo el contrario. La razón de dicho cambio de comportamiento obedece a que cuanto más aislante (menor transmitancia) es la pared objeto, más se alejan las temperaturas superficiales interiores de la exterior, por lo que mayor será su exergía asociada.
- La destrucción de exergía presenta un comportamiento irregular, no homogéneo, consecuencia de las diferentes variaciones que experimentan los diferentes flujos de exergía en el interior.

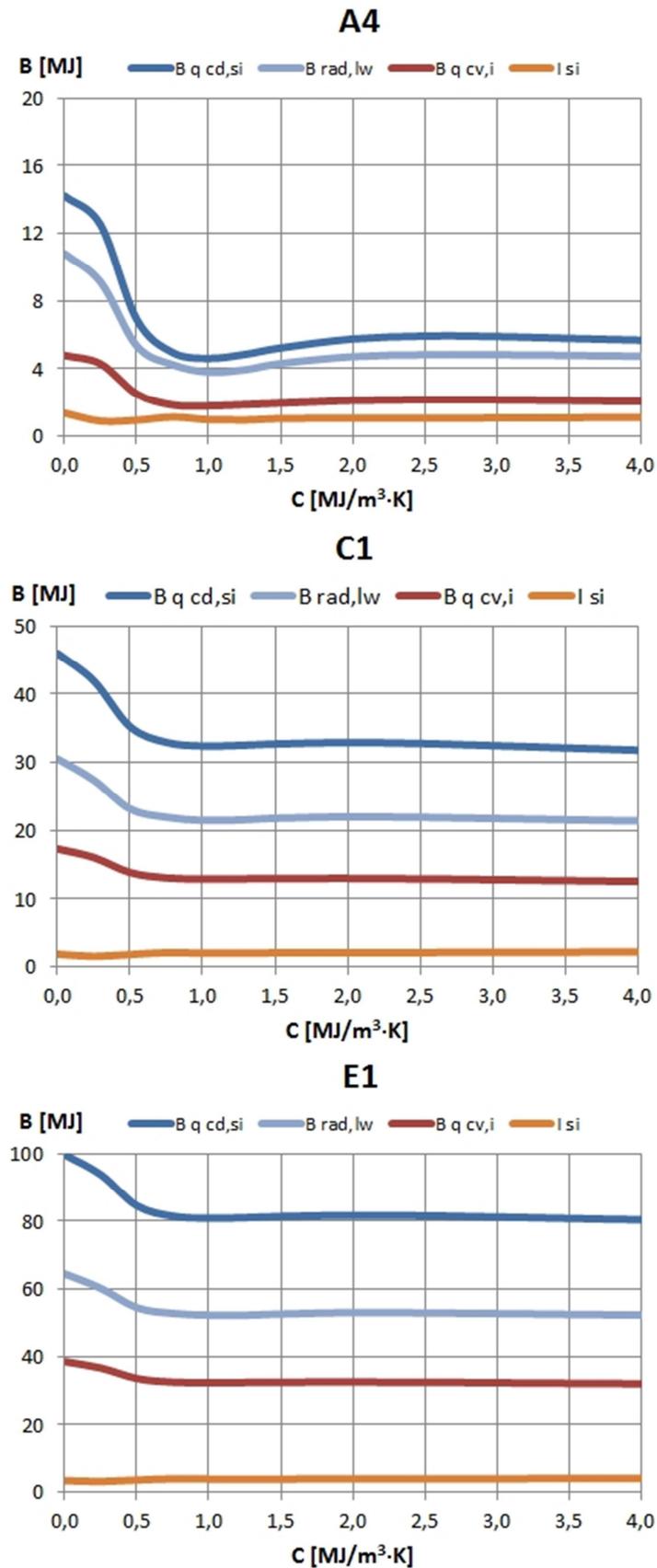


Figura 3.22 – Flujos de exergía en el interior en función de la inercia para diferentes climas.

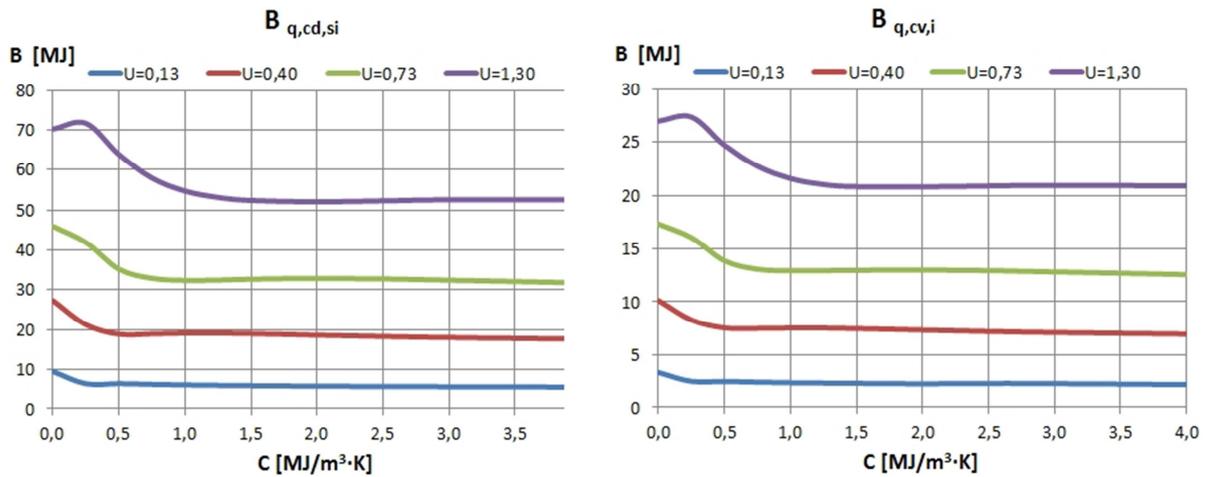


Figura 3.23 – Flujos de exergía por conducción y convección en el interior en función de la inercia para diferentes transmitancias térmicas.

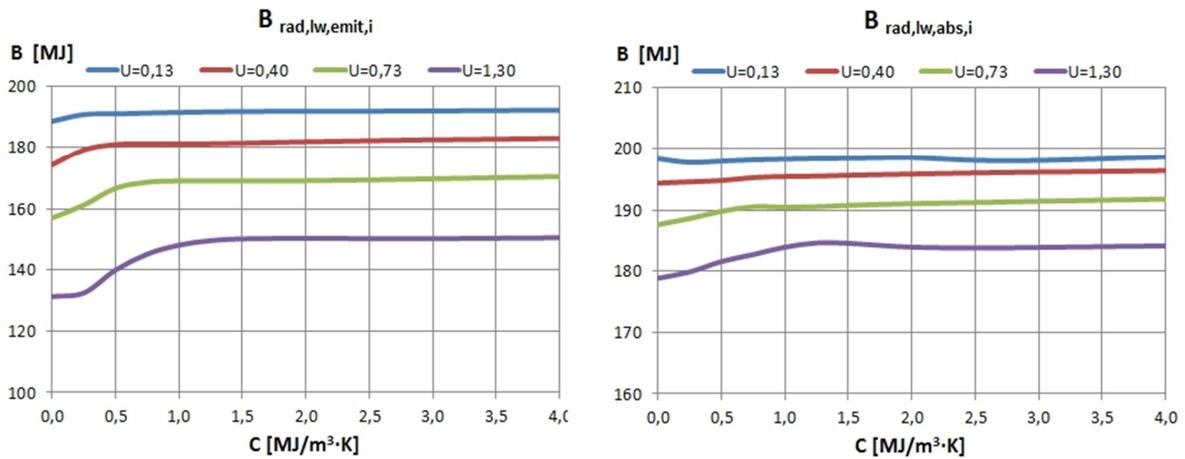


Figura 3.24 – Flujos de exergía de radiación en el interior en función de la inercia para diferentes transmitancias térmicas.

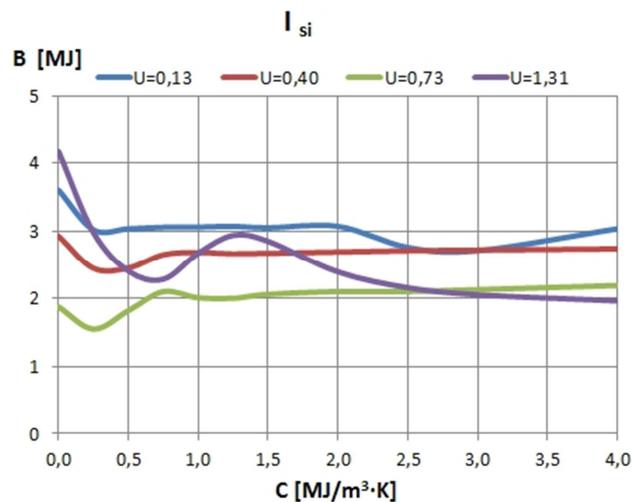


Figura 3.25 – Destrucción de exergía en el interior en función de la inercia para diferentes transmitancias térmicas.

5.5.4 Relación exergía / energía

Otro parámetro interesante de comparación en el análisis exergético es el ratio exergía a energía (ϕ) entre los correspondientes flujos. Ese cociente es denominado por algunos autores *factor de calidad del calor*, ya que divide la exergía, es decir, la calidad de la energía, precisamente por dicha energía. En las siguientes tablas se muestran los factores de calidad de los diferentes flujos para el caso $U= 0,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Tabla 3.17 – Factor de calidad para el flujo de exergía por conducción para las 7 zonas climáticas

C [MJ/m ³ ·K]	$\phi_{q\text{ cd,si}}$						
	A4	B4	C1	C4	D1	D3	E1
1E-03	9,8%	11,2%	4,5%	6,8%	5,3%	5,9%	5,5%
0,25	8,9%	8,8%	4,1%	6,1%	4,8%	5,2%	5,2%
0,50	5,0%	5,0%	3,5%	4,7%	4,2%	4,2%	4,7%
0,75	3,6%	3,9%	3,2%	4,2%	4,0%	3,9%	4,5%
1,00	3,4%	3,8%	3,2%	4,2%	4,0%	3,9%	4,5%
1,25	3,6%	4,1%	3,2%	4,2%	4,0%	3,9%	4,5%
1,50	3,8%	4,4%	3,2%	4,3%	4,0%	4,0%	4,5%
2,00	4,2%	4,7%	3,2%	4,4%	4,1%	4,1%	4,5%
2,50	4,4%	4,8%	3,2%	4,4%	4,1%	4,1%	4,5%
3,00	4,3%	4,8%	3,2%	4,4%	4,1%	4,1%	4,5%
4,00	4,2%	4,6%	3,1%	4,3%	4,0%	4,0%	4,5%

Tabla 3.18 – Factor de calidad para el flujo de exergía por convección para las 7 zonas climáticas

C [MJ/m ³ ·K]	$\phi_{q\text{ cv,i}}$						
	A4	B4	C1	C4	D1	D3	E1
1E-03	8,9%	9,9%	4,3%	6,4%	5,1%	5,5%	5,3%
0,25	7,3%	7,6%	3,9%	5,6%	4,7%	4,9%	5,0%
0,50	4,4%	4,7%	3,4%	4,5%	4,2%	4,1%	4,6%
0,75	3,3%	3,8%	3,2%	4,2%	4,0%	3,9%	4,5%
1,00	3,1%	3,8%	3,2%	4,1%	4,0%	3,9%	4,5%
1,25	3,3%	3,9%	3,2%	4,1%	4,0%	3,9%	4,5%
1,50	3,5%	4,1%	3,2%	4,2%	4,0%	4,0%	4,5%
2,00	3,8%	4,4%	3,2%	4,3%	4,1%	4,0%	4,5%
2,50	3,9%	4,5%	3,2%	4,3%	4,1%	4,0%	4,5%
3,00	3,9%	4,5%	3,2%	4,2%	4,0%	4,0%	4,5%
4,00	3,8%	4,3%	3,1%	4,1%	4,0%	4,0%	4,4%

Tabla 3.19 – Factor de calidad para el flujo de exergía de radiación emitida para las 7 zonas climáticas

C [MJ/m ³ ·K]	$\phi_{q \text{ rad,lw,emit,i}}$						
	A4	B4	C1	C4	D1	D3	E1
1E-03	0,05%	0,10%	0,13%	0,15%	0,23%	0,19%	0,29%
0,25	0,05%	0,11%	0,14%	0,15%	0,24%	0,20%	0,29%
0,50	0,06%	0,11%	0,14%	0,16%	0,24%	0,20%	0,30%
0,75	0,06%	0,12%	0,14%	0,16%	0,24%	0,21%	0,30%
1,00	0,06%	0,12%	0,14%	0,16%	0,24%	0,21%	0,30%
1,25	0,06%	0,12%	0,14%	0,16%	0,24%	0,21%	0,30%
1,50	0,06%	0,12%	0,14%	0,16%	0,24%	0,21%	0,30%
2,00	0,06%	0,12%	0,14%	0,16%	0,24%	0,21%	0,30%
2,50	0,06%	0,12%	0,14%	0,16%	0,24%	0,21%	0,30%
3,00	0,06%	0,12%	0,14%	0,16%	0,24%	0,21%	0,30%
4,00	0,06%	0,12%	0,14%	0,16%	0,25%	0,21%	0,30%

Tabla 3.20 – Factor de calidad para el flujo de exergía de radiación absorbida para las 7 zonas climáticas

C [MJ/m ³ ·K]	$\phi_{q \text{ rad,lw,abs,i}}$						
	A4	B4	C1	C4	D1	D3	E1
1E-03	0,06%	0,12%	0,15%	0,17%	0,27%	0,22%	0,34%
0,25	0,06%	0,12%	0,16%	0,17%	0,27%	0,22%	0,34%
0,50	0,06%	0,12%	0,16%	0,17%	0,27%	0,22%	0,34%
0,75	0,06%	0,12%	0,16%	0,17%	0,27%	0,22%	0,34%
1,00	0,06%	0,12%	0,16%	0,17%	0,27%	0,22%	0,34%
1,25	0,06%	0,12%	0,16%	0,17%	0,27%	0,23%	0,34%
1,50	0,06%	0,12%	0,16%	0,17%	0,27%	0,23%	0,34%
2,00	0,06%	0,12%	0,16%	0,17%	0,27%	0,23%	0,34%
2,50	0,06%	0,12%	0,16%	0,17%	0,27%	0,23%	0,34%
3,00	0,06%	0,12%	0,16%	0,17%	0,27%	0,23%	0,34%
4,00	0,06%	0,12%	0,16%	0,18%	0,27%	0,23%	0,34%

Como en todos los casos se trata de flujos de calor de fuentes a temperaturas cercanas al ambiente (diferencias inferiores a 20 °C entre exterior e interior), en general todos los valores son pequeños. Asimismo, como cabía esperar, se comprueba que el factor de calidad para la convección y la conducción son similares, con valores comprendidos entre el 3 y el 11 %. No obstante, los valores decrecen rápidamente y a partir de $C \approx 0,5$

MJ/m³·K los valores se mantienen prácticamente constantes en la horquilla entre el 3 y el 5 %.

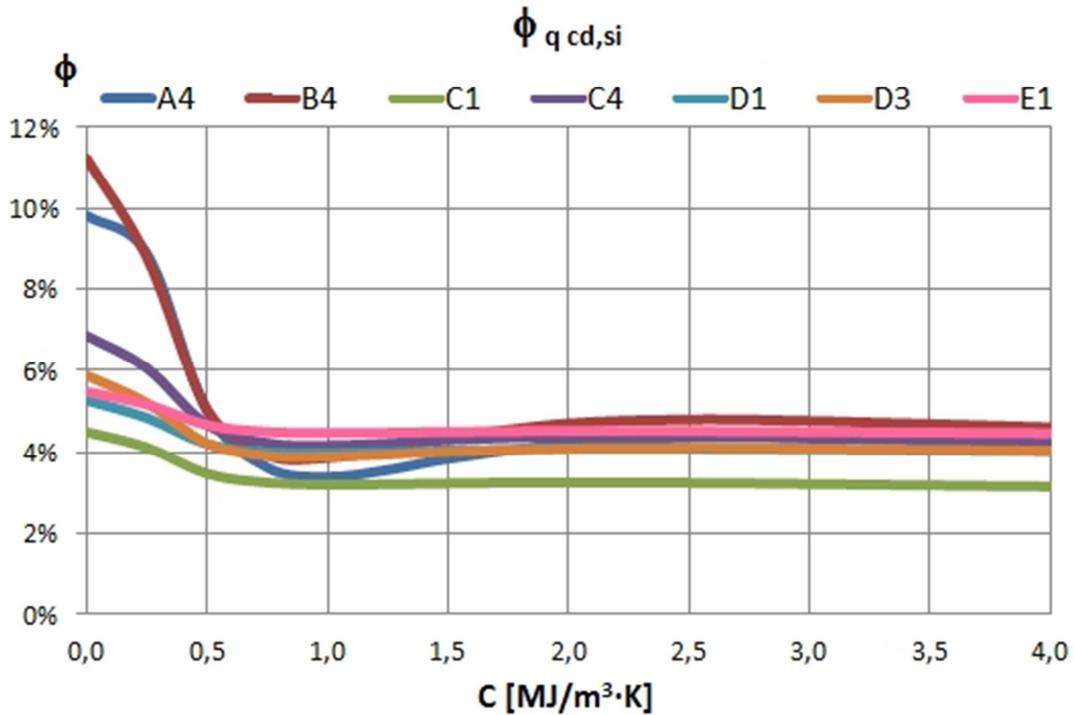


Figura 3.26 – Factor de calidad del flujo de exergía por conducción en función de la inercia, para diferentes climas.

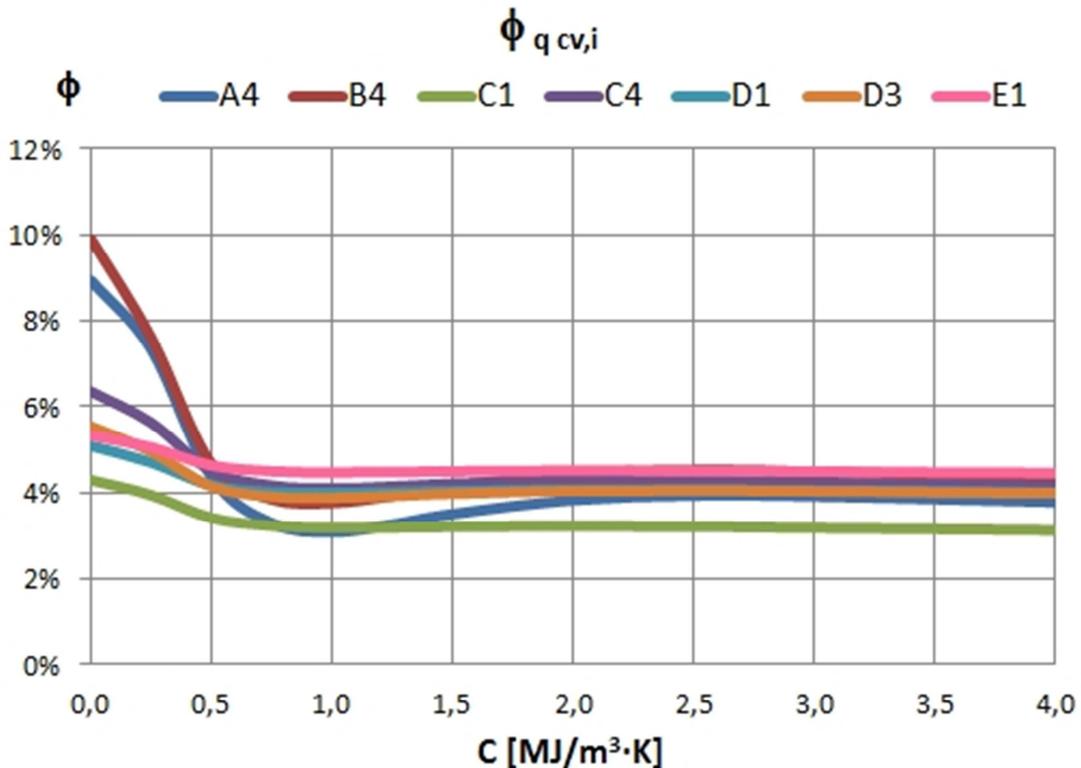


Figura 3.27 – Factor de calidad del flujo de exergía por convección en función de la inercia, para diferentes climas.

Sin embargo el factor de calidad por radiación presenta un comportamiento diferente. Por una parte, presenta unos valores sensiblemente más bajos (inferiores al 0,4 %). Por otro lado, el comportamiento es prácticamente constante para todas las inercias, no produciéndose la caída inicial que tiene lugar en el caso de la conducción y la convección, sino un ligero aumento.

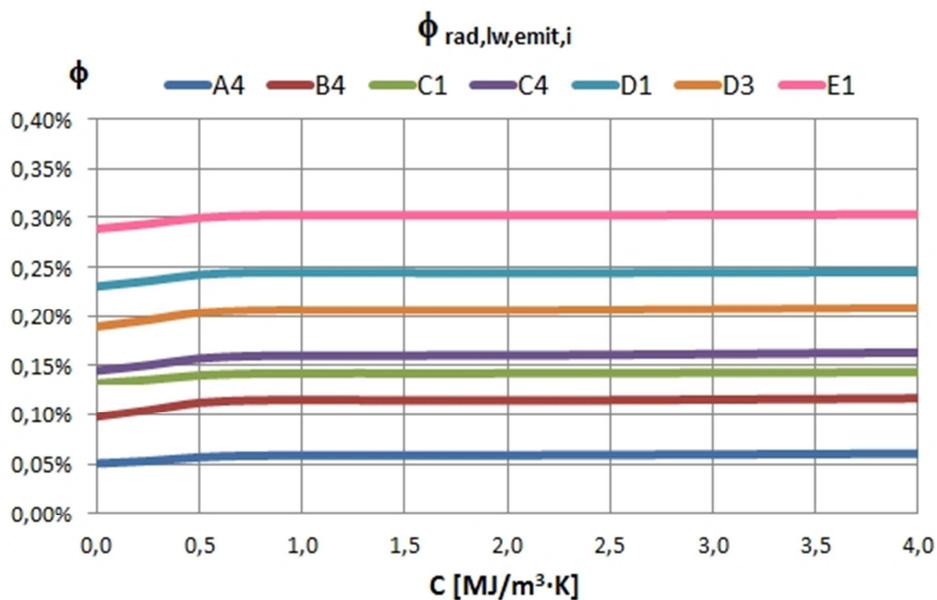


Figura 3.28 – Factor de calidad del flujo de exergía de radiación emitida en función de la inercia, para diferentes climas.

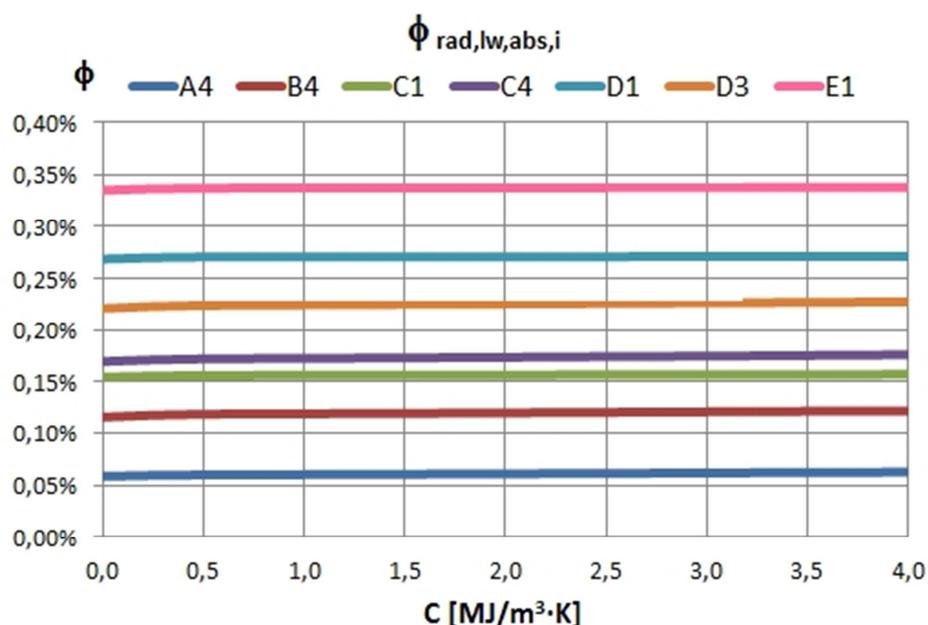


Figura 3.29 – Factor de calidad del flujo de exergía de radiación absorbida en función de la inercia, para diferentes climas.

Atendiendo a las variaciones de los factores de calidad con la transmitancia, se observa que no existe una influencia notable. Las diferencias que se observan en las gráficas correspondientes a los factores de calidad de los flujos de radiación (ver Figura 3.32 y Figura 3.33) no son realmente significativas puesto que la escala está muy agrandada.

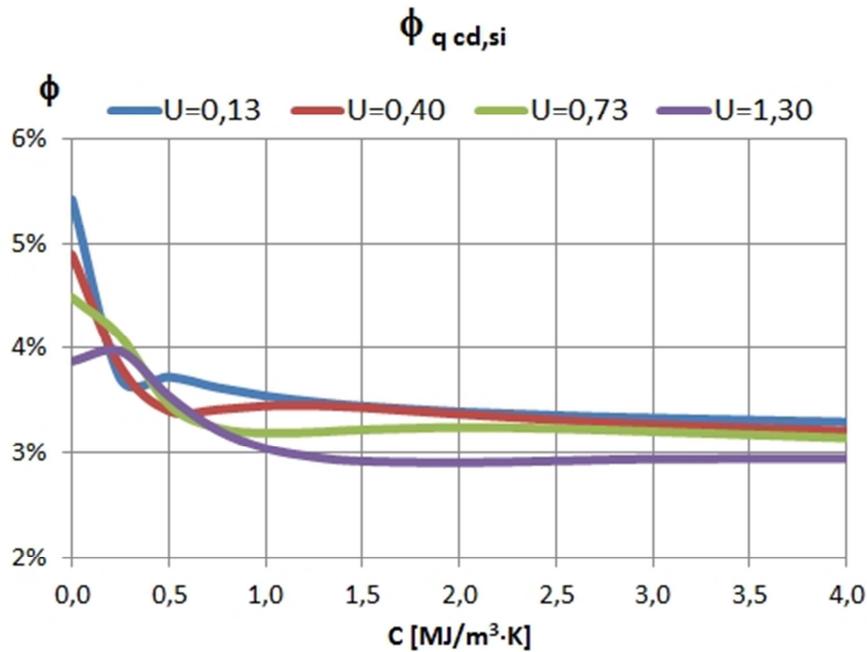


Figura 3.30 – Factor de calidad del flujo de exergía por conducción en función de la inercia, para diferentes transmitancias.

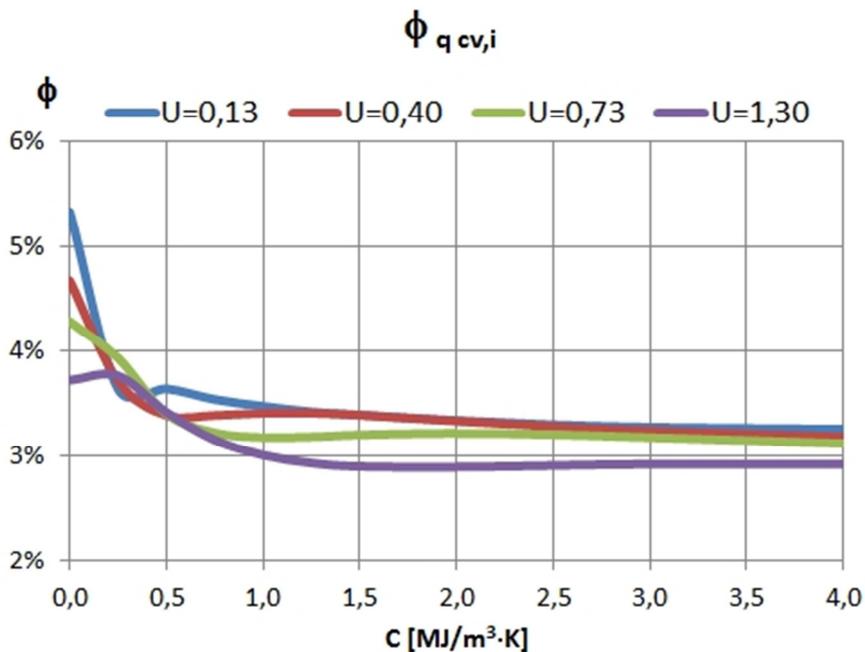


Figura 3.31 – Factor de calidad del flujo de exergía por convección en función de la inercia, para diferentes transmitancias.

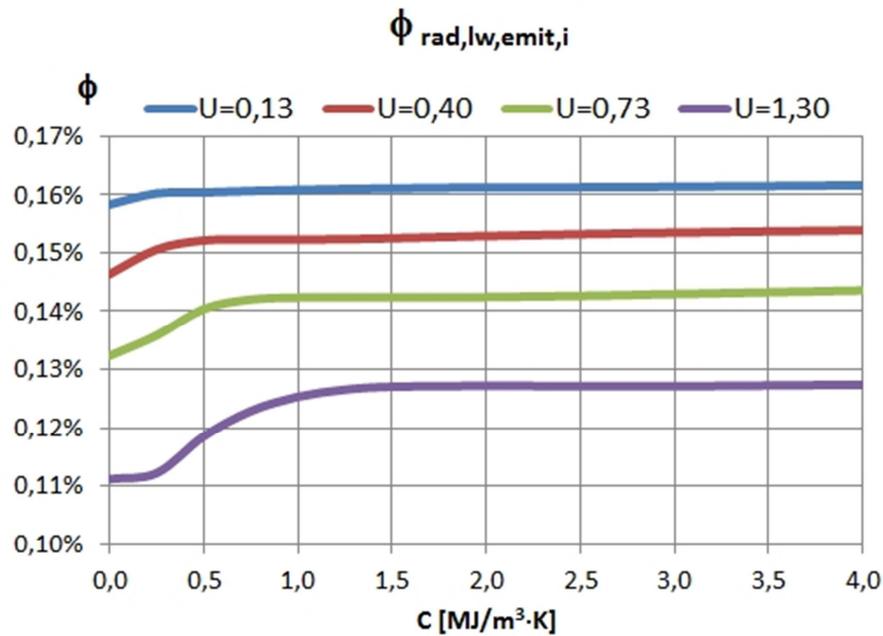


Figura 3.32 – Factor de calidad del flujo de exergía de radiación emitida en función de la inercia, para diferentes transmitancias.

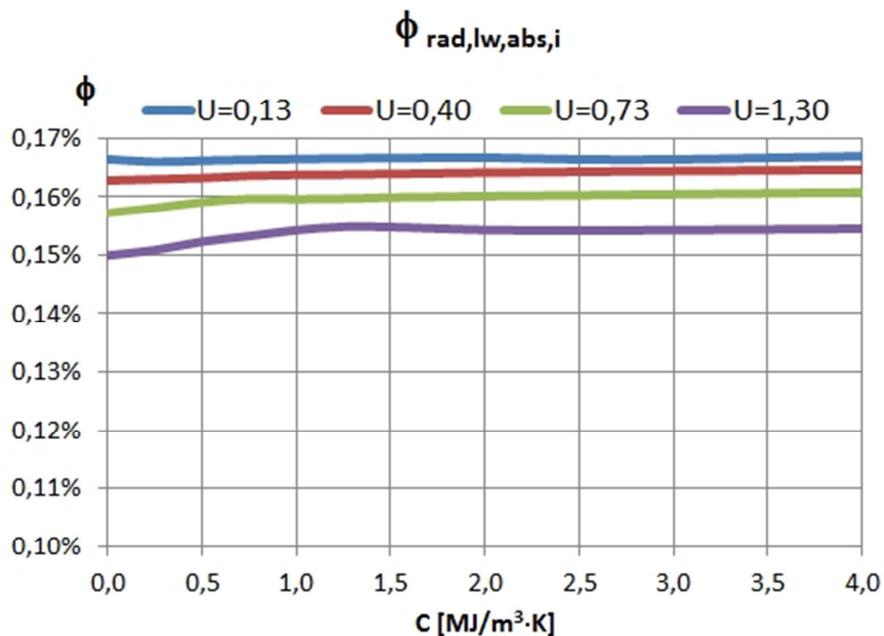


Figura 3.33 – Factor de calidad del flujo de radiación absorbida en función de la inercia, para diferentes transmitancias.

6 Intercambio de energía y exergía en la superficie exterior

Una vez estudiado lo que ocurre en el interior de la pared por conducción (apartado 4) y los diferentes intercambios que se producen en la superficie interior (apartado 5) únicamente resta por analizar lo que ocurre en el exterior del edificio de referencia. Siguiendo un procedimiento análogo a lo desarrollado hasta el momento, en este apartado se vuelve a aplicar el método dinámico detallado propuesto en esta tesis. El objetivo es de nuevo cuantificar y comparar los diferentes intercambios de energía y exergía en la superficie exterior de la pared objeto. Para una mayor claridad se muestran en la siguiente figura los intercambios de energía que intervienen.

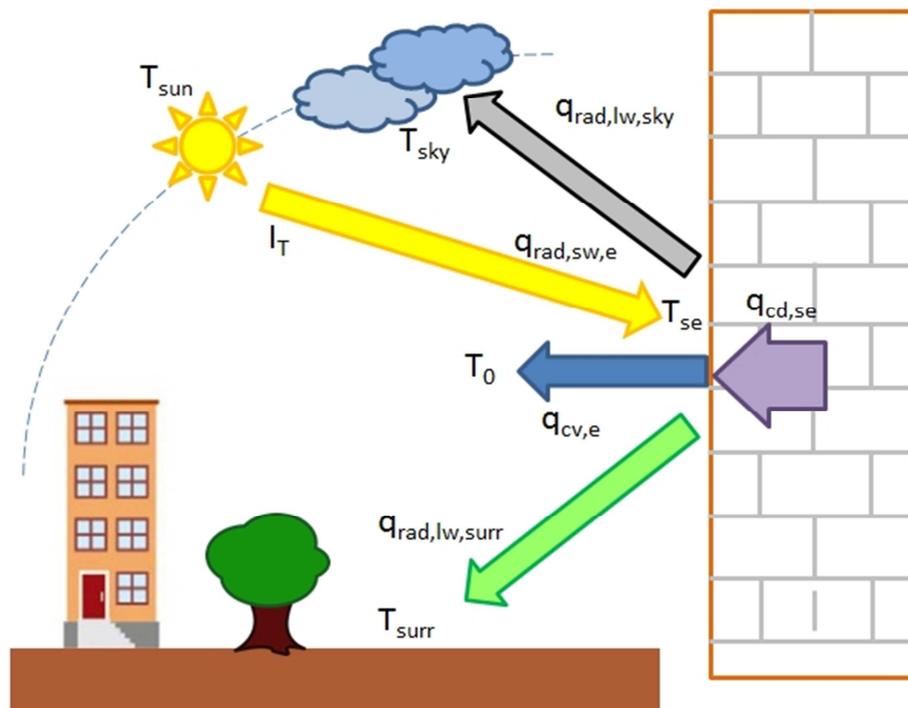


Figura 3.34 – Intercambios de energía en la superficie exterior

Tomando como referencia el sentido de los flujos de la figura anterior, el balance de energía en la superficie exterior resulta:

$$q_{cd,se} = q_{cv,e} - q_{rad,sw,e} + q_{rad,lw,sky} + q_{rad,lw,surr} \quad \text{eq. 3.10}$$

Dichos intercambios se van a evaluar bajo dos hipótesis de cálculo, siendo comparados posteriormente. En la primera hipótesis se consideran de manera individualizada todos los mecanismos que intervienen (conducción, radiación de onda corta procedente del sol, radiación de onda larga con los alrededores y el cielo y convección con el aire ambiente exterior). En la segunda hipótesis, todos los mecanismos a excepción de la conducción se consideran englobados dentro del concepto de temperatura sol-aire. De esta manera, todos esos intercambios quedan reducidos al intercambio por convección entre la superficie exterior y dicha temperatura sol-aire. La finalidad de esta comparación es determinar si es posible o no aplicar el concepto de temperatura sol-aire para el análisis exergético, y en caso de ser factible, en qué condiciones.

En los siguientes apartados se describen los diferentes intercambios, así como las simplificaciones adoptadas para evaluarlos a partir de los datos de las simulaciones.

6.1 Intercambio por convección

A diferencia de lo que ocurría en el interior del edificio, el intercambio de energía por convección en el lado exterior se ve muy condicionado por la presencia del viento. El viento puede variar mucho el valor del coeficiente de convección ($h_{cv,e}$), sobre todo en aquellos edificios que se encuentran muy expuestos. Existen en la literatura diversas expresiones para el cálculo del coeficiente en función de la velocidad de viento (v). Así por ejemplo, la norma UNE-EN ISO 6946 propone:

$$h_{cv,e} = 4 + 4v \quad \text{eq. 3.11}$$

Lamentablemente, este tipo de expresiones resultan generalmente poco útiles. La razón fundamental es que las estaciones meteorológicas suelen encontrarse en aeropuertos o zonas bastante expuestas por lo que los datos de velocidad de viento no son aplicables para la mayoría de edificios. Por ese motivo, se suele trabajar con valores del coeficiente de convección normalizados, como los de la Tabla 3.3 vista anteriormente.

Con independencia de que se usen valores normalizados o particularizados para las condiciones de viento concretas, el calor intercambiado entre la superficie y el ambiente viene dado por la ley de enfriamiento de Newton, de forma idéntica a lo que ocurre en la superficie interior.

$$q_{cv,e} = h_{cv,e} \cdot (T_{se} - T_0) \quad \text{eq. 3.12}$$

6.2 Intercambio de radiación de onda corta.

El intercambio mediante radiación de onda corta ($q_{rad,sw}$) en la superficie exterior se produce como consecuencia de la absorción por parte de la superficie exterior de una fracción de la radiación solar incidente que llega a dicha superficie. Será por lo tanto una ganancia de energía para la pared, y como luego se comprobará con un peso específico muy importante dentro del balance.

Matemáticamente se puede calcular como:

$$q_{rad,sw,e} = q_{solar} = \alpha_e \cdot I_T \quad \text{eq. 3.13}$$

donde:

- α_e es la absorptividad para la radiación de onda corta de la superficie exterior del cerramiento.
- I_T es la irradiación solar total [W/m^2] que incide sobre la superficie exterior del cerramiento. Su valor dependerá de la localidad (latitud), orientación del cerramiento y el día y hora que se esté considerando.

6.3 Intercambio de radiación de onda larga

El intercambio mediante radiación de onda larga ($q_{rad,lw}$) en la superficie exterior se produce entre dicha superficie y la bóveda celeste ($q_{rad,lw,sky}$) y entre la superficie y los alrededores ($q_{rad,lw,surr}$). Dentro de ese término “alrededores” se consideran el suelo y todos aquellos objetos que “ve” el edificio, tales como árboles, otros edificios, etc.

La emisión de radiación por parte de la atmósfera es consecuencia de la presencia de gases participativos, H₂O y CO₂ fundamentalmente, y se concentra en las regiones del espectro comprendidas entre 5 y 8 μm y en torno a 13 μm. Aunque esta emisión está lejos de parecerse a la emitida por un cuerpo negro, resulta conveniente y muy habitual en los cálculos considerar la atmósfera como una superficie negra ideal a una temperatura ficticia inferior, que emite la misma cantidad de energía radiante que la atmósfera. Esa temperatura ficticia es lo que se denomina *Temperatura efectiva del cielo* (T_{sky}). Su valor depende de las condiciones atmosféricas, fundamentalmente de la temperatura ambiente, la humedad relativa, el grado de nubosidad y la presión ambiental.

Esa dependencia se suele concentrar en la denominada *emisividad del cielo* (ε_{sky}), de forma que se puede calcular la temperatura efectiva del cielo a partir de la temperatura ambiente (T₀) mediante la relación:

$$T_{sky}^4 = \varepsilon_{sky} \cdot \sigma \cdot T_0^4 \quad \text{eq. 3.14}$$

Existen numerosas ecuaciones propuestas para la determinación de la emisividad del cielo. Alguna tan sencilla como suponer un valor constante igual a 0,74, mientras que otras más complejas vienen dadas en función de las condiciones atmosféricas. Varias de estas últimas se recogen en (Gliash et al. 2011). En esta tesis se ha utilizado la empleada por TRNSYS, que es la propuesta en (Martin and Berdahl 1984):

$$\varepsilon_{sky} = \varepsilon_0 + 0,8 \cdot (1 - \varepsilon_0) \cdot C_{cloud} \quad \text{eq. 3.15}$$

Donde C_{cloud} es el factor de nubosidad y ε₀ es la emisividad correspondiente a cielo despejado. Esta última se puede obtener mediante la siguiente expresión matemática (Martin and Berdahl 1984):

$$\varepsilon_0 = 0,711 + 0,005 \cdot T_{sat} + 7,3 \cdot 10^{-5} \cdot T_{sat}^2 + 0,013 \cdot \cos\left(2\pi \frac{time}{24}\right) + 12 \cdot 10^{-5} \cdot (P_{atm} - P_0) \quad \text{eq. 3.16}$$

Donde T_{sat} es la temperatura de saturación para esa temperatura y humedad del aire, $time$ es el instante del día expresado en horas, y P_{atm} y P_0 son las presiones del lugar en cuestión y a nivel de mar respectivamente.

Así, el intercambio de radiación [W/m^2] entre la superficie exterior de emisividad ϵ_{se} y la atmósfera viene dado por:

$$q_{rad, lw, sky} = \epsilon_{se} \cdot \sigma \cdot F_{s, sky} \cdot (T_{se}^4 - T_{sky}^4) \quad \text{eq. 3.17}$$

donde $F_{s, sky}$ representa el factor de visión entre la superficie y la atmósfera.

Por su parte, el intercambio de radiación [W/m^2] entre la superficie y los alrededores se obtiene mediante:

$$q_{rad, lw, surr} = \epsilon_{se} \cdot \sigma \cdot F_{s, surr} \cdot (T_{se}^4 - T_{surr}^4) \quad \text{eq. 3.18}$$

siendo en este caso $F_{s, surr}$ el factor de visión entre la superficie y los alrededores. Como la superficie exterior es plana ($F_{s, s} = 0$), se verifica $F_{s, surr} = 1 - F_{s, sky}$. Además, en ausencia de obstáculos, como en el caso considerado en esta tesis, la radiación entre la superficie y la atmósfera representa medio hemisferio por lo que se verifica:

$$\begin{aligned}
 F_{s, sky} &= 0,5 \\
 F_{s, surr} &= 1 - 0,5 = 0,5
 \end{aligned}
 \quad \text{eq. 3.19}$$

En los programas de simulación es habitual que el intercambio de radiación de onda larga con el cielo y con los alrededores aparezca agrupado en un único término, calculado mediante una temperatura ficticia (T_{fsky}). Dicha temperatura se obtiene a partir de las temperaturas del cielo y los alrededores, ponderando en función de los respectivos factores de visión $F_{s, sky}$ y $F_{s, surr}$.

$$T_{fsky} = (1 - F_{s, sky}) \cdot T_{surr} + F_{s, sky} \cdot T_{sky} \quad \text{eq. 3.20}$$

De esta forma, el calor intercambiado por radiación de onda larga resulta:

$$q_{rad,lw,e} = \varepsilon_{se} \cdot \sigma \cdot (T_{se}^4 - T_{fsky}^4) \quad \text{eq. 3.21}$$

6.4 Balance de exergía en la superficie exterior

Teniendo en cuenta los flujos de calor descritos anteriormente, el balance de exergía para la superficie exterior resulta:

$$b_{q,cd,se} + b_{rad,sw,e} - I_{se} = b_{q,cv,e} + b_{rad,lw,e} \quad \text{eq. 3.22}$$

Donde los flujos de exergía debidos al calor transmitido por conducción y por convección se obtienen a partir de las expresiones vistas en la eq. 2.32 y eq. 2.40 respectivamente, de manera similar a lo expuesto para la superficie interior.

Por su parte, la exergía de la radiación solar absorbida se puede calcular a partir de la combinación de la eq. 2.91 y la eq. 3.13 como:

$$b_{rad,sw,e} = b_{solar} = \alpha_e \cdot I_T \cdot \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sun}} \right)^4 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{sun}} \right] \quad \text{eq. 3.23}$$

Finalmente, el flujo de exergía debido al intercambio de radiación de onda larga entre la superficie exterior y el entorno (cielo y alrededores) se puede evaluar a partir de la eq. 2.68 y eq. 3.21 como:

$$b_{rad,lw,e} = q_{rad,lw,e} \cdot \left[1 - \frac{4}{3} T_0 \cdot \frac{(T_{se}^3 - T_{fsky}^3)}{(T_{se}^4 - T_{fsky}^4)} \right] \quad \text{eq. 3.24}$$

6.5 Intercambio a partir del concepto de Temperatura sol-aire

6.5.1 Balance de energía

El uso de la temperatura sol-aire ($T_{sol-air}$) para cuantificar de manera sencilla el intercambio de energía que experimenta la superficie exterior es una práctica muy

habitual. En esencia, la temperatura sol-aire representa la temperatura que tendría que tener el aire exterior para que, en ausencia de cualquier intercambio por radiación, el intercambio de energía en la superficie exterior del cerramiento fuese el mismo que se produce en la realidad.

Para una superficie vertical, se puede calcular como:

$$T_{sol-air} = T_0 + \frac{\alpha_e \cdot I_T - q_{rad,lw}}{h_{cv,e}} \quad \text{eq. 3.25}$$

A modo de ejemplo, en la siguiente figura se muestran los valores de la temperatura sol-aire y de la temperatura exterior para Bilbao en un día de verano y en un día de invierno. Nótese que al depender de la radiación solar absorbida, la temperatura sol-aire de una misma localidad será diferente en función de la orientación de la fachada. En el caso del edificio considerado esta circunstancia no supone ningún inconveniente añadido puesto que únicamente se ha considerado fachada la pared orientada al sur.

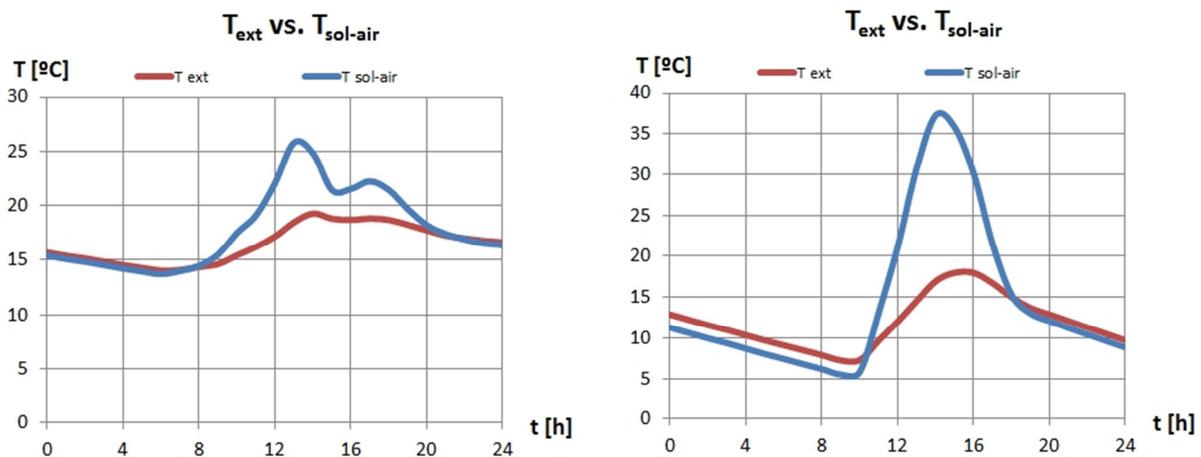


Figura 3.35 – Temperatura exterior y temperatura sol-aire correspondientes a los días 30 de junio (izqda.) y 31 de diciembre en Bilbao.

Con base a esta temperatura ficticia, el calor total intercambiado por el cerramiento se produciría únicamente por convección. De esta forma el balance de energía resulta:

$$q_{cd,se} = q_{cv,e}^{sol-air} = h_{cv,e} \cdot (T_{se} - T_{sol-air}) \quad \text{eq. 3.26}$$

6.5.2 Balance de exergía

En comparación con la eq. 3.22, el balance de exergía bajo la hipótesis de la temperatura sol-aire se reduce en este caso a:

$$b_{q,cd,se} - I_{se}^{sol-air} = b_{q,cv,e}^{sol-air} \quad \text{eq. 3.27}$$

Despejando $I_{se}^{sol-air}$ de la ecuación anterior, se obtiene que la destrucción de exergía considerando la simplificación de la temperatura sol-aire resulta:

$$I_{se}^{sol-air} = q_{cd,se} \cdot \left(\frac{1}{T_{sol-air}} - \frac{1}{T_{se}} \right) \cdot T_0 \quad \text{eq. 3.28}$$

6.6 Resultados obtenidos

6.6.1 Descripción de los casos analizados

Los casos analizados para estudiar lo que ocurre en la superficie exterior del cerramiento se corresponden con las mismas 308 combinaciones (7 climas x 11 inercias x 4 transmitancias térmicas) utilizadas en el análisis de la superficie interior llevado a cabo en el apartado anterior (ver Tabla 3.11,

Tabla 3.12 y Tabla 3.13).

Además de la practicidad que ello supone, el hecho de usar los mismos casos permite tener una visión global de lo que sucede con la exergía, desde el aire interior hasta su transferencia al ambiente exterior, con las destrucciones de exergía asociadas.

La manera de analizar los resultados es muy similar a lo llevado a cabo en el apartado anterior. Comienza con el análisis de los flujos de energía y exergía, viendo el peso relativo de cada mecanismo en el total del balance, así como la influencia de los diferentes parámetros (inercia, clima y transmitancia térmica) en los valores de los correspondientes flujos. A continuación prosigue el análisis con la comparación de los flujos de exergía y energía a partir del concepto de factor de calidad. Finalmente, se

estudia la posibilidad de usar el concepto de temperatura sol-aire para el análisis exergético en el exterior del cerramiento.

6.6.2 Flujos de energía.

En la siguiente tabla se recogen los flujos de calor que se producen para las diferentes combinaciones clima-inercia para una transmitancia $U=0,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Dichos flujos son los asociados al calor que sale de la pared por conducción, al intercambiado por convección, al intercambio de radiación de onda corta, y al intercambio de radiación de onda larga con el cielo y los alrededores, agrupado en un único término.

Tabla 3.21 – Flujos de energía en la superficie exterior para los casos analizados

		$q_{cd,se}$	$q_{cv,e}$	$q_{rad,sw,e}$	$q_{rad,lw,e}$
		[MJ]	[MJ]	[MJ]	[MJ]
A4	C0	144,7	17.684,9	31.630,6	14.090,4
	C1	140,6	17.683,4	31.630,6	14.087,9
	C2	138,4	17.681,7	31.630,6	14.087,4
	C3	137,5	17.680,1	31.630,6	14.088,0
	C4	136,7	17.678,6	31.630,6	14.088,8
	C5	136,6	17.678,6	31.630,6	14.088,7
	C6	136,8	17.678,6	31.630,6	14.088,9
	C7	136,7	17.678,2	31.630,6	14.089,2
	C8	136,4	17.677,8	31.630,6	14.089,3
	C9	136,1	17.677,3	31.630,6	14.089,4
	C10	135,4	17.676,6	31.630,6	14.089,5
B4	C0	307,0	17.527,2	32.250,9	15.030,6
	C1	303,3	17.526,5	32.250,9	15.027,7
	C2	301,9	17.525,2	32.250,9	15.027,5
	C3	302,0	17.524,5	32.250,9	15.028,4
	C4	301,4	17.523,2	32.250,9	15.029,1
	C5	300,9	17.522,6	32.250,9	15.029,2
	C6	300,9	17.522,3	32.250,9	15.029,4
	C7	300,7	17.522,0	32.250,9	15.029,6
	C8	300,1	17.521,6	32.250,9	15.029,5
	C9	299,5	17.521,3	32.250,9	15.029,1
	C10	298,4	17.520,8	32.250,9	15.028,4
C1	C0	1.024,8	12.977,4	24.637,9	12.685,3
	C1	1.020,0	12.975,0	24.637,9	12.682,9
	C2	1.017,8	12.973,3	24.637,9	12.682,4
	C3	1.017,0	12.972,1	24.637,9	12.682,8
	C4	1.015,8	12.970,4	24.637,9	12.683,4
	C5	1.015,2	12.969,7	24.637,9	12.683,4
	C6	1.014,9	12.969,3	24.637,9	12.683,6
	C7	1.014,3	12.968,5	24.637,9	12.683,7
	C8	1.013,5	12.967,7	24.637,9	12.683,7
	C9	1.012,7	12.967,0	24.637,9	12.683,6
	C10	1.011,2	12.965,8	24.637,9	12.683,2

Tabla 3.21 – Flujos de energía en la superficie exterior (cont.).

C4	C0	724,5	16.974,8	32.537,2	16.286,9
	C1	721,3	16.974,2	32.537,2	16.284,3
	C2	720,5	16.973,6	32.537,2	16.284,1
	C3	721,0	16.973,2	32.537,2	16.285,0
	C4	720,5	16.971,9	32.537,2	16.285,8
	C5	720,3	16.971,6	32.537,2	16.285,9
	C6	720,5	16.971,5	32.537,2	16.286,2
	C7	720,3	16.971,1	32.537,2	16.286,4
	C8	719,8	16.970,7	32.537,2	16.286,3
	C9	719,3	16.970,4	32.537,2	16.286,1
	C10	718,5	16.970,1	32.537,2	16.285,6
D1	C0	1.520,9	15.506,8	27.979,6	13.993,7
	C1	1.515,3	15.504,2	27.979,6	13.990,7
	C2	1.512,5	15.502,1	27.979,6	13.990,1
	C3	1.511,7	15.500,8	27.979,6	13.990,4
	C4	1.510,6	15.499,0	27.979,6	13.991,1
	C5	1.509,6	15.498,0	27.979,6	13.991,2
	C6	1.509,2	15.497,5	27.979,6	13.991,4
	C7	1.508,3	15.496,6	27.979,6	13.991,3
	C8	1.507,3	15.495,8	27.979,6	13.991,2
	C9	1.506,4	15.495,1	27.979,6	13.990,9
	C10	1.504,7	15.493,8	27.979,6	13.990,4
D3	C0	1.123,3	16.506,4	31.060,6	15.677,6
	C1	1.121,2	16.506,7	31.060,6	15.675,2
	C2	1.121,2	16.506,7	31.060,6	15.675,1
	C3	1.121,8	16.506,5	31.060,6	15.676,0
	C4	1.121,5	16.505,3	31.060,6	15.676,9
	C5	1.121,4	16.505,0	31.060,6	15.677,0
	C6	1.121,7	16.504,9	31.060,6	15.677,4
	C7	1.121,9	16.505,0	31.060,6	15.677,6
	C8	1.121,5	16.504,7	31.060,6	15.677,5
	C9	1.120,8	16.504,2	31.060,6	15.677,2
	C10	1.119,4	16.503,5	31.060,6	15.676,5
E1	C0	1.822,1	15.506,2	28.131,7	14.447,6
	C1	1.816,9	15.503,7	28.131,7	14.444,8
	C2	1.814,5	15.501,9	28.131,7	14.444,2
	C3	1.813,8	15.500,8	28.131,7	14.444,6
	C4	1.812,5	15.499,0	28.131,7	14.445,2
	C5	1.811,4	15.497,9	28.131,7	14.445,2
	C6	1.810,7	15.497,2	28.131,7	14.445,2
	C7	1.809,4	15.496,0	28.131,7	14.445,1
	C8	1.807,9	15.494,8	28.131,7	14.444,8
	C9	1.806,4	15.493,7	28.131,7	14.444,4
	C10	1.803,8	15.491,7	28.131,7	14.443,8

Del análisis de la tabla anterior, se pueden extraer varias conclusiones inmediatas:

- El término de mayor influencia es la radiación de onda corta absorbida. Su valor no depende de la inercia ni del nivel de aislamiento. Como era previsible únicamente depende de la localidad (clima) y de la absorptividad de la pared, que se ha supuesto constante en todos los casos.

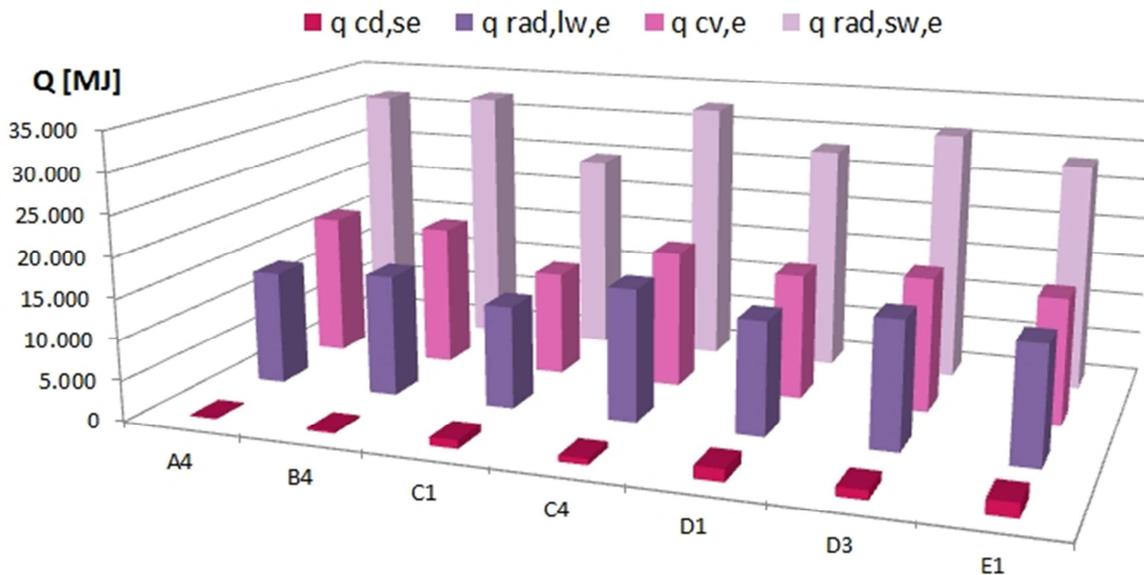


Figura 3.36 – Contribución al balance de energía en el exterior por climas ($C=1 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$).

- Asimismo, se comprueba que dada una localidad, apenas hay diferencias en los valores de los flujos de energía; es decir, las características dinámicas apenas afectan a los valores.

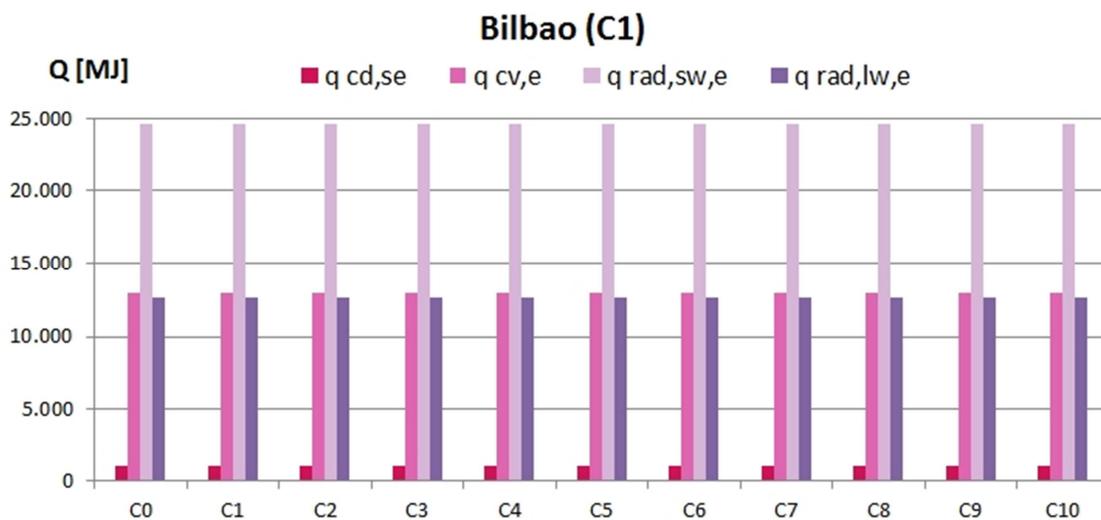


Figura 3.37 – Contribución al balance de energía en el exterior por inercias.

- Además del importante peso de la radiación solar absorbida comentada anteriormente, cabe resaltar el poco peso que tiene el flujo de calor que sale por conducción de la pared respecto del total del calor intercambiado. Su peso relativo varía desde un testimonial 0,2% para Almería hasta el 3 % que se obtiene en Burgos. En la siguiente figura se muestran los valores para una inercia $C = 1 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$, para las localidades de Almería, Bilbao y Burgos.

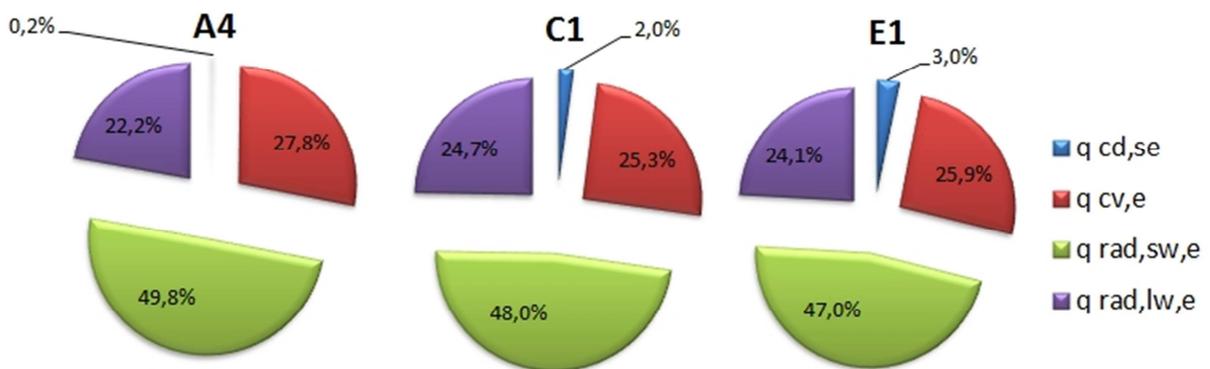


Figura 3.38 – Porcentajes de contribución al balance de energía en el exterior.

- Por otro lado, salvo el flujo por conducción que obviamente es idéntico tanto en el interior como en el exterior, el resto de flujos son significativamente mayores en el lado exterior.
- Finalmente, en relación a la influencia de la transmitancia térmica, se observa como los flujos de conducción y convección son los que más varían en función de ésta. A pesar de ser el que más varía, el flujo debido al calor por conducción es el de menor valor numérico de todos, como ya se ha comentado anteriormente.

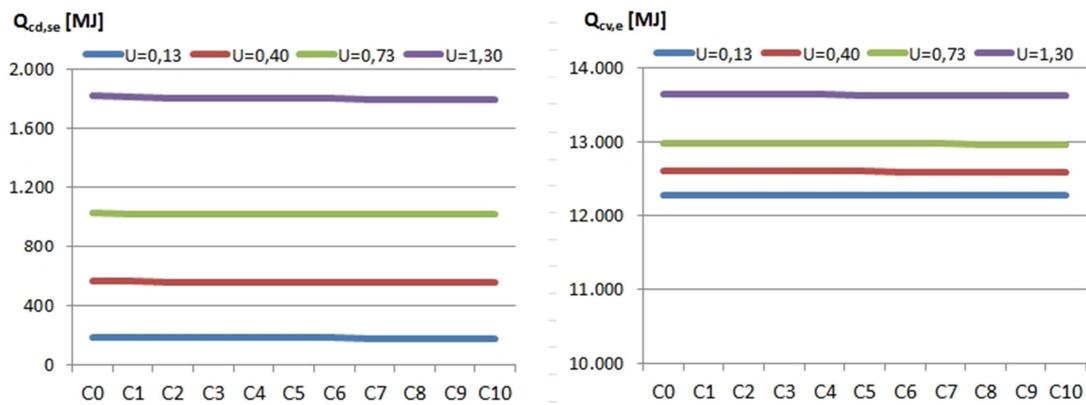


Figura 3.39 – Flujos de calor por conducción y convección en el exterior en función de la transmitancia térmica.

Por su parte, el flujo debido a la radiación de onda corta absorbida para una localidad dada es independiente de la inercia y de la transmitancia, por lo que en la gráfica aparecen todas las curvas superpuestas. Finalmente, el flujo debido al intercambio de radiación de onda larga con el entorno se muestra prácticamente constante para todas las inercias (diferencias por debajo del 0,08 %), con ligeras diferencias en función únicamente de la transmitancia térmica.

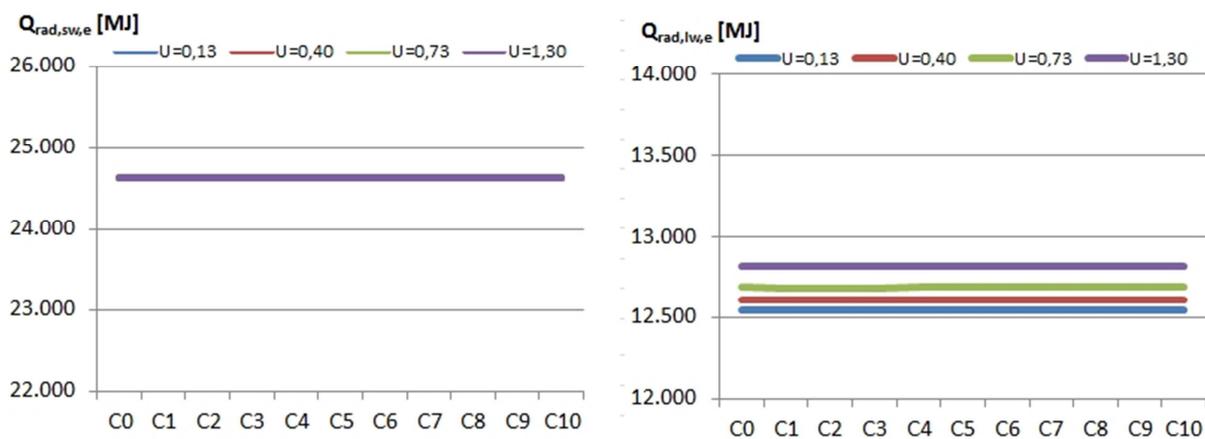


Figura 3.40 – Flujos de calor por radiación de onda corta y de onda larga en el exterior en función de la transmitancia térmica.

6.6.3 Flujos de exergía.

Repitiendo el mismo tipo de análisis, pero en esta ocasión desde un punto de vista exergético, se obtienen los valores que se muestran en la Tabla 3.22 de la página siguiente.

Lo primero que salta a la vista son los altísimos valores de la exergía debida a la radiación solar absorbida y de la destrucción de exergía. Sus valores son entre 200 y 2000 veces superiores a la exergía asociada al calor intercambiado por conducción, entre 30 y 100 veces superior a la exergía debida a la convección, y entre 40 y 80 veces superior a la debida al intercambio de radiación de onda larga. Esta circunstancia desvirtúa la escala de tal manera, que impide realizar una comparación de manera adecuada en un único gráfico, tal y como se puede comprobar en la Figura 3.41.

La destrucción de exergía producida, se debe fundamentalmente a las irreversibilidades asociadas a la absorción de la radiación solar. Comparando los flujos de exergía

destruida, se observa que representan entre un 98,5 % y un 99,8 % del flujo de exergía de la radiación solar absorbida.

Tabla 3.22 – Flujos de exergía en el interior para las 7 zonas climáticas ($U= 0,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$)

		$B_{q,cd,se}$	$B_{q,cv,e}$	$B_{rad,sw,e}$	$B_{rad,lw,e}$	I_{se}
		[MJ]	[MJ]	[MJ]	[MJ]	[MJ]
A4	C0	-27,1	790,8	29.564,9	-367,7	29.114,7
	C1	-65,4	697,1	29.564,9	-373,2	29.175,6
	C2	-86,1	641,3	29.564,9	-376,3	29.213,8
	C3	-97,9	605,1	29.564,9	-378,5	29.240,4
	C4	-106,2	576,9	29.564,9	-380,3	29.262,2
	C5	-112,4	553,7	29.564,9	-382,0	29.280,9
	C6	-117,1	533,9	29.564,9	-383,7	29.297,5
	C7	-123,9	501,6	29.564,9	-386,9	29.326,2
	C8	-128,3	475,9	29.564,9	-390,3	29.351,0
	C9	-127,8	445,6	29.564,9	-461,3	29.452,8
	C10	-130,2	412,4	29.564,9	-473,5	29.495,9
B4	C0	-28,5	797,3	30.140,4	-402,0	29.716,5
	C1	-75,0	682,0	30.140,4	-409,8	29.793,2
	C2	-97,5	617,4	30.140,4	-414,6	29.840,0
	C3	-109,5	576,2	30.140,4	-418,0	29.872,6
	C4	-117,4	544,6	30.140,4	-421,0	29.899,3
	C5	-123,0	518,9	30.140,4	-423,8	29.922,3
	C6	-126,9	497,2	30.140,4	-426,5	29.942,7
	C7	-131,7	462,4	30.140,4	-431,8	29.978,1
	C8	-133,8	435,2	30.140,4	-437,2	30.008,6
	C9	-130,8	405,3	30.140,4	-518,3	30.122,5
	C10	-128,7	372,1	30.140,4	-535,4	30.175,0
C1	C0	-15,1	523,6	23.047,9	-352,7	22.861,9
	C1	-46,4	445,3	23.047,9	-360,4	22.916,6
	C2	-61,5	401,9	23.047,9	-363,4	22.947,9
	C3	-69,8	374,1	23.047,9	-365,4	22.969,5
	C4	-75,3	352,6	23.047,9	-367,0	22.987,0
	C5	-79,2	335,1	23.047,9	-368,4	23.002,0
	C6	-82,0	320,4	23.047,9	-369,8	23.015,3
	C7	-85,6	296,6	23.047,9	-372,4	23.038,1
	C8	-87,4	278,0	23.047,9	-375,2	23.057,7
	C9	-86,3	258,3	23.047,9	-449,5	23.152,9
	C10	-85,5	235,3	23.047,9	-460,4	23.187,6

Tabla 3.22 – Flujos de exergía en el exterior (cont.).

C4	C0	-24,5	800,1	30.423,8	-489,2	30.088,4
	C1	-70,1	687,1	30.423,8	-497,3	30.163,8
	C2	-92,7	623,3	30.423,8	-501,4	30.209,2
	C3	-104,9	582,4	30.423,8	-504,1	30.240,5
	C4	-113,1	551,0	30.423,8	-506,5	30.266,2
	C5	-119,0	525,3	30.423,8	-508,7	30.288,2
	C6	-123,2	503,6	30.423,8	-510,8	30.307,8
	C7	-128,7	468,6	30.423,8	-515,1	30.341,6
	C8	-131,5	441,1	30.423,8	-519,5	30.370,7
	C9	-129,1	410,4	30.423,8	-611,3	30.495,6
	C10	-128,2	376,3	30.423,8	-627,5	30.546,8
D1	C0	-15,5	663,2	26.187,5	-422,7	25.931,6
	C1	-55,5	563,0	26.187,5	-431,5	26.000,5
	C2	-74,6	507,6	26.187,5	-435,3	26.040,6
	C3	-84,9	472,2	26.187,5	-437,9	26.068,3
	C4	-91,6	445,1	26.187,5	-440,0	26.090,9
	C5	-96,2	423,0	26.187,5	-442,0	26.110,2
	C6	-99,5	404,5	26.187,5	-443,9	26.127,3
	C7	-103,4	374,7	26.187,5	-447,6	26.156,9
	C8	-105,1	351,5	26.187,5	-451,5	26.182,4
	C9	-102,8	326,8	26.187,5	-545,5	26.303,5
	C10	-100,8	298,4	26.187,5	-560,7	26.348,9
D3	C0	-20,6	744,5	29.053,7	-479,9	28.768,5
	C1	-65,8	631,7	29.053,7	-489,5	28.845,7
	C2	-87,3	569,4	29.053,7	-494,2	28.891,1
	C3	-98,8	529,6	29.053,7	-497,3	28.922,6
	C4	-106,3	499,2	29.053,7	-500,1	28.948,2
	C5	-111,5	474,4	29.053,7	-502,6	28.970,3
	C6	-115,2	453,5	29.053,7	-505,0	28.989,9
	C7	-119,6	420,0	29.053,7	-509,7	29.023,7
	C8	-121,5	393,9	29.053,7	-514,6	29.052,8
	C9	-118,7	365,8	29.053,7	-610,8	29.179,9
	C10	-116,3	334,0	29.053,7	-628,1	29.231,4
E1	C0	-12,5	684,7	26.340,3	-456,0	26.099,0
	C1	-51,7	586,8	26.340,3	-463,9	26.165,7
	C2	-70,9	531,9	26.340,3	-467,1	26.204,6
	C3	-81,3	496,7	26.340,3	-469,1	26.231,4
	C4	-88,1	469,7	26.340,3	-470,8	26.253,3
	C5	-93,0	447,7	26.340,3	-472,3	26.272,0
	C6	-96,4	429,1	26.340,3	-473,8	26.288,5
	C7	-100,7	399,3	26.340,3	-476,8	26.317,1
	C8	-102,7	376,0	26.340,3	-480,1	26.341,6
	C9	-100,7	350,6	26.340,3	-574,0	26.463,0
	C10	-99,3	321,8	26.340,3	-588,0	26.507,2

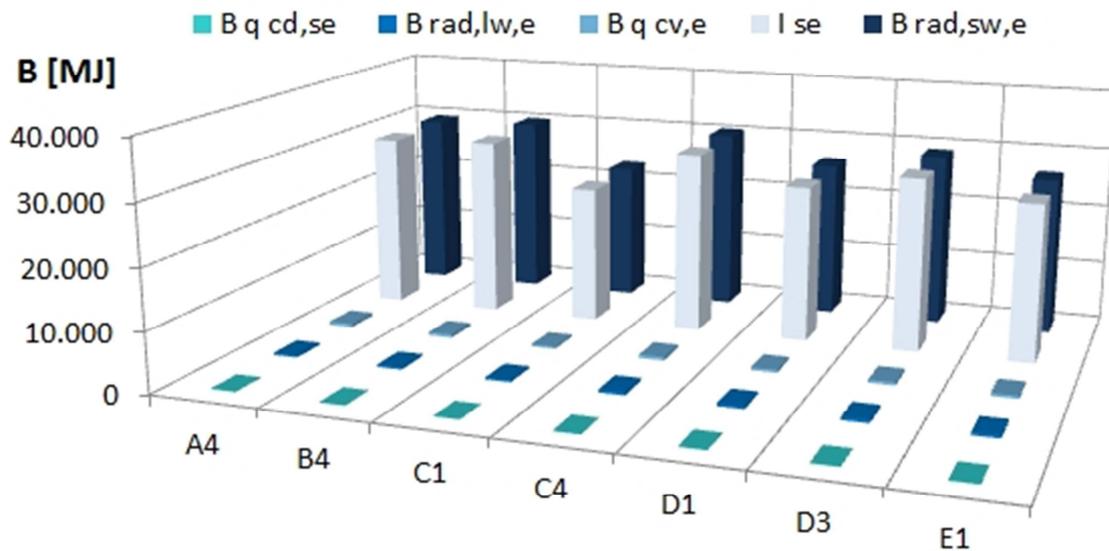


Figura 3.41 – Contribución al balance de exergía en el exterior por climas

En la siguiente gráfica se muestra para las tres zonas climáticas de Almería, Bilbao y Burgos, el peso relativo de cada término dentro del balance, constatando lo ya comentado sobre la gran diferencia existente entre los flujos de radiación de onda corta absorbida y la destrucción de exergía respecto del resto.

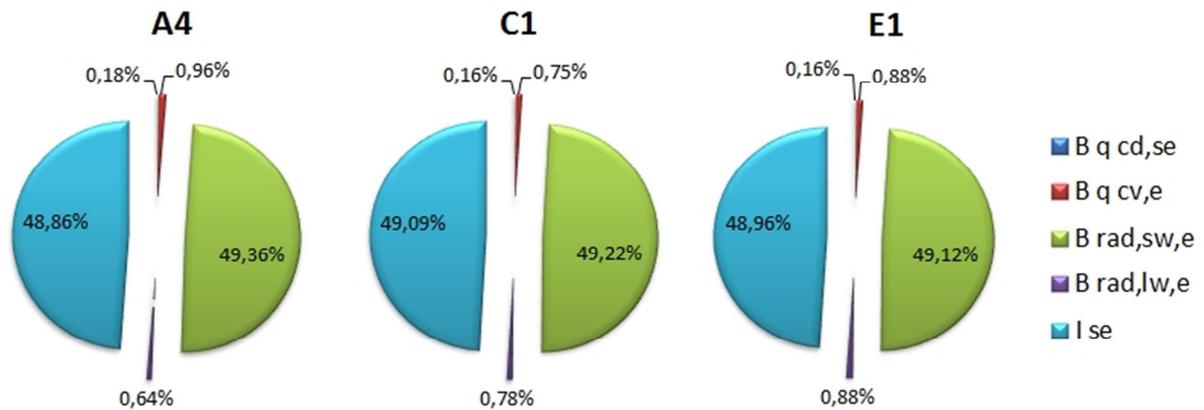


Figura 3.42 – Porcentajes de contribución al balance de exergía en el exterior

Analizando la influencia de las características de la pared, se observa que existe un mayor efecto en los flujos que en el caso del intercambio por el interior. Esos efectos se manifiestan tanto con la variación de la transmitancia, como con la variación de la inercia de la pared. Como se aprecia en las siguientes gráficas, todos los flujos se ven

afectados en mayor o menor medida. A excepción lógicamente, del flujo de radiación de onda corta absorbida que es constante para todas las inercias y transmitancias consideradas, al depender únicamente de la localidad elegida.

Por otra parte, se comprueba que cuanto menor es la transmitancia térmica, menor es la variación que experimenta el correspondiente flujo en función de la inercia de la pared.

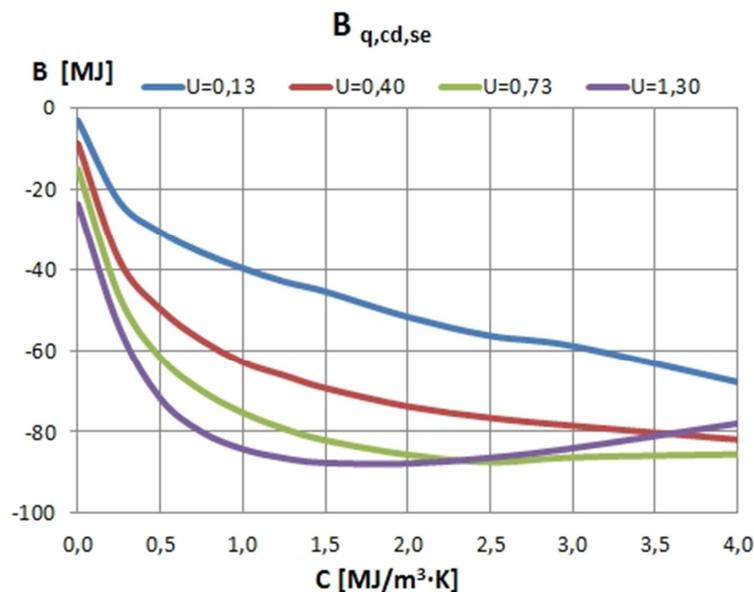


Figura 3.43 – Variación de los flujos de exergía por conducción en el exterior en función de la inercia para diferentes transmitancias térmicas.

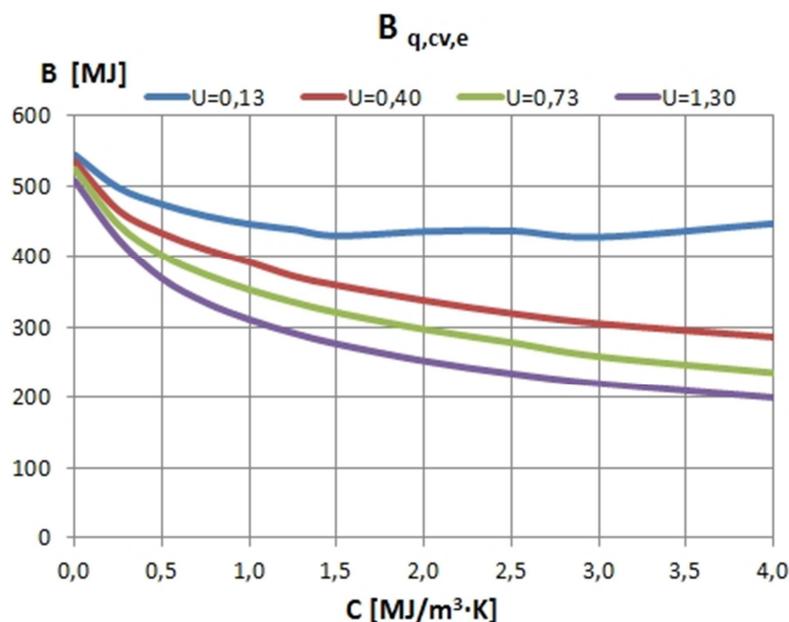


Figura 3.44 – Variación de los flujos de exergía por convección en el exterior en función de la inercia para diferentes transmitancias térmicas.

En algunos casos se producen cambios bruscos en el valor de los flujos. Este comportamiento un poco errático se debe a la dependencia simultánea del flujo de exergía con la temperatura exterior y el flujo de calor asociado. En la presente figura se muestra la exergía debida al intercambio de radiación de onda larga con los alrededores donde se puede observar este comportamiento.

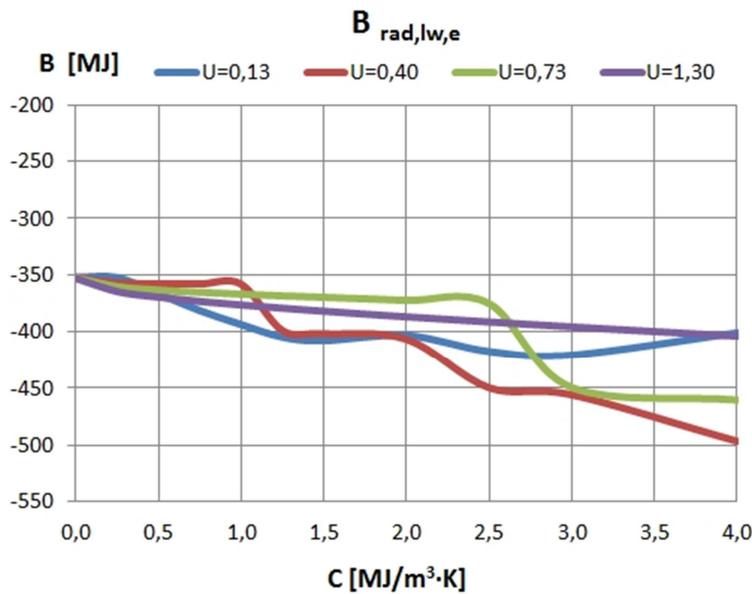


Figura 3.45 – Variación del flujo de exergía por radiación de onda larga intercambiada en el exterior en función de la inercia para diferentes transmitancias térmicas.

Como ya se ha explicado, la destrucción de exergía en la superficie exterior está muy condicionada por la radiación solar. Esta circunstancia se comprueba si se representa la destrucción de exergía (I_{se}) frente a la radiación solar total incidente (I_T).

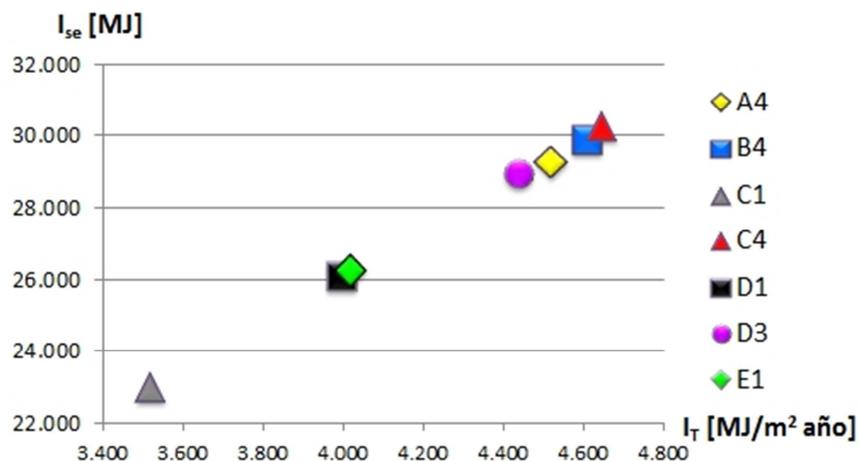


Figura 3.46 – Destrucciones de exergía en el exterior en función de radiación solar total incidente

Eso lleva a que cualitativamente su comportamiento no difiera de una localidad a otra y a que cuantitativamente las diferencias se produzcan debido a los distintos valores de radiación de cada localidad, tal y como se aprecia en la siguiente figura.

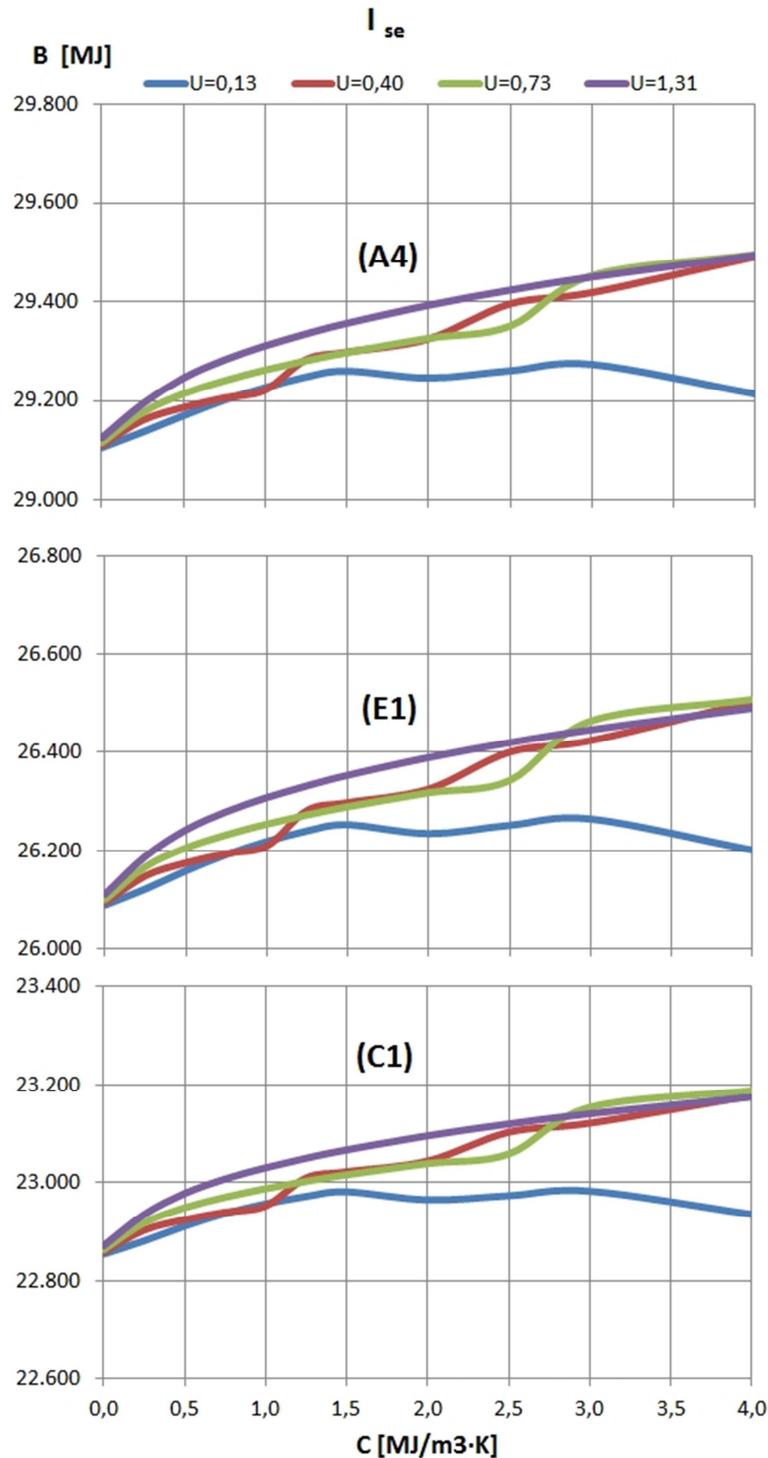


Figura 3.47 – Destrucciones de exergía en el exterior en función de la inercia y la transmitancia térmica para 3 climas diferentes (Almería, Bilbao y Burgos)

6.6.4 Relación exergía / energía

De manera similar al análisis realizado en la superficie interior, se procede a continuación a realizar el análisis de los factores de calidad de los flujos de exergía en la superficie exterior. En las siguientes tablas se muestran los factores de calidad de los diferentes flujos clasificados por climas, para el caso $U= 0,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Tabla 3.23 – Factor de calidad para el flujo de exergía por conducción en el exterior

C [$\text{MJ/m}^3\cdot\text{K}$]	$\Phi_{q_{cd,se}}$						
	A4	B4	C1	C4	D1	D3	E1
1E-03	18,7%	9,3%	1,5%	3,4%	1,0%	1,8%	0,7%
0,25	46,5%	24,7%	4,5%	9,7%	3,7%	5,9%	2,8%
0,50	62,2%	32,3%	6,0%	12,9%	4,9%	7,8%	3,9%
0,75	71,2%	36,3%	6,9%	14,6%	5,6%	8,8%	4,5%
1,00	77,6%	39,0%	7,4%	15,7%	6,1%	9,5%	4,9%
1,25	82,2%	40,9%	7,8%	16,5%	6,4%	9,9%	5,1%
1,50	85,6%	42,2%	8,1%	17,1%	6,6%	10,3%	5,3%
2,00	90,6%	43,8%	8,4%	17,9%	6,9%	10,7%	5,6%
2,50	94,0%	44,6%	8,6%	18,3%	7,0%	10,8%	5,7%
3,00	93,9%	43,7%	8,5%	18,0%	6,8%	10,6%	5,6%
4,00	96,1%	43,1%	8,5%	17,8%	6,7%	10,4%	5,5%

Tabla 3.24 – Factor de calidad para el flujo de exergía por convección en el exterior

C [$\text{MJ/m}^3\cdot\text{K}$]	$\Phi_{q_{cv,e}}$						
	A4	B4	C1	C4	D1	D3	E1
1E-03	4,5%	4,5%	4,0%	4,7%	4,3%	4,5%	4,4%
0,25	3,9%	3,9%	3,4%	4,0%	3,6%	3,8%	3,8%
0,50	3,6%	3,5%	3,1%	3,7%	3,3%	3,4%	3,4%
0,75	3,4%	3,3%	2,9%	3,4%	3,0%	3,2%	3,2%
1,00	3,3%	3,1%	2,7%	3,2%	2,9%	3,0%	3,0%
1,25	3,1%	3,0%	2,6%	3,1%	2,7%	2,9%	2,9%
1,50	3,0%	2,8%	2,5%	3,0%	2,6%	2,7%	2,8%
2,00	2,8%	2,6%	2,3%	2,8%	2,4%	2,5%	2,6%
2,50	2,7%	2,5%	2,1%	2,6%	2,3%	2,4%	2,4%
3,00	2,5%	2,3%	2,0%	2,4%	2,1%	2,2%	2,3%
4,00	2,3%	2,1%	1,8%	2,2%	1,9%	2,0%	2,1%

Tabla 3.25 – Factor de calidad para el flujo de exergía de radiación de onda corta absorbida en el exterior

C [MJ/m ³ ·K]	$\phi q_{rad,sw,e}$						
	A4	B4	C1	C4	D1	D3	E1
1E-03	93,5%	93,5%	93,5%	93,5%	93,6%	93,5%	93,6%
0,25	93,5%	93,5%	93,5%	93,5%	93,6%	93,5%	93,6%
0,50	93,5%	93,5%	93,5%	93,5%	93,6%	93,5%	93,6%
0,75	93,5%	93,5%	93,5%	93,5%	93,6%	93,5%	93,6%
1,00	93,5%	93,5%	93,5%	93,5%	93,6%	93,5%	93,6%
1,25	93,5%	93,5%	93,5%	93,5%	93,6%	93,5%	93,6%
1,50	93,5%	93,5%	93,5%	93,5%	93,6%	93,5%	93,6%
2,00	93,5%	93,5%	93,5%	93,5%	93,6%	93,5%	93,6%
2,50	93,5%	93,5%	93,5%	93,5%	93,6%	93,5%	93,6%
3,00	93,5%	93,5%	93,5%	93,5%	93,6%	93,5%	93,6%
4,00	93,5%	93,5%	93,5%	93,5%	93,6%	93,5%	93,6%

Tabla 3.26 – Factor de calidad para el flujo de exergía de radiación absorbida para las 7 zonas climáticas

C [MJ/m ³ ·K]	$\phi q_{rad,lw,e}$						
	A4	B4	C1	C4	D1	D3	E1
1E-03	2,61%	2,67%	2,78%	3,00%	3,02%	3,06%	3,16%
0,25	2,65%	2,73%	2,84%	3,05%	3,08%	3,12%	3,21%
0,50	2,67%	2,76%	2,87%	3,08%	3,11%	3,15%	3,23%
0,75	2,69%	2,78%	2,88%	3,10%	3,13%	3,17%	3,25%
1,00	2,70%	2,80%	2,89%	3,11%	3,15%	3,19%	3,26%
1,25	2,71%	2,82%	2,90%	3,12%	3,16%	3,21%	3,27%
1,50	2,72%	2,84%	2,92%	3,14%	3,17%	3,22%	3,28%
2,00	2,75%	2,87%	2,94%	3,16%	3,20%	3,25%	3,30%
2,50	2,77%	2,91%	2,96%	3,19%	3,23%	3,28%	3,32%
3,00	3,27%	3,45%	3,54%	3,75%	3,90%	3,90%	3,97%
4,00	3,36%	3,56%	3,63%	3,85%	4,01%	4,01%	4,07%

Los aspectos más importantes a destacar son:

- El factor de calidad correspondiente a la exergía de la radiación solar absorbida es muy alto (93,5 %) casi cercano a la unidad. Este hecho no resulta sorprendente ya que se trata de exergía procedente de una fuente a muy alta temperatura ($T_{sun} \approx 6000$ K). Los valores apenas varían un 0,2 % en función de la zona climática y son constantes con la inercia lógicamente.

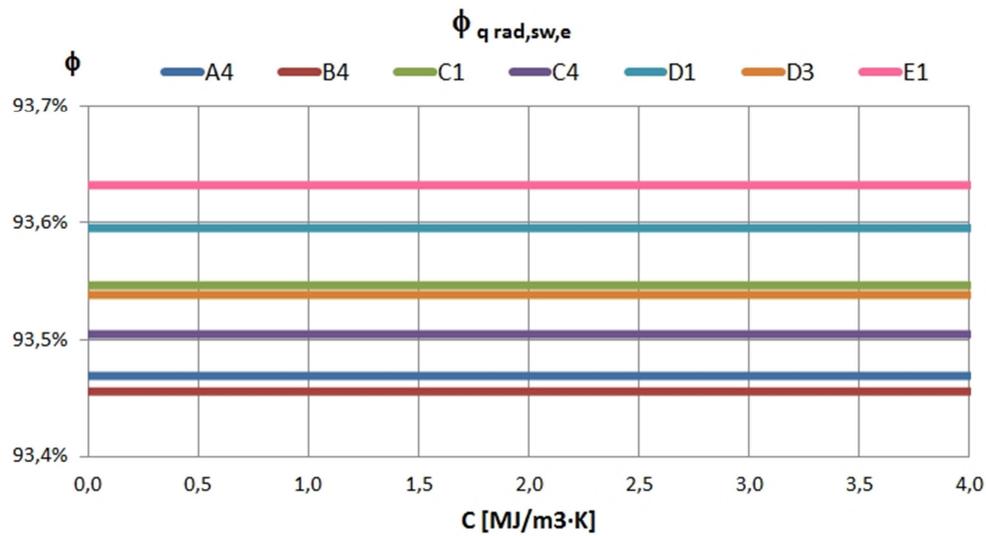


Figura 3.48 – Factor de calidad de la exergía de radiación de onda corta absorbida

- El factor de calidad debido a la convección se ve afectado tanto por la inercia como por la zona climática. A medida que aumenta la inercia su valor disminuye. Numéricamente hablando se trata de un factor de calidad similar al de la radiación de onda larga e inferior al de conducción y al de radiación de onda corta.

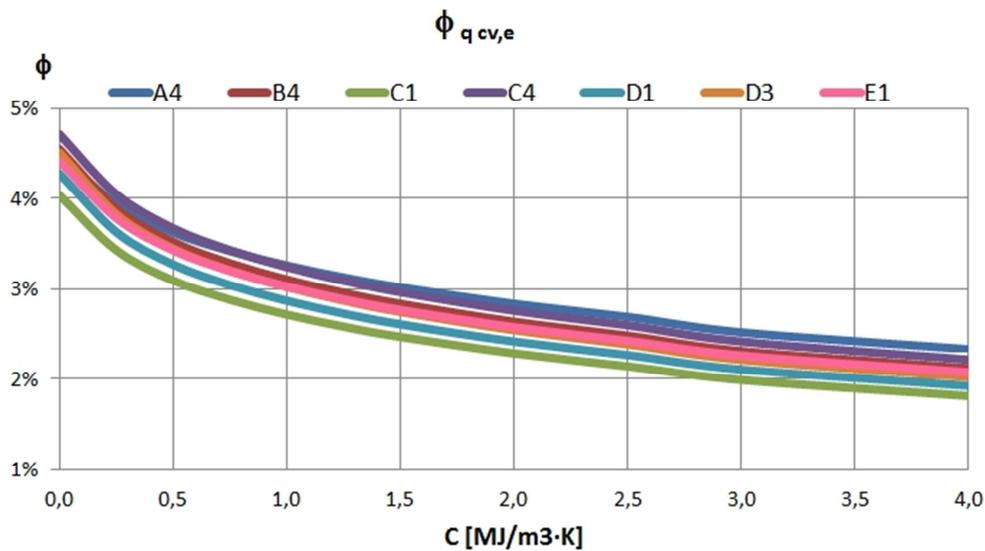


Figura 3.49 – Factor de calidad de la exergía de convección en el exterior

- El factor de calidad debido a la radiación de onda larga intercambiada presenta un valor pequeño, pero sensiblemente mayor que el obtenido en la superficie interior. Los valores se encuentran entre 2 y 4 % aproximadamente, mientras que en el caso de la superficie interior, los valores no superaban el 0,4 %. En cuanto a tendencias, presenta un comportamiento ligeramente creciente hasta una capacidad de 2,5

MJ/m³·K, aumentando bruscamente entre 2,5 y 3 MJ/m³·K para de nuevo crecer ligeramente. El comportamiento es muy similar para cualquiera de las zonas climáticas consideradas.

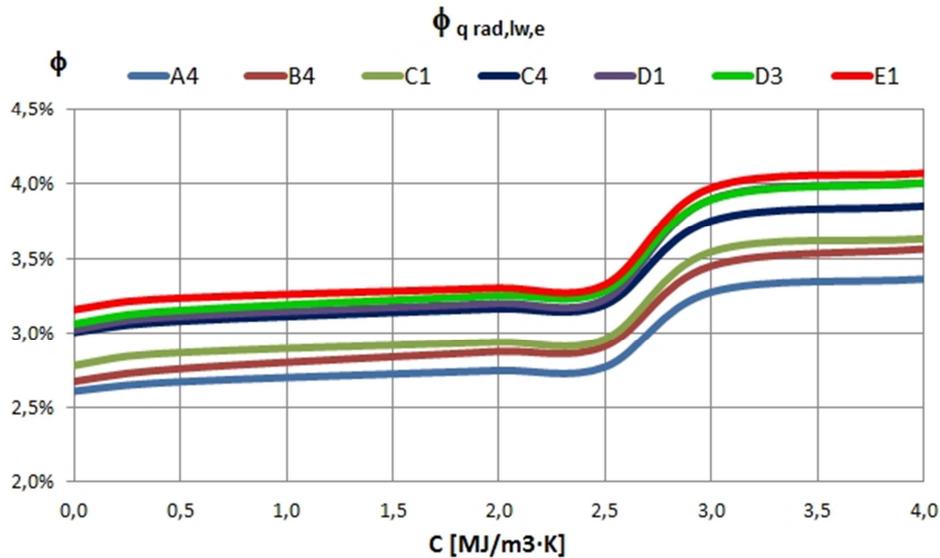


Figura 3.50 – Factor de calidad de la exergía de radiación de onda larga intercambiada

En relación a la variación con la transmitancia térmica, se observa que:

- Los valores más altos se obtienen con las transmitancias más bajas.

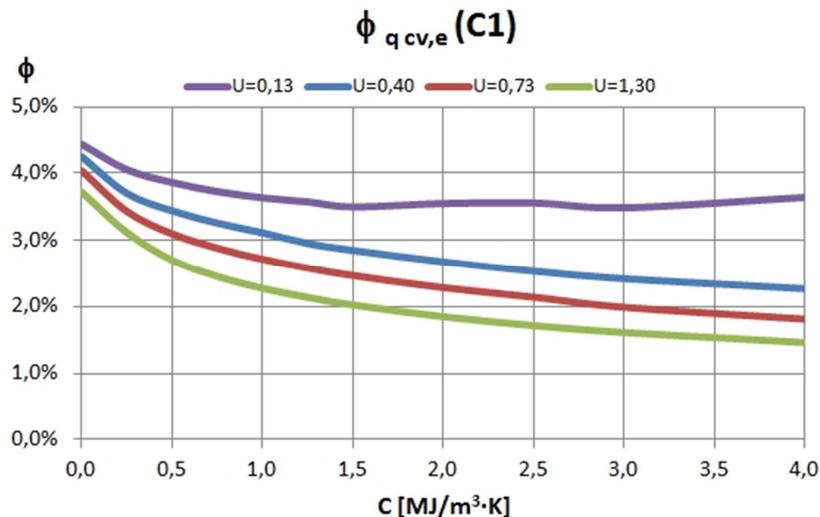


Figura 3.51 – Factor de calidad de la exergía de convección para diferentes transmitancias térmicas

- Por su parte, el comportamiento escalonado que se producía para la radiación de onda larga desaparece para valores de transmitancia altos. La posición del escalón es variable, dependiendo de la transmitancia. Así, para la transmitancia

$U = 0,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, el salto se produce en torno a $2,5 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$. En cambio para valores de transmitancia más bajos, ese escalón se produce a inercias más pequeñas (en torno a $1 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$ para $U = 0,40 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$). En el caso de $U = 0,13 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, el escalón queda muy atenuado.

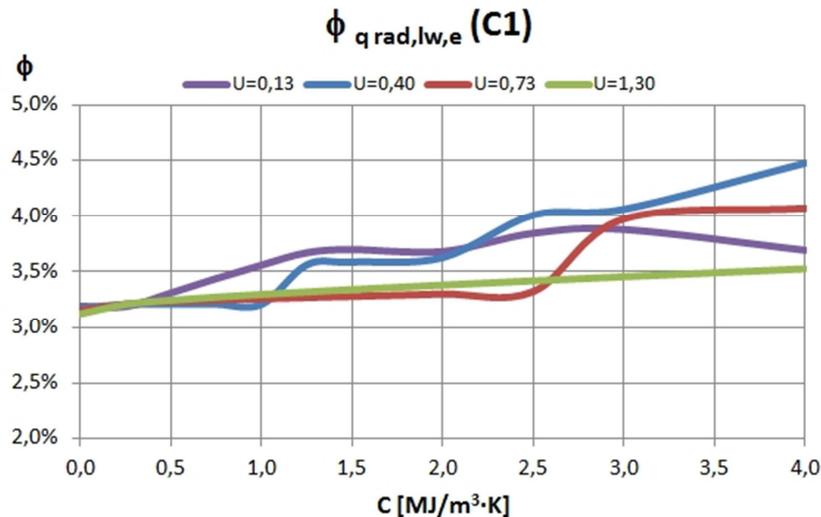


Figura 3.52 – Factor de calidad de la exergía de radiación de onda larga intercambiada para diferentes transmitancias térmicas

- Las diferencias existentes entre los distintos factores de calidad no son sorprendentes si se consideran las diferentes expresiones matemáticas para su obtención. Partiendo de las expresiones de la eq. 2.32, eq. 2.40, eq. 3.23 y eq. 3.24. se obtienen las fórmulas de cálculo que se muestran en la siguiente tabla.

A la vista de esas expresiones, no es de extrañar que sean los factores de calidad de calores cercanos a la temperatura ambiente, los que se vean más influenciados tanto por la zona climática como por la inercia de la pared. Sin perder de vista en todo momento que se trata de valores pequeños, cercanos a cero, la cercanía con la temperatura ambiente provoca que pequeñas variaciones en la temperatura supongan grandes cambios porcentuales en los valores del factor de calidad.

Tabla 3.27 – Factores de calidad para los mecanismos de transmisión de calor

Modo de transferencia	ϕ
Conducción	$\left[1 - \frac{T_0}{T} \right]$
Convección	$\left[1 - \frac{T_0}{T} \right]$
Radiación de onda corta	$\left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_{sun}} \right)^4 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_{sun}} \right]$
Radiación de onda larga	$\left[1 - \frac{4}{3} T_0 \cdot \frac{(T_{se}^3 - T_{fsky}^3)}{(T_{se}^4 - T_{fsky}^4)} \right]$

6.6.5 Comparación con el método de la temperatura sol-aire

Si se comparan los resultados de destrucción de exergía obtenidos considerando todos los intercambios (I_{se}) y los que se obtienen mediante el método de la temperatura sol-aire ($I_{se}^{sol-air}$), se comprueba que existen enormes diferencias entre uno y otro método.

Considerando lo comentado anteriormente y comparando los valores de la Tabla 3.22 y la Tabla 3.28 de la página siguiente, se observa claramente que la razón fundamental de las diferencias existentes es de nuevo la radiación solar absorbida y la manera en la que se considera con el método de la temperatura sol-aire.

En efecto, aunque desde un punto de vista energético la radiación solar absorbida pueda hacerse equivalente a un intercambio convectivo con un aire a una temperatura algo más caliente, desde un punto de vista exergético la equivalencia no es posible.

La exergía depende de la temperatura de la fuente, y un hipotético aumento de varias decenas de grados en la temperatura del aire no supone la misma destrucción de exergía que la asociada a una fuente a una temperatura tan elevada como la del sol. Dicho con otras palabras, el factor de calidad no se puede compensar con un ligero aumento de la

temperatura del aire. Por lo tanto, con valores anuales no es posible aplicar el método $T_{\text{sol-aire}}$ para el cálculo exergético.

Tabla 3.28 – Destrucciones anuales de exergía [MJ] en la superficie exterior considerando todos los intercambios (I_{se}) y mediante el concepto de la $T_{\text{sol-aire}}$ ($I_{se}^{\text{sol-aire}}$).

	C	I_{se}	$I_{se}^{\text{sol-aire}}$
	[MJ/m ³ ·K]	[MJ]	[MJ]
A4	1E-03	29.114,7	1,7
	0,25	29.175,6	12,3
	0,5	29.213,8	22,6
	0,75	29.240,4	31,1
	1	29.262,2	38,7
	1,25	29.280,9	45,7
	1,5	29.297,5	52,1
	2	29.326,2	63,5
	2,5	29.351,0	73,5
	3	29.452,8	80,1
B4	1E-03	29.716,5	2,6
	0,25	29.793,2	17,1
	0,5	29.840,0	31,4
	0,75	29.872,6	43,2
	1	29.899,3	53,8
	1,25	29.922,3	63,5
	1,5	29.942,7	72,5
	2	29.978,1	88,5
	2,5	30.008,6	102,5
	3	30.122,5	111,9
C1	1E-03	22.861,9	2,6
	0,25	22.916,6	12,1
	0,5	22.947,9	21,4
	0,75	22.969,5	29,0
	1	22.987,0	35,9
	1,25	23.002,0	42,1
	1,5	23.015,3	47,8
	2	23.038,1	58,1
	2,5	23.057,7	67,0
	3	23.152,9	73,3
4	23.187,6	86,4	

Tabla 3.28 – Destrucciones anuales de exergía [MJ] en la superficie exterior considerando todos los intercambios (I_{se}) y mediante el concepto de la $T_{sol-air}$ ($I_{se}^{sol-air}$) (cont.).

C4	1E-03	30.088,4	3,1
	0,25	30.163,8	16,9
	0,5	30.209,2	30,5
	0,75	30.240,5	41,6
	1	30.266,2	51,6
	1,25	30.288,2	60,8
	1,5	30.307,8	69,2
	2	30.341,6	84,3
	2,5	30.370,7	97,6
	3	30.495,6	106,4
	4	30.546,8	125,7
D1	1E-03	25.931,6	4,1
	0,25	26.000,5	16,8
	0,5	26.040,6	29,2
	0,75	26.068,3	39,4
	1	26.090,9	48,6
	1,25	26.110,2	57,0
	1,5	26.127,3	64,7
	2	26.156,9	78,5
	2,5	26.182,4	90,5
	3	26.303,5	98,8
	4	26.348,9	116,4
D3	1E-03	28.768,5	3,7
	0,25	28.845,7	17,9
	0,5	28.891,1	31,9
	0,75	28.922,6	43,4
	1	28.948,2	53,7
	1,25	28.970,3	63,1
	1,5	28.989,9	71,8
	2	29.023,7	87,4
	2,5	29.052,8	101,0
	3	29.179,9	110,2
	4	29.231,4	130,0
E1	1E-03	26.099,0	4,9
	0,25	26.165,7	17,1
	0,5	26.204,6	29,2
	0,75	26.231,4	39,1
	1	26.253,3	48,0
	1,25	26.272,0	56,1
	1,5	26.288,5	63,6
	2	26.317,1	77,0
	2,5	26.341,6	88,8
	3	26.463,0	96,9
	4	26.507,2	114,1

Si en lugar de un estudio anual, se realiza un análisis más detallado, considerando los valores obtenidos a lo largo de un día, se puede concluir que siguen existiendo diferencias apreciables entre los valores de destrucción de exergía calculados por los dos métodos. A modo de ejemplo, en la siguiente figura se muestran los valores horarios correspondientes al 31 de diciembre en la localidad de Bilbao, para una pared de $C=1,5 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$. Nótese que aunque las curvas son similares en cuanto a aspecto, los órdenes de magnitud de los valores son muy diferentes (las escalas se han adaptado para una mejor comparación).

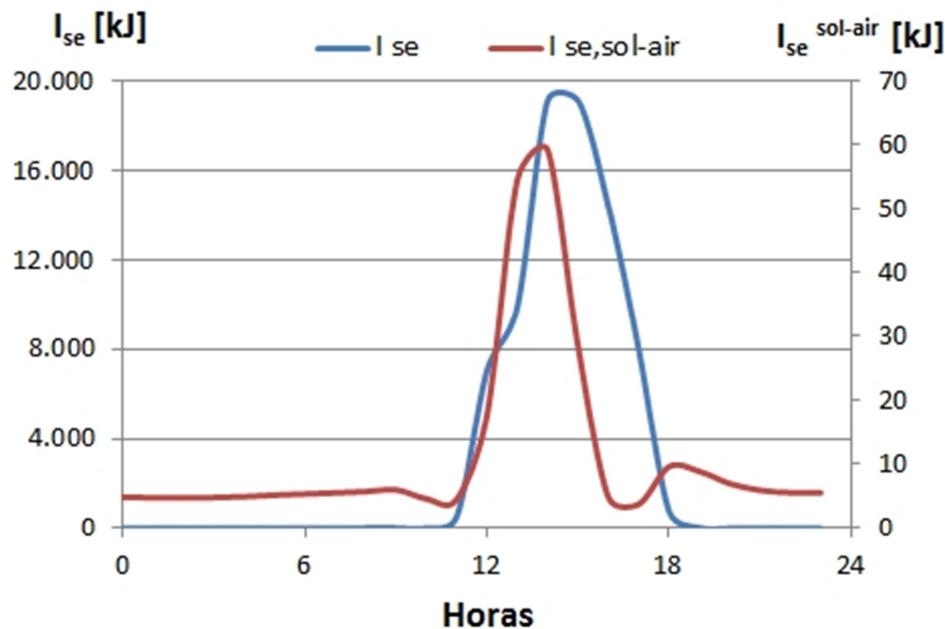


Figura 3.53 – Destrucciones de exergía horarias [kJ] durante el 31 de diciembre en la superficie exterior considerando todos los intercambios (I_{se}) y mediante el concepto de $T_{sol-air}$ ($I_{se}^{sol-air}$)

Esas diferencias se producen incluso en aquellos momentos en los que no existe radiación de onda corta, como puede ser por la noche. Sirva de ejemplo el mismo caso anterior pero considerando únicamente las horas sin radiación solar (ver Figura 3.54).

En este caso las diferencias, aunque sensiblemente inferiores a las que se producen en las horas donde hay radiación, siguen siendo significativas (superiores al 200 % en algunos casos).

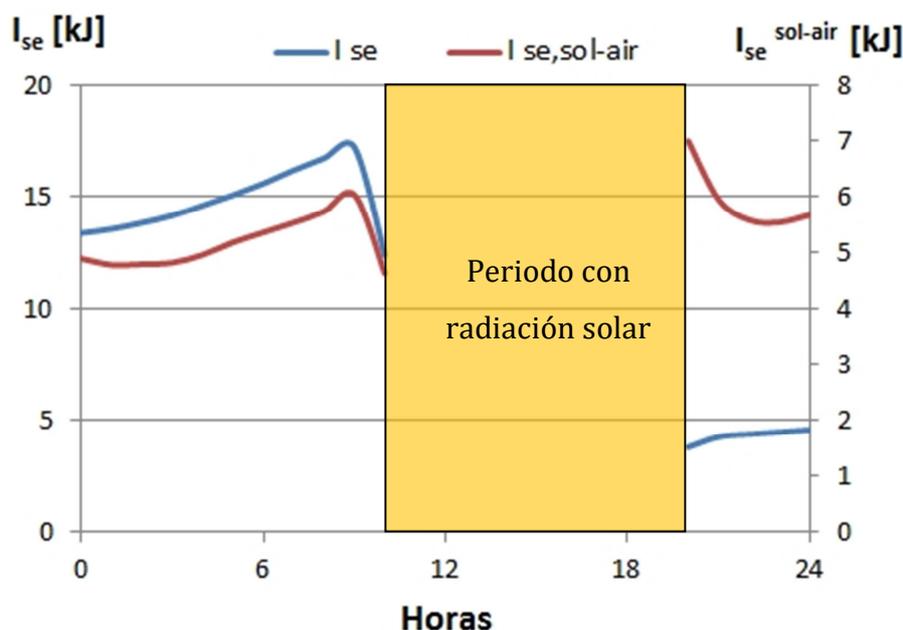


Figura 3.54 – Detalle de la figura 3.53 para las horas sin radiación solar.

Comparando las diferencias existentes entre ambos planteamientos en función de la localidad o de las características de la pared, se constata que no existe ningún caso en el que la destrucción de exergía por el método de la temperatura sol-aire represente de manera adecuada lo que ocurre en la realidad.

Esto era previsible. No hay que perder de vista que, tal y como se ha comentado en el apartado anterior, los factores de calidad de los diferentes calores intercambiados son completamente diferentes entre sí, lo cual provoca que esa equivalencia desde el punto de vista exergético sea inviable.

Todo lo anterior lleva a concluir que a pesar de que energéticamente el método de la temperatura sol-aire sea válido e incluso ampliamente utilizado, su aplicación para el análisis exergético no resulta adecuada.

7 Análisis de los parámetros propuestos

En el capítulo 2 se destacó la ausencia de un parámetro que permitiese caracterizar el comportamiento exergético de un cerramiento de manera dinámica. Con objeto de paliar esa ausencia, se propusieron una serie de parámetros que a priori podrían lograr dicho objetivo.

En el presente apartado se procede al descarte o selección de dichos parámetros. Para ello se va a analizar en detalle cada uno de ellos, viendo su adecuación a las exigencias planteadas en esta tesis. Dicha adecuación observando el comportamiento de cada parámetro propuesto ante variaciones en uno de las siguientes variables: las condiciones climáticas, la transmitancia térmica de la pared y la inercia de la pared, caracterizada esta última mediante su capacidad calorífica.

Para ello, se utilizará de nuevo el edificio de referencia y se considerarán las mismas 308 combinaciones (7 climas x 11 inercias x 4 transmitancias térmicas) empleadas para el análisis exergético de la superficie interior y exterior del cerramiento. A modo de recordatorio se muestra en las tablas siguientes los valores considerados para cada uno de los parámetros considerados.

Tabla 3.29 – Zonas climáticas y localidades de referencia seleccionadas para el análisis

Zona Climática	Localidad
A4	Almería
B4	Sevilla
C1	Bilbao
C4	Toledo
D1	Vitoria-Gasteiz
D3	Madrid
E1	Burgos

Tabla 3.30 – Capacidades caloríficas empleadas para el análisis

Código	C [MJ/m ³ ·K]
HW-C0	0
HW-C1	0,25
HW-C2	0,50
HW-C3	0,75
HW-C4	1,00
HW-C5	1,25
HW-C6	1,50
HW-C7	2,00
HW-C8	2,50
HW-C9	3,00
HW-C10	4,00

Tabla 3.31 – Transmitancias térmicas consideradas para el análisis

Código	U [W/m ² ·K]
HW-U1	1,30
HW-U2	0,73
HW-U3	0,40
HW-U4	0,13

7.1 Primer parámetro propuesto (ξ)

El primer parámetro propuesto cuantifica el efecto de la inercia en el flujo de exergía por conducción en la pared ($B_{q,si}$) respecto del flujo que se obtendría en la pared sin inercia. Matemáticamente viene expresado por la eq. 2.118.

En la siguiente figura se muestran los resultados obtenidos para la pared homogénea ($\lambda = 0,25 \text{ W/m}\cdot\text{K}$; $U = 0,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$) para los 7 climas considerados en función de la inercia de la pared.

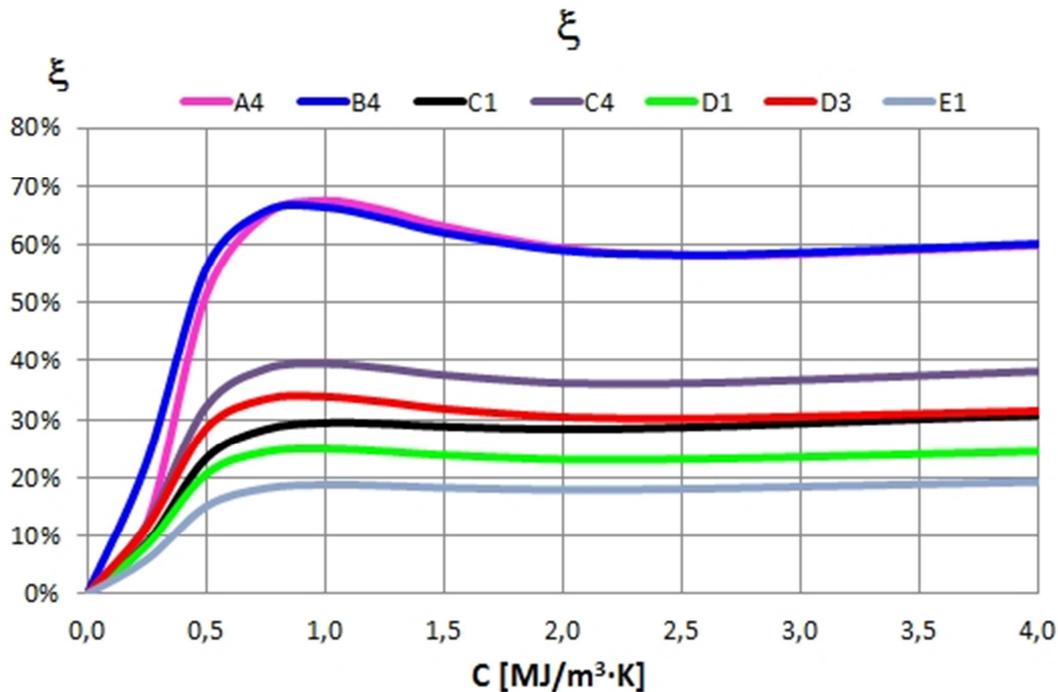


Figura 3.55 – Comportamiento de ξ en función del clima y de la inercia.

Para todos los climas se observa un comportamiento cualitativamente similar, distinguiéndose tres zonas claramente diferenciadas. En la primera zona, correspondiente a paredes de inercia baja, ξ aumenta rápidamente con la capacidad calorífica hasta alcanzar un máximo en torno a $C = 1 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$. A continuación, en la segunda zona la curva se reduce suavemente hasta alcanzar un mínimo relativo en el rango entre 2 y 2,5 $\text{MJ/m}^3\cdot\text{K}$, para crecer finalmente de manera muy suave.

En cuanto al aspecto cuantitativo, se observa que los mayores valores, así como los mayores gradientes se obtienen en aquellos climas con severidad climática de verano alta (A4, B4 y C4 en ese orden). Por el contrario, los climas con severidad de verano baja son los que presentan los valores más bajos y un comportamiento más atenuado. De menor a mayor valor, la secuencia en este caso es E1 – D1 – C1 – D3.

El comportamiento de ξ en función de la transmitancia se puede observar en las siguientes gráficas para Almería, Sevilla, Bilbao y Burgos.

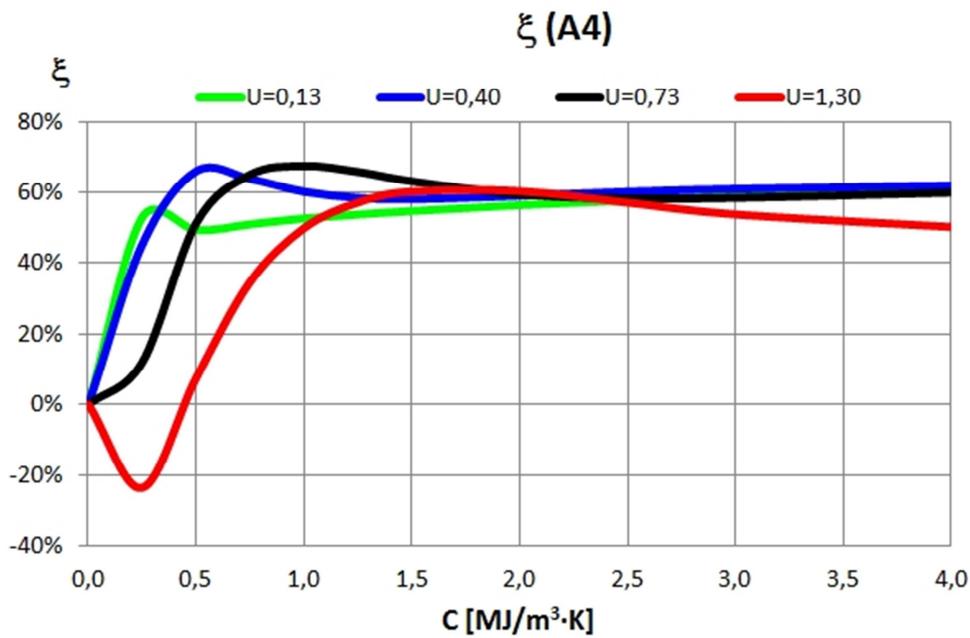


Figura 3.56 – Comportamiento de ξ en función de la transmitancia para la zona climática A4.

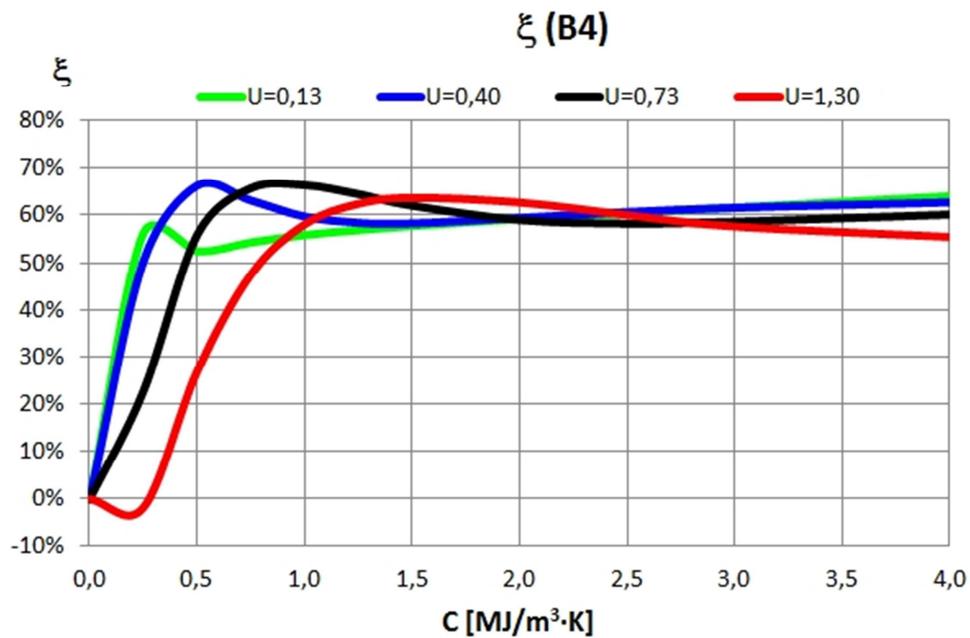


Figura 3.57 – Comportamiento de ξ en función de la transmitancia para la zona climática B4.

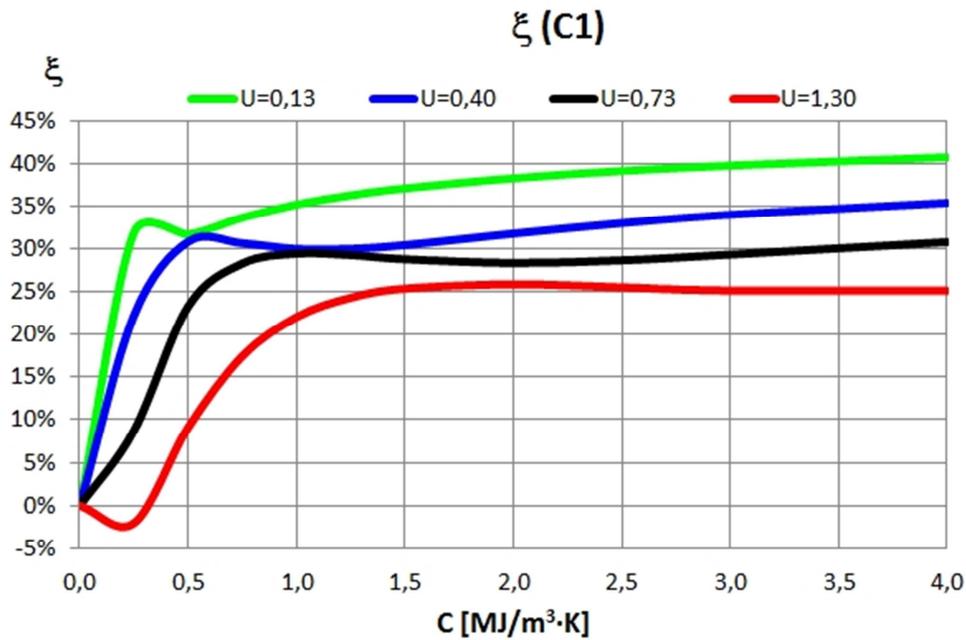


Figura 3.58 – Comportamiento de ξ en función de la transmitancia para la zona climática C1.

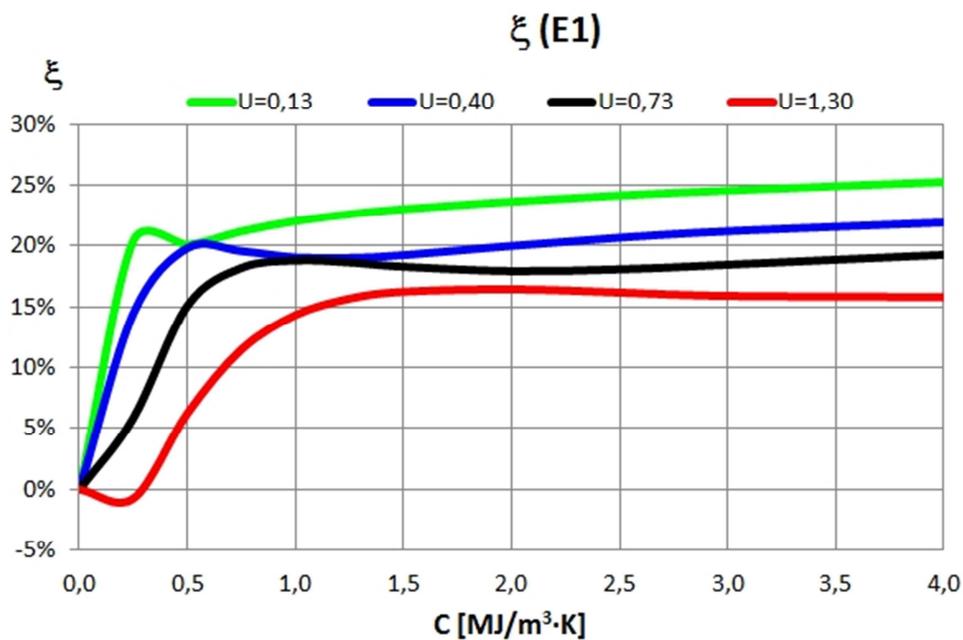


Figura 3.59 – Comportamiento de ξ en función de la transmitancia para la zona climática E1.

El análisis de las figuras conduce a las siguientes conclusiones:

- En primer lugar se vuelve a constatar que los climas con severidades climáticas de verano altas (A4 y B4) son las que presentan unas curvas de valores más altos y de comportamiento más variable.

- Por otro lado, el parámetro ξ se vuelve negativo a bajas inercias para paredes poco aislantes, es decir para altos valores de transmitancia térmica (ver curva correspondiente a $U=1,30 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$). Ese comportamiento implica que la pared con inercia demanda más exergía que la pared sin inercia, por lo que no se está haciendo un buen uso de dicha inercia. Afortunadamente ese comportamiento solo se produce para bajas inercias (para valores de C inferiores a $0,5 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$), por lo que desde un punto de vista práctico real no llega a ser un inconveniente. Desde el punto de vista cuantitativo, de nuevo los climas A4 y B4 son los que presentan un desfavorable valor negativo más grande.
- A medida que la transmitancia se reduce, el valor de C para el que se alcanza el máximo valor de ξ se desplaza hacia paredes menos inerciales. La explicación a este comportamiento es que con paredes muy aislantes, la oscilación de temperaturas en el interior es de por sí muy pequeña, sin necesidad de recurrir a la masa térmica. Esa pequeña oscilación supone una baja demanda de exergía.
- Para los climas donde predomina el régimen de verano (A4 y B4) los mayores valores de ξ no se producen para el menor valor de transmitancia, sino para valores comprendidos entre $0,40$ y $0,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Dicho de otra manera, dada una inercia, el máximo valor de ξ que se puede obtener no se produce con la mínima transmitancia. La explicación obedece a que en esos climas, la radiación solar en invierno es una componente muy importante, que puede reducir la demanda del edificio. En edificios con paredes muy aislantes esa ganancia se ve obstaculizada, por lo que si además la pared es muy inercial esas ganancias no llegan a aprovecharse.
- Por el contrario, en climas con veranos suaves y predominio del régimen de invierno (Figura 3.58 y Figura 3.59) las curvas de ξ para diferentes transmitancias no se entrecruzan. Este hecho lleva a que para cualquier inercia, el valor de ξ aumente a medida que se reduce la transmitancia. Para estos climas además, se da la circunstancia de que a bajas transmitancias, el máximo que se produce a bajas inercias no corresponde con el máximo valor que se puede obtener. Por ejemplo para Bilbao, las paredes de transmitancia $U = 0,13 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ presentan un máximo de valor 33%. para $C = 0,3 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$, mientras que con inercias superiores a $1 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$ se obtienen valores de ξ superiores al 35 %. La conclusión que se puede obtener de este hecho es que para esos climas, es más interesante aprovechar la

inercia para reducir las oscilaciones de temperatura en el interior, que usar bajas inercias que permitan que las ganancias solares lleguen al interior a través del cerramiento.

- Por último, resta únicamente comentar que dependiendo de la transmitancia de la pared, para una misma localidad el valor ξ puede variar bastante, sobre a todo a bajas inercias. En el rango de inercias habitual en edificación, esa variación se encuentra más acotada, pudiendo variar entre un 10 a un 15%.

7.2 Segundo parámetro propuesto (Ψ)

El segundo parámetro compara la destrucción de exergía en la superficie interior de la pared analizada con la que se produciría en una pared de misma transmitancia pero sin inercia. Matemáticamente viene dada por la eq. 2.119.

La evolución de Ψ para una pared de transmitancia $U=0,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ en función de la inercia y los diferentes climas analizados se muestra en la siguiente figura.

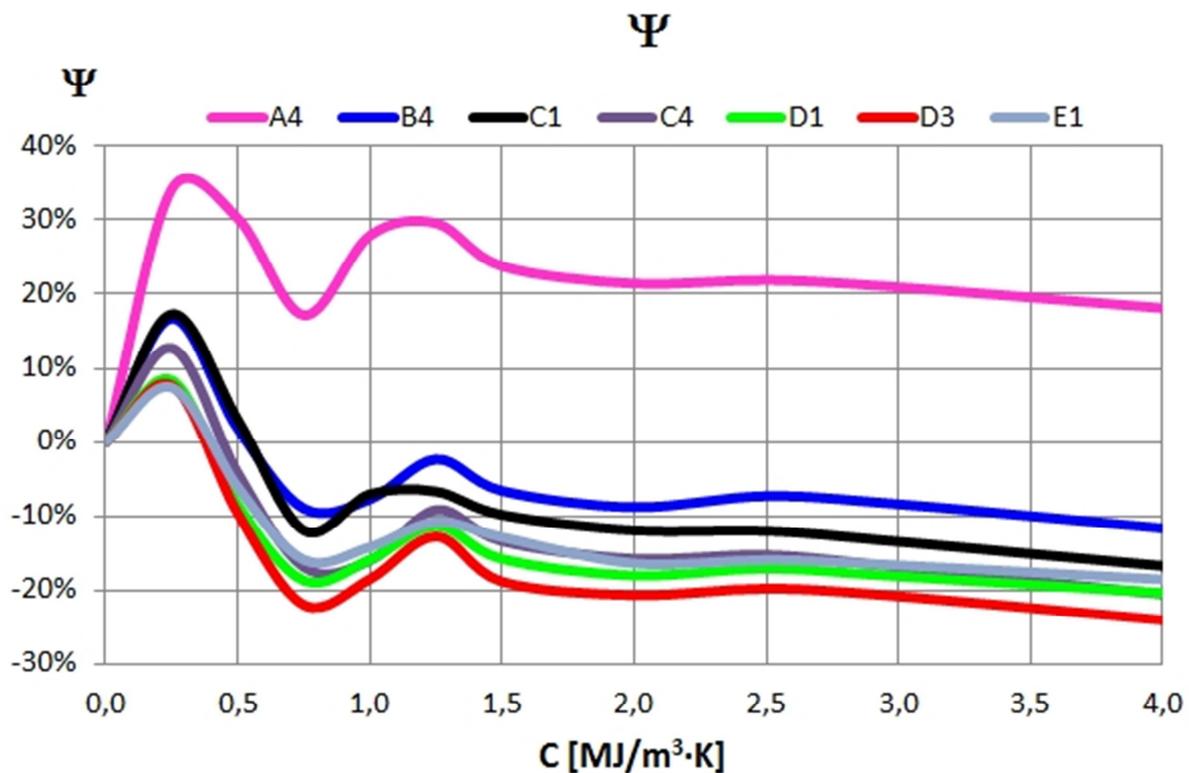


Figura 3.60 – Comportamiento de Ψ en función del clima y de la inercia.

Como aspectos más importantes a destacar se encuentran;

- Cualitativamente el aspecto de las curvas es muy similar. Se puede observar que para la transmitancia considerada, Ψ presenta 2 máximos situados en torno a inercias de valor 0,25 y 1,25 MJ/m³·K. Entre ambos, se produce un mínimo aproximadamente en torno a 0,75 MJ/m³·K. A partir de valores de $C = 1,5$ MJ/m³·K el valor de Ψ se mantiene constante hasta el final.
- Cuantitativamente hablando, Ψ apenas varía con los climas, salvo para la zona climática A4 que presenta un comportamiento muy diferenciado del resto, no existiendo una justificación física que explique ese comportamiento
- Por otro lado, Ψ adquiere valores negativos para inercias superiores a 0,5 MJ/m³·K para todos los climas a excepción de la zona A4, que presenta como ya se ha dicho un comportamiento muy particular.

A su vez, la influencia de la transmitancia en el comportamiento de Ψ , se muestra en las siguientes gráficas.

- En general se observa que para todos los climas, el valor más alto de Ψ se corresponde con la pared menos aislante ($U=1,3$ W/m²·K). Este hecho puede llevar a pensar que, a medida que se reduce la transmitancia, el valor de Ψ se reduce igualmente, correspondiendo por tanto el menor valor a la pared más aislante ($U=0,13$ W/m²·K). Sin embargo ese comportamiento solo se da para la zona climática A4. En el resto de climas, Ψ se reduce según la siguiente secuencia de transmitancias: $U=1,3$; $U=0,13$; $U=0,40$; $U=0,73$ W/m²·K.
- En cuanto a la presencia de valores negativos de Ψ , sólo se producen para la transmitancia $U=0,73$ W/m²·K, y puntualmente para $U=0,40$ W/m²·K en la zona climática B4.
- Para la transmitancia $U=1,3$ W/m²·K, los valores más altos de Ψ se producen a altas inercias ($C>2$ MJ/m³·K). Para las transmitancias intermedias, el máximo se produce a bajas inercias ($C\approx 0,5$ MJ/m³·K), mientras que para la pared más aislante, el máximo depende de la zona la zona climática, produciéndose todos en el rango comprendido entre 2 y 3 MJ/m³·K.

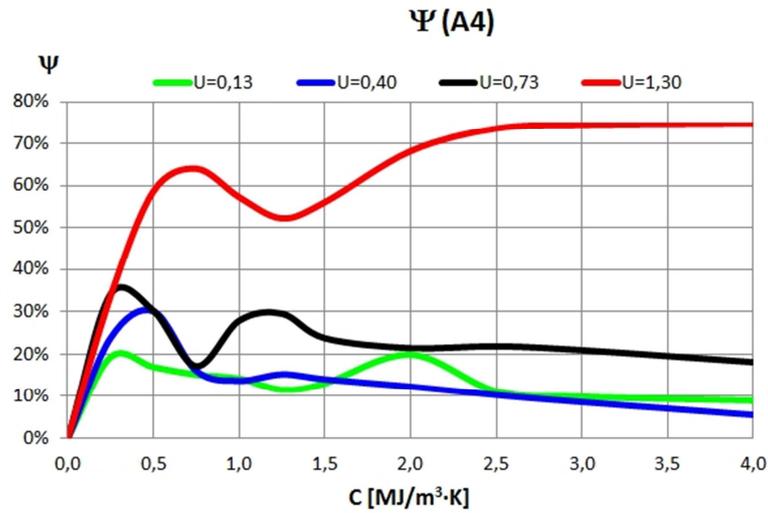


Figura 3.61 – Comportamiento de Ψ en función de la transmitancia para la zona climática A4.

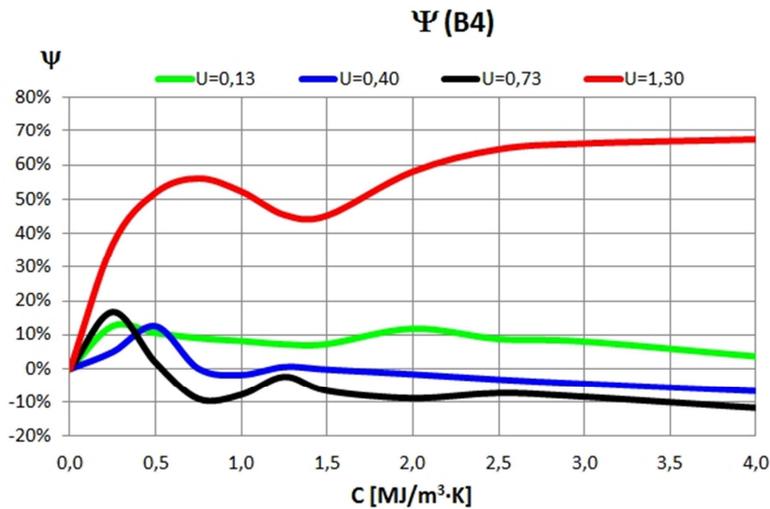


Figura 3.62 – Comportamiento de Ψ en función de la transmitancia para la zona climática B4.

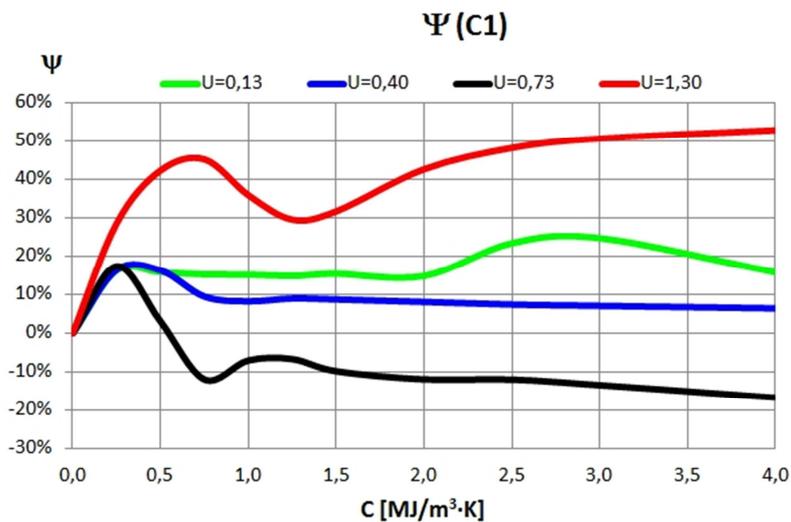


Figura 3.63 – Comportamiento de Ψ en función de la transmitancia para la zona climática C1.

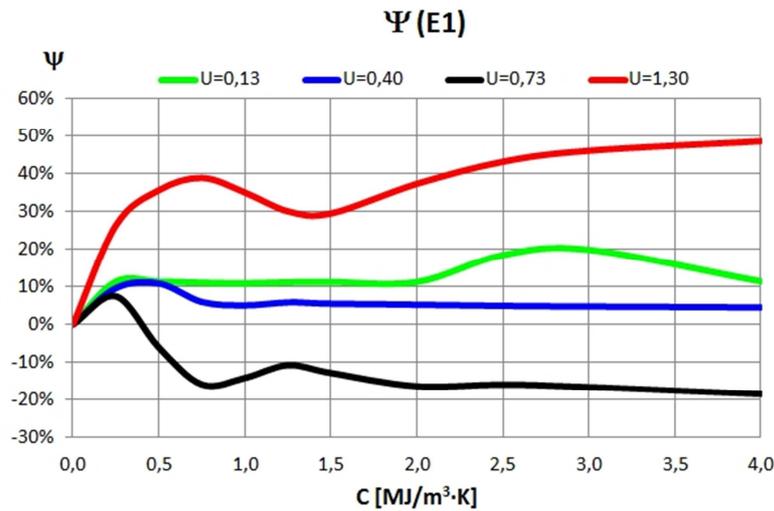


Figura 3.64 – Comportamiento de Ψ en función de la transmitancia para la zona climática E1.

7.3 Tercer parámetro propuesto (χ)

El tercer parámetro propuesto expresa la cantidad de exergía que la pared es capaz de recuperar y devolver al aire interior como consecuencia de su inercia, respecto a la energía que demanda para mantener las condiciones de confort. Matemáticamente viene expresada por la eq. 2.120.

Su comportamiento para una pared de transmitancia $U = 0,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, en función del clima y de la inercia se muestra en la siguiente gráfica.

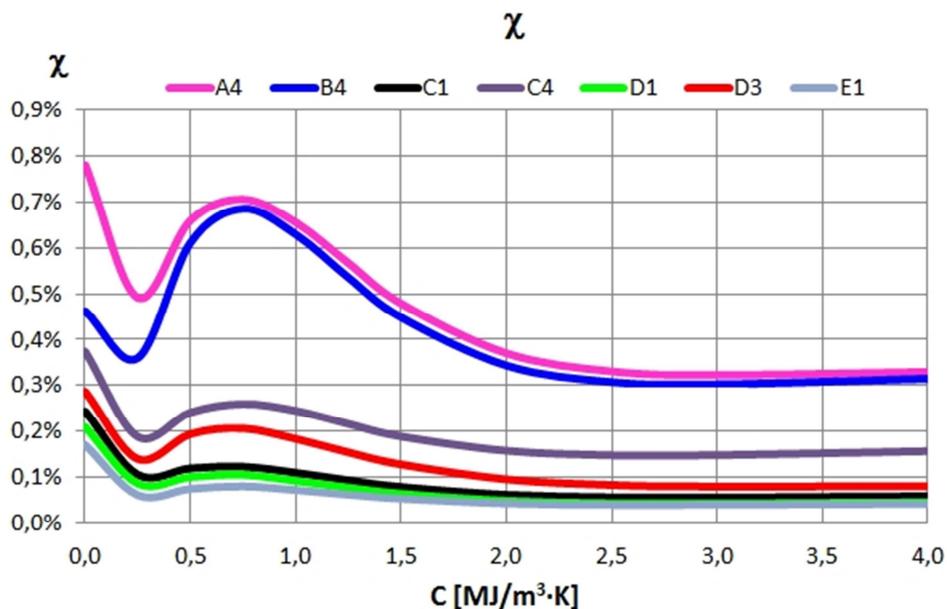


Figura 3.65 – Comportamiento de χ en función del clima y de la inercia.

Las conclusiones que se pueden extraer de la gráfica anterior son:

- Para todos los climas, se pueden distinguir 4 zonas: en la primera χ se reduce desde el valor de inercia nula hasta que se alcanza el mínimo en torno a $C \approx 0,25 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$. en la segunda zona, el valor de χ crece rápidamente hasta alcanzar un máximo en torno a $C \approx 0,75 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$. La razón fundamental de ese crecimiento reside en el efecto beneficioso de desfases de la onda de calor cada vez mayores. A continuación, en la tercera zona disminuye paulatinamente hasta alcanzar un valor mínimo en torno $C \approx 2,5 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$. En esta zona, el valor se reduce porque el desfase es excesivamente grande y se solapan las ondas de calor, con condiciones de temperatura exteriores extremas. Finalmente, en la cuarta zona, las curvas presentan una meseta, con una ligera pendiente para paredes muy inerciales. La presencia de esta llanura pone de manifiesto que a partir de un determinado valor de C no se obtiene ningún beneficio en χ . La razón que justifica este comportamiento es que para este tipo de paredes muy inerciales, las condiciones interiores están prácticamente independizadas de las condiciones exteriores.
- El comportamiento descrito anteriormente, se repite de manera similar para las diferentes zonas climáticas. Al igual que ocurría con ξ , en los climas con veranos calurosos con alta radiación solar (severidad climática de verano 3 y 4) es donde se presentan las mayores diferencias con respecto a la inercia. En cambio en las zonas con veranos suaves (severidad climática de verano 1) las curvas presentan un comportamiento mucho más plano. donde la influencia de la capacidad calorífica es pequeña.
- Además de ser las zonas con mayores variaciones en función de la capacidad calorífica, las zonas de veranos severos son las que alcanzan valores de χ más altos. Para la pared considerada, se alcanzan valores del orden de 0,7 % en Almería (A4) y Sevilla (B4), frente a valores inferiores a 0,15 % en localidades como Bilbao (C1), Vitoria-Gasteiz (D1) y Burgos (E1).
- Para la pared de inercia nula, el valor de χ es casi en todos los casos el más alto que se consigue en el rango analizado. Ese comportamiento es debido a que al no tener inercia permite aprovechar de manera instantánea las ganancias solares, compensando las bajas temperaturas exteriores que se dan en invierno. No

obstante, esta pared es puramente teórica, por lo que las conclusiones prácticas son las que se pueden obtener a partir de $C = 0,25 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$.

Si se compara a continuación cómo varía χ en función de la transmitancia de la pared, se obtienen las siguientes gráficas para las localidades de Almería, Sevilla, Bilbao y Burgos:

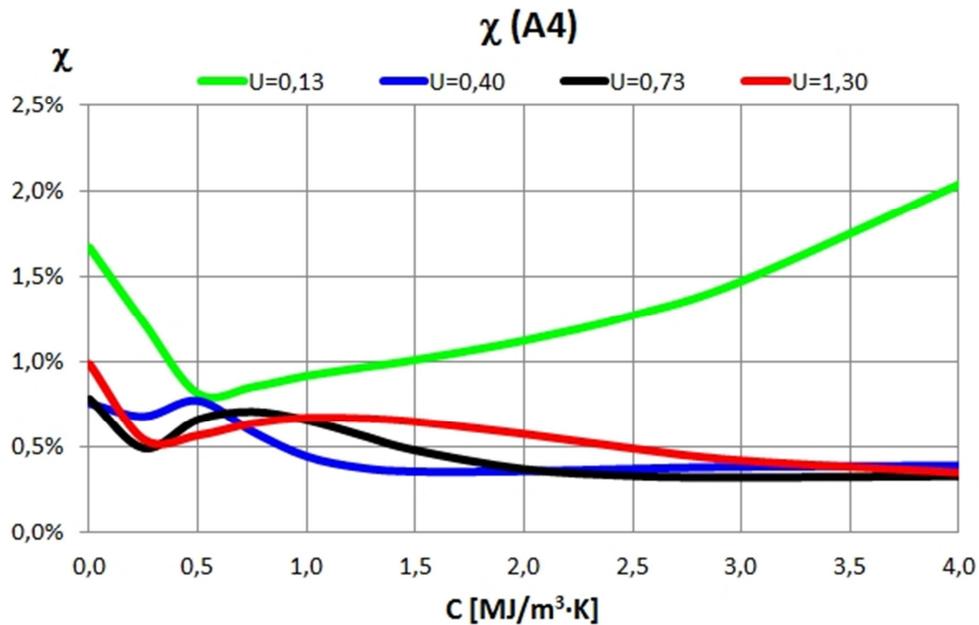


Figura 3.66 – Comportamiento de χ en función de la transmitancia para la zona climática A4.

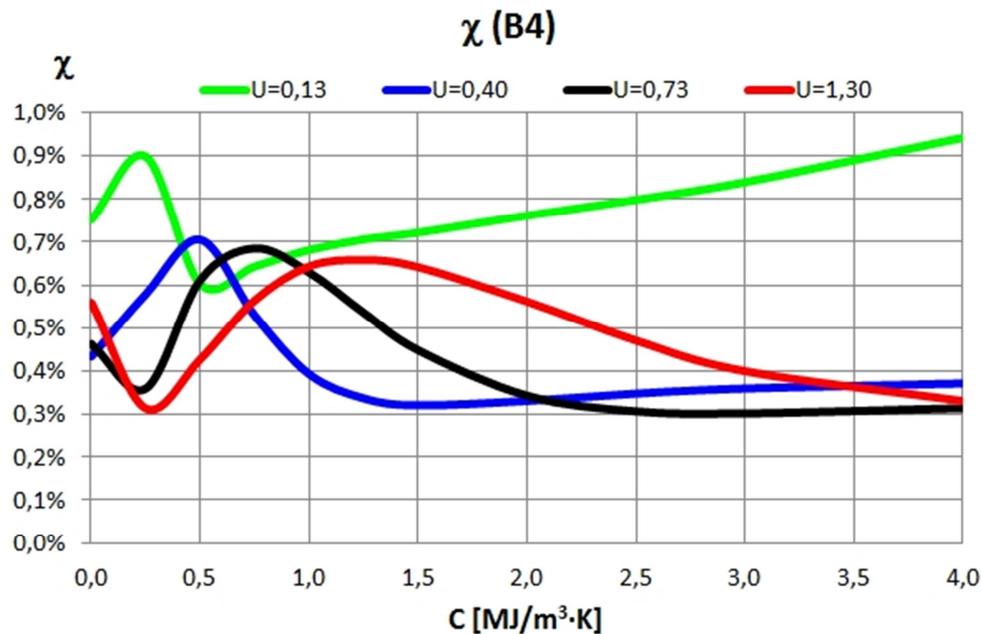


Figura 3.67 – Comportamiento de χ en función de la transmitancia para la zona climática B4.

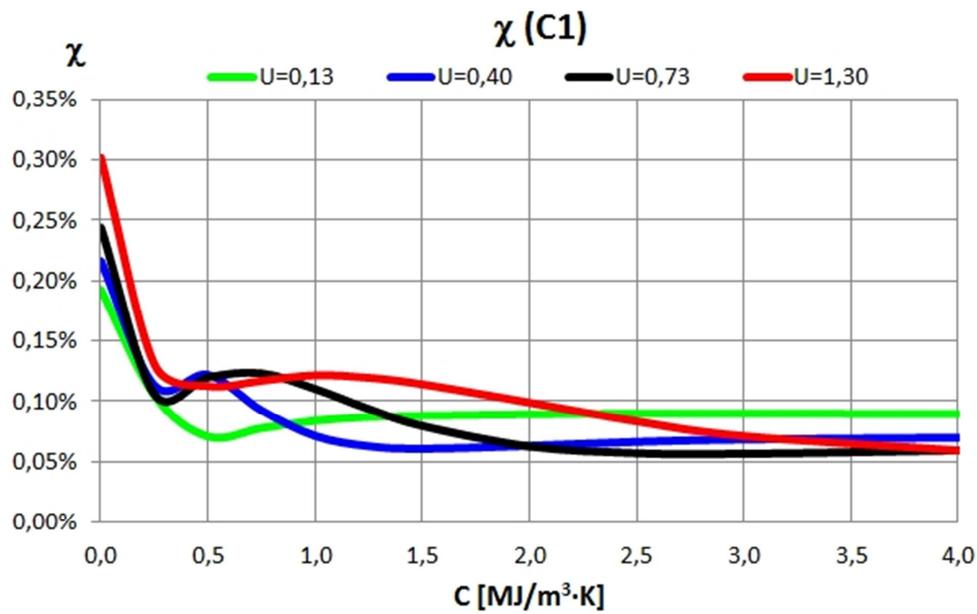


Figura 3.68 – Comportamiento de χ en función de la transmitancia para la zona climática C1.

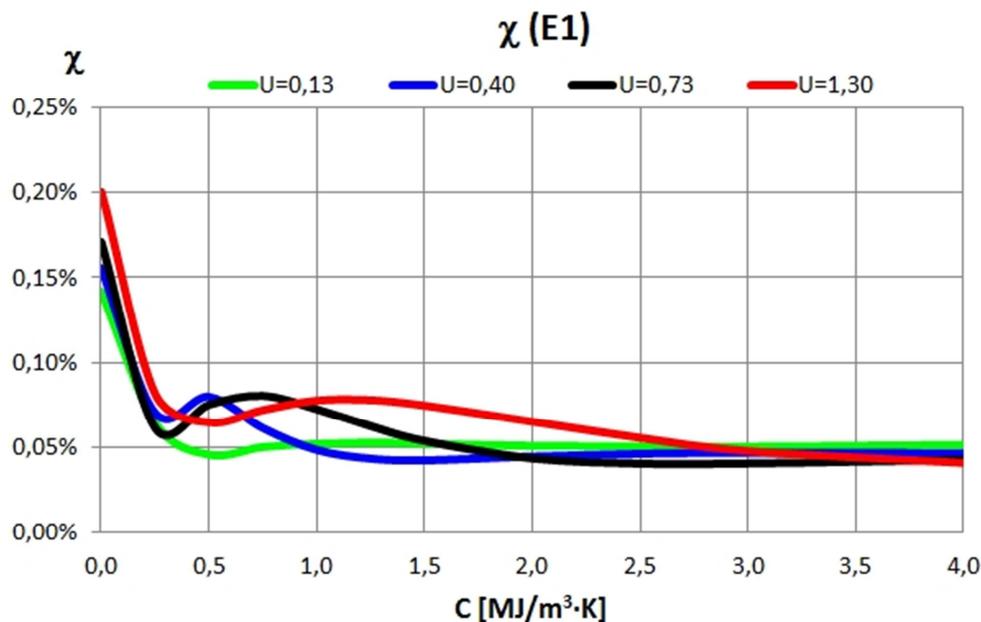


Figura 3.69 – Comportamiento de χ en función de la transmitancia para la zona climática E1.

Como conclusiones principales se puede destacar:

- Se produce una gran diferencia de comportamiento entre los climas de veranos duros (severidad climática 3 y 4) y los climas de veranos suaves (severidad climática de verano 1 y 2). En los primeros, los valores son sensiblemente más altos, entre 0,3 y 2 %, mientras que en los últimos no se supera el 0,3 % en ningún caso.

- El valor de inercia que maximiza χ se reduce a medida que disminuye la transmitancia. Esta circunstancia se produce para todos los climas, salvo para la pared de transmitancia $U = 0,13 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, en la que χ disminuye desde el principio hasta alcanzar un mínimo, remontando posteriormente. Es decir para esa pared no existe la primera zona. Eso provoca que para climas como Almería y Sevilla sea la pared que mayores valores de χ presente prácticamente en todo el rango de inercias, debido a la baja energía demandada.. En cambio, para climas como Bilbao o Burgos, únicamente es mejor que las otras transmitancias en el último tramo, con inercias muy altas (superiores a $2,5 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$).
- El desplazamiento del valor de inercia que maximiza χ , anteriormente comentado, hace que en los climas de veranos suaves, se puedan alcanzar los mismos valores de χ con paredes no tan aislantes, aumentando ligeramente su inercia. La explicación estriba en que la mayor facilidad para penetrar la onda de calor que se consigue con mayores transmitancias se ve compensada con una mayor atenuación y desfase debido a inercias superiores.
- El efecto anterior se produce también en los climas con veranos duros, salvo para las paredes extremadamente aislantes ($U = 0,13 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$) para las que como se ha dicho anteriormente se obtienen los valores más altos con independencia de la inercia.

7.4 Cuarto parámetro propuesto (Γ)

El cuarto parámetro propuesto, denominado, *grado de exergía recuperada*, expresa la cantidad de exergía que la pared es capaz de recuperar y devolver al aire interior como consecuencia de su inercia, respecto de la exergía que demanda para mantener las condiciones de confort. El numerador es idéntico al anterior parámetro propuesto pero en este caso el denominador se corresponde con la exergía demandada en lugar de con la energía. Matemáticamente viene expresada por la eq. 2.121eq. 2.120.

Siguiendo el mismo planteamiento que para el resto de parámetros, se muestra en la siguiente gráfica su comportamiento para una pared de transmitancia $U = 0,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, en función del clima y de la inercia:

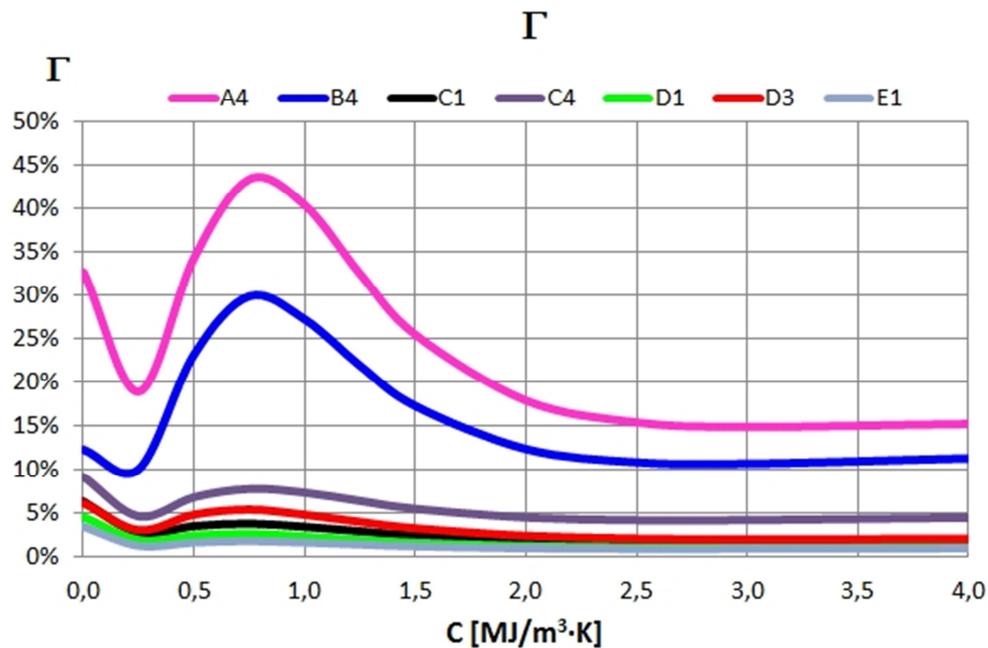


Figura 3.70 – Comportamiento de Γ en función del clima y de la inercia.

A la vista de la gráfica anterior se puede concluir como primera conclusión que el comportamiento cualitativo es muy similar al del parámetro anterior (χ). Esta circunstancia no resulta extraña puesto que matemáticamente el numerador es idéntico y lleva a que:

- De mayor a menor valor del parámetro as zonas climáticas son A4 – B4 – C4 - D3 – C1 – D1- E1. Esta secuencia se mantiene para todas las inercias, no produciéndose ningún corte de curvas de diferentes climas.
- De nuevo son las localidades con severidades climáticas de verano más duras (sobre todo A4 y B4) las que mayores gradientes presentan, variando Γ entre el 15 y el 45 % para Almería y entre el 10 y el 30 % para Sevilla. En cambio para Bilbao se mueve en una horquilla de 3 puntos porcentuales.
- La forma de la curva permite distinguir cuatro zonas de nuevo: la primera hasta que se alcanza el mínimo en torno a $C \approx 0,25 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$, de escaso interés práctico. La segunda de rápido crecimiento hasta alcanzar el máximo. La tercera de suave reducción hasta llegar a la cuarta zona donde prácticamente permanece constante en la zona de muy altas inercias (a partir de $C \approx 2,5 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$).
- La inercia para la que se da el máximo es prácticamente la misma para la que se produce el máximo de Γ , situándose en torno a $C \approx 0,75 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$.

Por su parte, la dependencia con la transmitancia de la pared, se muestra en las siguientes gráficas, para las localidades de Almería, Sevilla, Bilbao y Burgos.

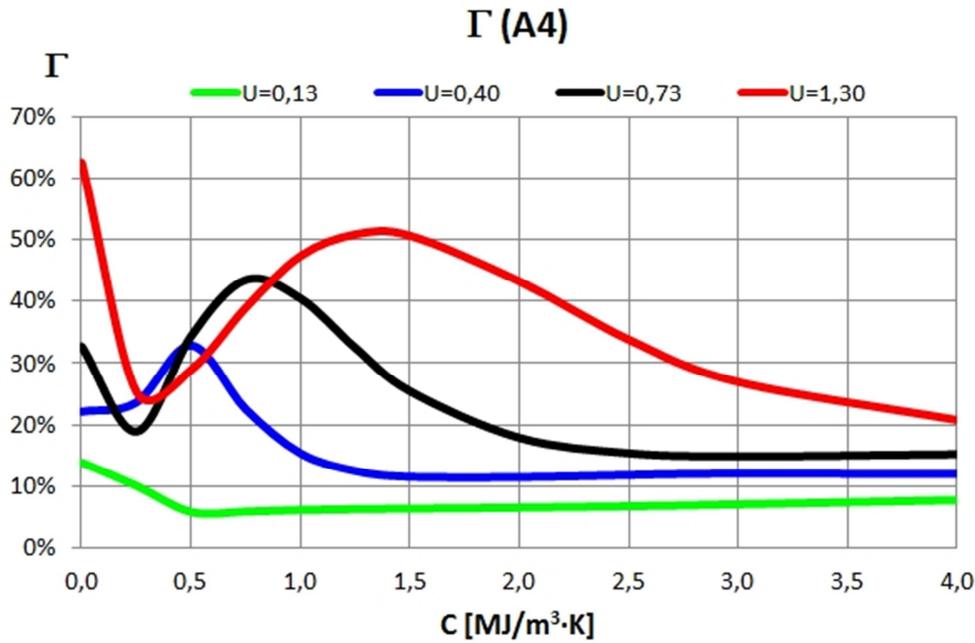


Figura 3.71 – Comportamiento de Γ en función de la transmitancia para la zona climática A4.

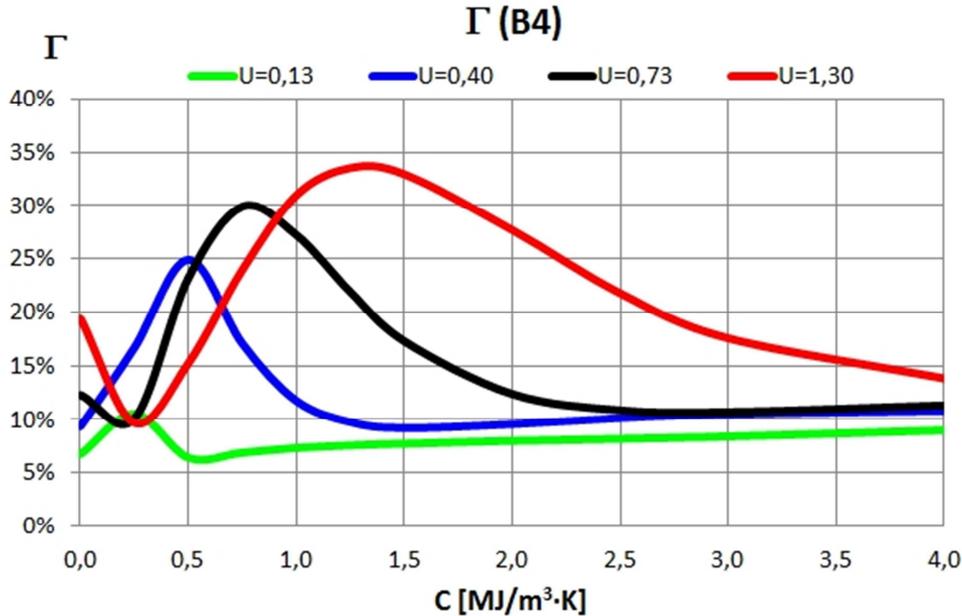


Figura 3.72 – Comportamiento de Γ en función de la transmitancia para la zona climática B4.

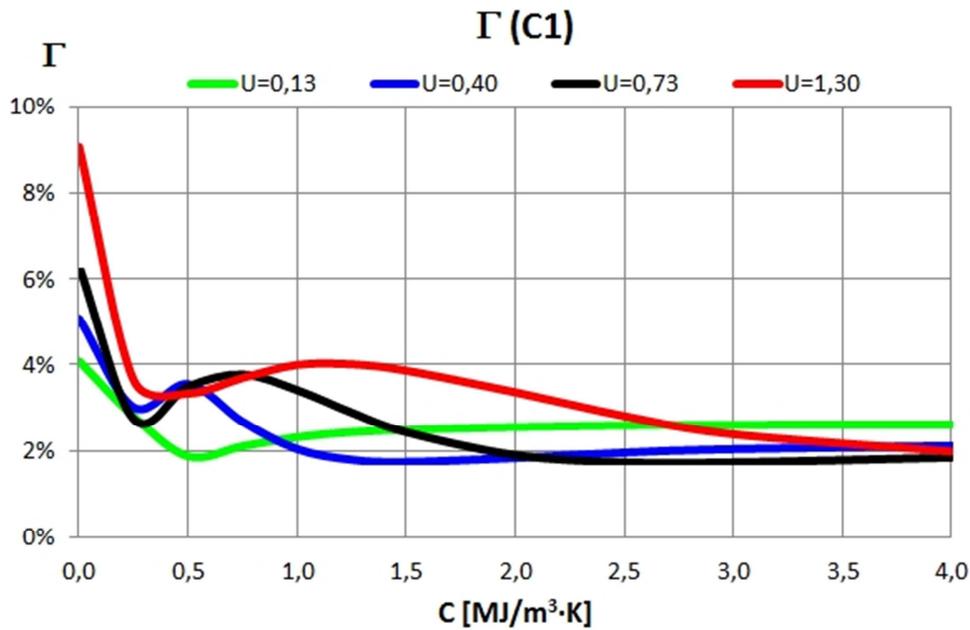


Figura 3.73 – Comportamiento de Γ en función de la transmitancia para la zona climática C1.

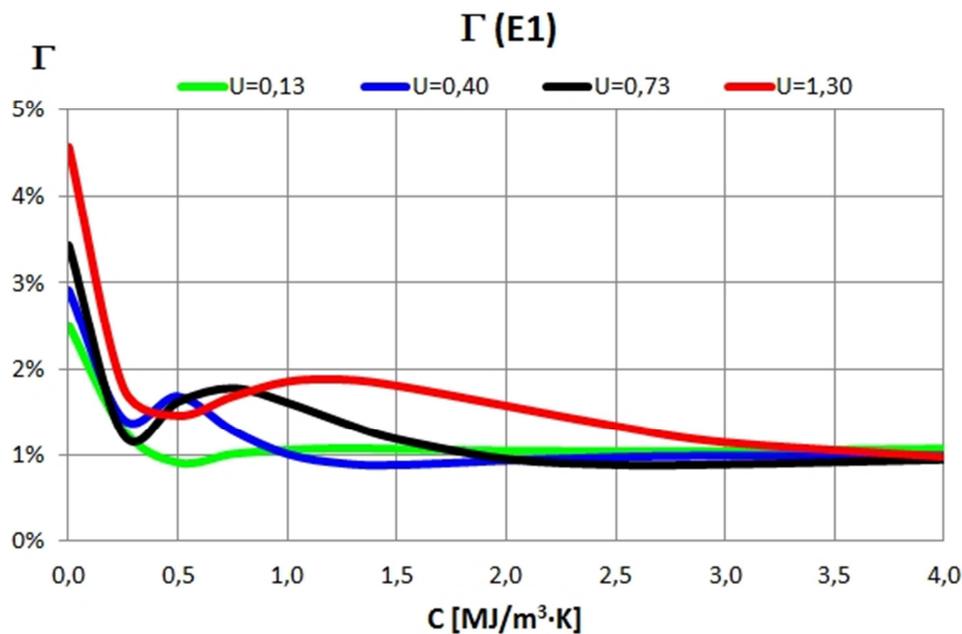


Figura 3.74 – Comportamiento de Γ en función de la transmitancia para la zona climática E1.

Como conclusiones principales se pueden destacar:

- Para todas las transmitancias se sigue manteniendo el comportamiento de mayores valores y mayores gradientes para los climas de veranos severos.
- La influencia de la transmitancia en los valores de Γ es mayor en los climas de veranos severos (diferencias superiores al 20 % en algún caso en la zona A4 y hasta

- de un 15 % en la zona B4) que en los de veranos suaves donde las diferencias de transmitancia suponen como mucho un 2 % en la zona C1 y un 1 % en la zona E1.
- A medida que aumenta la transmitancia el valor de la inercia que maximiza Γ se desplaza hacia la derecha (paredes más inerciales). Ocurre algo similar a lo que ocurría con χ , ya que para poder disminuir el denominador (baja exergía demandada), y por lo tanto alto valor de Γ , en las paredes de alta transmitancia se requiere una mayor inercia, que compense la mayor facilidad de penetración con una mayor atenuación y desfase de las ondas de calor.
 - Esto lleva a que para un amplio rango de inercias (valores a partir de $C = 1 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$), la transmitancia que presenta mayores valores de Γ sea la más alta ($U = 1,30 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$). para inercias menores los máximos valores de Γ se consiguen con las transmitancias intermedias. Numéricamente son más bajos que los que se obtienen en la zona de inercias mayores para la pared menos aislante.

7.5 Quinto parámetro propuesto (U^{ex})

El quinto parámetro propuesto en esta tesis, el equivalente a una transmitancia exergética, expresa el cociente entre la cantidad de exergía que la pared transmite durante un periodo de tiempo determinado y la suma de las diferencias de temperaturas entre el interior y el exterior durante ese periodo. Matemáticamente viene expresada por la eq. 2.123 vista anteriormente.

De manera análoga a lo planteado para el resto de parámetros, comienza el análisis a partir de las curvas de U^{ex} en función del clima y de la inercia, para una pared de transmitancia $U = 0,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ durante un año.(ver Figura 3.75).

A la vista de la gráfica se puede concluir:

- Sin considerar la zona de muy bajas inercias, los valores oscilan entre el 0,16 de Almería hasta el 0,9 de Burgos.
- Por otra parte, a partir de un cierto valor de inercia, U^{ex} permanece prácticamente constante. Ese valor de inercia se encuentra en torno a $C \approx 2 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$, aunque depende ligeramente del clima. De esta forma, para climas como Burgos se adelanta

($C \approx 1,5 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$), mientras que para los climas de veranos severos como Almería y Sevilla se retrasa ($C \approx 2,5 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$).

- Se trata de un parámetro en el que el clima presenta una gran influencia. Esa influencia se traduce en que salvo para la zona de muy bajas inercias ($C < 0,25 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$), en el resto de inercias no se produce un cruce de las curvas. Es decir, el valor de U^{ex} depende fundamentalmente del clima. Esa dependencia no es de extrañar ya que además de la propia influencia del clima en el flujo de exergía que la pared transmite, en el denominador aparece la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior. Dicha diferencia, una vez fijados los parámetros de consigna de calefacción y refrigeración, únicamente depende del clima.

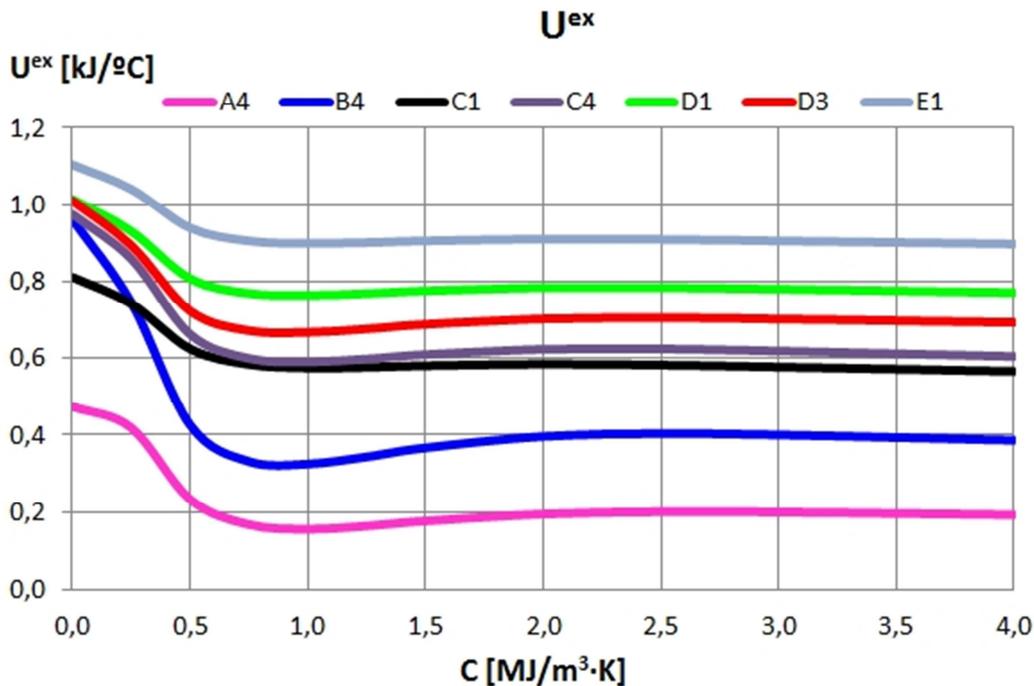


Figura 3.75 – Comportamiento de U^{ex} en función del clima y de la inercia.

- Esa dependencia con el clima hace que el orden de menor a mayor valor de U^{ex} siga la serie de climas: A4 – B4 – C1 - C4 – D3 – D1 – E1. Dicha secuencia de climas es idéntica a la que surge de ordenar de menor a mayor, la diferencia de temperaturas en valor absoluto entre interior y exterior. A modo de ejemplo, en la tabla de la página siguiente se muestra el valor de esa diferencia, para la pared de transmitancia $U = 0,73 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ e inercia $C=1 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$. Con ello se vuelve a demostrar la gran influencia que el clima ejerce en los valores de U^{ex} .

Tabla 3.32 – Diferencia de temperatura acumulada entre interior y exterior

Localidad	$\sum_{j=1}^{8640} T_{i,j} - T_{0,j} $ [°C]
Almería (A4)	38.609,0
Sevilla (B4)	54.781,7
Bilbao (C1)	62.400,2
Toledo (C4)	66.527,3
Vitoria-Gasteiz (D1)	84.696,8
Madrid (D3)	76.597,7
Burgos (E1)	96.285,6

Para estudiar la influencia de la transmitancia de la pared en los valores de U^{ex} , se muestran, como en los anteriores parámetros, las curvas correspondientes a las zonas climáticas de Almería, Sevilla, Bilbao y Burgos.

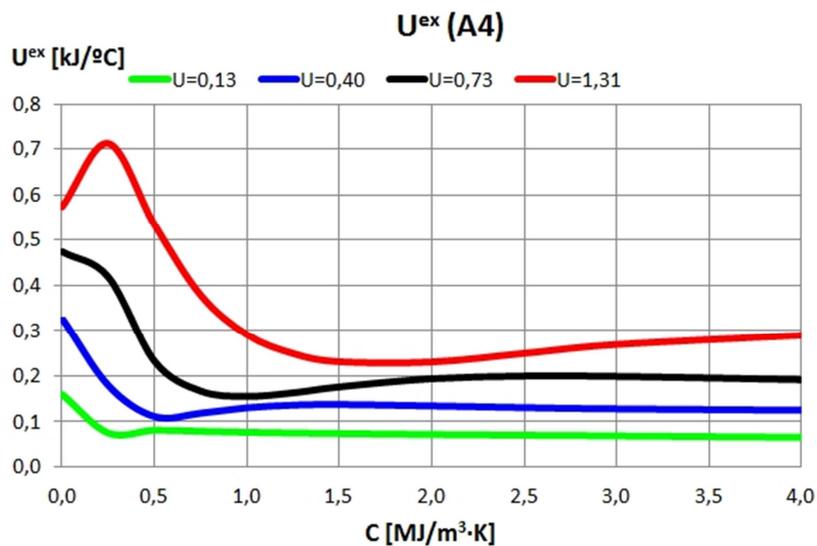


Figura 3.76 – Comportamiento de U^{ex} en función de la transmitancia para la zona climática A4.

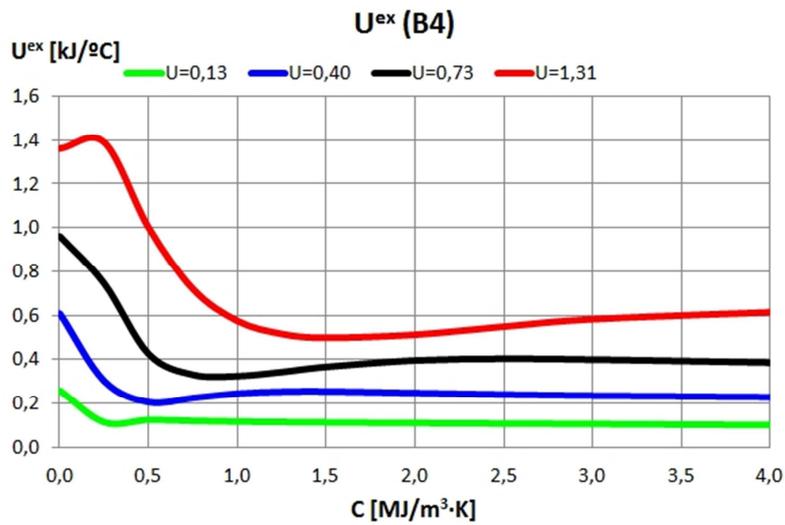


Figura 3.77 – Comportamiento de U^{ex} en función de la transmitancia para la zona climática B4.

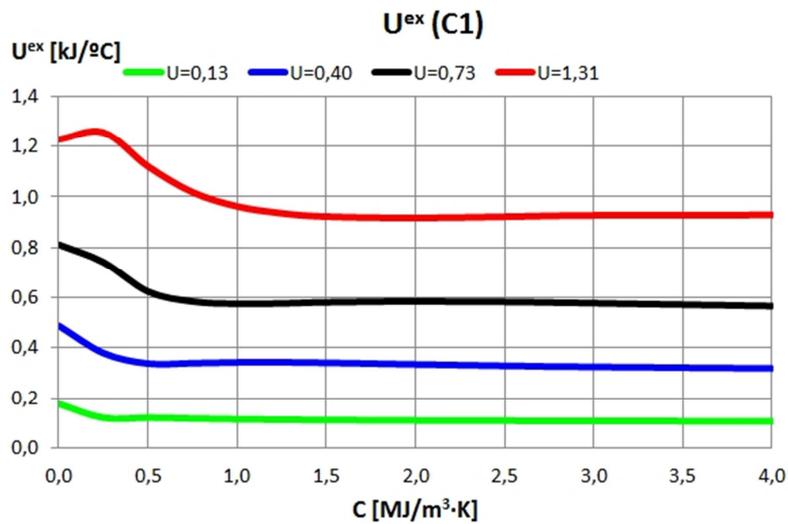


Figura 3.78 – Comportamiento de U^{ex} en función de la transmitancia para la zona climática C1.

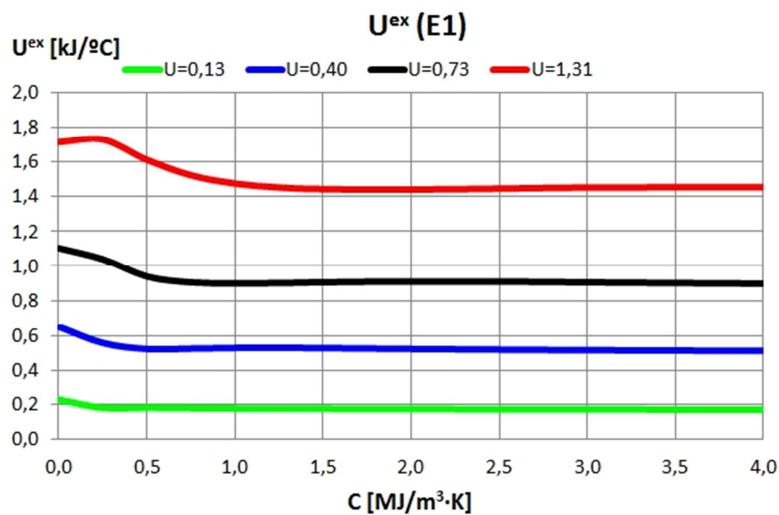


Figura 3.79 – Comportamiento de U^{ex} en función de la transmitancia para la zona climática E1.

Las principales conclusiones que se obtienen de las gráficas anteriores son:

- De nuevo, los climas de veranos severos son los que presentan mayores gradientes de variación y un comportamiento menos constante.
- Por el contrario, los climas de veranos suaves (zonas C1 y E1) presentan unas curvas mucho más constantes.
- Cuanto más aislante es la pared, antes se estabiliza el valor de U^{ex} . Es precisamente la curva de $U = 1,3 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ la que presenta el comportamiento menos constante y homogéneo de todas las curvas, especialmente en el caso de la zona climática A4.
- Para esa transmitancia se observa que la curva alcanza un máximo rápidamente (en torno a $C \approx 0,25 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$), para decaer y posteriormente estabilizarse como ya se ha comentado. Para el resto de transmitancias ese efecto es inapreciable, sobre todo en las zonas C1 y E1 que son muy homogéneas. Teniendo en cuenta esta circunstancia y lo que ocurría con los otros parámetros analizados, todo hace pensar que para valores mayores de transmitancia de los aquí considerados, se seguiría produciendo ese máximo, y seguramente desplazado hacia valores de inercia mayores que 0,25.
- Para paredes muy aislantes, (transmitancia $U = 0,13 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$) el valor de U^{ex} es prácticamente independiente de la inercia.
- Cuanto más aislante es la pared (menor transmitancia) menor es la influencia del clima, Así, para $U = 0,13 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$, la diferencia de valores de U^{ex} entre los climas más extremos varía una décima, desde el $0,08 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$ de Almería hasta el $0,18 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$ de Burgos. En cambio para la pared de transmitancia $U = 1,30 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ esa diferencia se amplía hasta $1,2 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$, desde el $0,25 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$ de Almería hasta el $1,45 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$ de Burgos.

7.6 Conclusiones

Tras el análisis de los resultados obtenidos en las simulaciones se pueden extraer una serie de conclusiones sobre los parámetros propuestos.

El primer parámetro propuesto (ξ), contempla de manera directa el efecto de la inercia del cerramiento, por comparación con la pared sin inercia. Permite conocer si se está

aprovechando de manera adecuada la inercia o no, pudiendo llegar a ser negativo. No obstante, el hecho de que se trate de un valor relativo (dependiente de su pared equivalente sin inercia) y no absoluto, puede hacerle perder cierta generalidad y dificultar su empleo como parámetro de diseño.

En relación al segundo parámetro (Ψ), los resultados obtenidos permiten descartarlo igualmente como parámetro adecuado para los objetivos de esta tesis. Aunque el parámetro permite analizar la influencia de la inercia en la destrucción de exergía, presenta un comportamiento excesivamente particular en determinados aspectos como pueden ser la dependencia con el clima, la dependencia con el nivel de aislamiento de la pared, etc. Esa singularidad hace que no resulte un parámetro intuitivo y que sea difícil predecir cómo puede comportarse un cerramiento en base a dicho parámetro. Por otro lado, al estar vinculado a la destrucción de exergía en la pared sin inercia, dificulta su comparación con otras paredes u otros climas.

Por su parte, el tercer parámetro (χ), denominado cantidad de exergía recuperada, aún en una única expresión la exergía recuperada (interesa que sea lo más alta posible) en el numerador y la demanda de energía (que interesa que sea lo más baja posible) en el denominador. Por ese motivo resulta un parámetro muy interesante, ya que un alto valor de χ supone una alta cantidad de exergía recuperada, una baja demanda de energía o ambas cosas. Asimismo, limitaciones normativas a la demanda de energía del edificio, suponen implícitamente una cierta limitación al valor mínimo de dicho parámetro, por lo que sería susceptible también de ser incluido en la normativa de eficiencia energética en edificios.

El cuarto parámetro (Γ) o grado de exergía recuperada, es muy similar en su planteamiento al parámetro anterior. No obstante, el grado de exergía recuperada es un parámetro que relaciona únicamente aspectos exergéticos de la pared. En el numerador igual que antes, la exergía recuperada y en el denominador, la exergía demandada. De nuevo, interesará un valor elevado de Γ . Sin embargo, el hecho de que los mayores valores del parámetro se puedan obtener con valores de transmitancias no muy bajos, puede resultar contradictorio a priori e inducir a errores a la hora de diseñar el edificio.

Por ese motivo, se ha decidido no emplearlo como parámetro en esta tesis.

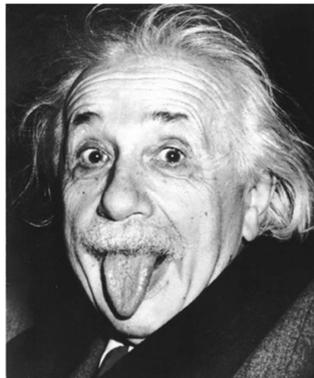
El último parámetro propuesto, la transmitancia exergética (U^{ex}), resulta muy adecuado para su utilización en la caracterización exergética de cerramientos de edificios. Los motivos son varios:

- Por un lado, se trata de un parámetro similar a otros ya conocidos por el sector de la edificación, como puede ser la transmitancia térmica.
- Su comportamiento frente a diferentes climas y transmitancias coincide con lo que a priori uno podría suponer, lo cual lo hace muy intuitivo e interesante para emplearlo en la fase de diseño del edificio.
- Se podría llegar a determinar in situ, de igual forma que ocurre con la transmitancia térmica.
- Para una localidad dada, permite la comparación directa entre diferentes tipos de pared.

Como inconveniente, se podría citar que salvo para climas con veranos muy severos, su comportamiento es prácticamente independiente de la inercia del cerramiento. A pesar de ello, se ha decidido escoger este parámetro como indicador del comportamiento exergético de los cerramientos.

"Todo el mundo es un genio. Pero si juzgas a un pez por su habilidad para trepar a un árbol, vivirá toda su vida pensando que es estúpido"

Albert Einstein (1879-1955)



CAPÍTULO 4

ANÁLISIS EXERGÉTICO DE SOLUCIONES CONSTRUCTIVAS REALES

RESUMEN

En el presente capítulo se analizan diferentes cerramientos reales, con idea de determinar el óptimo para cada zona climática del CTE. Una vez descritas las soluciones constructivas objeto de análisis, se comentan las modificaciones realizadas en el código, para incluir los efectos de diferentes capas de materiales. Finalmente se determina el óptimo en función para cada zona climática, en función de los parámetros cantidad de exergía recuperada χ y transmitancia exergética U^{ex} .

1 Introducción

En los capítulos anteriores se han establecido las fórmulas que rigen los intercambios de exergía en los edificios a través de sus cerramientos y se han seleccionado dos parámetros exergéticos que permitan caracterizar el comportamiento exergético de dichos cerramientos. El primero de ellos, la cantidad de exergía recuperada χ pensado para comprender mejor el comportamiento exergético del cerramiento, mientras que el segundo, la transmitancia exergética U^{ex} , pensado para seleccionar el mejor cerramiento en función de la localidad.

La aplicación práctica de esos parámetros, se aborda en el presente capítulo. Para ello se va a analizar un conjunto de 20 soluciones constructivas reales, de diferente tipo (bloque de hormigón, bloque cerámico, muros doble hoja, soluciones de rehabilitación, etc.), para diferentes zonas climáticas. El objetivo de este análisis es determinar la solución constructiva “óptima” para cada una de las zonas climáticas analizadas, en función del rendimiento exergético elegido.

La metodología empleada ha sido la misma que en el capítulo anterior. Es decir, se ha simulado el edificio de referencia en TRNSYS y posteriormente se ha aplicado el método dinámico detallado propuesto en esta tesis. La única diferencia se encuentra en la pared

objeto del edificio de referencia, ya que ahora se trata de una solución constructiva real y no una pared homogénea ideal.

2 Cerramientos analizados

A la hora de seleccionar las 20 soluciones constructivas a analizar se han seguido los siguientes criterios.

- **Representatividad:** Se ha buscado que en el conjunto estén incluidos los materiales habituales en el sistema constructivo actual.
- **Realismo:** Las soluciones constructivas son soluciones reales basadas en productos existentes en el mercado.
- **Soluciones pasivas:** Como el método desarrollado se basa en cerramientos opacos pasivos, no se ha considerado ninguna solución de fachada activa.
- **Independencia de la transmitancia térmica:** Para tratar de independizar las diferencias en el comportamiento de cada pared debidas a su transmitancia térmica, se ha procurado que todas las soluciones elegidas presenten un valor similar de transmitancia. Con objeto de que las conclusiones puedan ser utilizadas en el contexto normativo actual, se ha tratado de definir soluciones constructivas con un valor de transmitancia $U \approx 0,40 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ para todas ellas.

Las soluciones constructivas se han definido en base al material base que forma el cerramiento. Este hecho permite agruparlos en familias. En concreto, las 20 soluciones analizadas se han agrupado en alguna de las siguientes 6 familias:

Familia C (Soluciones 1 – 3): Se corresponde con soluciones a partir de bloque de hormigón de árido volcánico (picón) habitual de las Islas Canarias. Aunque no es un material utilizado en el resto de la península, su menor densidad y conductividad térmica lo convierte en un material singular, interesante de analizar. Por otro lado, siendo prácticamente el único material empleado en las Islas Canarias, resulta conveniente conocer cómo se comporta y compararlo con el resto de materiales.

Familia H (Soluciones 4 – 6): Se corresponde a soluciones a partir de bloque de hormigón convencional. En general, el bloque de hormigón se ha utilizado para

edificios de otros usos diferentes al residencial (industrial, agrícola, etc.). No obstante, existen algunas zonas donde se utiliza, en edificios de viviendas unifamiliares mayormente.

Familia T (Soluciones 7 – 9): Se trata de soluciones a partir de bloque cerámico de arcilla aligerada. Soluciones muy habituales sobre todo en la zona mediterránea. En general, las soluciones con bloques de 24 y 29 cm se han venido colocando sin aislante intermedio. No obstante, con los productos actuales no es posible obtener un valor tan bajo de transmitancia como el propuesto para este análisis, sin añadir un aislante adicional. Dada la necesidad de usar un aislante, se ha optado por diferentes combinaciones a partir de bloques de espesor de 19, 24 y 29 cm de espesor.

Familia D (Soluciones 10 – 14): Se corresponde con soluciones de muros doble hoja con cámara de aire intermedia. Se trata de un sistema muy habitual, sobre todo por la zona norte. Ofrece una gran variedad de configuraciones y posibilidades de uso de materiales y productos diferentes. Es por ello que constituye la familia más numerosa con 5 soluciones constructivas.

Familia P (Soluciones 15 – 16): Se corresponden a soluciones industrializadas o prefabricadas de fachadas, a partir de paneles de hormigón. Durante los últimos años se ha tratado de potenciar la industrialización del sector de la edificación. La finalidad es mejorar la calidad del edificio, reducir los plazos de ejecución y reducir los costes. A pesar de los esfuerzos realizados, este planteamiento no se ha implantado de manera significativa. De hecho en muchas ocasiones lo que se vendía como industrializado era simplemente el uso de materiales prefabricados. No obstante, el mayor aumento de las exigencias normativas puede que sirva de impulso para este tipo de construcción. Por este motivo se ha decidido incluir dos soluciones dentro de la selección.

Familia R (Soluciones 17 – 20): Se trata de soluciones de rehabilitación de muros típicos anteriores a los años 70. Las tres primeras (nº 17, 18 y 19) son soluciones de rehabilitación por el interior, mientras que la última (nº 20) es una solución de rehabilitación tipo SATE (sistema de aislamiento térmico por el exterior).

En la Tabla 4.1 se resumen las características principales de las 20 soluciones constructivas analizadas.

Tabla 4.1 – Características de las soluciones constructivas analizadas

Número	Código	Espesor [m]	U [W/m ² ·K]	C [MJ/m ³ ·K]
1	C1	0,250	0,39	0,75
2	C2	0,340	0,41	0,72
3	C3	0,300	0,40	0,78
4	H1	0,320	0,41	1,00
5	H2	0,250	0,40	0,85
6	H3	0,330	0,41	1,02
7	T1	0,260	0,40	0,67
8	T2	0,310	0,38	0,68
9	T3	0,340	0,41	0,72
10	D1	0,300	0,39	1,09
11	D2	0,295	0,39	0,65
12	D3	0,295	0,40	0,75
13	D4	0,300	0,41	0,75
14	D5	0,285	0,41	1,14
15	P1	0,215	0,40	1,19
16	P2	0,215	0,40	1,41
17	R1	0,335	0,41	1,66
18	R2	0,330	0,41	0,84
19	R3	0,700	0,38	1,84
20	R4	0,400	0,40	0,98

El código empleado para su análisis posterior, está formado por una letra (en función de la familia a la que pertenece) y un número (secuencial dentro de cada familia).

En la siguiente tabla se detalla la composición de las diferentes capas que forman cada una de las soluciones. La descripción completa se detalla en el Anexo B.

Tabla 4.2 – Características de las soluciones constructivas analizadas

Número	Código	Composición
1	C1	PYL + MW+BHP+RE
2	C2	PYL + AT+BHP+RE
3	C3	ENL+BHP+PUR+BHP+RE
4	H1	PYL+LPH+MW+LPH+RE
5	H2	PYL+MW+BH+RE
6	H3	ENL+BH+AT+BH+RE
7	T1	PYL+AT+TER+RE
8	T2	PYL+AT+TER+RE
9	T3	PYL+AT+TER+RE
10	D1	ENL+LGF+CA+AT+ENF+LCV
11	D2	ENL+LGF+CA+PUR+LHT+RE
12	D3	ENL+LGF+CA+PUR+LP+RE
13	D4	ENL+LGF+CA+AT+LPH+RE
14	D5	PPY+MW+CA+ENF+LCV
15	P1	PYL+MW+CA+PUR+PH
16	P2	ENL+PH+AT+PH
17	R1	PYL+MW+ENF+LCV
18	R2	PYL+MW+ENF+LHT+LHT+RE
19	R3	PYL+MW+ENL+P
20	R4	ENL+LHD+CA+LCV+RE+MW+RE

Los diferentes materiales considerados, han sido:

- AT: Aislamiento térmico.
- BH: Bloque de hormigón.
- BHP: Bloque de hormigón con árido picón.
- CA: Cámara de aire.
- ENF: Enfoscado interior.
- ENL: Enlucido de yeso.
- LCV: Ladrillo caravista.
- LGF: Ladrillo gran formato.
- LHD: Ladrillo hueco doble.
- LHT: Ladrillo hueco triple.
- LP: Ladrillo perforado.
- LPH: Ladrillo perforado de hormigón.
- MW: Lana mineral.
- P: Piedra.
- PH: Panel prefabricado de hormigón.
- PPY: Panel prefabricado de yeso.
- PUR: Poliuretano proyectado.
- PYL: Placa de yeso laminado.
- RE: Revestimiento exterior.
- TER: Bloque de arcilla aligerada.

3 Parámetros empleados en las simulaciones

Los parámetros empleados para las simulaciones (coeficientes de convección, consignas de temperatura, pasos de tiempo, etc.) han sido los mismos que los empleados en las simulaciones realizadas en el capítulo anterior. La descripción completa se encuentra en el apartado 3 de dicho capítulo. La única diferencia se refiere a los climas analizados. A las 7 zonas climáticas consideradas en el análisis de la pared homogénea, ahora se han añadido otras 6, hasta completar las 13 zonas climáticas definidas en el CTE. Las

localidades elegidas como representativas de dichas zonas climáticas se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 4.3 – Zonas climáticas y localidades de referencia seleccionadas para el análisis

Zona Climática	Localidad
$\alpha 3$	Santa Cruz de Tenerife
A3	Málaga
A4	Almería
B3	Valencia
B4	Sevilla
C1	Bilbao
C2	Barcelona
C3	Granada
C4	Toledo
D1	Vitoria-Gasteiz
D2	Valladolid
D3	Madrid
E1	Burgos

4 Código empleado

El código empleado para las simulaciones es muy similar al empleado en el caso de la pared homogénea analizada en el capítulo anterior. No obstante, el hecho de considerar en este caso paredes formadas por varias capas de materiales diferentes obliga a algunas modificaciones en el código empleado. Dichas modificaciones afectan principalmente a la parte relativa al cálculo de las temperaturas interiores de la pared, y al cálculo de las variaciones de energía interna, entropía y exergía en el interior de la pared.

4.1 Modificación de los balances de energía, entropía y exergía.

En el caso de la pared homogénea, se podía expresar la masa del elemento de volumen asociado a cada nodo en función de la densidad de la pared. En el caso de una pared heterogénea, eso es únicamente válido para los nodos internos de cada capa que forma la pared. Para los elementos de volumen asociados a nodos ubicados en la frontera entre dos materiales, es necesario considerar tanto la masa asociada al material a la izquierda de la frontera, como el de la derecha de la misma.

A modo de ejemplo, considérese la pared de la figura siguiente, donde el nodo j se encuentra situado en la frontera entre dos materiales A y B.

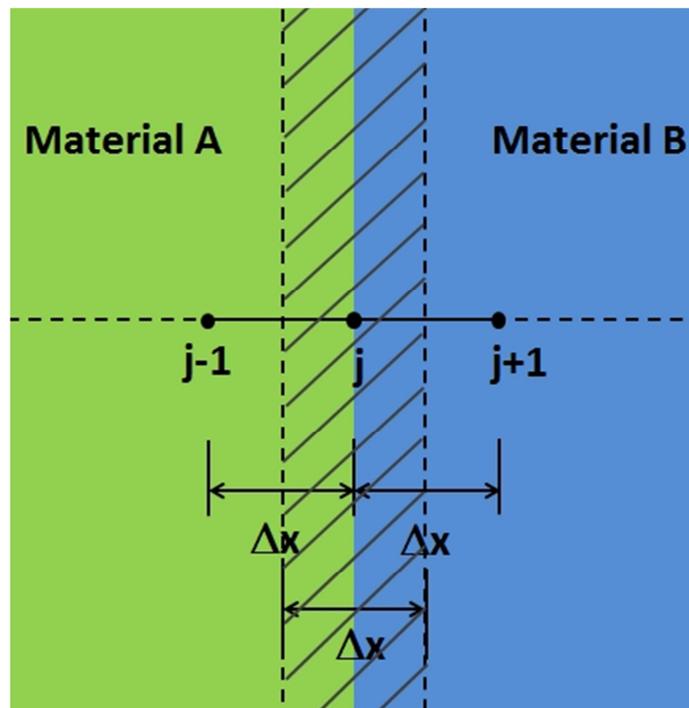


Figura 4.1 – Detalle del nodo frontera entre dos materiales A y B.

La masa del elemento de volumen asociado al nodo j será:

$$m_j = \rho_A \cdot A \cdot \frac{\Delta x}{2} + \rho_B \cdot A \cdot \frac{\Delta x}{2} = \left(\frac{\rho_A + \rho_B}{2} \right) \cdot A \cdot \Delta x \quad \text{eq. 4.1}$$

Por su parte, el calor específico correspondiente a ese nodo se obtiene promediando la parte correspondiente a cada material. Matemáticamente:

$$m_j \cdot c_j \cdot (T_j^{n+1} - T_j^n) = \rho_A \cdot A \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot c_A \cdot (T_j^{n+1} - T_j^n) + \rho_B \cdot A \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot c_B \cdot (T_j^{n+1} - T_j^n) \quad \text{eq. 4.2}$$

Sustituyendo el valor de m_j obtenido en la ecuación eq. 4.1 se obtiene:

$$\left(\frac{\rho_A + \rho_B}{2} \right) \cdot A \cdot \Delta x \cdot c_j = \rho_A \cdot A \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot c_A + \rho_B \cdot A \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot c_B \quad \text{eq. 4.3}$$

Simplificando y despejando el valor de C_j resulta finalmente:

$$c_j = \frac{\rho_A \cdot c_A + \rho_B \cdot c_B}{\rho_A + \rho_B} \quad \text{eq. 4.4}$$

La variación de la energía almacenada, la variación de entropía y la consiguiente variación de exergía se obtienen mediante la sustitución de las expresiones anteriores de m_j y C_j en las ecuaciones eq. 2.27, eq. 2.29, eq. 2.34 y eq. 2.111.

4.2 Modificación de la matriz de coeficientes.

El cálculo de las temperaturas en los diferentes nodos en un instante de tiempo $n+1$ (vector T_{n+1}), mediante el método de diferencias finitas, a partir del vector de temperaturas en el instante n (T_n) venía dado por la eq. 2.110 vista en el Capítulo 2. Recordando dicha expresión, se tiene:

$$T_{n+1} = A^{-1} \cdot x T_n \quad \text{eq. 4.5}$$

En dicha expresión, A es la matriz de coeficientes. Dicha matriz es una matriz tridiagonal cuyos elementos no nulos dependen de las propiedades físicas de la pared (λ , ρ , c), de la distancia nodal Δx y del paso de tiempo elegido Δt .

Para una pared homogénea la matriz de coeficientes viene dada por la expresión:

$$A = \begin{pmatrix} (1+2k) & -k & & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -k & (1+2k) & -k & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -k & (1+2k) & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -k & (1+2k) & -k & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & (1+2k) & -k \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & -k & (1+2k) \end{pmatrix} \quad \text{eq. 4.6}$$

siendo k el número adimensional de Fourier.

$$k = \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \cdot \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad \text{eq. 4.7}$$

Como se puede apreciar en la eq. 4.6, todos los elementos de la diagonal principal son idénticos y de valor $(1+2k)$, mientras que los elementos por encima y por debajo de la diagonal, son idénticos entre si y de valor $-k$.

En el caso de una pared formada por capas de diferentes materiales esta circunstancia no se produce. En los nodos internos de cada capa, por ejemplo la del material j , los elementos de la diagonal principal pasarán a ser $(1+2 \cdot k_j)$ y los superiores e inferiores pasarán a valer $-k_j$, siendo k_j

$$k_j = \frac{\Delta t}{\Delta x^2} \cdot \frac{\lambda_j}{\rho_j \cdot c_j} \quad \text{eq. 4.8}$$

el número de Fourier correspondiente a dicha capa.

En cambio, en los nodos correspondientes a la superficie frontera entre dos materiales, el valor de los elementos de la matriz no se obtiene directamente por ponderación, como ocurría en el caso de la masa y el calor específico anteriormente comentados.

Para el cálculo de dichos elementos, se suele trabajar bajo la hipótesis de contacto perfecto entre ambos materiales. Esa hipótesis impone que la temperatura en el nodo frontera, calculada por la izquierda (material 1) y calculada por la derecha (material 2) debe ser la misma.

Partiendo de esa premisa y considerando que no hay generación de calor, la aplicación del balance de energía al elemento de volumen asociado al nodo frontera j de la Figura 4.1 vista anteriormente, conduce a:

$$\dot{Q}_{j-1 \rightarrow j} + \dot{Q}_{j+1 \rightarrow j} = \frac{\Delta U_j}{\Delta t} \quad \text{eq. 4.9}$$

Aplicando la ley de Fourier para el cálculo del calor intercambiado por conducción, y desarrollando la variación de energía interna que experimenta el elemento de volumen, se llega a:

$$\lambda_A \cdot A \cdot \frac{T_{j-1}^{n+1} - T_j^{n+1}}{\Delta x} + \lambda_B \cdot A \cdot \frac{T_{j+1}^{n+1} - T_j^{n+1}}{\Delta x} = \left(\rho_A \cdot A \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot c_A + \rho_B \cdot A \cdot \frac{\Delta x}{2} \cdot c_B \right) \frac{T_j^{n+1} - T_j^n}{\Delta t} \quad \text{eq. 4.10}$$

Reordenando la ecuación anterior:

$$\left[\frac{2 \cdot \Delta t}{(\rho_A \cdot c_A + \rho_B \cdot c_B) \cdot \Delta x^2} \right] (\lambda_A T_{j-1}^{n+1} - \lambda_A T_j^{n+1} + \lambda_B T_{j+1}^{n+1} - \lambda_B T_j^{n+1}) - T_j^{n+1} + T_j^n = 0 \quad \text{eq. 4.11}$$

Llamando D_1 al término entre corchetes y agrupando para obtener una expresión similar a la eq. 2.105, se obtiene finalmente:

$$-D_1 \cdot \lambda_A T_{j-1}^{n+1} + [1 + D_1 \cdot (\lambda_A + \lambda_B)] T_j^{n+1} - D_1 \cdot \lambda_B T_{j+1}^{n+1} = T_j^n \quad \text{eq. 4.12}$$

De esta forma si el nodo j corresponde a un nodo frontera, los elementos de la matriz pasan a ser:

$$\text{Elemento de la diagonal principal [j,j]} \quad A_{j,j} = [1 + D_1 \cdot (\lambda_A + \lambda_B)] \quad \text{eq. 4.13}$$

$$\text{Elemento bajo la diagonal principal [j,j-1]} \quad A_{j,j-1} = -D_1 \cdot \lambda_A \quad \text{eq. 4.14}$$

$$\text{Elemento sobre la diagonal principal [j,j+1]} \quad A_{j,j+1} = -D_1 \cdot \lambda_B \quad \text{eq. 4.15}$$

5 Resultados para la cantidad de exergía recuperada (χ)

Se muestran a continuación los resultados obtenidos en las simulaciones para el año meteorológico completo, para todas las zonas climáticas. Como el comportamiento de las paredes analizadas es muy similar, se muestran todas las gráficas agrupadas por climas y posteriormente se comentan las conclusiones más interesantes que se pueden extraer.

5.1 Zona Climática A

Se muestran en la siguiente tabla y en las siguientes figuras, los valores del parámetro χ correspondientes a las 20 soluciones constructivas analizadas, para las localidades de Málaga (A3) y Almería (A4).

Tabla 4.4 – Valores de χ para las zonas climáticas A3 y A4.

Pared Nº	Clima	
	A3	A4
C1	0,39%	0,56%
C2	0,37%	0,58%
C3	0,51%	0,75%
H1	0,41%	0,64%
H2	0,35%	0,50%
H3	0,43%	0,69%
T1	0,42%	0,67%
T2	0,38%	0,64%
T3	0,35%	0,59%
D1	0,50%	0,74%
D2	0,57%	0,79%
D3	0,56%	0,79%
D4	0,53%	0,72%
D5	0,49%	0,71%
P1	0,31%	0,41%
P2	0,33%	0,50%
R1	0,32%	0,52%
R2	0,36%	0,58%
R3	0,23%	0,38%
R4	0,25%	0,44%

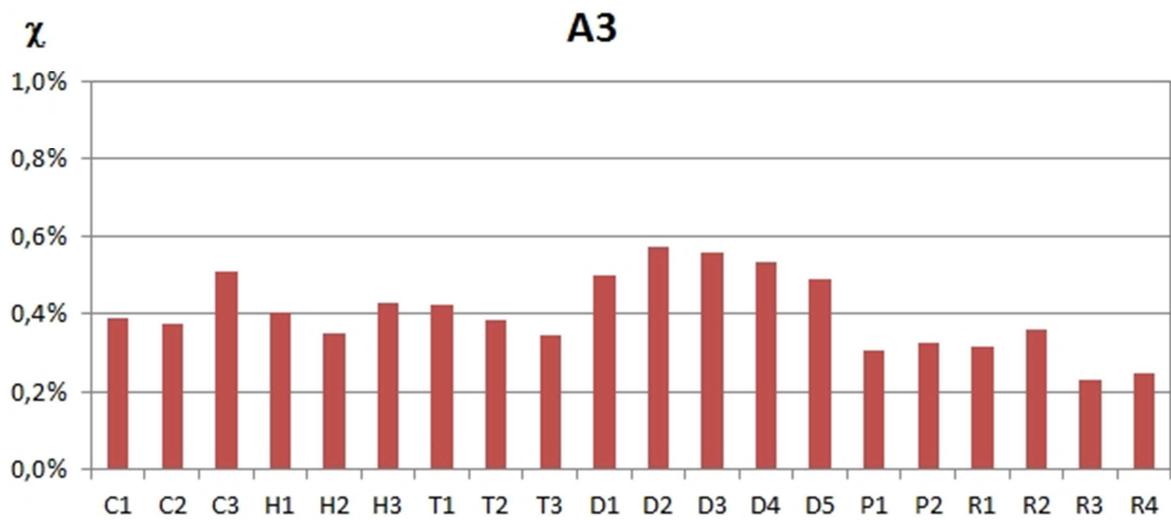


Figura 4.2 - Valor del parámetro χ para la zona climática A3

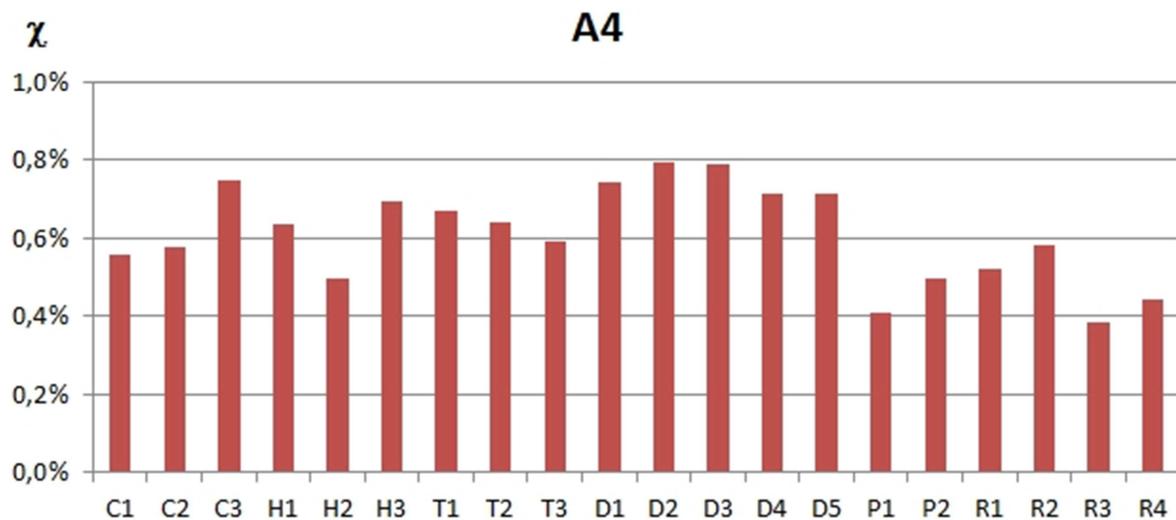


Figura 4.3 - Valor del parámetro χ para la zona climática A4

5.2 Zona Climática B

De manera similar a lo realizado en el apartado anterior, se procede a analizar el comportamiento del parámetro χ en las 20 soluciones constructivas analizadas, para las localidades de Valencia (B3) y Sevilla (B4).

Tabla 4.5 – Valores de χ para las zonas climáticas B3 y B4.

Pared Nº	Clima	
	B3	B4
C1	0,29%	0,45%
C2	0,32%	0,53%
C3	0,40%	0,66%
H1	0,34%	0,57%
H2	0,25%	0,37%
H3	0,37%	0,63%
T1	0,37%	0,62%
T2	0,35%	0,59%
T3	0,33%	0,54%
D1	0,40%	0,65%
D2	0,44%	0,70%
D3	0,44%	0,70%
D4	0,40%	0,62%
D5	0,39%	0,63%
P1	0,21%	0,26%
P2	0,24%	0,39%
R1	0,29%	0,49%
R2	0,32%	0,54%
R3	0,21%	0,36%
R4	0,23%	0,42%

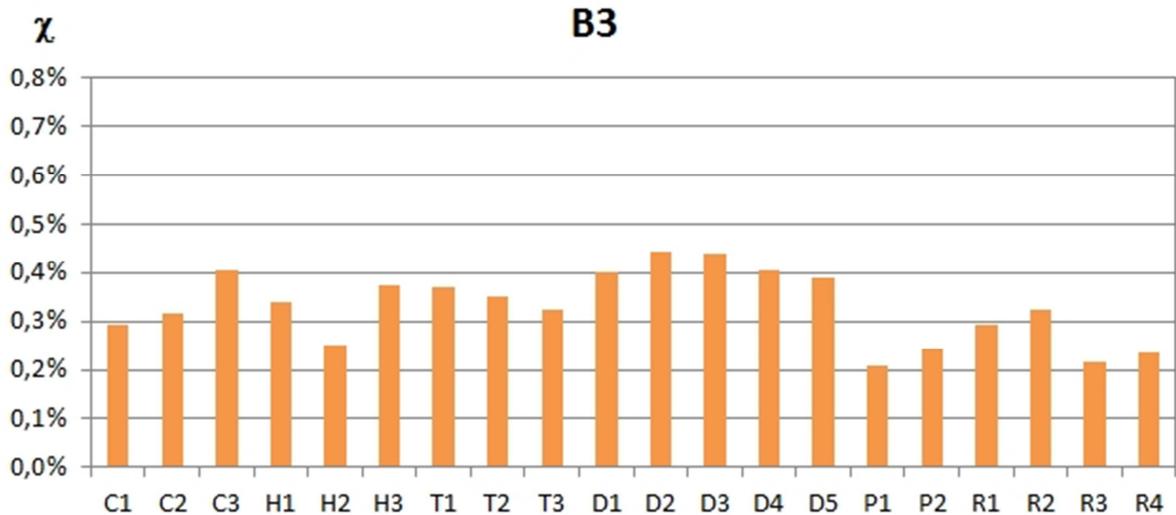


Figura 4.4 - Valor del parámetro χ para la zona climática B3

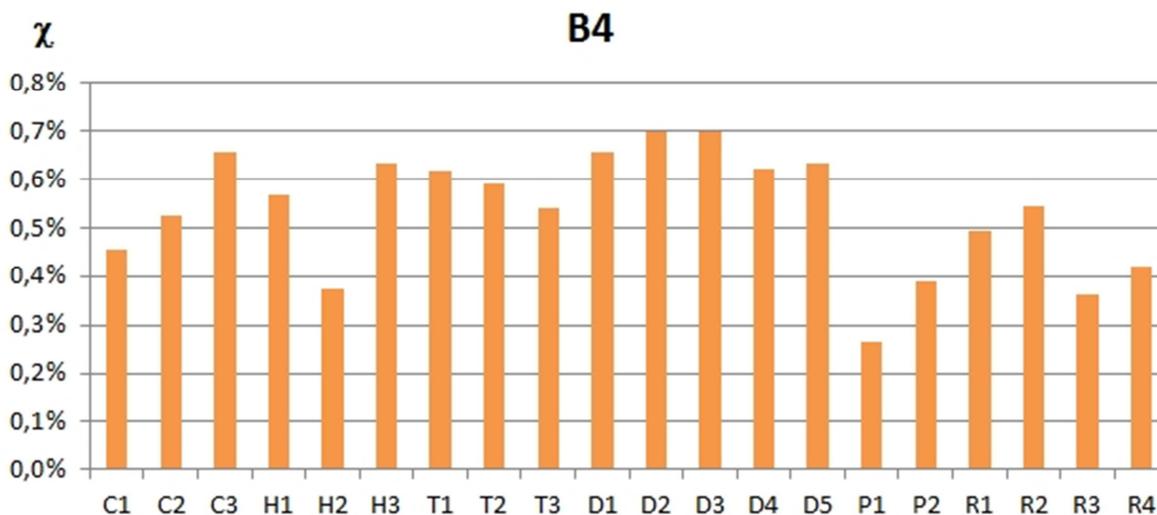


Figura 4.5 - Valor del parámetro χ para la zona climática B4

5.3 Zona Climática C

Para las localidades de Bilbao (C1), Barcelona (C2), Granada (C3) y Toledo (C4) los valores obtenidos han sido:

Tabla 4.6 - Valores de χ para las zonas climáticas C1, C2, C3 y C4.

Pared Nº	Clima			
	C1	C2	C3	C4
C1	0,09%	0,13%	0,19%	0,17%
C2	0,09%	0,11%	0,20%	0,20%
C3	0,12%	0,15%	0,25%	0,24%
H1	0,10%	0,12%	0,21%	0,21%
H2	0,07%	0,12%	0,16%	0,15%
H3	0,11%	0,13%	0,23%	0,23%
T1	0,11%	0,13%	0,23%	0,23%
T2	0,10%	0,12%	0,21%	0,22%
T3	0,09%	0,11%	0,18%	0,21%
D1	0,12%	0,15%	0,26%	0,24%
D2	0,13%	0,18%	0,30%	0,26%
D3	0,13%	0,17%	0,29%	0,26%
D4	0,12%	0,18%	0,28%	0,24%
D5	0,11%	0,15%	0,25%	0,23%
P1	0,06%	0,14%	0,15%	0,13%
P2	0,07%	0,10%	0,15%	0,14%
R1	0,08%	0,10%	0,17%	0,19%
R2	0,09%	0,11%	0,20%	0,20%
R3	0,07%	0,08%	0,11%	0,16%
R4	0,07%	0,08%	0,13%	0,16%

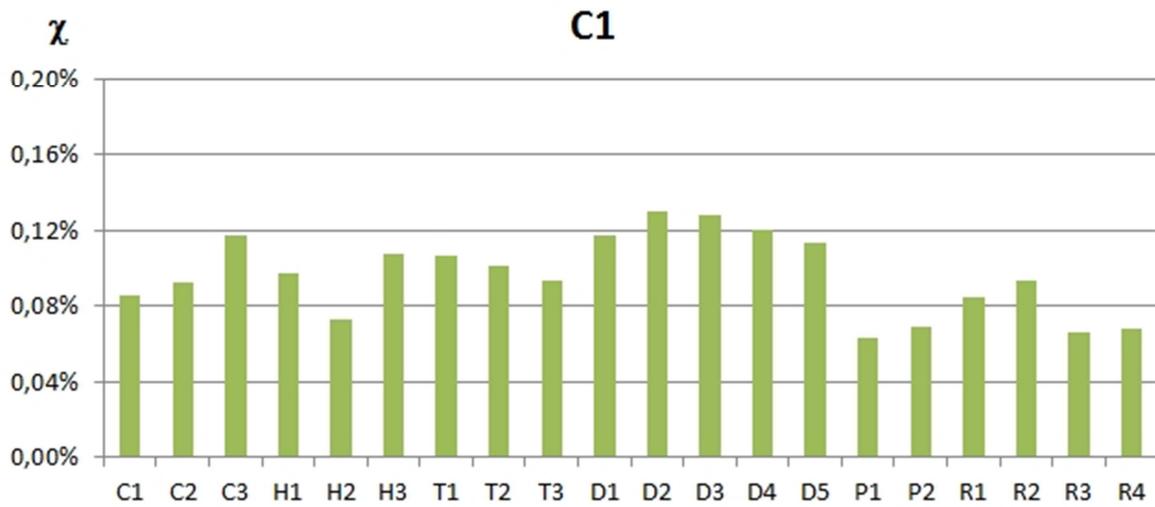


Figura 4.6 - Valor del parámetro χ para la zona climática C1

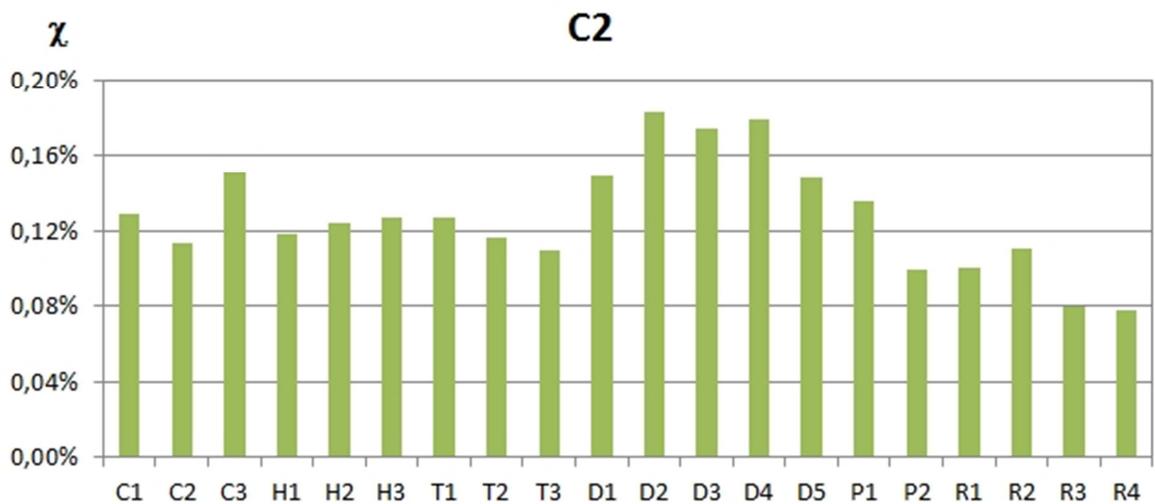


Figura 4.7 - Valor del parámetro χ para la zona climática C2

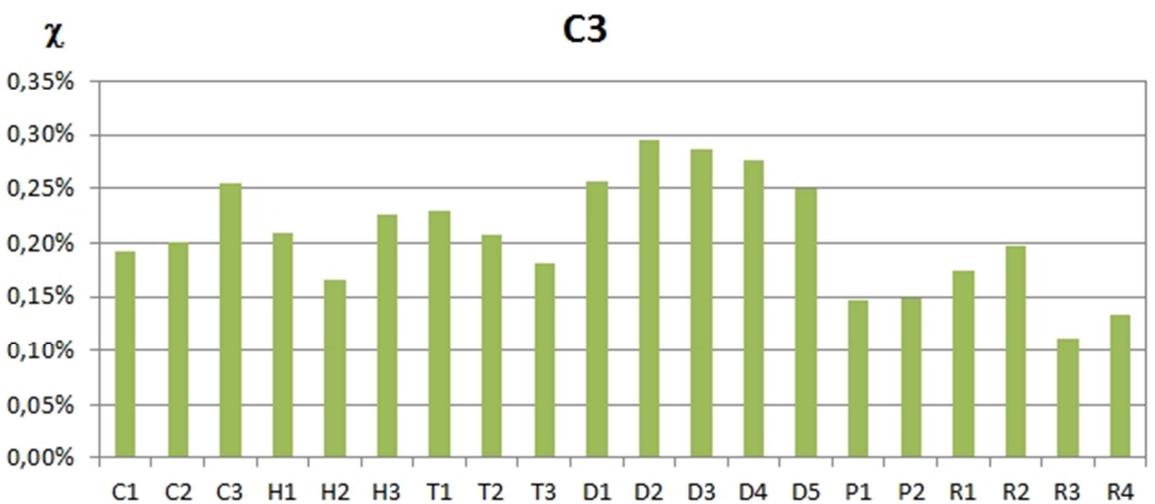


Figura 4.8 - Valor del parámetro χ para la zona climática C3

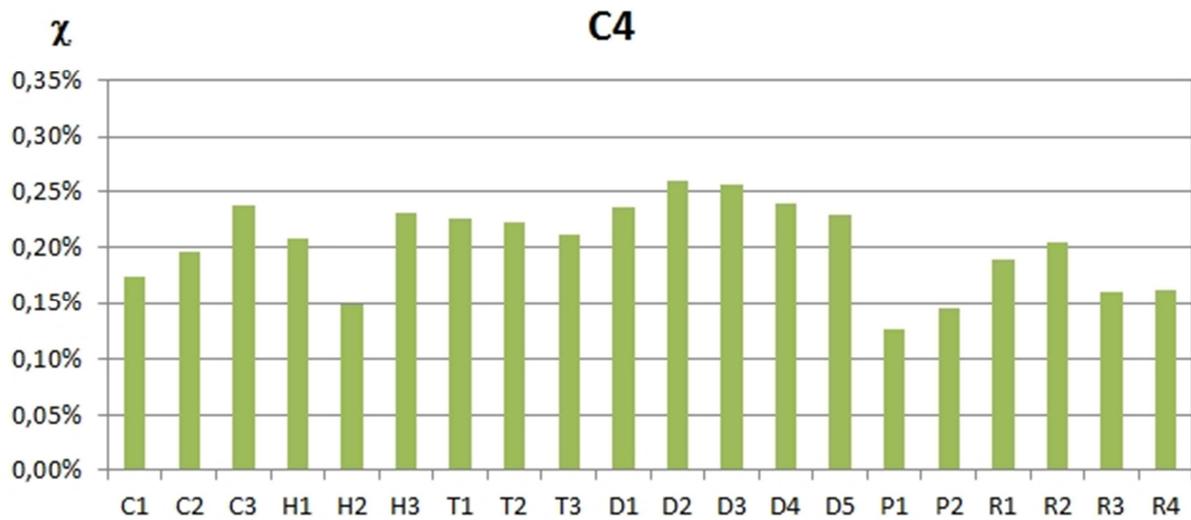


Figura 4.9 - Valor del parámetro χ para la zona climática C4

5.4 Zona Climática D

Los resultados obtenidos para las localidades de Vitoria-Gasteiz (D1), Valladolid (D2) y Madrid (D3) han sido:

Tabla 4.7 – Valores de χ para las zonas climáticas D1, D2, y D3.

Pared Nº	Clima		
	D1	D2	D3
C1	0,07%	0,09%	0,13%
C2	0,08%	0,10%	0,15%
C3	0,10%	0,12%	0,19%
H1	0,08%	0,10%	0,16%
H2	0,06%	0,07%	0,11%
H3	0,09%	0,11%	0,17%
T1	0,09%	0,11%	0,17%
T2	0,08%	0,11%	0,16%
T3	0,08%	0,10%	0,15%
D1	0,10%	0,12%	0,19%
D2	0,11%	0,14%	0,21%
D3	0,11%	0,13%	0,20%
D4	0,10%	0,12%	0,19%
D5	0,10%	0,12%	0,18%
P1	0,05%	0,06%	0,09%
P2	0,06%	0,07%	0,11%
R1	0,07%	0,09%	0,14%
R2	0,08%	0,10%	0,15%
R3	0,05%	0,07%	0,10%
R4	0,06%	0,07%	0,11%

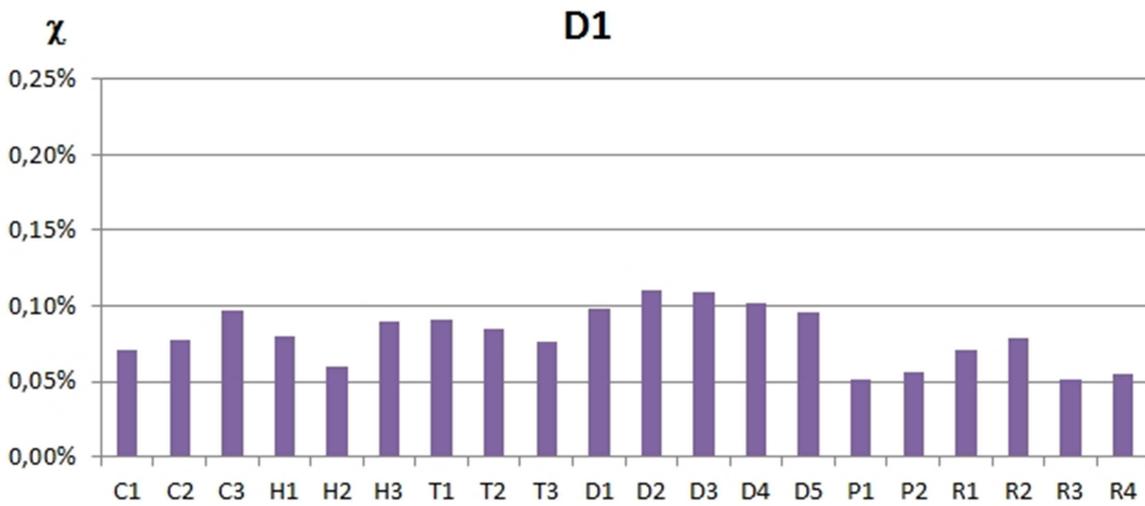


Figura 4.10 - Valor del parámetro χ para la zona climática D1

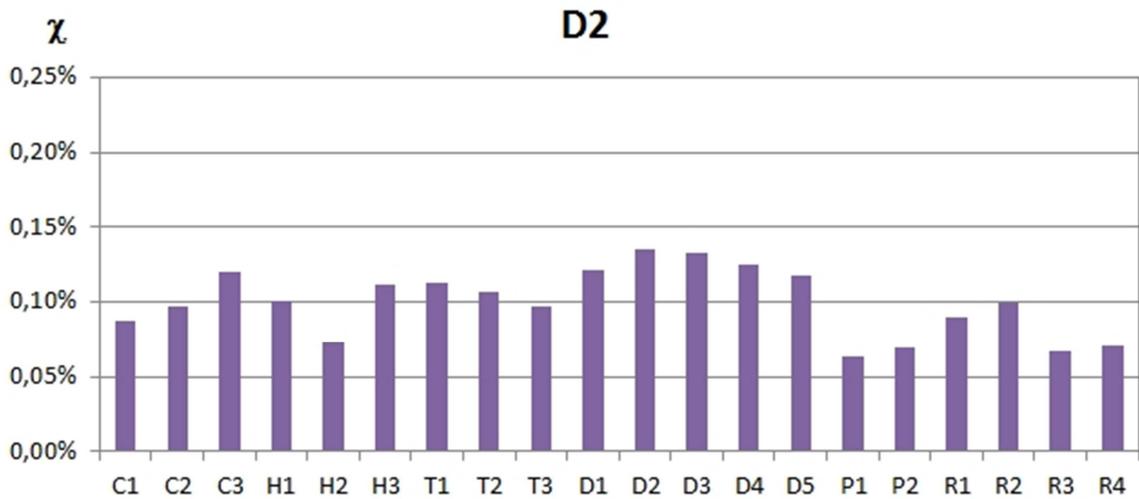


Figura 4.11 - Valor del parámetro χ para la zona climática D2

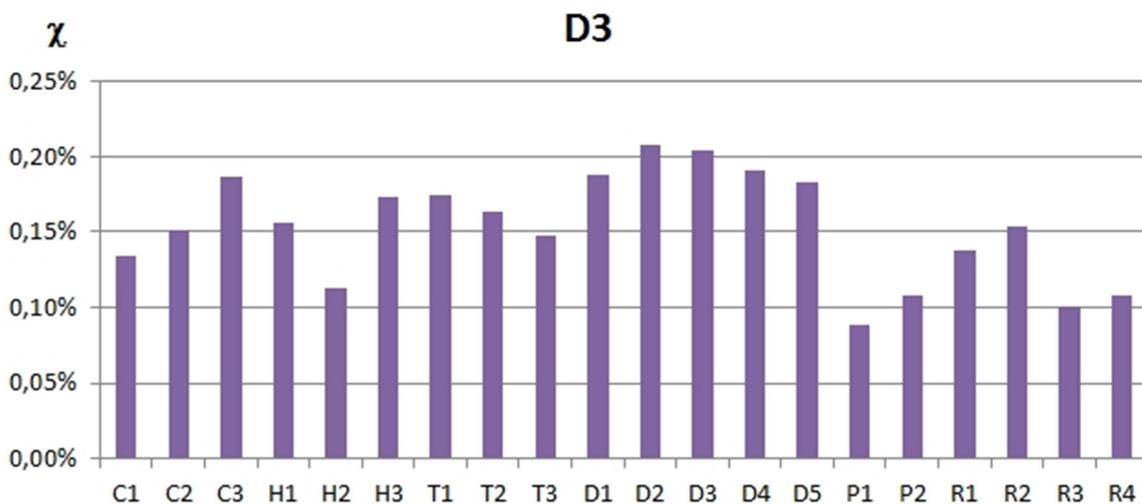


Figura 4.12 - Valor del parámetro χ para la zona climática D3

5.5 Zona Climática E

Para la localidad de Burgos (E1) los valores de χ obtenidos han sido:

Tabla 4.8 – Valores de χ para la zona climática E1.

Pared	Clima
Nº	E1
C1	0,05%
C2	0,06%
C3	0,07%
H1	0,06%
H2	0,04%
H3	0,07%
T1	0,07%
T2	0,07%
T3	0,06%
D1	0,07%
D2	0,08%
D3	0,08%
D4	0,08%
D5	0,07%
P1	0,04%
P2	0,04%
R1	0,06%
R2	0,06%
R3	0,04%
R4	0,05%

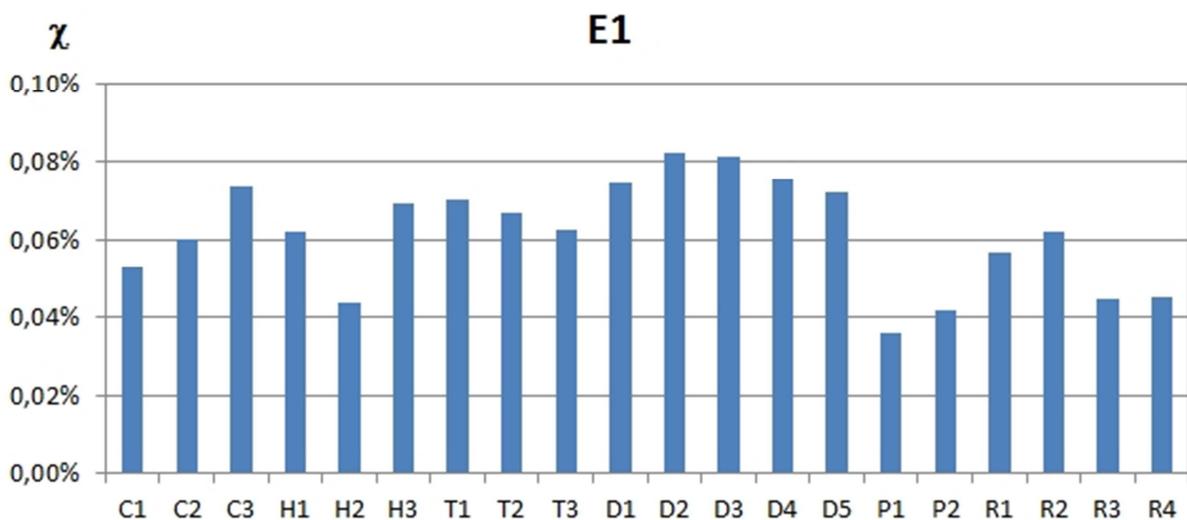


Figura 4.13 - Valor del parámetro χ para la zona climática E1

5.6 Zona Climática $\alpha 3$

En la zona climática de las Islas Canarias, se produce una circunstancia singular, a diferencia de lo que ocurre en el resto de climas peninsulares. En efecto, teniendo en cuenta la baja transmitancia térmica elegida para las paredes y la particular climatología de las Islas Canarias, hay soluciones que logran que no exista demanda ni de calefacción ni de refrigeración. Son las paredes H3, T2, P2, R3 y R4. En el resto de paredes, esa demanda aunque no nula, es muy pequeña. Ello conduce a que el valor del parámetro χ alcance valores superiores al 100 %, llegando en algún caso al 3800 % (solución H1).

Los valores obtenidos y su representación gráfica se muestran a continuación.

Tabla 4.9 – Valores de χ para la zona climática $\alpha 3$.

Pared	Clima
Nº	$\alpha 3$
C1	177,6%
C2	183,2%
C3	1346,5%
H1	3843,8%
H2	102,1%
H3	*
T1	758,9%
T2	*
T3	670,3%
D1	857,3%
D2	414,7%
D3	390,0%
D4	146,5%
D5	354,9%
P1	43,3%
P2	*
R1	396,3%
R2	406,8%
R3	*
R4	*

* Pared para la que no existe demanda de calefacción ni refrigeración.

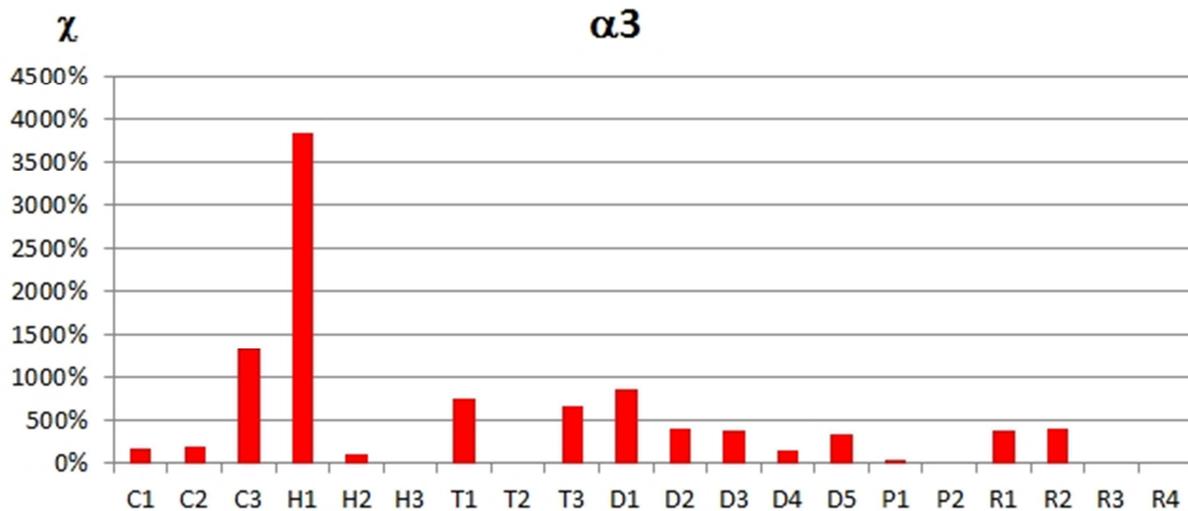


Figura 4.14 - Valor del parámetro χ para la zona climática $\alpha 3$

5.7 Conclusiones

Como principales conclusiones a los resultados obtenidos cabe destacar:

- Comparando entre sí las diferentes gráficas, se observa una jerarquización relativa prácticamente idéntica en todas ellas. Es decir, las soluciones que mejor se comportan en una zona climática, son las que mejor se comportan en otras zonas climáticas. La única excepción por las razones particulares anteriormente expuestas, es la zona climática de Canarias.
- En el caso de Canarias, se ha seleccionado como mejores opciones (posición 1 de la Tabla 4.10), aquellas que no presentan demanda de calefacción. A continuación se encuentran las soluciones H1 y C3.
- Por otro lado, se observan en algunos casos notables diferencias entre algunas soluciones, a pesar de pertenecer a la misma familia y tener características similares. Sirva de ejemplo, la comparación entre las soluciones H1 y H3. Las razones que explican estas diferencias son dos: por un lado, aunque la capacidad calorífica es similar, presentan diferentes espesores (en algunos casos con diferencias de 6 o 7 cm). Por otro lado, en aquellos casos en los que el espesor es parecido, la distribución de la inercia dentro de la pared es diferente.
- La solución constructiva que presenta el valor más alto es la solución D2. Salvo en las zonas climáticas B4 y $\alpha 3$, es la mejor en todas las zonas analizadas. En segundo

lugar se encuentra la solución D3, con una mínima diferencia sobre la anterior. Es la mejor en la zona B4, y salvo en Canarias y en la zona C2, es la segunda mejor opción.

- Otras soluciones que presentan buenos valores de χ son el resto de la familia D (soluciones de doble hoja), la pared C3 y la pared H3.

Tabla 4.10 – Paredes ordenadas en función de χ para los diferentes climas.

Pared	Clima													
	#	A3	A4	B3	B4	C1	C2	C3	C4	D1	D2	D3	E1	$\alpha 3$
C1	10	14	15	15	14	8	13	15	15	15	15	15	15	13
C2	12	13	13	13	13	14	11	13	12	12	12	12	13	12
C3	4	3	4	3	4	4	5	4	5	5	5	5	5	3
H1	9	10	10	10	10	12	9	11	10	10	10	10	12	2
H2	14	16	16	18	16	11	16	18	16	16	16	16	18	15
H3	7	7	7	5	7	10	8	6	8	8	8	8	8	1
T1	8	8	8	8	8	9	7	8	7	7	7	7	7	5
T2	11	9	9	9	9	13	10	9	9	9	9	9	9	1
T3	15	11	11	12	11	16	14	10	13	13	13	10	10	6
D1	5	4	5	4	5	5	4	5	4	4	4	4	4	4
D2	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	7
D3	2	2	2	1	2	3	2	2	2	2	2	2	2	10
D4	3	5	3	7	3	2	3	3	3	3	3	3	3	14
D5	6	6	6	6	6	6	6	7	6	6	6	6	6	11
P1	18	19	20	20	20	7	18	20	20	20	20	20	20	16
P2	16	17	17	17	17	18	17	19	17	18	17	19	19	1
R1	17	15	14	14	15	17	15	14	14	14	14	14	14	9
R2	13	12	12	11	12	15	12	12	11	11	11	11	11	8
R3	20	20	19	19	19	19	20	17	19	19	19	17	17	1
R4	19	18	18	16	18	20	19	16	18	17	18	16	16	1

- En cuanto al comportamiento por familias, en las muestras de la familia C, correspondiente al bloque de hormigón con árido volcánico se observa que la que mejor se comporta es la solución C3. Comparando entre si las familias C y H, no se puede extraer una conclusión de que un material resulte más idóneo que otro ya que existen soluciones con hormigón convencional por debajo de la muestra C3, pero por encima de la C1 y C2.
- Por su parte, en el caso de la familia correspondiente al bloque de arcilla aligerada (familia T), se observa que se comporta mejor el bloque de menor espesor (19 cm),

que los de 24 y 29 cm. Como la transmitancia considerada es bastante baja, un excesivo desfase debido a una mayor masa resulta en este caso perjudicial.

- Dentro de las soluciones doble hoja (familia D) se observa que es la tipología que mejor comportamiento tiene. Entre las diferentes soluciones doble hoja analizadas no existen grandes diferencias, a pesar de que la hoja exterior está formada por muy variados materiales (ladrillo caravista, ladrillo perforado, ladrillo hueco triple, ladrillo perforado hormigón).

Comparando las paredes D1 y D5 cuya principal diferencia está en la hoja interior, se observa que se comporta algo mejor la formada por material cerámico que la formada por el panel prefabricado de yeso.

- En el caso de las soluciones prefabricadas (Familia P) se comporta mejor la solución con dos paneles de hormigón (P2) que la de un único panel (P1). La única excepción a ese comportamiento se produce en la zona climática C2, donde la solución P1 presenta un comportamiento singularmente bueno (posición 7).
- Dentro de soluciones de rehabilitación, la que mejor comportamiento presenta es la pared R2, en todos los climas. Se trata de una solución de rehabilitación por el interior, sobre una pared base formada por ladrillo hueco triple.

Por su parte, la que peor se comporta es la pared R3. Junto con la P1 son las que peores valores presentan en la mayoría de climas. Ambas se caracterizan por una gran masa en la capa más exterior, que impide un buen aprovechamiento de las ganancias solares en invierno

- Tal y como se observa en las siguientes figuras, no existe una correlación directa entre el comportamiento de las paredes y su capacidad calorífica (Figura 4.15) o su transmitancia térmica (Figura 4.16). Esta circunstancia pone de manifiesto que además de la dependencia con la transmitancia y la capacidad calorífica comentadas en el capítulo anterior, el comportamiento exergético de la pared se ve afectado por la composición interna de la pared y de la distribución en su interior.
- La Figura 4.15 permite igualmente confirmar las conclusiones vistas para la pared homogénea, donde se comentaba que la inercia para la que mejores valores de χ se obtenían, se encontraba en la horquilla comprendida entre 0,75 y 1,25 MJ/m³·K.

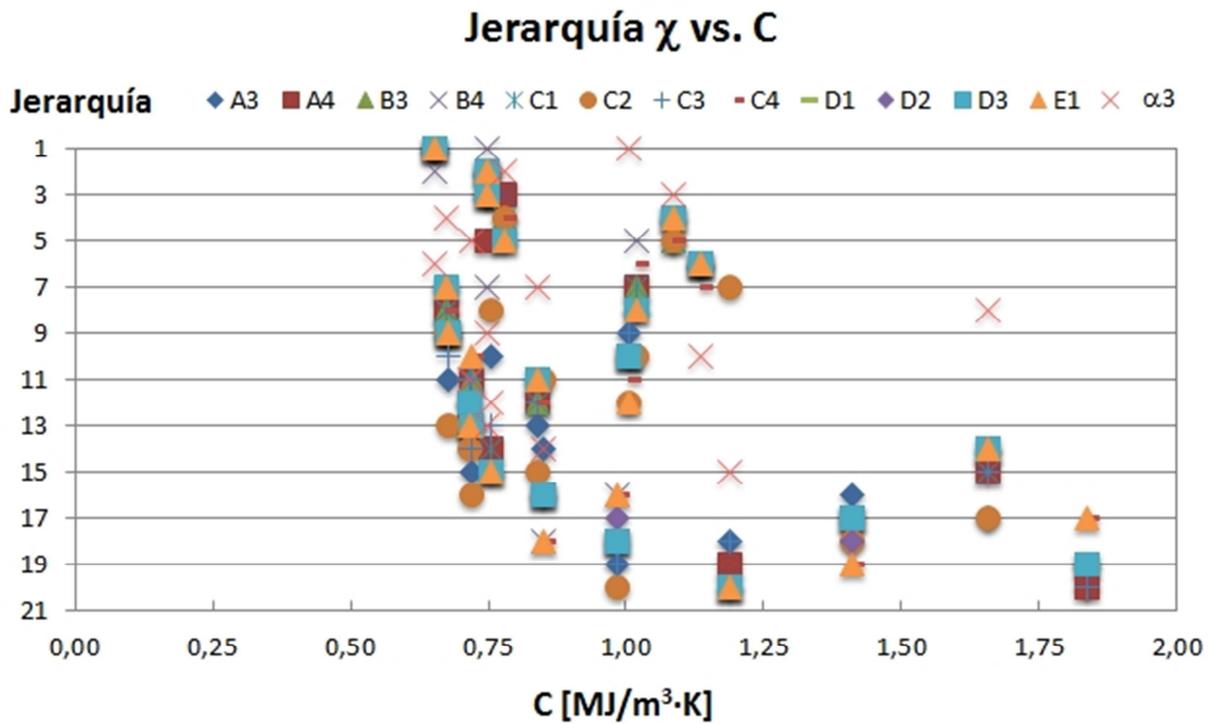


Figura 4.15 – Jerarquía del parámetro χ en función de la capacidad calorífica C

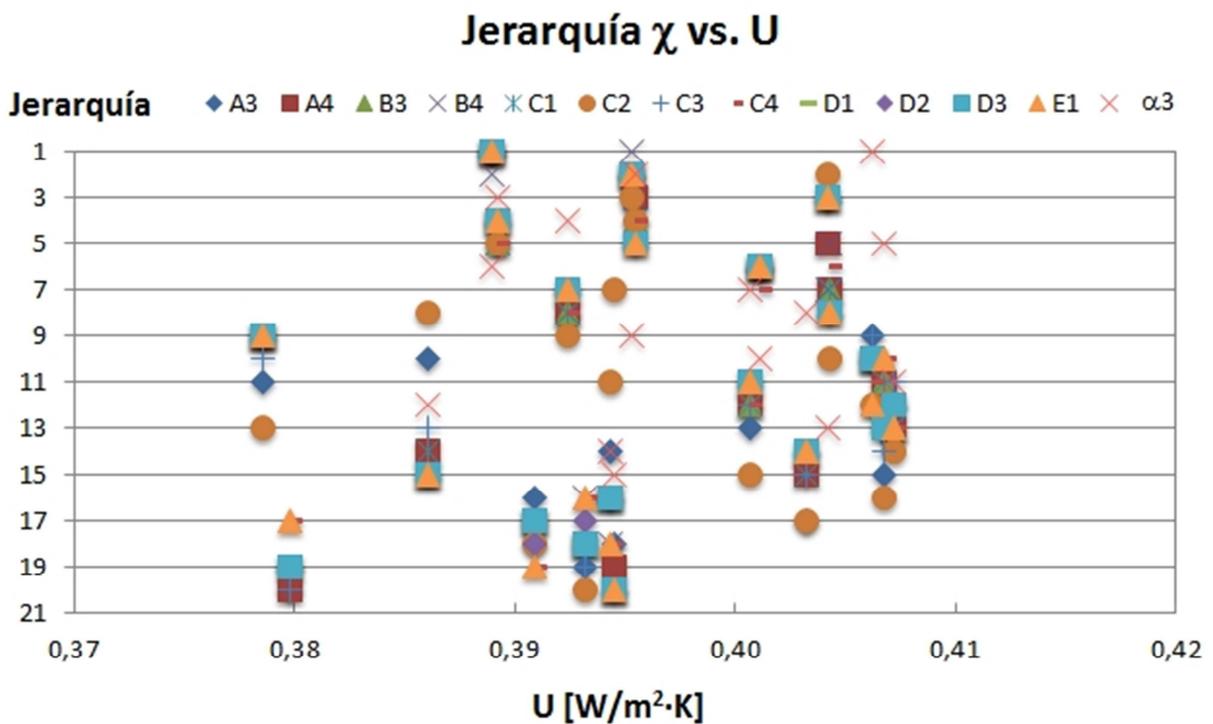


Figura 4.16 - Jerarquía del parámetro χ en función de la transmitancia térmica U

6 Resultados para la transmitancia exergética (U^{ex})

De manera similar a lo realizado para la cantidad de exergía recuperada, se muestran a continuación los resultados obtenidos en las simulaciones para el año meteorológico completo, para todas las zonas climáticas. De nuevo, el comportamiento de las paredes es muy similar de un clima a otro por lo que se vuelven a mostrar en primer lugar los valores tabulados y graficados por climas, y posteriormente se procede a comentar las conclusiones más destacadas.

6.1 Zona Climática A

Los valores del parámetro U^{ex} correspondientes a las 20 soluciones constructivas analizadas, para las localidades de Málaga (A3) y Almería (A4) han sido:

Tabla 4.11 – Valores de U^{ex} [kJ/°C] para las zonas climáticas A3 y A4.

Pared	Clima	
	A3	A4
C1	0,18	0,14
C2	0,15	0,11
C3	0,14	0,10
H1	0,14	0,10
H2	0,20	0,16
H3	0,13	0,09
T1	0,13	0,09
T2	0,12	0,09
T3	0,13	0,09
D1	0,14	0,10
D2	0,15	0,11
D3	0,15	0,11
D4	0,17	0,13
D5	0,15	0,11
P1	0,25	0,20
P2	0,17	0,13
R1	0,14	0,10
R2	0,14	0,10
R3	0,13	0,09
R4	0,13	0,09

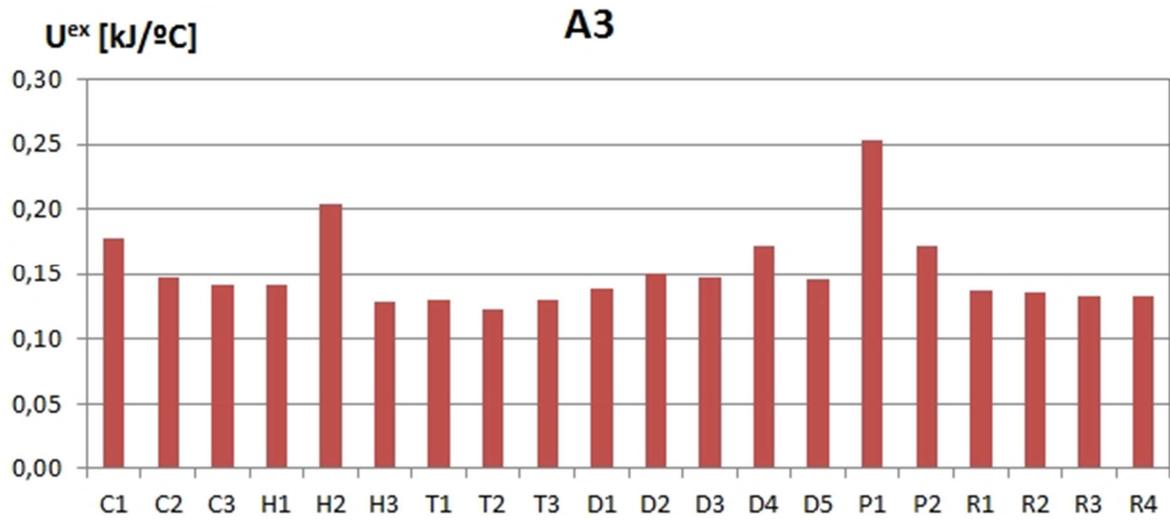


Figura 4.17 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática A3

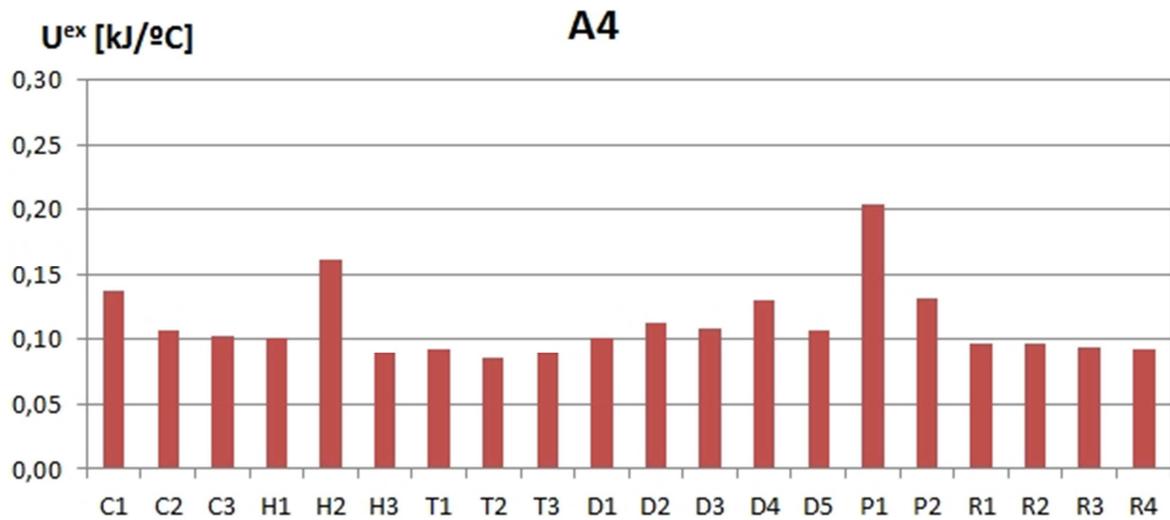


Figura 4.18 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática A4

6.2 Zona Climática B

De manera similar a lo realizado en el apartado anterior, se muestran a continuación los valores del parámetro U^{ex} obtenidos para las localidades de Valencia (B3) y Sevilla (B4).

Tabla 4.12 – Valores de U^{ex} [kJ/°C] para las zonas climáticas B3 y B4.

Pared Nº	Clima	
	B3	B4
C1	0,21	0,20
C2	0,18	0,16
C3	0,17	0,15
H1	0,17	0,15
H2	0,24	0,23
H3	0,16	0,14
T1	0,16	0,14
T2	0,15	0,13
T3	0,16	0,14
D1	0,17	0,15
D2	0,18	0,16
D3	0,18	0,16
D4	0,20	0,19
D5	0,18	0,16
P1	0,29	0,29
P2	0,20	0,19
R1	0,17	0,15
R2	0,17	0,15
R3	0,16	0,15
R4	0,16	0,15

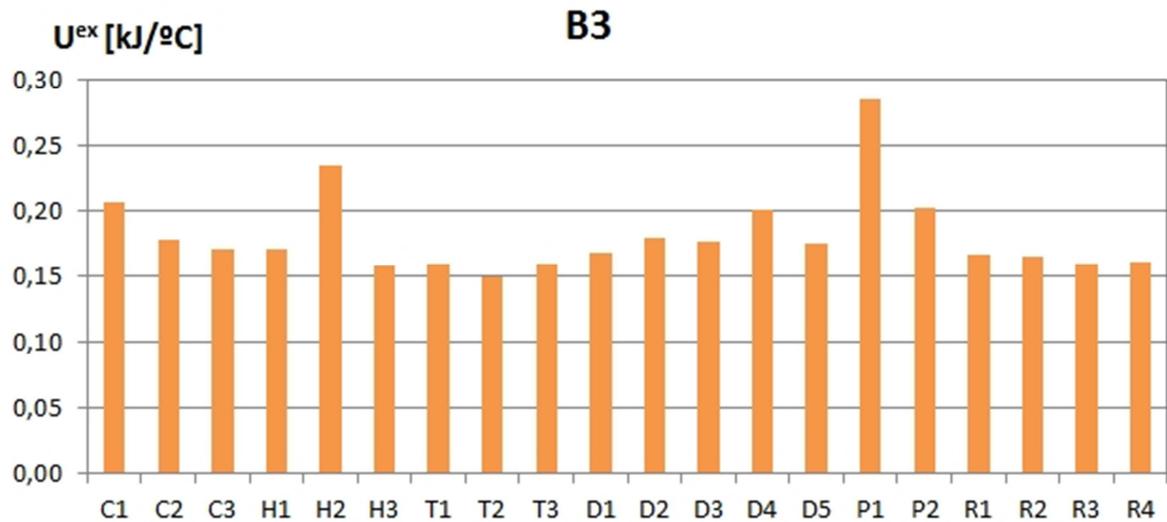


Figura 4.19 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática B3

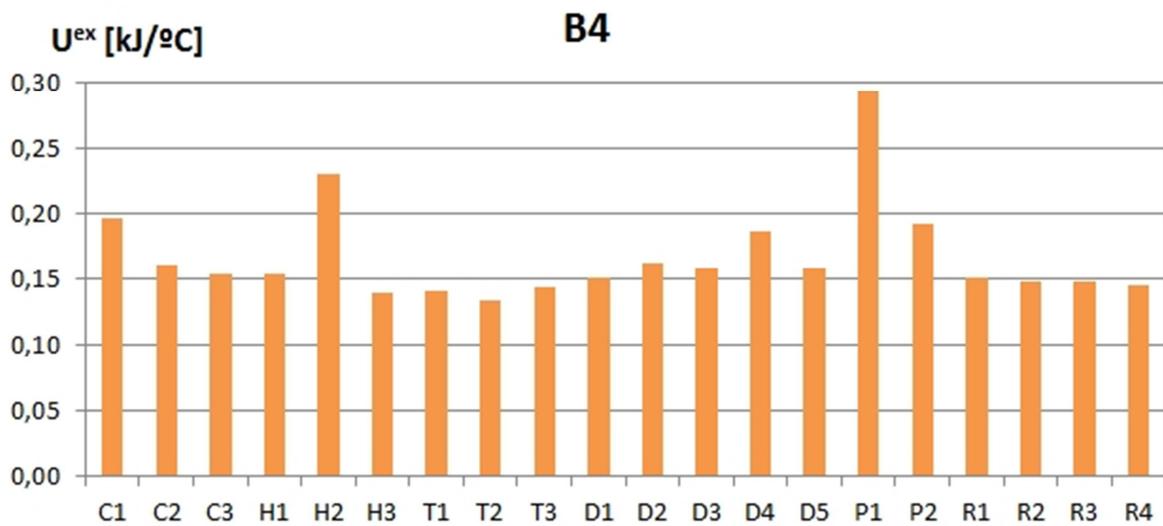


Figura 4.20 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática B4

6.3 Zona Climática C

Para las localidades de Bilbao (C1), Barcelona (C2), Granada (C3) y Toledo (C4) los valores obtenidos han sido:

Tabla 4.13 – Valores de U^{ex} [kJ/°C] para las zonas climáticas C1, C2, C3 y C4.

Pared	Clima			
	C1	C2	C3	C4
C1	0,33	0,26	0,35	0,31
C2	0,32	0,25	0,33	0,29
C3	0,32	0,24	0,32	0,28
H1	0,32	0,24	0,32	0,29
H2	0,36	0,28	0,38	0,34
H3	0,31	0,23	0,31	0,28
T1	0,31	0,23	0,30	0,27
T2	0,29	0,22	0,29	0,26
T3	0,31	0,23	0,31	0,28
D1	0,31	0,24	0,31	0,28
D2	0,32	0,24	0,32	0,29
D3	0,32	0,24	0,32	0,29
D4	0,34	0,26	0,35	0,31
D5	0,32	0,25	0,32	0,29
P1	0,39	0,31	0,44	0,39
P2	0,33	0,26	0,35	0,31
R1	0,31	0,24	0,32	0,28
R2	0,31	0,24	0,31	0,28
R3	0,29	0,22	0,31	0,26
R4	0,30	0,23	0,31	0,27

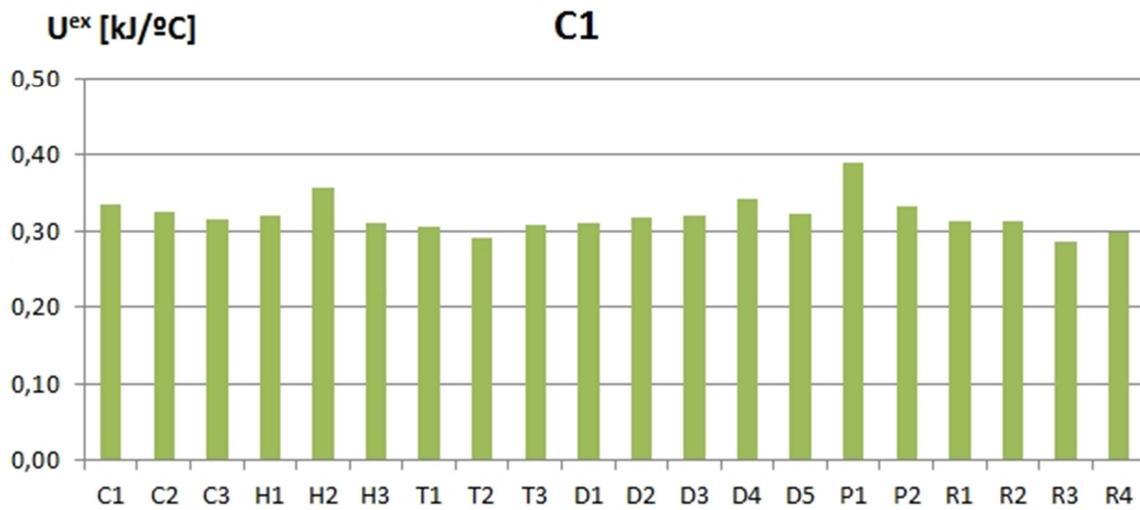


Figura 4.21 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática C1

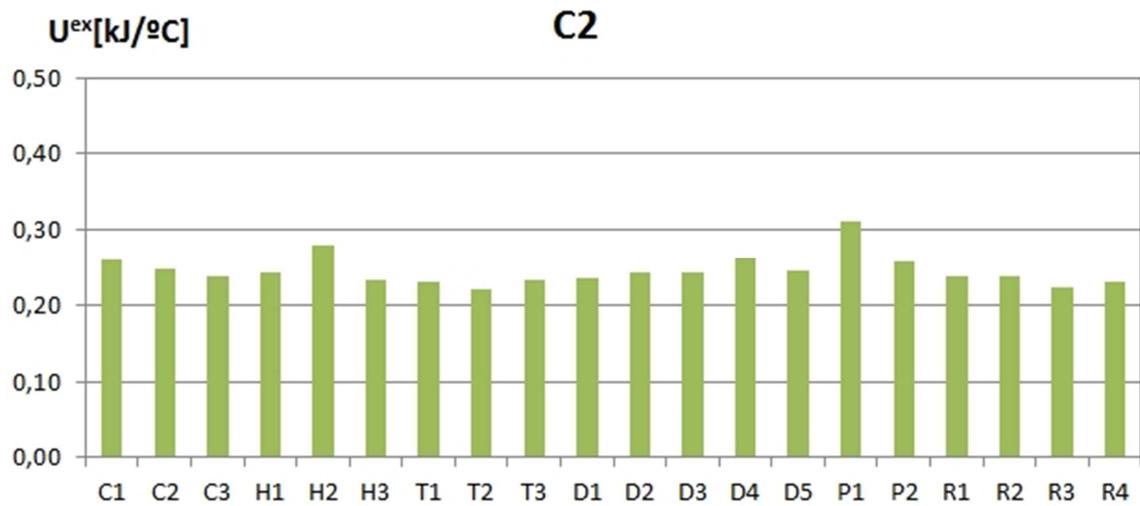


Figura 4.22 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática C2



Figura 4.23 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática C3

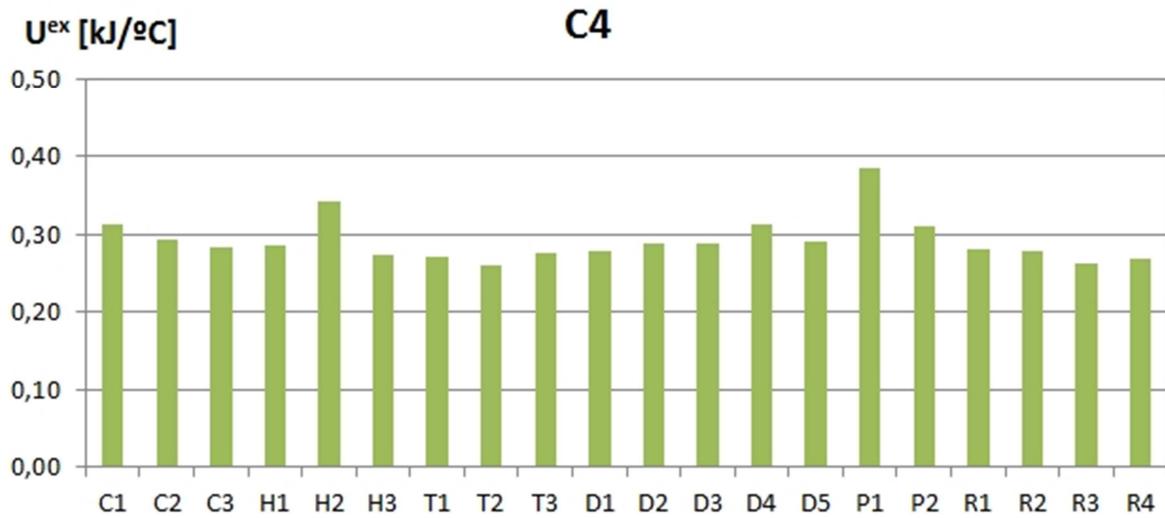


Figura 4.24 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática C4

6.4 Zona Climática D

Los resultados obtenidos para las localidades de Vitoria-Gasteiz (D1), Valladolid (D2) y Madrid (D3) han sido:

Tabla 4.14 – Valores de U^{ex} [kJ/°C] para las zonas climáticas D1, D2, y D3.

Pared Nº	Clima		
	D1	D2	D3
C1	0,44	0,44	0,37
C2	0,43	0,43	0,36
C3	0,42	0,42	0,35
H1	0,43	0,43	0,35
H2	0,46	0,46	0,40
H3	0,42	0,42	0,34
T1	0,41	0,41	0,34
T2	0,39	0,39	0,32
T3	0,42	0,42	0,34
D1	0,41	0,41	0,34
D2	0,42	0,42	0,35
D3	0,42	0,42	0,35
D4	0,45	0,44	0,38
D5	0,43	0,43	0,35
P1	0,50	0,50	0,44
P2	0,44	0,44	0,37
R1	0,42	0,42	0,35
R2	0,42	0,42	0,35
R3	0,40	0,39	0,33
R4	0,41	0,41	0,34

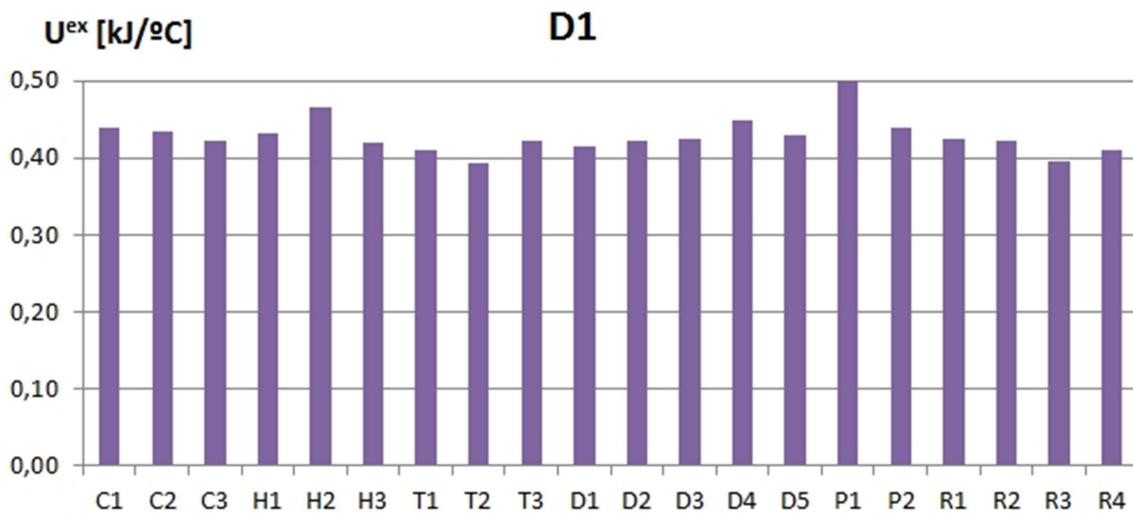


Figura 4.25 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática D1

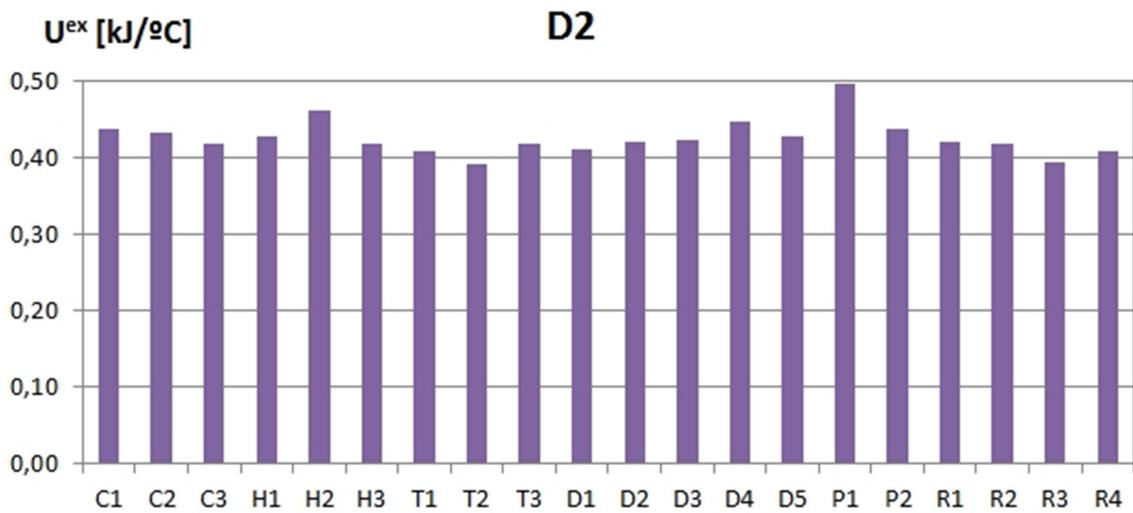


Figura 4.26 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática D2



Figura 4.27 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática D3

6.5 Zona Climática E

Para la localidad de Burgos (E1) los valores de U^{ex} obtenidos han sido:

Tabla 4.15 – Valores de U^{ex} [kJ/°C] para la zona climática E1.

Pared	Clima
Nº	E1
C1	0,51
C2	0,51
C3	0,50
H1	0,51
H2	0,53
H3	0,50
T1	0,49
T2	0,47
T3	0,50
D1	0,49
D2	0,50
D3	0,50
D4	0,52
D5	0,50
P1	0,56
P2	0,51
R1	0,50
R2	0,50
R3	0,46
R4	0,48

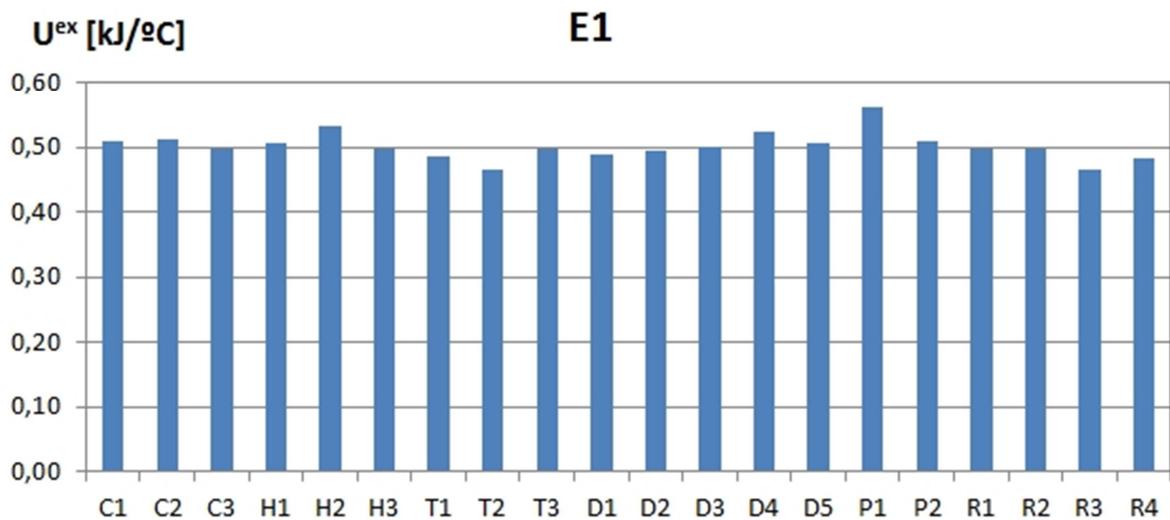


Figura 4.28 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática E1

6.6 Zona Climática $\alpha 3$

Se muestran a continuación los valores de transmitancia exergética U^{ex} obtenidos para la localidad de Santa Cruz de Tenerife ($\alpha 3$).

Tabla 4.16 – Valores de U^{ex} [kJ/°C] para la zona climática $\alpha 3$.

Pared	Clima
Nº	$\alpha 3$
C1	0,07
C2	0,04
C3	0,04
H1	0,04
H2	0,09
H3	0,03
T1	0,03
T2	0,03
T3	0,03
D1	0,04
D2	0,05
D3	0,04
D4	0,06
D5	0,04
P1	0,13
P2	0,06
R1	0,03
R2	0,03
R3	0,04
R4	0,03

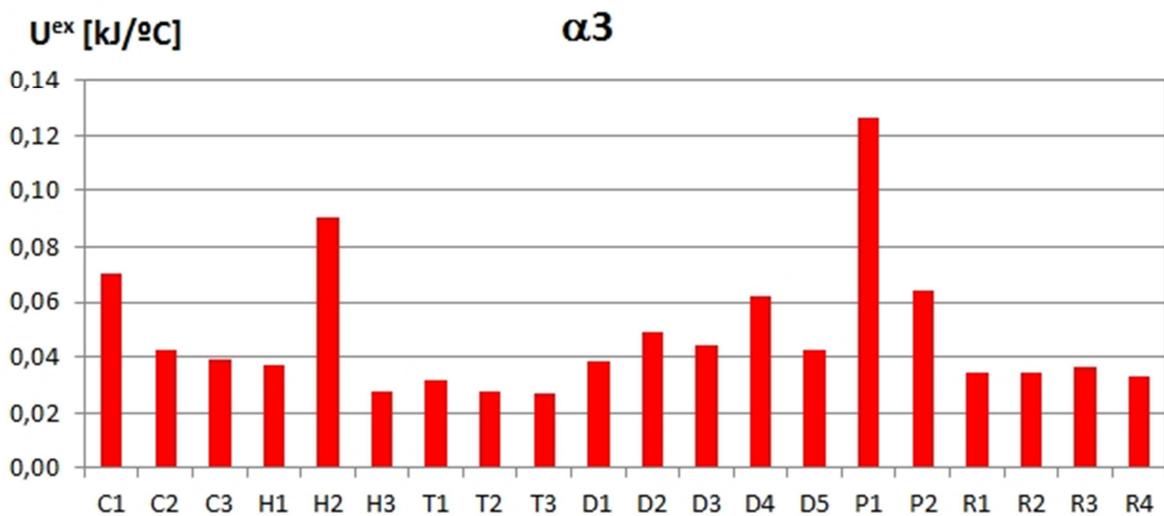


Figura 4.29 - Valor del parámetro U^{ex} para la zona climática $\alpha 3$

6.7 Conclusiones

Como principales conclusiones a los resultados obtenidos cabe destacar:

- Al igual que ocurría con la cantidad de exergía recuperada, el comportamiento relativo de las paredes para diferentes climas es muy similar. De nuevo, las soluciones que mejor se comportan son casi siempre las mismas (ver Tabla 4.17). En este caso, en la zona climática de Canarias, se sigue produciendo alguna diferencia pero no tan exagerada como en el caso de la cantidad de exergía recuperada χ .
- Las soluciones P1 y H2 son las que presentan un peor valor de U^{ex} en todos los climas analizados. Estas mismas soluciones se encontraban entre las peores soluciones para casi todos los climas en el caso de la cantidad de exergía recuperada χ .
- Los climas que propician unas mayores diferencias en el valor de U^{ex} entre las diferentes paredes son los climas con inviernos suaves (zonas climáticas A, B y α). La peor solución duplica prácticamente el valor de la mejor solución en el caso de las zonas A y B, y llega hasta cuatro veces y media en el caso de la zona α 3. Por el contrario en las zonas C, D y E la peor solución se diferencia de la mejor únicamente en un 60 % como máximo.
- La mejor solución constructiva, es decir, la que presenta el valor más bajo de U^{ex} , es la solución T2. Es la que ocupa el primer puesto en todos los climas, salvo para los climas C1, E1 y α 3 donde es la segunda mejor opción.
- Entre las soluciones que ocupan las siguientes posiciones, se vuelve a producir la misma diferencia en función del clima. Para los climas de inviernos suaves, zonas climáticas A, B y α , las siguientes mejores soluciones son la H3, la T1 y la T3 (mejor solución en zona climática de Canarias). En cambio para las zonas climáticas C, D y E, las siguientes soluciones serían la R3 (mejor opción en la zona C1 y E1) y la R4.
- En cuanto al comportamiento por familias, cabe destacar el buen comportamiento que tienen las soluciones basadas en bloque de arcilla aligerada (familia T). De nuevo la solución de 29 cm (T3) se comporta ligeramente peor que las de 19 y 24 cm. La explicación de nuevo reside en que con esa baja transmitancia, el desfase que

llega provocar resulta ligeramente superior al idóneo, empeorando por tanto el comportamiento. Esta circunstancia también se producía en el caso del parámetro χ .

Tabla 4.17 – Paredes ordenadas en función de U^{ex} para los diferentes climas.

Pared #	Clima												
	A3	A4	B3	B4	C1	C2	C3	C4	D1	D2	D3	E1	$\alpha 3$
C1	18	18	18	18	17	17	18	17	16	16	17	15	18
C2	14	13	14	14	15	15	15	15	15	15	15	17	13
C3	10	11	10	10	10	10	9	10	9	8	9	8	11
H1	11	10	11	11	13	11	14	11	14	14	13	14	9
H2	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19	19
H3	2	3	2	2	7	5	4	5	6	6	6	10	3
T1	4	4	3	3	4	4	2	4	4	4	3	4	4
T2	1	1	1	1	2	1	1	1	1	1	1	2	2
T3	3	2	4	4	5	6	7	6	8	9	7	9	1
D1	9	9	9	8	6	7	5	7	5	5	5	5	10
D2	15	15	15	15	11	13	12	13	10	10	11	6	15
D3	13	14	13	12	12	12	11	12	12	12	12	12	14
D4	16	16	16	16	18	18	16	18	18	18	18	18	16
D5	12	12	12	13	14	14	13	14	13	13	14	13	12
P1	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
P2	17	17	17	17	16	16	17	16	17	17	16	16	17
R1	8	8	8	9	9	9	10	9	11	11	10	11	7
R2	7	7	7	7	8	8	8	8	7	7	8	7	6
R3	6	6	5	6	1	2	3	2	2	2	2	1	8
R4	5	5	6	5	3	3	6	3	3	3	4	3	5

- Entre las soluciones de hormigón, a excepción de la solución H2 anteriormente comentada, se comportan mejor las pertenecientes a la familia H (hormigón convencional), que las de la familia C, realizadas con bloques de hormigón con árido volcánico. De entre las de bloque con árido volcánico, la que mejor se comporte es de nuevo la doble hoja (C3), al igual que ocurría con el parámetro χ .
- En cuanto a las prestaciones de las paredes de la familia C en la zona climática $\alpha 3$, se comprueba que no es una buena opción (puestos 18, 13 y 11). Lamentablemente, dadas las características volcánicas de las islas, el uso de otros materiales requeriría traerlos desde la península, y no resultaría viable económicamente.
- Dentro de las soluciones doble hoja (familia D), las únicas que presentan un valor dentro de las 10 mejores opciones son la solución D1, y en algún caso la opción D2. La solución D4 por su parte, se comporta bastante mal en general (puesto 16 y 18).

Se observa que en general son más adecuadas en los climas de inviernos duros, que en las zonas climáticas de inviernos suaves (A, B y α).

De nuevo, comparando las paredes D1 y D5, se observa que se comporta mejor la formada por material cerámico (D1) que la formada por el panel prefabricado de yeso (D5).

- En el caso de las soluciones prefabricadas (Familia P), la solución P1 es la que peor se comporta como ya se ha comentado. La solución P2 no mejora mucho, ocupando el puesto 16 o 17 en todos los climas.
- Dentro del grupo de soluciones de rehabilitación (Familia R), la que mejor se comporta es la solución R3 (mejor opción en las zonas C1 y E1), y en algunos casos la R4. Esto implica que salvo en rehabilitación con muros muy inerciales (solución R3), las soluciones de rehabilitación por el exterior (sistemas SATE, o con su equivalente inglés ETICS) son preferibles desde un punto de vista exergético a las soluciones de rehabilitación por el interior. Esa ventaja sobre las opciones de rehabilitación R1 y R2 se ve acrecentada en los climas más fríos (Zonas C, D y E).
- Al igual que ocurría con la cantidad de exergía recuperada χ , en este caso tampoco existe una correlación directa entre la transmitancia exergética U^{ex} de una pared y su capacidad calorífica (Figura 4.30Figura 4.15) o su transmitancia térmica (Figura 4.31). Esta circunstancia permite concluir que además de la dependencia con la transmitancia térmica y la capacidad calorífica comentadas cuando se analizó el comportamiento de la pared homogénea, la transmitancia exergética de la pared se ve afectada por la composición interna de la pared y de la distribución de la inercia en su interior.

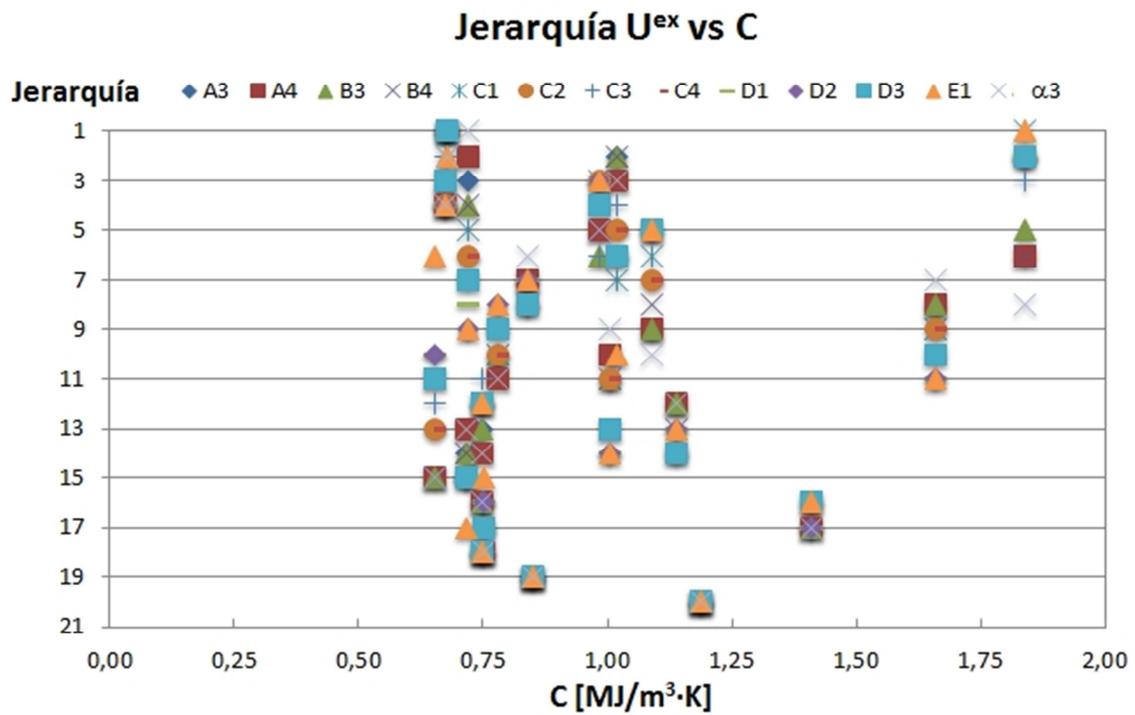


Figura 4.30 – Jerarquía de la transmitancia exergética U^{ex} en función de la capacidad calorífica C

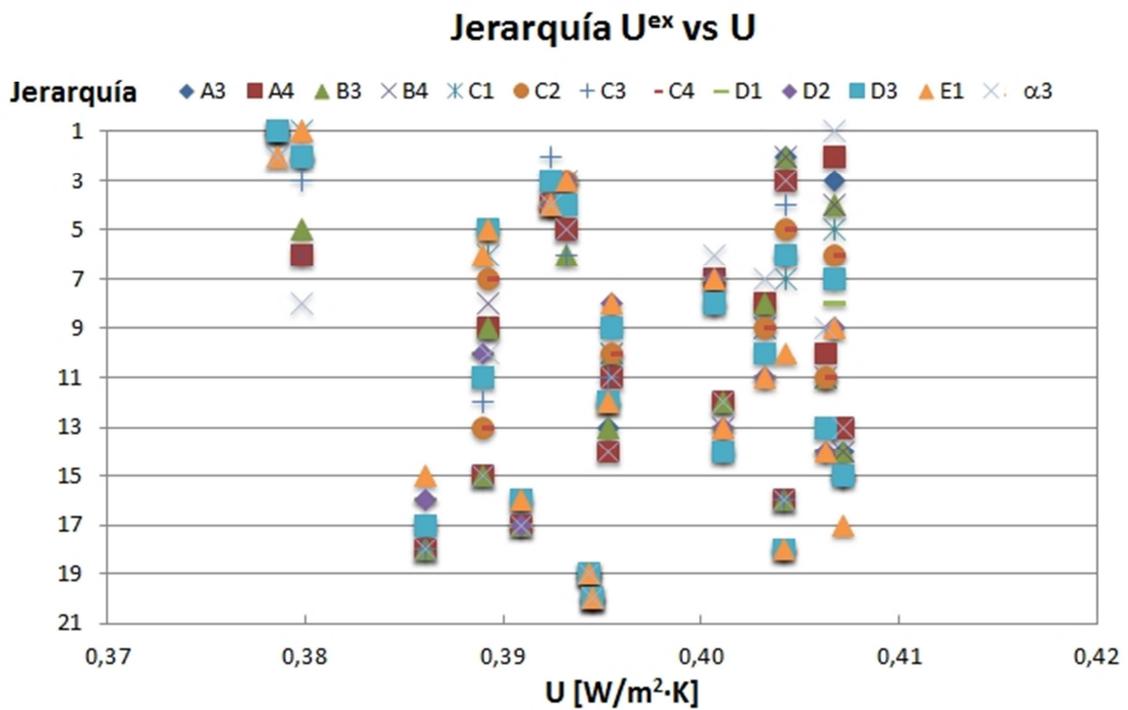


Figura 4.31 - Jerarquía de la transmitancia exergética U^{ex} en función de la transmitancia térmica U

*"Para seguir la trayectoria:
mira al maestro,
sigue al maestro,
camina junto con el maestro,
mira a través del maestro,
conviértete en el maestro."*

Proverbio chino

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y FUTUROS TRABAJOS

RESUMEN

Éste último capítulo recoge las principales conclusiones de esta Tesis, así como sus contribuciones y una propuesta de líneas de trabajo futuras.

1 Introducción

El análisis en régimen dinámico del comportamiento de los edificios es un campo de creciente interés para los profesionales de la arquitectura e ingeniería en el ámbito de la Eficiencia Energética en la Edificación. Además de las instalaciones, en ese ámbito juega un papel determinante la envolvente del edificio, ya que es la piel que separa el ambiente interior del ambiente exterior. Una correcta selección de los cerramientos que forman la envolvente del edificio permite un mejor diseño del edificio, reducir el sobredimensionamiento de las instalaciones y plantear mejores estrategias de uso de las mismas.

Tradicionalmente, obligados en cierta forma por la regulación normativa, esa selección de los cerramientos se ha venido haciendo en base a criterios energéticos, basados en el primer principio de la Termodinámica. Ese planteamiento, no obstante, resulta insuficiente como ya se ha demostrado en gran cantidad de aplicaciones. Un visión completa de los procesos que tienen lugar en el acondicionamiento del edificio sólo se consigue si se utilizan herramientas basadas en el segundo principio de la Termodinámica. Una de ellas, probablemente la más conocida es el método exergético. Esta metodología, ampliamente utilizada para la optimización y mejora de plantas de generación de energía y procesos industriales, se ha empezado a utilizar en el sector de

la edificación de unos años a esta parte. Desafortunadamente, se aplica sobre todo a la parte de las instalaciones, dejando de lado la envolvente del edificio.

Esta Tesis tiene como objetivo fundamental la aplicación del método exergético para la caracterización de los cerramientos del edificio. Dada la variabilidad en las condiciones exteriores, resulta imprescindible que dicha caracterización se realice en condiciones dinámicas.

En este capítulo se presenta un resumen de las conclusiones obtenidas a lo largo de esta tesis. Asimismo, se establecen una serie de propuestas para futuras investigaciones que permitan seguir profundizando en el uso de la exergía en el sector de la edificación.

2 Conclusiones y contribuciones

Comienza esta Tesis con un estudio acerca del tratamiento que se les da hoy en día a la inercia de los cerramientos, examinando algunos de los parámetros o propiedades físicas empleadas para caracterizarla. Además, de manera alternativa al enfoque termodinámico clásico con el que se caracterizan los cerramientos, se realiza un análisis basado en el comportamiento exergético de una pared genérica. Posteriormente se repasan las ecuaciones de los balances de energía y exergía en condiciones dinámicas, aplicadas a los cerramientos. Esas ecuaciones son el punto de partida para estudiar los diferentes métodos empleados en edificación para analizar el comportamiento exergético del edificio. Finalmente se repasan los indicadores exergéticos más habituales en la literatura. De todo este análisis, se obtienen las siguientes conclusiones:

- Las metodologías que se utilizan para caracterizar exergéticamente los equipos y las instalaciones de los edificios, no resultan adecuados para la caracterización exergética de los cerramientos en condiciones dinámicas. La razón fundamental es que, o bien no consideran condiciones variables, o bien no consideran el perfil real de temperaturas en el interior de la pared.

- Ninguno de los indicadores exergéticos más comunes, utilizados en la literatura, resulta adecuado para la caracterización exergética de cerramientos en condiciones dinámicas.

Con el objetivo principal de interpretar gracias a la exergía, la inercia térmica de un cerramiento, para poder así determinar cuál es la inercia que debe tener un cerramiento para optimizar la eficiencia energética del edificio, tres son las aportaciones fundamentales de la presente tesis:

- Se ha elaborado un método que permite calcular de manera detallada los intercambios de energía y exergía que se producen tanto dentro de la pared, como en el interior y el exterior del edificio.
- Se han definido y analizado una serie de indicadores exergéticos para la caracterización exergética de cerramientos. Algunos de ellos, con fines meramente teóricos, para conocer mejor el efecto de la inercia en el intercambio de exergía; otros con un enfoque más práctico, pensados para caracterizar y seleccionar el mejor cerramiento para una localidad dada.
- Se ha analizado el comportamiento exergético dinámico de 20 soluciones constructivas reales diferentes en las 13 zonas climáticas establecidas en el CTE.

A continuación se presentan las conclusiones a las que ha dado lugar cada una de las aportaciones mencionadas.

2.1 Método detallado para calcular los intercambios de energía y exergía en cerramientos

- ✓ Se ha desarrollado un método basado en la aplicación conjunta de los programas TRNSYS y MATLAB para el cálculo en condiciones dinámicas de los intercambios de energía y exergía que se producen en el interior de la pared, así como entre la pared y los ambientes interior y exterior. No obstante, la estructura de entrada de datos hace que el código desarrollado sea aplicable a otros programas de simulación

energética de edificios. La única condición es que exporte los resultados a una hoja de cálculo que pueda ser posteriormente leída por Matlab.

- ✓ El método calcula las temperaturas en diferentes puntos interiores de la pared, por lo que permite calcular de manera precisa los diferentes términos del balance de energía y exergía sin necesidad de considerar la temperatura promedio entre las temperaturas superficiales interior y exterior.
- ✓ El esfuerzo computacional añadido que implica el método desarrollado comparado con el de otros métodos es mínimo. La simulación de dos años completos con paso de tiempo de 1 minuto es inferior a 3 minutos.
- ✓ Aunque en algunos casos, el método apenas difiere del método dinámico simplificado, en el rango de inercias utilizadas habitualmente en edificación es donde se producen las mayores diferencias. Por este motivo y el bajo coste computacional que supone, es recomendable el uso del método dinámico detallado.
- ✓ El método desarrollado en esta tesis, a diferencia de la inmensa mayoría de programas de simulación energética de edificios que consideran las superficies negras, calcula el intercambio de energía por radiación en el interior considerando las paredes grises. Es decir, considera la verdadera emisividad de las superficies interiores para el cálculo.
- ✓ El método de la temperatura sol-aire no es aplicable para el cálculo de los intercambios y destrucciones de exergía. El método propuesto en esta tesis resuelve los intercambios de energía y exergía en el exterior por los dos métodos: considerando todos los intercambios de manera individual e incluyendo todos los efectos energéticos en la denominada temperatura sol-aire equivalente. Tras comparar ambos métodos se ha comprobado que exergéticamente no es un método aplicable.

2.2 Definición y análisis de indicadores exergéticos para cerramientos

Tras el repaso a los indicadores exergéticos existentes en la bibliografía, se concluye que ninguno de los aplicados en plantas de energía o procesos industriales se adecúa a las características de los cerramientos. Eso ha llevado a proponer en esta tesis 5 parámetros

exergéticos, de características y objetivos muy diferentes. Las conclusiones principales que se han obtenido del análisis de todos ellos han sido:

- ✓ El parámetro denominado transmitancia exergética (U^{ex}) resulta un parámetro muy adecuado para la caracterización exergética de cerramientos. Su similitud matemática y semántica con la transmitancia térmica, lo convierten en muy adecuado para su posible uso a nivel normativo, ya que es bastante intuitivo de comprender.
- ✓ Por su parte los parámetros cantidad de exergía recuperada (χ) y grado de exergía recuperada (Γ) permiten conocer el efecto de la inercia de la pared en el comportamiento exergético de la pared, ya que informan de la reducción de la exergía necesaria para mantener unas condiciones de confort en el interior del edificio.
- ✓ Finalmente los dos primeros parámetros propuestos, ξ y Ψ , de carácter meramente teórico, permiten conocer si se está aprovechando adecuadamente la inercia del cerramiento. Dicho de otra manera, permite saber si la inercia del cerramiento esta sincronizada con las condiciones climáticas del lugar, produciendo el desfase adecuado de las ondas de calor.
- ✓ Se ha comprobado que además de la transmitancia térmica y la capacidad calorífica global de la pared, en el comportamiento exergético del cerramiento influyen de manera muy importante la composición de la pared y la distribución de la inercia en el interior de la pared.

2.3 Análisis exergético de 20 soluciones reales

Del análisis de las 20 soluciones reales, todas ellas con valores de transmitancia en torno a $U = 0,4 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ se destacan las siguientes conclusiones.

- ✓ Atendiendo a la transmitancia exergética U^{ex} , las soluciones a partir de bloque de arcilla aligerada con aislamiento por el interior (Familia T) son las que mejor comportamiento presentan.

- ✓ En el caso de edificios ya construidos donde se intervenga, la rehabilitación por el exterior es exergéticamente mejor que las opciones por el interior, salvo en el caso de muros de gran espesor (mas de 60 cm) y mucha inercia.
- ✓ Las soluciones de una hoja basadas en bloques de hormigón no funcionan bien desde un punto de vista exergético.
- ✓ Las soluciones basadas en bloque de hormigón con árido volcánico (bloque picón canario) no se comportan excesivamente bien, ni siquiera en la zona climática de Canarias.
- ✓ La alternativa al bloque picón no sería el bloque de hormigón convencional, ya que en algunos casos se comporta peor que el bloque picón.
- ✓ En general se comportan mejor las soluciones cerámicas que las soluciones basadas en productos de hormigón.
- ✓ Exergéticamente hablando es preferible una hoja cerámica basada en ladrillo gran formato, que en panel prefabricado de yeso.
- ✓ Las soluciones prefabricadas analizadas, tanto de una hoja como de dos hojas, no presentan un buen comportamiento exergético en ninguna zona climática.
- ✓ Las soluciones doble hoja, son más adecuadas para las zonas con inviernos duros que para las zonas de inviernos más suaves (A, B y α). De entre todas ellas, la que mejor se comporta es la formada a partir de ladrillo caravista (Solución D1).

3 Futuras líneas de trabajo

La eficiencia energética en el sector de la edificación y el análisis exergético son dos campos que van a tener una gran importancia tanto laboral como económica a lo largo de los próximos años. Aunque en los últimos años se han empezado a realizar algunas actividades que aúnan ambos aspectos, todavía su utilización está lejos de poder considerarse extendida. Esta tesis pretende aportar un pequeño ladrillo más a ese edificio, y abre una serie de caminos por los que seguir avanzando. Dichas líneas futuras de trabajo son las que se describen a continuación.

3.1 Extrapolación a otro tipo de elementos constructivos

Aunque la metodología desarrollada es general, los resultados obtenidos en esta tesis se han limitado a soluciones constructivas de fachada. Por ese motivo, la continuación inmediata a esta tesis, podría ser el análisis de otro tipo de elementos constructivos como por ejemplo:

- a) Cubiertas: En este caso, la radiación solar tendría una gran influencia que sería necesario considerar.
- b) Puentes térmicos: En este caso se trata de un elemento con una complejidad mucho mayor que el resto (carácter no unidimensional de la transmisión de calor. Influencia del resto de elementos constructivos, etc.). Un buen punto de partida podría ser analizar la viabilidad de extrapolación al ámbito exergético, de los métodos propuestos en (Martin 2009) para la caracterización dinámica de los puentes térmicos.
- c) Elementos no tradicionales. En el caso de que se tenga un modelo suficientemente detallado como para poder implementarlo en el código desarrollado, se podría estudiar el comportamiento térmico desde el punto de vista exergético de elementos no tradicionales, como por ejemplo fachadas ventiladas, fachadas fotovoltaicas, muros Trombe, soluciones bioclimáticas, etc.

Precisamente es en este tipo de soluciones donde el método exergético puede explotar todo su potencial, al proporcionar herramientas que permiten maximizar el uso de la exergía procedente del sol.

3.2 Integración en un edificio real

La metodología desarrollada para las diferentes soluciones constructivas debe integrarse dentro de un edificio real. Dentro de este edificio habría que considerar la presencia de elementos semitransparentes, las ganancias internas y el efecto de la ventilación / infiltraciones en las condiciones del ambiente interior. A partir de ahí, se calcularían los intercambios de energía y exergía correspondientes, junto con las destrucciones de exergía asociadas.

Los objetivos a lograr con esta integración son múltiples.

- En primer lugar, estudiar el efecto que todos los aspectos anteriormente mencionados suponen en el comportamiento exergético del edificio. Especialmente, comprobar si las conclusiones obtenidas en el edificio de referencia en relación a los mejores cerramientos se mantienen cuando entran en juego otros efectos en el edificio.
- Por otro lado, estudiar cómo afectan los distintos valores de U^{ex} que pueden tener diferentes paredes, en el dimensionamiento y consumo de la instalación del edificio. De esa manera se puede establecer el margen de mejora que puede suponer una buena selección del cerramiento.
- En relación con el punto anterior, y con el objetivo de optimizar la eficiencia del suministro de “calor” o “frío” al edificio, resulta imprescindible considerar toda la cadena de suministro de energía, desde la transformación de la energía primaria hasta la satisfacción de las demandas mediante la energía final consumida. De esa forma, se podría conocer la repercusión que las características exergéticas de la pared tienen en el conjunto de la cadena de suministro. Ello permitirá valorar el potencial de mejora en cada una de las etapas y se demostrará el valor añadido del análisis exergético frente al análisis energético.

3.3 Incorporación de la exergía en el sector de la edificación

Con objeto de incorporar de manera activa el uso del concepto de exergía dentro de la edificación, sería necesario desarrollar previamente una serie de tareas. Dichas tareas se resumen a continuación.

- Análisis del consumo de energía que implican diferentes valores de U^{ex} . Con esos resultados y los valores límites establecidos en el CTE, se estaría en disposición de establecer unos valores normativos límites en función de la zona climática.
- Incluir el concepto de análisis exergético dentro de los programas de simulación energética de edificios. Tanto en los programas oficiales de verificación del cumplimiento normativo como en el resto de programas generalistas.

- En sintonía con las directivas europeas comunitarias en materia de energía y edificación, analizar las implicaciones que supone desde el punto de vista exergético el diseño de edificios de consumo energético casi nulo.
- De manera similar a lo que se viene haciendo en algunos países, donde se incluye la exergía como un aspecto más a considerar en la elaboración de los planes de desarrollo urbano. Para ello se podrían utilizar los resultados proporcionados por la transmitancia exergética U^{ex} , para el diseño de instalaciones de calefacción y climatización más eficientes y menos sobredimensionadas, a escala de barrio o ciudad.
- Finalmente, aplicar la termoeconomía al sector de la edificación. Una visión bajo el prisma económico a menudo resulta más motivadora que la visión en unidades energéticas. La identificación de las irreversibilidades y sobre todo su cuantificación en euros, además del interés que tiene a la hora de tomar una decisión sobre dónde es más conveniente invertir recursos para mejorar la eficiencia global del sistema, podrían servir para dar el espaldarazo definitivo al uso de la exergía en el sector.

Referencias

- AENOR. 2012. UNE-EN ISO 6946: Componentes y elementos para la edificación. resistencia térmica y transmitancia térmica. método de cálculo. Madrid: AENOR.
- AENOR. 2011. UNE-EN ISO 13786: Prestaciones térmicas de los productos y componentes para edificación. características térmicas dinámicas. métodos de cálculo. Madrid: AENOR.
- AENOR. 2008. UNE-EN ISO 13790: Eficiencia térmica de los edificios. cálculo del consumo de energía para calefacción de espacios. Madrid: AENOR.
- AENOR. 1997. UNE-EN ISO 8990: Determinación de las propiedades de transmisión térmica en régimen estacionario. métodos de la caja caliente guardada y calibrada. (ISO 8990:1994). Madrid: AENOR.
- Ala-Juusela M. 2004. Heating and cooling with focus on increased energy efficiency and improved comfort: Guidebook to IEA ECBCS annex 37 low exergy systems for heating and cooling of buildings. VTT.
- Al-Sanea SA, Zedan MF, Al-Hussain SN. 2012. Effect of thermal mass on performance of insulated building walls and the concept of energy savings potential. Appl Energy 89(1):430-42.
- Álvarez S, Cabeza LF, Ruiz-Pardo A, Castell A, Tenorio JA. 2013. Building integration of PCM for natural cooling of buildings. Appl Energy 109:514-22.
- Angelotti A. and Caputo P. 2007. The exergy approach for the evaluation of heating and cooling technologies: First results comparing steady state and dynamic simulations. Proceedings of the 2nd PALENC and 28th AIVC conference: Building low energy cooling and advanced ventilation technologies in the 21st century; 27-29 September; Crete Island, Greece. . 59 p.
- Annex 37. IEA. Energy Conservation in Buildings and Community Services. Annex 37 - Low exergy systems for heating and cooling of buildings [Internet]; c2003 [cited 2015 11/20]. Available from: <http://www.ecbcs.org/annexes/annex37.htm> .

- Annex 49. IEA. Energy Conservation in Buildings and Community Services. Annex 49 - Low exergy systems for high performance buildings and communities [Internet]; c2010 [cited 2015 11/20]. Available from: <http://www.annex49.info/background.html>.
- Antonopoulos KA and Tzivanidis C. 1995. Time constant of greek buildings. *Energy* 20(8):785-802.
- Asada H and Boelman EC. 2004. Exergy analysis of a low temperature radiant heating system. *Building Services Engineering Research and Technology* 25(3):197-209.
- Asan H. 2000. Investigation of wall's optimum insulation position from maximum time lag and minimum decrement factor point of view. *Energy Build* 32(2):197-203.
- Asan H. 1998. Effects of wall's insulation thickness and position on time lag and decrement factor. *Energy Build* 28(3):299-305.
- Asan H and Sancaktar YS. 1998. Effects of wall's thermophysical properties on time lag and decrement factor. *Energy Build* 28(2):159-66.
- ASHRAE. 2005. Fundamentals volume of the ASHRAE handbook. ASHRAE inc. Atlanta, GA (USA): .
- Aste N, Angelotti A, Buzzetti M. 2009. The influence of the external walls thermal inertia on the energy performance of well insulated buildings. *Energy Build* 41(11):1181-7.
- Aste N, Leonforte F, Manfren M, Mazzon M. 2015. Thermal inertia and energy efficiency – parametric simulation assessment on a calibrated case study. *Appl Energy* 145:111-23.
- Badami M and Mura M. 2010. Exergetic analysis of an innovative small scale combined cycle cogeneration system. *Energy; 7th International Conference on Sustainable Energy Technologies 7th International Conference on Sustainable Energy Technologies* 35(6):2535-43.
- Badescu V. 1998. Accurate upper bounds for the conversion efficiency of black-body radiation energy into work. *Physics Letters A* 244(1-3):31-4.
- Baehr V. 1968. Towards a definition of exergy efficiency: A systematic study. *Brennstoff-Wärme-Kraft* 20(5):197-244.
- Balta MT. 2012. Exergetic cost analysis and sustainability assessment of various low exergy heating systems. *Energy Build* 55:721-7.
- Balta MT, Kalinci Y, Hepbasli A. 2008. Evaluating a low exergy heating system from the power plant through the heat pump to the building envelope. *Energy Build* 40(10):1799-804.

- Barreneche C, Navarro ME, Fernández AI, Cabeza LF. 2013. Improvement of the thermal inertia of building materials incorporating PCM. evaluation in the macroscale. *Appl Energy* 109:428-32.
- Bejan A. 1997. *Advanced engineering thermodynamics*. 2nd ed. New York (USA): John Wiley & Sons Inc.
- Bejan A. 1987. Unification of three different theories concerning the ideal conversion of enclosed radiation, *J. sol. energy engng.* 109, 46–51, 1987. *Journal of Solar Energy Engineering* 109:46-51.
- Bejan A, Tsatsaronis G, Moran MJ. 1996. *Thermal design & optimization*. 1st ed. New York (USA): John Wiley & Sons Inc.
- Boelman Elisa C. and Sakulpipatsin Poppong. 2004. Critical analysis of exergy efficiency definitions applicable to buildings and building services. *Proceedings of the 21st conference on passive and low energy architecture (PLEA 2004)*; 19-22 September; Eindhoven, The Netherlands. .
- Bojić ML and Loveday DL. 1997. The influence on building thermal behavior of the insulation/masonry distribution in a three-layered construction. *Energy Build* 26(2):153-7.
- Bouache T, Limam K, Bosschaerts W. 2015. New thermal parameters identification approach applied to the thermal renovation of buildings. *Energy Build* 104:156-64.
- Bruges EA. 1959. *Available energy and the second law analysis:(Bibliog.)*. London: Butterworth Scientific Publication.
- Bruzgevicus P, Burlingis A, Stankevicius V, Pupeikis D, Norvaisiene R, Banionis K. 2013. Investigation into thermal capacitance of the building envelope. *Journal of Sustainable Architecture and Civil Engineering* 1(2):40-9.
- Caliskan H and Hepbasli A. 2010. Energy and exergy analyses of ice rink buildings at varying reference temperatures. *Energy Build* 42(9):1418-25.
- Candau Y. 2003. On the exergy of radiation. *Solar Energy* 75(3):241-7.
- Cengel YA and Ghajar AJ. 2011. *Heat and mass transfer: Fundamentals and applications*. 4th ed. New York: McGraw-Hill.
- Cheng R, Wang X, Zhang Y. 2014. Analytical optimization of the transient thermal performance of building wall by using thermal impedance based on thermal-electric analogy. *Energy Build* 80:598-612.
- Clark JA and Korybalski ME. 1974. Algebraic methods for the calculation of radiation exchange in an enclosure. *Wärme- Und Stoffübertragung* 7(1):31-44.

- Connelly L and Koshland CP. 2001. Exergy and industrial ecology—Part 1: An exergy-based definition of consumption and a thermodynamic interpretation of ecosystem evolution. *Exergy, an International Journal* 1(3):146-65.
- Cornelissen RL. 1997. Exergy, thermodynamics and sustainable development: The use of exergy analysis and the reduction of irreversibility. Enschede, The Netherlands: Technical University of Twente.
- Cornelissen RL and Hirs GG. 1997. Exergetic optimisation of a heat exchanger. *Energy Conversion and Management; Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems* 38(15):1567-76.
- Di Perna C, Stazi F, Casalena AU, D’Orazio M. 2011. Influence of the internal inertia of the building envelope on summertime comfort in buildings with high internal heat loads. *Energy Build* 43(1):200-6.
- Dincer I, Midilli A, Kucuk H. 2014. Progress in sustainable energy technologies: Generating renewable energy. New York (USA): Springer.
- Dincer I, Hussain MM, Al-Zaharnah I. 2004. Energy and exergy use in public and private sector of saudi arabia. *Energy Policy* 32(14):1615-24.
- Dincer I. 2002. On thermal energy storage systems and applications in buildings. *Energy Build* 34(4):377-88.
- DL n.311/2006. 2007. Disposizioni correttive ed integrative al decreto legislativo 19 agosto 2005, n. 192, recante attuazione della direttiva 2002/91/CE, relativa al rendimento energetico nell’edilizia. (en italiano).
- Dobbelsteen A. van den, Jansen S., Vernay A. L. and Gommans L. J. J. H. M. 2007a. Building within an energetic context - low-exergy design based on local energy potentials and excess or shortage of energy. Sun, wind and architecture: The proceedings of the 24th international conference on passive and low energy architecture (PLEA 2007) National University of Singapore, Singapore. .
- Dobbelsteen A. van den, Jansen S., Timmeren A. van and Roggema R. 2007b. Energy potential mapping – A systematic approach to sustainable regional planning based on climate change, local potentials and exergy. Proceedings of the CIB world building congress 2007 Cape Town, South Africa. .
- Dovjak M. 2012. Individualization of personal space in hospital environment. University of Nova Gorica, Slovenia.
- Dovjak M, Shukuya M, Krainer A. 2015. Connective thinking on building envelope – human body exergy analysis. *Int J Heat Mass Transfer* 90:1015-25.
- Dovjak M, Shukuya M, Olesen BW, Krainer A. 2010. Analysis on exergy consumption patterns for space heating in slovenian buildings. *Energy Policy* 38(6):2998-3007.

- Ertesvag IS. 2001. Society exergy analysis: A comparison of different societies. *Energy* 26(3):253-70.
- Evangelisti L, Guatari C, Gori P, De Lieto Vollaro R. 2015. In situ thermal transmittance for investigating differences between wall models and actual building performance. *Sustainability* 7:10388-98.
- Favrat D, Marechal F, Epelly O. 2008. The challenge of introducing an exergy indicator in a local law on energy. *Energy*; 19th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems ECOS 2006 33(2):130-6.
- Faye M, Lartigue B, Sambou V. 2015. A new procedure for the experimental measurement of the effective heat capacity of wall elements. *Energy Build* 103:62-9.
- Feng Y. 2004. Thermal design standards for energy efficiency of residential buildings in hot summer/cold winter zones. *Energy Build* 36(12):1309-12.
- Ferrari S. 2007. Building envelope and heat capacity: Re-discovering the thermal mass for winter energy saving. Proceedings of the 2nd PALENC conference and 28th AIVC conference on building low energy cooling and advanced ventilation technologies in the 21st century; 27-29 September; Crete Island, Greece. .
- Frangopoulos C. A. 1992. A introduction to environomic analysis and optimization of energy intensive systems. Proceedings of the international symposium on efficiency, costs and optimization and simulation of energy systems (ECOS'92); 15-18 June; Cracow, Poland. .
- Frangopoulos C. A. and Spakovsky M. R. von. 1993. A global environomic approach for energy systems analysis and optimization - part I. ENSEC '93 : Energy systems and ecology : Proceedings of the international conference; 5-9 July; Cracow, Poland. .
- Gasparella A, Pernigotto G, Baratieri M, Baggio P. 2011. Thermal dynamic transfer properties of the opaque envelope: Analytical and numerical tools for the assessment of the response to summer outdoor conditions. *Energy Build* 43(9):2509-17.
- Gebhart B. 1971. Heat transfer. 2nd ed. New York (USA): McGraw-Hill.
- Gliah O, Kruczek B, Etemad SG, Thibault J. 2011. The effective sky temperature: An enigmatic concept. *Heat and Mass Transfer* 47(9):1171-80.
- Gommans L. J. J. H. M. 2009. The use of material, space and energy from an exergetic perspective. Proceedings of the 3rd CIB international conference on smart and sustainable built environment (SASBE09) Delft, The Netherlands. .

- Gommans L. J. J. H. M. and Van Kann F. M. G. 2009. An exergy planning approach for the region parkstad limburg (NL). Proceedings of the 3rd CIB international conference on smart and sustainable built environment (SASBE09) Delft, The Netherlands. .
- Gommans LJJHM and Dobbelsteen Avd. 2007. Synergy between exergy and regional planning. .
- Gonçalves P, Rodrigues Gaspar A, Gameiro da Silva M. 2012. Energy and exergy-based indicators for the energy performance assessment of a hotel building. Energy Build 52(0):181-8.
- Gong M and Wall G. 2001. On exergy and sustainable development - part 2: Indicators and methods. Exergy, an International Journal 1(4):217-33.
- Gregory K, Moghtaderi B, Sugo H, Page A. 2008. Effect of thermal mass on the thermal performance of various australian residential constructions systems. Energy Build 40(4):459-65.
- Gunerhan H and Hepbasli A. 2007. Exergetic modeling and performance evaluation of solar water heating systems for building applications. Energy Build 39(5):509-16.
- Hepbasli A. 2012. Low exergy (LowEx) heating and cooling systems for sustainable buildings and societies. Renewable and Sustainable Energy Reviews 16(1):73-104.
- Hepbasli A. 2007. Exergetic modeling and assessment of solar assisted domestic hot water tank integrated ground-source heat pump systems for residences. Energy Build 39(12):1211-7.
- Hottel HC and Sarofim AF. 1967. Radiative transfer. New York (USA): McGraw Hill Book Co.
- Howell JR, Siegel R, Mengüç MP. 2011. Thermal radiation heat transfer. 5th ed. Boca Raton, FL (USA): CRC Press.
- Incropera F and DeWitt D. 2007. Fundamentals of heat and mass transfer. 6th ed. New York (USA): John Wiley & Sons.
- ISO. 2014. ISO 9869-1: Thermal insulation – building elements – in situ measurement of thermal resistance and thermal transmittance. part 1: Heat flow meter method.
. Geneva (Switzerland): ISO.
- Itard L. 2005a. Implementation of exergy calculations in an existing software tool for energy-flow calculations in the early design stage. Proceedings of the 9th conference on international building performance simulation association (IBPSA 2005); 15-18, August; Montreal, Canada. .

- Itard L. 2005b. Analysis of the exergy consumption of four types of buildings. Proceedings of the 2005 world sustainable building conference (SB05); 27-29 September; Eindhoven, The Netherlands. .
- Itard L. 2003. H.e.n.k., a software tool for the integrated design of buildings and installations in the early design stage. Proceedings of the 8th conference on international building performance simulation association (IBPSA 2003); 11-14, August; Eindhoven, The Netherlands. .
- Jansen S., Boelman E. C. and Korevaar G. 2009. Development of a semidynamic exergy analysis method for energy supply systems in the built environment. Proceedings of the 3rd international conference on smart and sustainable built environments (SASBE 2009); 15 June; Delft, The Netherlands. .
- Jeter SM. 1981. Maximum conversion efficiency for the utilization of direct solar radiation. *Solar Energy* 26(3):231-6.
- Jin X, Zhang X, Cao Y, Wang G. 2012. Thermal performance evaluation of the wall using heat flux time lag and decrement factor. *Energy Build* 47:369-74.
- Joshi AS, Dincer I, Reddy BV. 2009. Thermodynamic assessment of photovoltaic systems. *Solar Energy* 83(8):1139-49.
- Kalema T, Pylsy P, Hagengran P, Jóhannesson G, Airaksinen M, Dokka TH, Öberg M, Pöysti M, Rapp K, Keski-Opas J. 2006. Nordic thermal mass – effect on energy and indoor climate. Tampere (Finland): Institute of Energy and Process Engineering. Report nr 184.
- Karlsson J, Wadsö L, Öberg M. 2013. A conceptual model that simulates the influence of thermal inertia in building structures. *Energy Build* 60:146-51.
- Klein S. 2015. EES: Engineering equation solver. F-Chart Software, Wisconsin, Madison (USA). <http://www.fchart.com/ees/>.
- Klein S. 2010a. TRNSYS 17: A transient system simulation program. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison (USA). <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>.
- Klein S. 2010b. A transient system simulation program (TRNSYS 17) manual. Thermal Energy System Specialists. Madison, USA .
- Kontoleon KJ and Eumorfopoulou EA. 2008. The influence of wall orientation and exterior surface solar absorptivity on time lag and decrement factor in the greek region. *Renewable Energy* 33(7):1652-64.
- Kontoleon KJ and Bikas DK. 2007. The effect of south wall's outdoor absorption coefficient on time lag, decrement factor and temperature variations. *Energy Build* 39(9):1011-8.

- Kontoleon KJ, Theodosiou TG, Tsikaloudaki KG. 2013. The influence of concrete density and conductivity on walls' thermal inertia parameters under a variety of masonry and insulation placements. *Appl Energy* 112:325-37.
- Konuklu Y, Ostry M, Paksoy HO, Charvat P. 2015. Review on using microencapsulated phase change materials (PCM) in building applications. *Energy Build* 106:134-55.
- Kossecka E and Kosny J. 2002. Influence of insulation configuration on heating and cooling loads in a continuously used building. *Energy Build* 34(4):321-31.
- Kotas TJ. 1995. The exergy method of thermal plant analysis. 2nd ed. Malabar, Florida (USA): Krieger Publishing.
- Kyle BG. 1999. Chemical and process thermodynamics. Third ed. New Jersey, USA: Prentice Hall.
- Lienhard JH. 2006. A heat transfer textbook. 3rd ed. Cambridge, MA (USA): Phlogiston Press.
- Lior N and Zhang N. 2007. Energy, exergy, and second law performance criteria. *Energy; ECOS 05.18th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation, and Environmental Impact of Energy Systems ECOS 05* 32(4):281-96.
- Lohani SP. 2010. Energy and exergy analysis of fossil plant and heat pump building heating system at two different dead-state temperatures. *Energy* 35(8):3323-31.
- Lohani SP and Schmidt D. 2010. Comparison of energy and exergy analysis of fossil plant, ground and air source heat pump building heating system. *Renewable Energy* 35(6):1275-82.
- Network of International Society for Low Exergy Systems in Buildings [Internet]; c2008 [cited 2015 11/20]. Available from: <http://www.lowex.net/>.
- Marmolejo-Correa D and Gundersen T. 2012. A comparison of exergy efficiency definitions with focus on low temperature processes. *Energy; Integration and Energy System Engineering, European Symposium on Computer-Aided Process Engineering 2011* 44(1):477-89.
- Martin K. 2009. Caracterización del comportamiento de los puentes térmicos en régimen estacionario y dinámico mediante ensayos y cálculo. su influencia en la demanda energética de edificios de viviendas. PhD Thesis. Universidad del País Vasco / Euskal Herriko Unibertsitatea.
- Martin M and Berdahl P. 1984. Characteristics of infrared sky radiation in the united states. *Solar Energy* 33(3):321-36.
- MATLAB. 2013. MATLAB R2013a. The MathWorks Inc. Natick, Massachusetts (USA).

- Meteotest. 2008. METEONORM version 6.1. Meteotest, Bern (Switzerland). www.meteonorm.com.
- Ministerio de Vivienda. 2013. Código técnico de la edificación (CTE). DB-HE ahorro de energía. Madrid: (Orden FOM/1635/2013, de 10 de septiembre, por la que se actualiza el Documento Básico DB-HE «Ahorro de Energía», del Código Técnico de la Edificación, aprobado por Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo.).
- Ministerio de Vivienda. 2006. Código técnico de la edificación. documento básico DB-HE: Ahorro de energía. Madrid: (RD 314/2006 de 17 de marzo de 2006).
- Moran MJ. 1989. Availability analysis: A guide to efficient energy use. 2nd ed. New York (USA): ASME Press.
- Moran MJ, Shapiro HN, Boettner DD, Bailey MB. 2010. Fundamentals of engineering thermodynamics. John Wiley & Sons.
- Ng S, Low K, Tioh N. 2011. Newspaper sandwiched aerated lightweight concrete wall panels—Thermal inertia, transient thermal behavior and surface temperature prediction. *Energy Build* 43(7):1636-45.
- Nishikawa R. and Shukuya Masanori. 1999. Numerical analysis on the production of cool exergy by making use of heat capacity of building envelopes. Proceedings of the sixth international IBPSA conference (BS'99), kyoto, japan. Tokyo, Japan. . 129 p.
- Orosa JA and Oliveira AC. 2012. A field study on building inertia and its effects on indoor thermal environment. *Renewable Energy* 37(1):89-96.
- Ozgener L, Hepbasli A, Dincer I. 2006. Effect of reference state on the performance of energy and exergy evaluation of geothermal district heating systems: Balcova example. *Build Environ* 41(6):699-709.
- Petela R. 1964. Exergy of heat radiation. *Journal of Heat Transfer* 86(2):187-92.
- Petela R. 2010. Engineering thermodynamics of thermal radiation for solar power utilization. 1st ed. New York (USA): McGraw-Hill.
- Petela R. 2003. Exergy of undiluted thermal radiation. *Solar Energy* 74(6):469-88.
- Planck M. 1959. The theory of heat radiation, translation from german by M. masius. 2nd ed. New York: The Maple Press.
- Pomianowski M, Heiselberg P, Zhang Y. 2013. Review of thermal energy storage technologies based on PCM application in buildings. *Energy Build* 67:56-69.
- Prando D, Gudmundsson GPK, Gudmundsson K, Molinari M. 2011. Global sensitivity analysis performance. .

- Presidencia del Gobierno. 1979. Norma básica de edificación NBE-CT-79, sobre condiciones térmicas en los edificios. Madrid: (Real Decreto 2429/1979, de 6 de julio de 1979).
- Rant Z. 1956. Exergy, a new word for "technical available word". *Forschung Auf Dem Gebiete Des Ingenieurwesens* (in German) 22:36-7.
- Réglementation Thermique. 2012. [Http://Www.rt-batiment.fr/](http://Www.rt-batiment.fr/). (acceso 26/10/2015).
- Rosen MA. 2002. Does industry embrace exergy? *Exergy, an International Journal* 2(4):221-3.
- Rosen MA and Dincer I. 2004. Effect of varying dead-state properties on energy and exergy analyses of thermal systems. *International Journal of Thermal Sciences* 43(2):121-33.
- Rosen MA and Dincer I. 2001. Exergy as the confluence of energy, environment and sustainable development. *Exergy, an International Journal* 1(1):3-13.
- Rossi M and Rocco VM. 2014. External walls design: The role of periodic thermal transmittance and internal areal heat capacity. *Energy Build* 68, Part C:732-40.
- Ruivo CR, Ferreira PM, Vaz DC. 2013. On the error of calculation of heat gains through walls by methods using constant decrement factor and time lag values. *Energy Build* 60:252-61.
- Saidur R, BoroumandJazi G, Mekhlif S, Jameel M. 2012. Exergy analysis of solar energy applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16(1):350-6.
- Saitoh H, Hamada Y, Kubota H, Nakamura M, Ochifuji K, Yokoyama S, Nagano K. 2003. Field experiments and analyses on a hybrid solar collector. *Appl Therm Eng* 23(16):2089-105.
- Sakulpipatsin P, Van Der Kooi H, Itard L, Boelman E. 2008. The influence of possible definitions of a reference environment to determine the exergy of air in buildings. *International Journal of Exergy* 5(3):275-95.
- Sakulpipatsin P. 2008. Exergy efficient building design. PhD Thesis. TU Delft, Delft University of Technology.
- Sakulpipatsin Poppong, Boelman Elisa and Schmidt Dietrich. 2005. Exergy analysis applied to building design. 7th nordic symposium on building physics. reykjavik, icelandCiteseer.
- Sakulpipatsin P, Itard LCM, van dK, Boelman EC, Luscuere PG. 2010. An exergy application for analysis of buildings and HVAC systems. *Energy Build* 42(1):90-9.

- Sala JM, Lopez-González LM, Ruiz de Adana M, Míguez JL, Eguia J, Flores I. 2006. Exergetic analysis and thermoeconomic study for a container-housed engine. *Appl Therm Eng* 26(16):1840-50.
- Santarelli M and Macagno S. 2004. A thermoeconomic analysis of a PV-hydrogen system feeding the energy requests of a residential building in an isolated valley of the alps. *Energy Conversion and Management* 45(3):427-51.
- Schmidt D. 2012. Benchmarking of low'exergy'buildings. *International Journal of Exergy* 11(4):473-80.
- Schmidt D. 2004a. Methodology for the modelling of thermally activated building components in low exergy design. .
- Schmidt D. 2004b. Design of low exergy buildings: Method and a pre-design tool. *The International Journal of Low Energy and Sustainable Buildings* 3(2004):1-47.
- Schweiker M and Shukuya M. 2010. Comparative effects of building envelope improvements and occupant behavioural changes on the exergy consumption for heating and cooling. *Energy Policy* 38(6):2976-86.
- Seem JE. 1987. Modeling of heat in buildings. PhD Thesis. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison (USA).
- Shukuya M and Hammache A. 2002. Introduction to the concept of exergy – for a better understanding of low-temperature-heating and high-temperature-cooling systems. Espoo, Finland: Technical Research Centre of Finland. Report nr VTT Research Notes, 2158, 41 p. + app. 17 p., ISBN 951-38-6074-4.
- Shukuya M. 2013. *Exergy: Theory and applications in the built environment*. London, UK: Springer-Verlag.
- Shukuya M. 2009. Exergy concept and its application to the built environment. *Build Environ* 44(7):1545-50.
- Shukuya Masanori. 1996. Warm exergy and cool exergy. Proceedings of annual meeting, building science section. Architectural Institute of Japan. .
- Shukuya Masanori. 1994. Energy, entropy, exergy and space heating systems. Proceedings of the 3rd international conference "healthy buildings '94"; 22-25 August; Budapest, Hungary. .
- Smith GD. 1985. Numerical solution of partial differential equations: The finite difference method. 3rd ed. Oxford (UK): Clarendon Press.
- Spakovsky M. R. von and Frangopoulos C. A. 1993. A global environomic approach for energy systems analysis and optimization - part II. ENSEC '93 : Energy systems and ecology : Proceedings of the international conference; 5-9 July; Cracow, Poland. .

- Spanner DC. 1964. Introduction to thermodynamics. London (UK): Academic Press.
- Sparrow EM and Cess RD. 1966. Radiative heat transfer. Belmont, California (USA): Brooks/Cole Publishing.
- SREX: Synergie tussen regionale planning en exergie [Internet]; c2012 [cited 2015 11/15]. Available from: <http://www.exergieplanning.nl/>.
- Stéphan E, Cantin R, Caucheteux A, Tasca-Guernouti S, Michel P. 2014. Experimental assessment of thermal inertia in insulated and non-insulated old limestone buildings. *Build Environ* 80:241-8.
- Stephenson DG and Mitalas G. 1971. Calculation of heat conduction transfer functions for multi-layers slabs. *Air Cond.Engrs.Trans;(United States)* 77.
- Stremke S. 2010. Designing sustainable energy landscapes: Concepts, principles and procedures. Wageningen University, Wageningen (The Netherlands).
- Stremke Sven. 2009. Transition to sustainable energy system in south limburg: A regional case-study. Proceedings of the international conference on renewable energy approaches for the spatial environment (increase II) Groningen: Province of Groningen and Beijing, UIBE. .
- Stremke S and Koh J. 2011. Integration of ecological and thermodynamic concepts in the design of sustainable energy landscapes. *Landscape Journal* 30(2):194-213.
- Stremke S, Dobbelsteen Avd, Koh J. 2011. Exergy landscapes: Exploration of second-law thinking towards sustainable landscape design. *International Journal of Exergy* 8(2):148-74.
- Strub F, Castaing-Lasvignottes J, Strub M, Pons M, Monchoux F. 2005. Second law analysis of periodic heat conduction through a wall. *International Journal of Thermal Sciences; A Tribute to Bernard Spinner (1940-2004)* 44(12):1154-60.
- Sun C, Shu S, Ding G, Zhang X, Hu X. 2013. Investigation of time lags and decrement factors for different building outside temperatures. *Energy Build* 61:1-7.
- Szargut J. 2005. Exergy method: Technical and ecological applications. WIT press.
- Szargut J, Morris D, Steward FR. 1988. Exergy analysis of thermal, chemical, and metallurgical processes. New York (USA): Hemisphere Publishing Corporation.
- The Building Regulations; [Internet]: [cited 2015 11/15]; c2010 [cited 2015 11/15]. Available from: <http://www.legislation.gov.uk/uksi/2010/2214/contents/made>.
- Tonelli C and Grimaudo M. 2014. Timber buildings and thermal inertia: Open scientific problems for summer behavior in mediterranean climate. *Energy Build* 83:89-95.

- Torio H and Schmidt D. 2011. ECBCS Annex49—Low exergy systems for high performance buildings and communities.(annex 49 final report). München (Germany): Fraunhofer IBP/IEA:.
- Torio H. 2012. Comparison and optimization of building energy supply systems through exergy analysis and its perspectives. PhD Thesis. Technische Universität München.
- Torio H, Angelotti A, Schmidt D. 2009. Exergy analysis of renewable energy-based climatisation systems for buildings: A critical view. *Energy Build* 41(3):248-71.
- Tronchin L and Fabbri K. 2008. Analysis of buildings' energy consumption by means of exergy method. *International Journal of Exergy* 5(5-6):605-25.
- Tsatsaronis G. 2007. Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics. *Energy*; ECOS 05.18th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation, and Environmental Impact of Energy Systems ECOS 05 32(4):249-53.
- Tsatsaronis G. 1993. Thermo-economic analysis and optimization of energy systems. *Progress in Energy and Combustion Science* 19(3):227-57.
- Tsilingiris PT. 2006. Parametric space distribution effects of wall heat capacity and thermal resistance on the dynamic thermal behavior of walls and structures. *Energy Build* 38(10):1200-11.
- U.S. Department of Energy. 2015. Building technology program, EnergyPlus 8.4.0. documentation. engineering reference. Energy Efficiency and Renewable Energy Office. <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/>.
- Ulgen K. 2002. Experimental and theoretical investigation of effects of wall's thermophysical properties on time lag and decrement factor. *Energy Build* 34(3):273-8.
- Utlu Z and Hepbasli A. 2007. Parametrical investigation of the effect of dead (reference) state on energy and exergy utilization efficiencies of residential and commercial sectors: A review and an application. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11(4):603-34.
- Utlu Z and Hepbasli A. 2006. Estimating the energy and exergy utilization efficiencies for the residential and commercial sector: An application. *Energy Policy* 34(10):1097-105.
- Wall G. 1990. Exergy conversion in the Japanese society. *Energy* 15(5):435-44.
- Wall G and Gong M. 2001. On exergy and sustainable development - part 1: Conditions and concepts. *Exergy, an International Journal* 1(3):128-45.

- Wall G, Sciubba E, Naso V. 1994. Exergy use in the italian society. *Energy* 19(12):1267-74.
- Wright SE. 2007. Comparative analysis of the entropy of radiative heat transfer and heat conduction. *International Journal of Thermodynamics* 10(1):27-35.
- Wright SE, Rosen MA, Scott DS, Haddow JB. 2002. The exergy flux of radiative heat transfer for the special case of blackbody radiation. *Exergy, an International Journal* 2(1):24-33.
- Wright S. E., Scott D. S., Haddow J. B. and Rosen M. A. 2000. The upper limit to solar energy conversion. *Energy conversion engineering conference and exhibit, 2000. (IECEC) 35th intersociety.* 384 p.
- Yildiz A and Güngör A. 2009. Energy and exergy analyses of space heating in buildings. *Appl Energy* 86(10):1939-48.
- Yucer CT and Hepbasli A. 2011. Thermodynamic analysis of a building using exergy analysis method. *Energy Build* 43(2):536-42.
- Zamfirescu C and Dincer I. 2009. How much exergy one can obtain from incident solar radiation? *J Appl Phys* 105(4):044911.
- Zhang C, Wang Y, Zheng C, Lou X. 2006. Exergy cost analysis of a coal fired power plant based on structural theory of thermoeconomics. *Energy Conversion and Management* 47(7):817-43.
- Zhou Y and Gong G. 2013. Exergy analysis of the building heating and cooling system from the power plant to the building envelop with hourly variable reference state. *Energy Build* 56(0):94-9.

ANEXO A

CÓDIGO MATLAB DEL MÉTODO DINÁMICO DETALLADO

RESUMEN

En este Anexo se muestra el código de programación utilizado en Matlab para la resolución de los intercambios de energía y exergía a través de la pared objeto del edificio de referencia.

1 Introducción

En el siguiente apartado se muestra el código empleado para la resolución de los intercambios de energía y exergía a través de las soluciones constructivas reales analizadas en el Capítulo 4. El código utilizado en el Capítulo 3, para el análisis de la pared homogénea, difiere ligeramente del aquí presentado. Como podría considerarse un caso particular de solución constructiva formada por un único material, se ha decidido no incluir dicho código, ya que puede desarrollarse a partir del caso más general.

Con objeto de poder analizar de manera sistemática varios casos a la vez, el código está planteado mediante un bucle que va leyendo los datos de partida del archivo correspondiente, realiza los cálculos con un paso de tiempo de 1 minuto, para un periodo de dos años y escribe los resultados correspondientes al último año en el archivo correspondiente. Como se ha comentado a lo largo de la tesis, el periodo de inicialización no es necesario que sea de 1 año. Si se ha utilizado así, es por facilidad de programación.

A la hora de llamar a las variables, se ha decidido utilizar el castellano, el inglés y el euskara, con objeto de no repetir nombres ni tener que usar nombres de variables excesivamente largos.

Se incluyen diversos comentarios explicativos del código para una comprensión más sencilla.

Finalmente sólo resta comentar que el algoritmo de resolución mediante diferencias finitas está programado según el método implícito. De esta manera se pueden utilizar pasos de tiempo superiores al utilizado en esta tesis, sin miedo a que se produzcan problemas de estabilidad en la solución obtenida.

2 Código desarrollado

```
% CÁLCULO DE LOS FLUJOS DE EXERGÍA DE UNA PARED (INCLUYENDO LAS CAPAS  
% LIMITE SUPERIOR Y EXTERIOR) SEGÚN EL METODO DINAMICO DETALLADO.  
% LOS DATOS SE LEEN DEL ARCHIVO DE RESULTADOS DE TRNSYS.  
% LOS DATOS SON LOS VALORES DE TEMPERATURA EXTERIOR, RADIACION GLOBAL  
% ABSORBIDA, TEMPERATURA SUPERFICIAL EXTERIOR Y TEMPERATURA  
% SUPERFICIAL  
% INTERIOR.  
% HAY QUE ESPECIFICAR LOS DATOS DE LA PARED (CONDUCTIVIDAD, DENSIDAD,  
% CALOR ESPECÍFICO Y ESPESOR) ASI COMO LAS PROPIEDADES DE RADIACION,  
% FACTORES DE VISION Y COEFICIENTES DE CONVECCION  
% EN ESTE EJEMPLO LOS DATOS SON LOS CORRESPONDIENTES A LA PARED 01  
% ANALIZADA EN LA TESIS
```

```
clc
```

```
clear
```

```
% Nombres de los archivos donde se guardaran los resultados
```

```
Emaitzak{1}='Results Wall 01 A3';  
Emaitzak{2}='Results Wall 01 A4';  
Emaitzak{3}='Results Wall 01 B3';  
Emaitzak{4}='Results Wall 01 B4';  
Emaitzak{5}='Results Wall 01 C1';  
Emaitzak{6}='Results Wall 01 C2';  
Emaitzak{7}='Results Wall 01 C3';  
Emaitzak{8}='Results Wall 01 C4';  
Emaitzak{9}='Results Wall 01 D1';  
Emaitzak{10}='Results Wall 01 D2';  
Emaitzak{11}='Results Wall 01 D3';  
Emaitzak{12}='Results Wall 01 E1';  
Emaitzak{13}='Results Wall 01 Alpha3';
```

```
% Datos del archivo excel donde se leeran las variables de entrada
```

```
Sarrerak{1}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_011.xlsx';  
Sarrerak{2}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_012.xlsx';  
Sarrerak{3}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_013.xlsx';  
Sarrerak{4}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_014.xlsx';  
Sarrerak{5}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_015.xlsx';
```

```
Sarrerak{6}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_016.xlsx';  
Sarrerak{7}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_017.xlsx';  
Sarrerak{8}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_018.xlsx';  
Sarrerak{9}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_019.xlsx';  
Sarrerak{10}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_0110.xlsx';  
Sarrerak{11}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_0111.xlsx';  
Sarrerak{12}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_0112.xlsx';  
Sarrerak{13}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_0113.xlsx';
```

```
Hoja{1}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_011';  
Hoja{2}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_012';  
Hoja{3}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_013';  
Hoja{4}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_014';  
Hoja{5}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_015';  
Hoja{6}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_016';  
Hoja{7}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_017';  
Hoja{8}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_018';  
Hoja{9}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_019';  
Hoja{10}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_0110';  
Hoja{11}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_0111';  
Hoja{12}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_0112';  
Hoja{13}='TESIS_CUBO_REAL_WALL_0113';
```

```
% Constants
```

```
sigma = 5.67e-8;           %[W/m^2.K^4] Stefan-Boltzmann constant  
Tsun = 6000;              %[K] Temperature of the Sun
```

```
% Numerical grid and constants
```

```
dx = 0.005;                % [m]  
dt = 60;                   % [s]  
Area = 10;                 %[m^2]  
h_cv_e = 72/3.6;          %[W/m^2.K]  
h_cv_i = 9/3.6;           %[W/m^2.K]  
alpha_e = 0.7;            %[-]  
emis_e = 0.9;             %[-]  
emis_i = 0.9;            %[-]
```

```

% VIEW FACTORS and SURFACES [-]
% 1 South wall; 2 Vertical adjacent walls; 3 Floor; 4 Ceiling; 5
North wall
F(1,1)=0; F(1,2)=0.332; F(1,3)=0.2636; F(1,4)=0.2636; F(1,5)=0.1408;
F(2,1)=0.166;      F(2,2)=0.1408;      F(2,3)=0.2636;      F(2,4)=0.2636;
F(2,5)=0.166;
F(3,1)=0.16475;      F(3,2)=0.3295;      F(3,3)=0;      F(3,4)=0.341;
F(3,5)=0.16475;
F(4,1)=0.16475;      F(4,2)=0.3295;      F(4,3)=0.341;      F(4,4)=0;
F(4,5)=0.16475;
F(5,1)=0.1408; F(5,2)=0.332; F(5,3)=0.2636; F(5,4)=0.2636; F(5,5)=0;

Area_S(1)=10;      Area_S(2)=20;      Area_S(3)=16;      Area_S(4)=16;
Area_S(5)=10;%[m^2]

A_s = zeros (5);
emis = zeros (5);
reflec = zeros (5);
I = eye(5);
for i = 1:5
    A_s(i,i)=Area_S(i);
    emis(i,i)=emis_i;
    reflec(i,i)= 1-emis_i;
end

% Gebhart matrix for longwave radiation exchange
G = (I-F*reflec)\F*emis; % Dimensionless Gebhart matrix
G_dim = (I- transpose(G))*A_s*emis*sigma; % Auxiliary matrix with
dimension [W/K^4]

% ***** DEFINICION DE LA PARED *****
% Propiedades físicas de la pared objeto
% La pared se define desde el interior al exterior
Thickness = [0.015 0.070 0.150 0.015];
Lambda = [0.25 0.035 0.43 1.3];
Rho = [825 50 1200 1900];
Specific_heat = [1000 1000 800 1000];

numoflayers = numel(Thickness); % Numero de capas de la pared
numerodefinteras = numoflayers -1; % Numero de interfaces entre
materiales
  
```

```

espesor_total = sum(Thickness);

% ***** DEFINITION OF MATRIX OF COEFICIENTS
%*****

%***** PREALLOCATION *****

R = zeros(1,numoflayers);
Difusivity = zeros(1,numoflayers);
K = zeros(1,numoflayers);
K1 = zeros(1,numoflayers);
espesor_acum = zeros(1,numoflayers);
frontera=zeros(1,numerodefronteras);
nodofrontera=zeros(1,numerodefronteras);
K_previous = zeros(1,numerodefronteras);
K_next = zeros(1,numerodefronteras);
K1_interfaz = zeros(1,numerodefronteras);

%*****

for i=1:numoflayers
    R(i)=Thickness(i)/Lambda(i); %Resistencia termica de cada capa
    Difusivity(i)=Lambda(i)/(Rho(i)*Specific_heat(i)); %Difusividad
    de cada capa [m^2/s]
    K(i)= Difusivity(i)*dt/(dx*dx);
    K1(i) = 1 + 2*K(i); %This is the other repeated constant in the
    matrix
end

R_total = sum(R);
Transmitancia = 1/(0.17+R_total);
disp('La transmitancia [W/m^2·K] de la pared es:');
disp(Transmitancia);

% Constantes para las ecuaciones en los nodos interfaz entre dos
% materiales
for j = 1:numerodefronteras

C1=(2*dt)/((Rho(j)*Specific_heat(j)+Rho(j+1)*Specific_heat(j+1))*dx^2
);
    
```

```
K_previous(j) = C1*Lambda(j); % Para el nodo a la izquierda de la
frontera
K_next(j) = C1*Lambda(j+1); % Para el nodo a la derecha de la
frontera
K1_interfaz(j) = 1+(Lambda(j)+Lambda(j+1))*C1; % Para el nodo en
la frontera
end

espesor_acum(1) = Thickness(1);
for i = 2:numoflayers
    espesor_acum(i) = espesor_acum(i-1)+Thickness(i);
end

if espesor_acum(numoflayers) == espesor_total
    disp('Parece que todo va ok')
end

% Calculamos la posicion de las interfaces entre materiales

frontera(1) = 1+ int8(Thickness(1)/dx);
for j=2:numoflayers-1
    frontera(j)= frontera(j-1)+Thickness(j)/dx;
end
disp(frontera);

% Calculamos el numero de nodos
M = espesor_total/dx;
nodokopurua = M + 1;
MP1 = round(nodokopurua);

N = MP1 - 2; % Number of equations. This is the number of elements
of the matrix
%Create the Matrix

A = zeros(N,N); % Inicializamos la Matriz
j=1; % Inicializamos el contador

for r=1:N
    distance = r*dx;
```

```
if distance <= espesor_acum(j)
    A(r,r)=K1(j);           %Diagonal constants
else % Corrección si existen varios materiales
    j=j+1; %Pasamos al siguiente material
    A(r,r)=K1(j);           %Diagonal constants
end
end

z=1; % Inicializamos el contador

for r1=1:N-1
    distancel = r1*dx;
    if distancel < espesor_acum(z)
        A(r1,r1+1)=-K(z); %Constants over the diagonal
        A(r1+1,r1)=-K(z); %Constants under the diagonal
    else % Corrección para tener en cuenta la union de dos
    materiales
        z=z+1; %Pasamos al siguiente material
        A(r1,r1+1)= -K(z); %Constants over the diagonal
        A(r1+1,r1)= -K(z); %Constants under the diagonal
    end
end

% Modificamos los elementos correspondientes a las interfaces entre
dos
% materiales diferentes. Como la matriz empieza en el nodo 2 hay que
% descontar 1 a la posicion de la frontera

for rfront = 1:numerodefronteras
    pos_front = frontera(rfront)-1;
    A(pos_front,pos_front)=K1_interfaz(rfront); %Diagonal
constants
    A(pos_front,pos_front-1)= -K_previous(rfront); %Constants
under the diagonal
    A(pos_front,pos_front+1)= -K_next(rfront); %Constants over
the diagonal
end

% Create the mass and Cp vectors
masa = zeros(1,MP1); %Preallocation
```

```
Cp = zeros(1,MP1);    %Preallocation
Heat_capacity = zeros(1,MP1);    %Preallocation
mat=1;    %Preallocation

for r2 = 1:MP1
    if r2 <= round(1 + espesor_acum(mat)/dx)
        masa(r2)=Rho(mat)*Area*dx;    % Masa del elemento de volumen
        asociada a ese nodo
        Cp(r2)=Specific_heat(mat); % Calor especifico del material
        asociado a ese nodo.
    else    % Corrección si existen varios materiales
        mat=mat+1;    %Pasamos al siguiente material
        masa(r2)=Rho(mat)*Area*dx;    % Masa del elemento de volumen
        asociada a ese nodo
        Cp(r2)=Specific_heat(mat); % Calor especifico del material
        asociado a ese nodo.
    end
end

% Corrección de los nodos superficiales y frontera entre dos
materiales.
masa(1) = masa(1)/2;    % Corregimos la masa del primer nodo ya que
está asociado a medio dx.
masa(MP1) = masa(MP1)/2;    % Corregimos la masa del último nodo ya
que está asociado a medio dx.

for s=1:numerodefronteras
    interfaz=frontera(s);

    Cp(interfaz)=(masa(interfaz)*Cp(interfaz)+masa(interfaz+1)*Cp(interfa
z+1))/(masa(interfaz)+masa(interfaz+1));
    masa(interfaz)=(masa(interfaz)+masa(interfaz+1))/2;

end

for z=1:numoflayers
    Heat_capacity(z)=Thickness(z)*Rho(z)*Specific_heat(z);
end
Capacidad = (sum(Heat_capacity)/espesor_total)/1e6;

for caso = 1:13
```

```
% Nombre del archivo donde se guardaran los resultados
Resultfile = Emaitzak{caso};

% Datos del archivo excel donde se leeran las variables de entrada
Datafile = Sarrerak{caso};
Sheet = Hoja{caso};
Range='A3:K8762';

% Lectura de los datos seleccionados

num=xlsread(Datafile,Sheet,Range); % Matriz donde se almacenan todas
las temperaturas de interes

Hourtrnsys = num(:,1)'+8760; % Vector con las horas del año
Texttrnsys = num(:,2)'; % Vector con la temperatura exterior
Tsextrnsys = num(:,9)'; % Vector con la temperatura superficial
exterior pared sur
Tsintrnsys = num(:,5)'; % Vector con la temperatura superficial
interior pared sur
Tsint_S2_trnsys = num(:,4)'; % Vector con la temperatura superficial
interior de las paredes adyacentes adiabaticas
Tsint_S3_trnsys = num(:,3)'; % Vector con la temperatura superficial
interior del suelo
Tsint_S4_trnsys = num(:,6)'; % Vector con la temperatura superficial
interior del techo
Tsint_S5_trnsys = num(:,8)'; % Vector con la temperatura superficial
interior pared norte
Tintrnsys = num(:,10)'; % Vector con la temperatura interior del
recinto
Qsolar_trnsys = alpha_e*Area*num(:,11)'; % Vector con la radiacion
solar absorbida por la pared exterior

hoursperyear = numel(Hourtrnsys); % Número de elementos del vector

% Creación de los vectores de datos para la resolución.
% Son dos años completos para evitar errores de inicialización

numofhours = 2*hoursperyear; % Número de horas totales a simular

if numofhours == 17520
```

```

disp('Parece que todo va ok')
end

simperhour = 60;      %Numero de simulaciones por hora.
numofsimulations = numofhours*simperhour; % Número de simulaciones
total a realizar

T_0 = [Texttrnsys Texttrnsys]; % Vector con los valores de
Texterior de 2 años consecutivos
Tso = [Tsexttrnsys Tsexttrnsys]; % Vector con los valores de
Tsexterior de 2 años consecutivos
Tsi = [Tsintrnsys Tsintrnsys]; % Vector con los valores de
Tsinterior de 2 años consecutivos
Tsint_S2 = [Tsint_S2_trnsys+273 Tsint_S2_trnsys+273]; % Vector con
los valores de Tsinterior de las paredes adiabaticas [K] de 2 años
consecutivos
Tsint_S3 = [Tsint_S3_trnsys+273 Tsint_S3_trnsys+273]; % Vector con
los valores de Tsinterior del suelo [K] de 2 años consecutivos
Tsint_S4 = [Tsint_S4_trnsys+273 Tsint_S4_trnsys+273]; % Vector con
los valores de Tsinterior del techo [K] de 2 años consecutivos
Tsint_S5 = [Tsint_S5_trnsys+273 Tsint_S5_trnsys+273]; % Vector con
los valores de Tsinterior pared norte [K] de 2 años consecutivos
T_i = [Tintrnsys Tintrnsys]; % Vector con los valores de Tª aire
interior de 2 años consecutivos
Qsolar = [Qsolar_trnsys Qsolar_trnsys]; % Vector con los valores de
radiacion solar absorbida de 2 años consecutivos
Ti = 15; % Initial value of temperature of the nodes

% ***** PREALLOCATION *****

qconde = zeros(1,simperhour); %Preallocation
qcondi = zeros(1,simperhour); %Preallocation
Q_heat_sim = zeros(1,simperhour); %Preallocation
Q_cool_sim = zeros(1,simperhour); %Preallocation
qconvi = zeros(1,simperhour); %Preallocation
q_rad_sl_sim = zeros(1,simperhour); %Preallocation
q_rad_abs_sl_sim = zeros(1,simperhour); %Preallocation
qconve = zeros(1,simperhour); %Preallocation
q_radswe = zeros(1,simperhour); %Preallocation
q_sky = zeros(1,simperhour); %Preallocation
T_sky = zeros(1,simperhour); %Preallocation
qacum_sim = zeros(1,simperhour); %Preallocation

```

```
dS_sim = zeros(1,simperhour);           %Preallocation
dB_sim = zeros(1,simperhour);           %Preallocation
B_qe_sim = zeros(1,simperhour);         %Preallocation
B_qi_sim = zeros(1,simperhour);         %Preallocation
B_qi_recuperada_sim = zeros(1,simperhour);%Preallocation
B_qi_perdida_sim = zeros(1,simperhour); %Preallocation
B_q_cv_i_sim = zeros(1,simperhour);     %Preallocation
B_q_rad_s1_sim = zeros(1,simperhour);   %Preallocation
B_q_rad_s2_sim = zeros(1,simperhour);   %Preallocation
B_q_rad_s3_sim = zeros(1,simperhour);   %Preallocation
B_q_rad_s4_sim = zeros(1,simperhour);   %Preallocation
B_q_rad_s5_sim = zeros(1,simperhour);   %Preallocation
B_q_rad_abs_si_sim = zeros(1,simperhour);%Preallocation
I_si_sim = zeros(1,simperhour);         %Preallocation
B_q_cv_e_sim = zeros(1,simperhour);     %Preallocation
B_q_rad_sw_e_sim = zeros(1,simperhour); %Preallocation
B_q_rad_lw_e_sim = zeros(1,simperhour); %Preallocation
I_se_sim = zeros(1,simperhour);         %Preallocation
T_solaire = zeros(1,simperhour);        %Preallocation
qconve_sa = zeros(1,simperhour);        %Preallocation
B_q_cv_e_sa_sim = zeros(1,simperhour);  %Preallocation
I_se_sa_sim = zeros(1,simperhour);      %Preallocation

t = zeros(1,numofhours);                 %Preallocation
kanpokot = zeros(1,numofhours);         %Preallocation
Tempexterior = zeros(1,numofhours);     %Preallocation
Tempinterior = zeros(1,numofhours);     %Preallocation
T_sky_hour = zeros(1,numofhours);       %Preallocation
qe_instant = zeros(1,numofhours);       %Preallocation
qi_instant = zeros(1,numofhours);       %Preallocation
qcondi_hour = zeros(1,numofhours);      %Preallocation
qconde_hour = zeros(1,numofhours);      %Preallocation
Q_heat_hour = zeros(1,numofhours);      %Preallocation
Q_cool_hour = zeros(1,numofhours);      %Preallocation
qconvi_hour = zeros(1,numofhours);      %Preallocation
qradi_hour = zeros(1,numofhours);       %Preallocation
qrad_abs_i_hour = zeros(1,numofhours);  %Preallocation
qconve_hour = zeros(1,numofhours);      %Preallocation
q_sky_hour = zeros(1,numofhours);       %Preallocation
```

```
qacum_hour = zeros(1,numofhours);           %Preallocation
DeltaS_hour = zeros(1,numofhours);          %Preallocation
DeltaB_hour = zeros(1,numofhours);          %Preallocation
B_qe_hour = zeros(1,numofhours);            %Preallocation
B_qi_hour = zeros(1,numofhours);            %Preallocation
B_qi_recuperada_hour = zeros(1,numofhours); %Preallocation
B_qi_perdida_hour = zeros(1,numofhours);    %Preallocation
I_wall_hour = zeros(1,numofhours);          %Preallocation
W_hour = zeros(1,numofhours);                %Preallocation
B_q_rad_i_hour = zeros(1,numofhours);       %Preallocation
B_q_rad_abs_i_hour = zeros(1,numofhours);   %Preallocation
B_q_cv_i_hour = zeros(1,numofhours);        %Preallocation
I_si_hour = zeros(1,numofhours);            %Preallocation
B_q_cv_e_hour = zeros(1,numofhours);        %Preallocation
B_q_rad_sw_e_hour = zeros(1,numofhours);    %Preallocation
B_q_rad_lw_e_hour = zeros(1,numofhours);    %Preallocation
I_se_hour = zeros(1,numofhours);            %Preallocation
T_solair = zeros(1,numofhours);              %Preallocation
qconve_sa_hour = zeros(1,numofhours);       %Preallocation
B_q_cv_e_sa_hour = zeros(1,numofhours);     %Preallocation
I_se_sa_hour = zeros(1,numofhours);         %Preallocation

Tiempo = zeros(1,hoursperyear);              %Preallocation
T_environm = zeros(1,hoursperyear);          %Preallocation
Tsurfext = zeros(1,hoursperyear);            %Preallocation
Tsurfint = zeros(1,hoursperyear);            %Preallocation
T_airint = zeros(1,hoursperyear);            %Preallocation
T_fsky = zeros(1,hoursperyear);              %Preallocation
T_sa = zeros(1,hoursperyear);                 %Preallocation
qe = zeros(1,hoursperyear);                  %Preallocation
qi = zeros(1,hoursperyear);                  %Preallocation
Q_heat = zeros(1,hoursperyear);              %Preallocation
Q_cool = zeros(1,hoursperyear);              %Preallocation
qe_acum = zeros(1,hoursperyear);             %Preallocation
qi_acum = zeros(1,hoursperyear);             %Preallocation
DeltaU = zeros(1,hoursperyear);              %Preallocation
q_cv_i = zeros(1,hoursperyear);              %Preallocation
q_rad_i = zeros(1,hoursperyear);             %Preallocation
q_rad_abs_i = zeros(1,hoursperyear);         %Preallocation
```

```

q_cv_e = zeros(1,hoursperyear);           %Preallocation
q_rad_sw_e = zeros(1,hoursperyear);       %Preallocation
q_rad_lw_e = zeros(1,hoursperyear);       %Preallocation
DeltaS = zeros(1,hoursperyear);           %Preallocation
B_qe = zeros(1,hoursperyear);             %Preallocation
B_qi = zeros(1,hoursperyear);             %Preallocation
B_qi_plus = zeros(1,hoursperyear);        %Preallocation
B_qi_minus = zeros(1,hoursperyear);       %Preallocation
DeltaB = zeros(1,hoursperyear);           %Preallocation
B_q_cv_i = zeros(1,hoursperyear);         %Preallocation
B_q_rad_i = zeros(1,hoursperyear);        %Preallocation
B_q_rad_abs_i = zeros(1,hoursperyear);    %Preallocation
B_q_cv_e = zeros(1,hoursperyear);         %Preallocation
B_q_rad_sw_e = zeros(1,hoursperyear);     %Preallocation
B_q_rad_lw_e = zeros(1,hoursperyear);     %Preallocation
I_wall = zeros(1,hoursperyear);          %Preallocation
I_si = zeros(1,hoursperyear);             %Preallocation
I_se = zeros(1,hoursperyear);            %Preallocation
q_cv_e_sa = zeros(1,hoursperyear);        %Preallocation
B_q_cv_e_sa = zeros(1,hoursperyear);      %Preallocation
I_se_sa = zeros(1,hoursperyear);         %Preallocation
GD_hour = zeros(1,hoursperyear);         %Preallocation

% *****

% ***** CALCULOS PREVIOS *****

% Initial conditions in T
T = zeros(1,MP1);           % Preallocation
x = zeros(1,MP1);           % Preallocation
for i = 1:MP1
    T(i) = Ti;               % T vector created
    x(i) = (i-1)*dx;         % x vector created
end

%Initialize time
time = 0;
    
```

```

% ***** SOLVER *****

for print = 1:numofhours

    for itime = 1:simperhour

        Tzaharrak = T; %Tzaharrak contains the temperature of
        the nodes in the previous time step.

        % Boundary conditions for the next time step
        Q_abso = Qsolar(print)*(1000/3600); %[W] Radiacion de
        onda corta absorbida por unidad de tiempo

        if print == numofhours

            T_amb = T_0(print)+(T_0(1)-
            T_0(print))*itime/simperhour;
            T(MP1) = Tso(print)+(Tso(1)-
            Tso(print))*itime/simperhour;
            T(1) = Tsi(print)+(Tsi(1)-
            Tsi(print))*itime/simperhour;
            Tsi_S2 = Tsint_S2(print)+(Tsint_S2(1)-
            Tsint_S2(print))*itime/simperhour;
            Tsi_S3 = Tsint_S3(print)+(Tsint_S3(1)-
            Tsint_S3(print))*itime/simperhour;
            Tsi_S4 = Tsint_S4(print)+(Tsint_S4(1)-
            Tsint_S4(print))*itime/simperhour;
            Tsi_S5 = Tsint_S5(print)+(Tsint_S5(1)-
            Tsint_S5(print))*itime/simperhour;
            T_int = T_i(print)+(T_i(1)-
            T_i(print))*itime/simperhour;
        else

            T_amb = T_0(print)+(T_0(print+1)-
            T_0(print))*itime/simperhour;
            T(MP1) = Tso(print)+(Tso(print+1)-
            Tso(print))*itime/simperhour;
            T(1) = Tsi(print)+(Tsi(print+1)-
            Tsi(print))*itime/simperhour;
            Tsi_S2 = Tsint_S2(print)+(Tsint_S2(print+1)-
            Tsint_S2(print))*itime/simperhour;
            Tsi_S3 = Tsint_S3(print)+(Tsint_S3(print+1)-
            Tsint_S3(print))*itime/simperhour;
            Tsi_S4 = Tsint_S4(print)+(Tsint_S4(print+1)-
            Tsint_S4(print))*itime/simperhour;
        end
    end
end
  
```

```

        Tsi_S5      =      Tsint_S5(print)+(Tsint_S5(print+1)-
Tsint_S5(print))*itime/simperhour;

        T_int      =      T_i(print)+(T_i(print+1)-
T_i(print))*itime/simperhour;

        end

        T_ber_4K = [(T(1)+273)^4 Tsi_S2^4 Tsi_S3^4 Tsi_S4^4
Tsi_S5^4]; %[K^4] Surface absolute temperatures raised to the 4th
power.

        vold=zeros(1,N);      %Preallocation
        for j = 1:N
            vold(j) = T(j+1);      % vold contains the
independent value of the equation system
        end

        vold(1) = vold(1) + K(1)*T(1);      % First value of the
vold vector needs the information of the boundary conditions
        vold(N) = vold(N) + K(numoflayers)*T(MP1); % First value
of the vold vector needs the information of the boundary conditions

        vnew = A\vold' ;      % We can already solve the
equation system for the first time step
        if isnan(vnew(3))
            disp('Error. Para el codigo')
        end
        for p = 1:N
            T(p+1) = vnew(p);      % Information of vnew is
translated to the complete T vector
        end

        qcondi(itime) = -Lambda(1)*Area*((T(2)-T(1))/(dx));
%[W]. Flujo de calor en la superficie interior. Positivo si entra en
la pared

        qconde(itime) = -Lambda(numoflayers)*Area*((T(MP1)-T(MP1-
1))/(dx)); %[W]. Flujo de calor en la superficie exterior. Positivo
si sale de la pared

        % Energy exchange internal surface (grey surfaces -
Gebhart)

        qconvi(itime) = h_cv_i*Area*(T_int-T(1)); % [W] Flujo de
calor absorbido por la pared por conveccion con el aire interior

        Q = G_dim*T_ber_4K'; %[W] Radiation net heat fluxes
calculated by means of Gebhart method
    
```

```

    q_rad_sl_sim(itime) = emis_i*Area*sigma*((T(1)+273)^4);
    %[W] Radiation emitted by surface s1 (South wall)

    q_rad_abs_sl_sim(itime) = q_rad_sl_sim(itime) - Q(1);
    %[W]

    % Energy exchange external surface
    qconve(itime) = h_cv_e*Area*(T(MP1)-T_amb); % [W] Flujo
de calor cedido por la pared por conveccion con el aire exterior
    q_radswe(itime) = Q_abso; % [W] Flujo de calor absorbido
por la pared por radiacion de onda corta
    q_sky(itime) = qconde(itime) + q_radswe(itime) -
qconve(itime); % [W] Flujo de calor intercambiado por la pared por
radiacion de onda larga
    T_sky(itime) = ((T_amb+273)^4-
(q_sky(itime)/(emis_e*sigma*Area)))^(1/4); % [K] Temperatura
equivalente del cielo y alrededores para el intercambio de radiacion
de onda larga
    % Energy exchange external surface - Tsol-air model
    T_solaire(itime) = T_amb + (Q_abso -
q_sky(itime))/(h_cv_e*Area); % [°C] Temperatura sol-aire
    qconve_sa(itime) = h_cv_e*Area*(T(MP1)-T_solaire(itime));
% [W] Flujo de calor cedido por la pared en su superficie exterior

    qacum_nodo = zeros(1,MP1); %Preallocation for every
iteration
    dS_nodo = zeros(1,MP1); %Preallocation for every
iteration
    dB_nodo = zeros(1,MP1); %Preallocation for every
iteration

    for i = 1:MP1
        qacum_nodo(i) = masa(i)*Cp(i)*(T(i)-
Tzaharrak(i))/1000; % Energia acumulada en cada nodo [kJ]
        dS_nodo(i) = masa(i)*Cp(i)*log((T(i)+273)/(Tzaharrak(i)+273))/1000; % Variación de
entropía en cada nodo [kJ/K]
        dB_nodo(i) = qacum_nodo(i) - (T_amb+273) *
dS_nodo(i); % Variación de exergía en cada nodo [kJ]
    end

    qacum_sim(itime) = sum(qacum_nodo); % Energia acumulada
en la pared [kJ]
    dS_sim(itime) = sum(dS_nodo); % Variación de entropía en
la pared [kJ/K]
  
```

```

        dB_sim(itime) = sum(dB_nodo);    % Variación de exergía en
la pared [kJ]

        B_qi_sim(itime)                =                (1-
((T_amb+273)/(T(1)+273)))*qcondi(itime)*dt/1000;    %[kJ].

        B_qe_sim(itime)                =                (1-
((T_amb+273)/(T(MP1)+273)))*qconde(itime)*dt/1000;    %[kJ].

        % Exergy exchange internal surface (Gebhart method for
grey surfaces)

        B_q_cv_i_sim(itime)            =                (1-
((T_amb+273)/(T(1)+273)))*qconvi(itime)*dt/1000;    %[kJ].

        B_q_rad_s1_sim(itime)          =                =
(Area_S(1)*emis_i*sigma/3)*(3*(T(1)+273)^4+(T_amb+273)^4-
4*(T_amb+273)*(T(1)+273)^3)*dt/1000;    %[kJ]

        B_q_rad_s2_sim(itime)          =                =
(Area_S(2)*emis_i*sigma/3)*(3*(Tsi_S2)^4+(T_amb+273)^4-
4*(T_amb+273)*(Tsi_S2)^3)*dt/1000;    %[kJ]

        B_q_rad_s3_sim(itime)          =                =
(Area_S(3)*emis_i*sigma/3)*(3*(Tsi_S3)^4+(T_amb+273)^4-
4*(T_amb+273)*(Tsi_S3)^3)*dt/1000;    %[kJ]

        B_q_rad_s4_sim(itime)          =                =
(Area_S(4)*emis_i*sigma/3)*(3*(Tsi_S4)^4+(T_amb+273)^4-
4*(T_amb+273)*(Tsi_S4)^3)*dt/1000;    %[kJ]

        B_q_rad_s5_sim(itime)          =                =
(Area_S(5)*emis_i*sigma/3)*(3*(Tsi_S5)^4+(T_amb+273)^4-
4*(T_amb+273)*(Tsi_S5)^3)*dt/1000;    %[kJ]

        B_q_rad_abs_si_sim(itime)      =                =
G(2,1)*B_q_rad_s2_sim(itime)+G(3,1)*B_q_rad_s3_sim(itime)+G(4,1)*B_q_
rad_s4_sim(itime)+G(5,1)*B_q_rad_s5_sim(itime);    %[kJ]

        if (B_q_cv_i_sim(itime) + B_q_rad_abs_si_sim(itime)) >=
(B_q_rad_s1_sim(itime)+B_qi_sim(itime))

                I_si_sim(itime)=                B_q_cv_i_sim(itime)                +
B_q_rad_abs_si_sim(itime)                -                (B_q_rad_s1_sim(itime)                +
B_qi_sim(itime));    %[kJ]

        else

                I_si_sim(itime)=                (B_q_rad_s1_sim(itime)                +
B_qi_sim(itime)) - (B_q_cv_i_sim(itime) + B_q_rad_abs_si_sim(itime));
%[kJ]

        end

        % Exergy exchange external surface

        B_q_cv_e_sim(itime)            =                (1-
((T_amb+273)/(T(MP1)+273)))*qconve(itime)*dt/1000;    %[kJ].

        B_q_rad_sw_e_sim(itime)        =                =
Q_abso*(1+(1/3)*((T_amb+273)/Tsun)^4-(4/3)*(T_amb+273)/Tsun)*dt/1000;
%[kJ]

        B_q_rad_lw_e_sim(itime)        =                =
q_sky(itime)*(1-
(4/3)*(T_amb+273)*((T(MP1)+273)^3-T_sky(itime)^3)/((T(MP1)+273)^4-
T_sky(itime)^4))*dt/1000;    %[kJ]

```

```

      I_se_sim(itime) = B_ge_sim(itime)+
      B_q_rad_sw_e_sim(itime)- B_q_cv_e_sim(itime) -
      B_q_rad_lw_e_sim(itime); %[kJ]

      % Exergy exchange external surface - Tsol-air model
      B_q_cv_e_sa_sim(itime) = (1-
      ((T_amb+273)/(T_solaire(itime)+273)))*qconve_sa(itime)*dt/1000;
      %[kJ].

      I_se_sa_sim(itime) = B_ge_sim(itime)-
      B_q_cv_e_sa_sim(itime); %[kJ]

      % Exergetic parameters variables
      if qcondi(itime)>0 % El calor sale por la pared
          Q_cool_sim(itime) = 0; %[kJ] No es necesaria la
          refrigeracion
          if T_int>T_amb %Invierno
              if T_int<20.0035
                  Q_heat_sim(itime) = qcondi(itime)*dt/1000;
                  %[kJ] Energía de calefacion
              else
                  Q_heat_sim(itime) = 0; %[kJ] No es necesaria
                  la calefacion
              end
          else %Verano
              Q_heat_sim(itime) = 0; %[kJ] No es necesaria la
                  calefacion
          end
          else % El calor entra por la pared
              Q_heat_sim(itime) = 0; %[kJ] No es necesaria la
                  calefacion
              if T_int<T_amb % Verano
                  if T_int>25.995
                      Q_cool_sim(itime) = -qcondi(itime)*dt/1000;
                      %[kJ] Energía de refrigeracion
                  else
                      Q_cool_sim(itime) = 0; %[kJ] No es necesario
                      la refrigeracion
                  end
              else % Invierno
                  Q_cool_sim(itime) = 0; %[kJ] No es necesario la
                      refrigeracion
              end
          end
      end
  
```

```
    if B_qi_sim(itime)<0
        B_qi_recuperada_sim(itime) = - B_qi_sim(itime);
        B_qi_perdida_sim(itime) = 0;
    else
        B_qi_recuperada_sim(itime) = 0;
        B_qi_perdida_sim(itime) = B_qi_sim(itime);
    end

    % Next step
    time = time + dt;

end

%Post-processing

if print > 8760 % Solo se guardan los valores del último año.
    t(print) = time/3600;

    % Calculamos los valores horarios
    kanpokot(print) = T_amb;
    Tempexterior(print)=T(MP1); %Ta en la sup. exterior.
    Tempinterior(print)=T(1); %Ta en en la sup. interior.

    T_sky_hour(print)= T_sky(itime)-273;
    qi_instant(print) = -Lambda(1)*Area*((T(2)-T(1))/(dx)); %[W].
    Flujo de calor que entra en la superficie interior.
    qe_instant(print) = -Lambda(numoflayers)*Area*((T(MP1)-T(MP1-
1)))/(dx)); %[W]. Flujo de calor que sale de la superficie exterior.
    qconди_hour(print) = sum(qconди)*dt/1000; %[kJ]. Energía
    transmitida por la superficie interior en una hora.
    qconde_hour(print) = sum(qconde)*dt/1000; %[kJ]. Energía
    transmitida por la superficie exterior en una hora.
    Q_heat_hour(print) = sum(Q_heat_sim); %[kJ]. Energía de
    calefacción en una hora.
    Q_cool_hour(print) = sum(Q_cool_sim); %[kJ]. Energía de
    refrigeración en una hora.
    qconvi_hour(print) = sum(qconvi)*dt/1000; %[kJ]. Energía
    transmitida por convección en la superficie interior en una hora.
    gradi_hour(print) = sum(q_rad_sl_sim)*dt/1000; %[kJ].
    Energía intercambiada por radiación en la superficie interior en una
    hora.
```

```

grad_abs_i_hour(print) = sum(q_rad_abs_sl_sim)*dt/1000;
%[kJ]. Energía intercambiada por radiación en la superficie interior
en una hora.

qconve_hour(print) = sum(qconve)*dt/1000;    %[kJ]. Energía
transmitida por convección en la superficie exterior en una hora.

q_sky_hour(print) = sum(q_sky)*dt/1000;    %[kJ]. Energía
intercambiada con el entorno por la superficie exterior en una hora.

T_solair(print) = kanpokot(print) + (Q_abso*3.6 -
q_sky_hour(print))/(h_cv_e*Area*3.6);    %[°C] Tª sol aire horaria

qconve_sa_hour(print) = sum(qconve_sa)*dt/1000;    %[kJ].
Energía transmitida por la superficie exterior en una hora según la
Tsolaire.

qacum_hour(print) = sum(qacum_sim);    %[kJ] Energía acumulada
en la pared cada hora. En un ciclo es nula.

DeltaS_hour(print) = sum(dS_sim);    % [kJ/m2·K] Variación de
entropía en la pared cada hora.

DeltaB_hour(print) = sum(dB_sim);    % [kJ/m2] Variación de
exergia en la pared cada hora.

B_qi_hour(print) = sum(B_qi_sim);    % [kJ] Flujo de exergía
horario en la pared interior.

B_qe_hour(print) = sum(B_qe_sim);    % [kJ] Flujo de exergía
horario en la pared exterior.

B_q_cv_i_hour(print)= sum(B_q_cv_i_sim);    % [kJ] Flujo de
exergía horario por convección en el exterior.

B_q_rad_i_hour(print)= sum(B_q_rad_sl_sim);    % [kJ] Flujo de
exergía de radiación emitida por hora en el interior.

B_q_rad_abs_i_hour(print)= sum(B_q_rad_abs_si_sim);    % [kJ]
Flujo de exergía de radiación absorbida por hora en el interior.

B_q_cv_e_hour(print)= sum(B_q_cv_e_sim);    % [kJ] Flujo de
exergía horario por convección en el exterior.

B_q_rad_sw_e_hour(print)= sum(B_q_rad_sw_e_sim);    % [kJ] Flujo
de exergia horario por radiación de onda corta en el exterior.

B_q_rad_lw_e_hour(print)= sum(B_q_rad_lw_e_sim);    % [kJ] Flujo
de exergia horario por radiación de onda larga en el exterior.

B_q_cv_e_sa_hour(print) = sum(B_q_cv_e_sa_sim);    % [kJ] Flujo
de exergia horario total con el exterior a partir de la Tsol-aire.

I_wall_hour(print) = B_qi_hour(print) - B_qe_hour(print) -
DeltaB_hour(print);    %Destrucción de exergía horaria en la pared.

I_si_hour(print) = abs(B_q_cv_i_hour(print) +
B_q_rad_abs_i_hour(print) - B_q_rad_i_hour(print) -
B_qi_hour(print));    %Destrucción de exergía horaria en la pared.

```

```
        I_se_hour(print)           =          B_qe_hour(print)           +
B_q_rad_sw_e_hour(print)         -          B_q_cv_e_hour(print)         -
B_q_rad_lw_e_hour(print);        %Destrucción de exergía horaria en la
pared.

        I_se_sa_hour(print)        =          B_qe_hour(print)           -
B_q_cv_e_sa_hour(print);        %Destrucción de exergía horaria en la pared
mediante de la Tsol-aire.

        B_qi_recuperada_hour(print) = sum(B_qi_recuperada_sim);
        B_qi_perdida_hour(print)   = sum(B_qi_perdida_sim);

end
end

% ***** CREACIÓN DE LOS VECTORES DE RESULTADOS *****
for i = 1:hoursperyear
    Tiempo(i) = t(8760 + i);
    T_environm(i) = kanpokot(8760 + i);
    Tsurfext(i) = Tempexterior(8760 + i);
    Tsurfint(i) = Tempinterior(8760 + i);
    T_airint(i) = T_i(8760+i);
    T_sa(i) = T_solair(8760 + i);
    T_fsky(i) = T_sky_hour(8760 + i);
    qe(i)= qe_instant(8760+i); % Flujo de calor en la pared
    exterior.
    qi(i) = qi_instant(8760+i); % Flujo de calor en la pared
    interior.
    qe_acum(i)= qconde_hour(8760+i); % Q transmitido en la pared
    exterior.
    qi_acum(i) = qcondi_hour(8760+i); % Calor transmitido en la
    pared interior.
    Q_heat(i) = Q_heat_hour(8760+i); % Energía de calefacción
    Q_cool(i) = Q_cool_hour(8760+i); % Energía de refrigeración
    DeltaU(i) = qacum_hour(8760+i);
    q_cv_i(i) = qconvi_hour(8760+i);
    q_rad_i(i) = qradi_hour(8760+i);
    q_rad_abs_i(i) = qrad_abs_i_hour(8760 + i);
    q_cv_e(i) = qconve_hour(8760 + i);
    q_rad_sw_e(i) = Qsolar(8760 + i);
    q_rad_lw_e(i) = q_sky_hour(8760 + i);
    q_cv_e_sa(i) = qconve_sa_hour(8760 + i);
    DeltaS(i) = DeltaS_hour(8760 + i);
    B_qe(i) = B_qe_hour(8760 + i);
    B_qi(i) = B_qi_hour(8760 + i);
```

```

B_qi_plus(i) = B_qi_recuperada_hour(8760 + i);
B_qi_minus(i) = B_qi_perdida_hour(8760 + i);
DeltaB(i) = DeltaB_hour(8760 + i);
B_q_cv_i(i) = B_q_cv_i_hour(8760+i);
B_q_rad_i(i) = B_q_rad_i_hour(8760+i);
B_q_rad_abs_i(i) = B_q_rad_abs_i_hour(8760+i);
B_q_cv_e(i) = B_q_cv_e_hour(8760+i);
B_q_rad_sw_e(i) = B_q_rad_sw_e_hour(8760+i);
B_q_rad_lw_e(i) = B_q_rad_lw_e_hour(8760+i);
B_q_cv_e_sa(i) = B_q_cv_e_sa_hour(8760+i);
I_wall(i) = I_wall_hour(8760 + i);
I_si(i) = I_si_hour(8760 + i);
I_se(i) = I_se_hour(8760 + i);
I_se_sa(i) = I_se_sa_hour(8760 + i);
GD_hour(i) = abs(T_airint(i) - T_environm(i));

end

disp('Escribiendo resultados');

disp(caso);

Results_hour = [Tiempo' T_environm' Tsurfext' Tsurfint' T_airint' qi'
qe' qi_acum' qe_acum' DeltaU' q_cv_i' q_rad_i' q_rad_abs_i' q_cv_e'
q_rad_sw_e' q_rad_lw_e' T_fsky' DeltaS' B_qi' DeltaB' B_qe' B_q_cv_i'
B_q_rad_i' B_q_rad_abs_i' B_q_cv_e' B_q_rad_sw_e' B_q_rad_lw_e'
I_wall' I_si' I_se' T_sa' q_cv_e_sa' B_q_cv_e_sa' I_se_sa' Q_heat'
Q_cool' B_qi_plus' B_qi_minus' GD_hour'];

% ***** EXPORTACION DE LOS RESULTADOS A EXCEL *****

str1 = 'Balances';

Hojal = str1;

desc1=[{'Ro·Cp      ='}, {'      '}, {'MJ/m^3·K'}, {'      '}, {'U      ='}, {'
'}, {'W/m2·K'}, {'      '}, {'d ='}, {'      '}, {'m'}];

[estado]=xlswrite(Resultfile,desc1,Hojal,'A1');

if estado==0
    disp('La creacion del archivo ha fallado.');
```

```
[estado]=xlswrite(Resultfile,Transmitancia,Hojal,'F1');
if estado==0
    disp('La creacion del archivo ha fallado.');
```

```
end

[estado]=xlswrite(Resultfile,espesor_total,Hojal,'J1');
if estado==0
    disp('La creacion del archivo ha fallado.');
```

```
end

desc3=[{'Tiempo'},{'Tamb'},{'Tso'},{'Tsi'},{'Tint'},{'qi'},{'qe'},{'q
i_acum'},{'qe_acum'},{'DeltaU'},{'q_cv_i'},{'q_rad_i'},{'q_rad_abs_i'
},{'q_cv_e'},{'q_rad_sw_e'},{'q_rad_lw_e'},{'T_fsky'},{'DeltaS'},{'B_
qi'},{'DeltaB'},{'B_qe'},{'B_q_cv_i'},{'B_q_rad_i'},{'B_q_rad_abs_i'
},{'B_q_cv_e'},{'B_q_rad_sw_e'},{'B_q_rad_lw_e'},{'I_wall'},{'I_si'},{'
I_se'},{'T_solair'},{'q_cv_e_sa'},{'B_q_cv_e_sa'},{'I_se_sa'},{'Q_he
at'},{'Q_cool'},{'B_qi+'},{'B_qi-'},{'DeltaT'}];

[estado]=xlswrite(Resultfile,desc3,Hojal,'A3');
if estado==0
    disp('La creacion del archivo ha fallado.');
```

```
end

desc4=[{'h'},{'°C'},{'°C'},{'°C'},{'°C'},{'W'},{'W'},{'kJ'},{'kJ'},{'
kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'°C'},{'kJ/K'},{'kJ'
},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'
},{'kJ'},{'°C'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'kJ'},{'°C'
'}];

[estado]=xlswrite(Resultfile,desc4,Hojal,'A4');
if estado==0
    disp('La creacion del archivo ha fallado.');
```

```
end

[estado]=xlswrite(Resultfile,Results_hour,Hojal,'A5');
if estado==0
    disp('La creacion del archivo ha fallado.');
```

```
end

disp('Fin. Parece que todo ha ido OK');
end
```


ANEXO B

SOLUCIONES CONSTRUCTIVAS UTILIZADAS EN LA TESIS

RESUMEN

En este Anexo se describen las soluciones constructivas que forman el edificio de referencia utilizado en el Capítulo 3 y las 20 soluciones constructivas reales analizadas en el Capítulo 4. La información recogida consiste en los datos generales de transmitancia térmica (U), capacidad calorífica (C) y espesor. Además se adjunta un esquema constructivo, y se detallan el material, espesor, conductividad térmica, densidad y calor específico de cada capa que constituye la solución constructiva.

1 Soluciones constructivas del edificio de referencia

Se muestran a continuación las soluciones constructivas del edificio de referencia correspondientes a las tres paredes verticales, el techo y el suelo.

Todos los elementos se han considerado en los cálculos como adiabáticos, suponiendo que separaban dos ambientes con idénticas condiciones de temperatura en todo momento. Por lo tanto, el valor de transmitancia que aparece se muestra con carácter meramente informativo. Dicho valor se ha calculado a partir de las resistencias superficiales normalizadas interior y exterior, como si el cerramiento separase el ambiente interior del exterior.

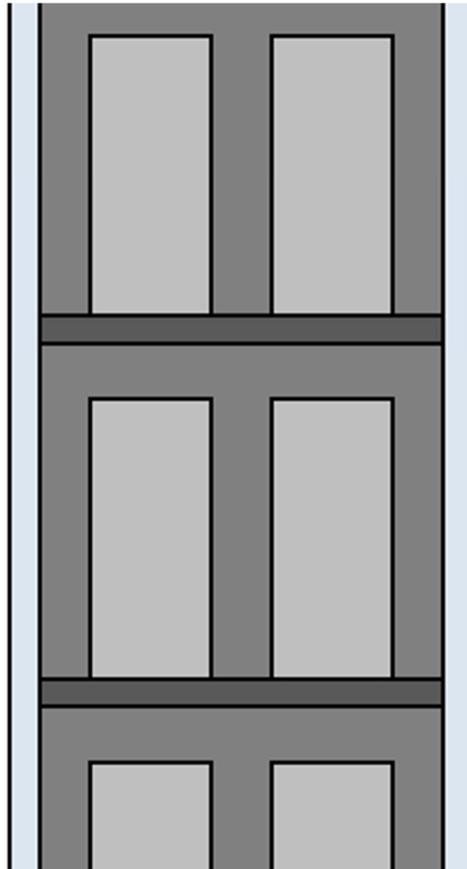
Aunque constructivamente hablando el techo y el suelo son idénticos, desde un punto de vista térmico no lo son. En el primero el flujo de calor es ascendente y en el segundo es descendente. Igualmente, desde el punto de vista de la inercia la distribución es diferente, puesto que la solución no es simétrica. Por ese motivo, aparecen separados el techo y el suelo en dos fichas diferenciadas.

Pared vertical

$$U = 1,51 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$C = 1,26 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$$

Espesor: 23 cm



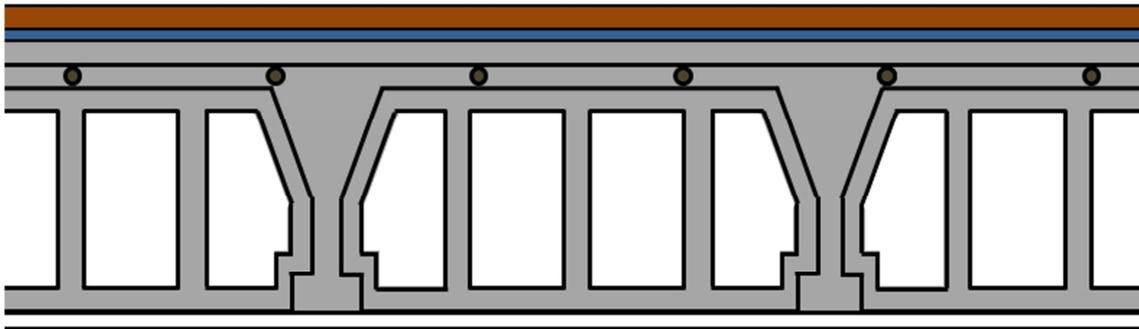
Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Yeso	0,015	0,3	750	1
Bloque de hormigón	0,200	0,51	1.400	1
Yeso	0,015	0,3	750	1

Suelo

$$U = 1,54 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$C = 1,19 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$$

Espesor: 32,8 cm



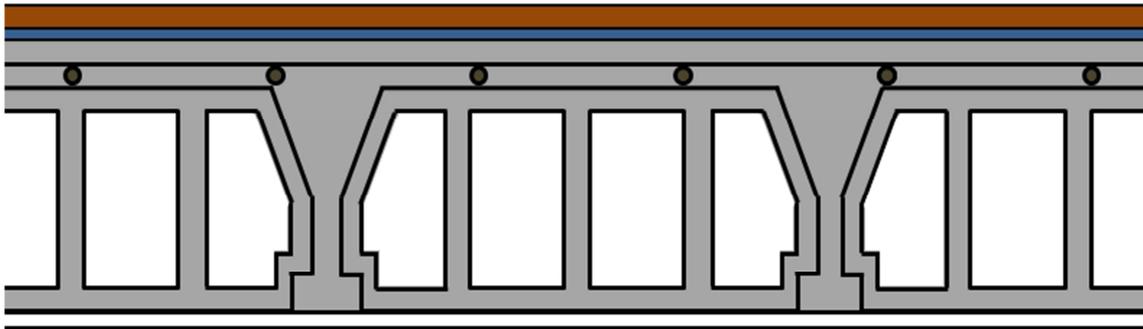
Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Parquet	0,015	0,14	800	1
EEPS	0,003	0,033	15	1
Forjado de hormigón (25+5)	0,300	1,43	1.240	1
Yeso	0,01	0,3	750	1

Techo

$$U = 1,72 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$C = 1,19 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$$

Espesor: 32,8 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Yeso	0,01	0,3	750	1
Forjado de hormigón (25+5)	0,300	1,43	1.240	1
EEPS	0,003	0,033	15	1
Parquet	0,015	0,14	800	1

2 Soluciones constructivas reales analizadas

Se muestran a continuación las soluciones constructivas reales utilizadas en el Capítulo 4 para la determinación de la solución óptima en función de la zona climática.

Los valores utilizados para las propiedades físicas proceden del Catálogo de elementos constructivos del Ministerio, de datos de fabricantes y de resultados de ensayos llevados a cabo en el Área Térmica del Laboratorio de Control de Calidad en la Edificación del Gobierno Vasco.

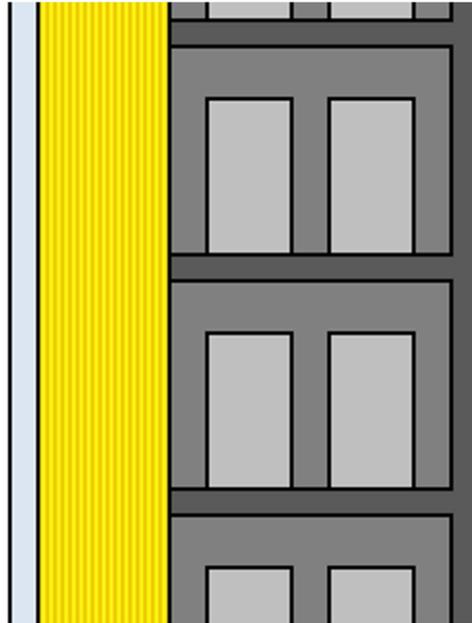
PARED Nº 1

CÓDIGO: C1

$$U = 0,39 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$C = 0,75 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$$

Espesor: 25 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Placa de yeso laminado	0,015	0,25	825	1
Lana mineral	0,070	0,035	50	1
Bloque de hormigón con árido picón (2 cavidades)	0,150	0,43	1.200	0,8
Revestimiento exterior	0,015	1,3	1.900	1

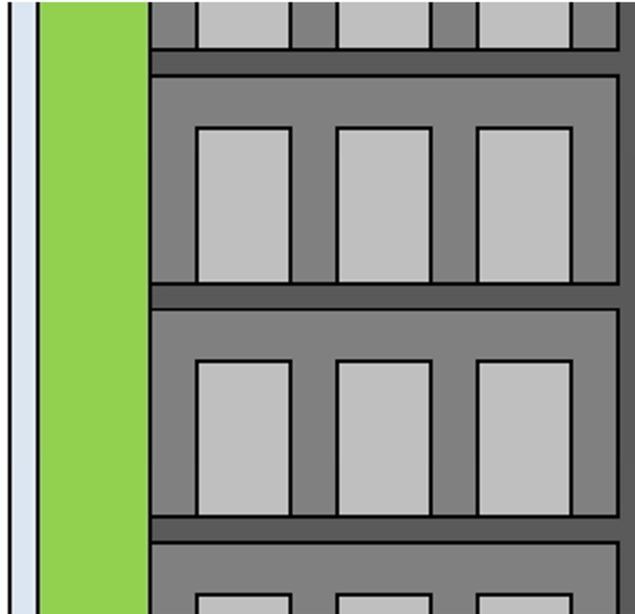
PARED Nº 2

CÓDIGO: C2

$$U = 0,41 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$C = 0,72 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$$

Espesor: 34 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Placa de yeso laminado	0,015	0,25	825	1
Aislamiento térmico	0,060	0,035	40	1
Bloque de hormigón con árido picón (3 cavidades)	0,250	0,50	1.000	0,8
Revestimiento exterior	0,015	1,3	1.900	1

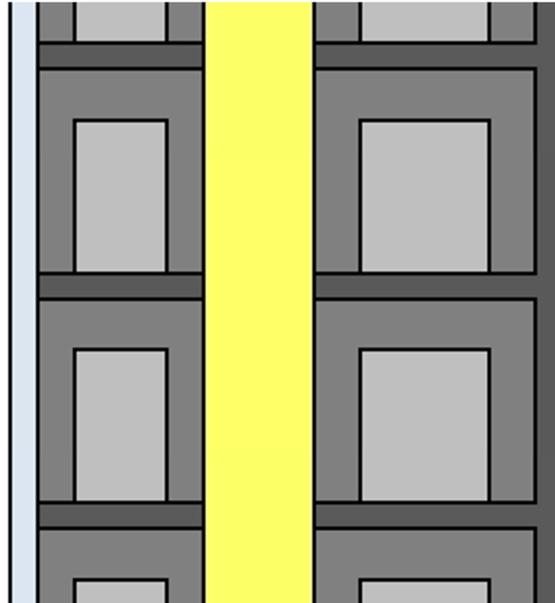
PARED Nº 3

CÓDIGO: C3

$$U = 0,40 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$C = 0,78 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$$

Espesor: 30 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Enlucido de yeso	0,015	0,3	750	1
Bloque de hormigón con árido picón (1 cavidad)	0,090	0,46	1.200	0,8
Poliuretano proyectado	0,060	0,032	40	1
Bloque de hormigón con árido picón (1 cavidad)	0,120	0,53	1.100	0,8
Revestimiento exterior	0,015	1,3	1.900	1

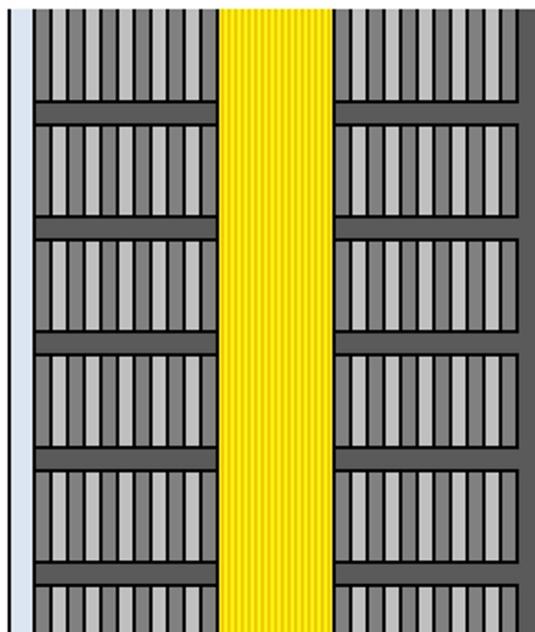
PARED Nº 4

CÓDIGO: H1

$$U = 0,41 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$C = 1,0 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$$

Espesor: 32 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Placa de yeso laminado	0,015	0,25	825	1
Ladrillo perforado de hormigón	0,110	1,0	1.260	1
Lana mineral	0,070	0,035	50	1
Ladrillo perforado de hormigón	0,110	1,0	1.260	1
Revestimiento exterior	0,015	1,3	1.900	1

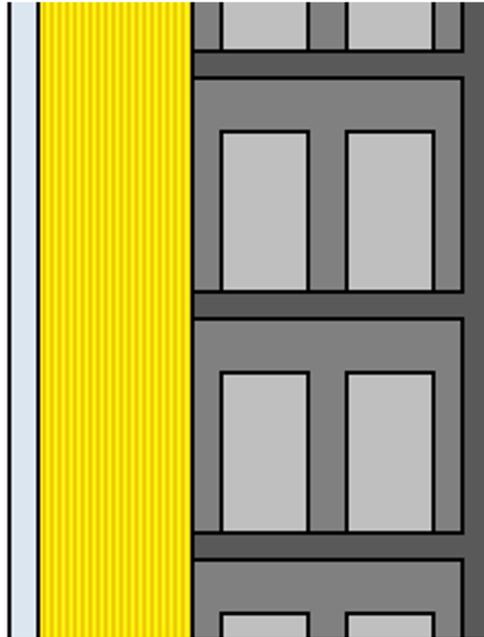
PARED Nº 5

CÓDIGO: H2

$U = 0,40 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

$C = 0,85 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$

Espesor: 25 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Placa de yeso laminado	0,015	0,25	825	1
Lana mineral	0,080	0,038	50	1
Bloque de hormigón convencional	0,140	0,74	1.200	1
Revestimiento exterior	0,015	1,3	1.900	1

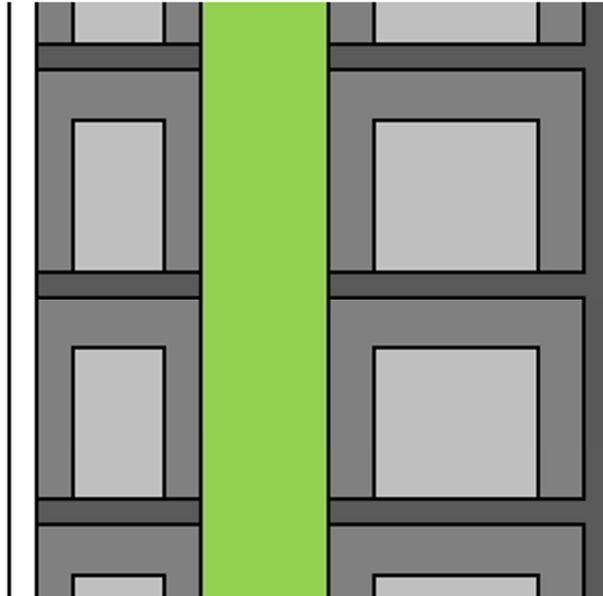
PARED Nº 6

CÓDIGO: H3

$$U = 0,41 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$C = 1,02 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$$

Espesor: 33 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Enlucido de yeso	0,015	0,30	750	1
Bloque de hormigón convencional	0,090	0,56	1.400	1
Aislamiento térmico	0,070	0,037	40	1
Bloque de hormigón convencional	0,140	0,74	1.200	1
Revestimiento exterior	0,015	1,3	1.900	1

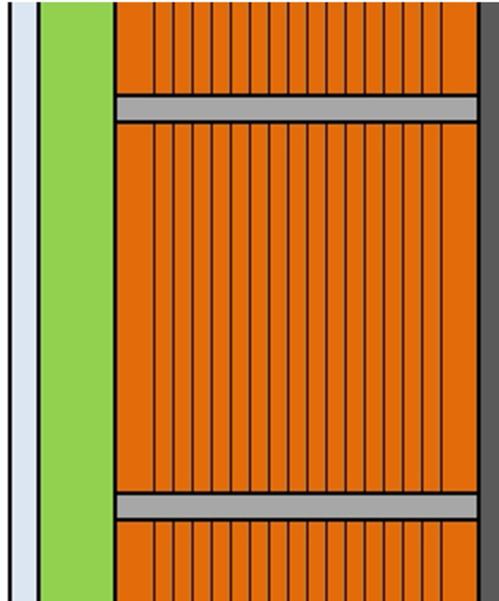
PARED Nº 7

CÓDIGO: T1

$$U = 0,40 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$C = 0,67 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$$

Espesor: 26 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Placa de yeso laminado	0,015	0,25	825	1
Aislamiento térmico	0,040	0,037	40	1
Bloque de arcilla aligerada ¹	0,190	0,155	700	1
Revestimiento exterior	0,015	1,3	1.900	1

¹ Ejecución con junta de mortero aislante ($\lambda = 0,4 \text{ W/m} \cdot \text{K}$) continua.

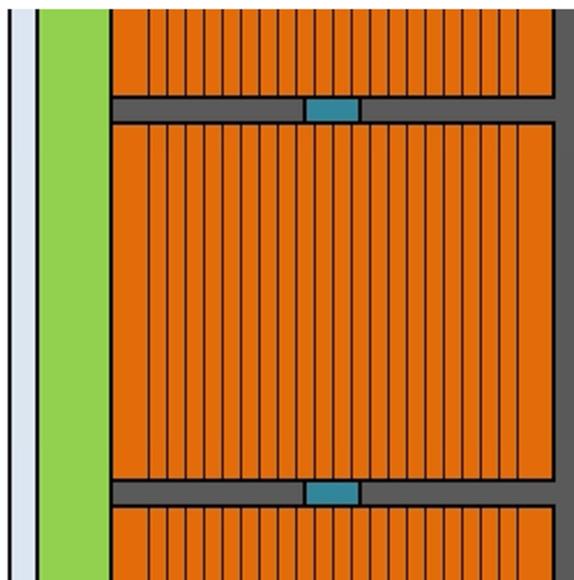
PARED Nº 8

CÓDIGO: T2

$$U = 0,38 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$C = 0,68 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$$

Espesor: 31 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Placa de yeso laminado	0,015	0,25	825	1
Aislamiento térmico	0,040	0,037	40	1
Bloque de arcilla aligerada ²	0,240	0,182	700	1
Revestimiento exterior	0,015	1,3	1.900	1

² Ejecución con junta de mortero interrumpida por banda aislante (30 mm).

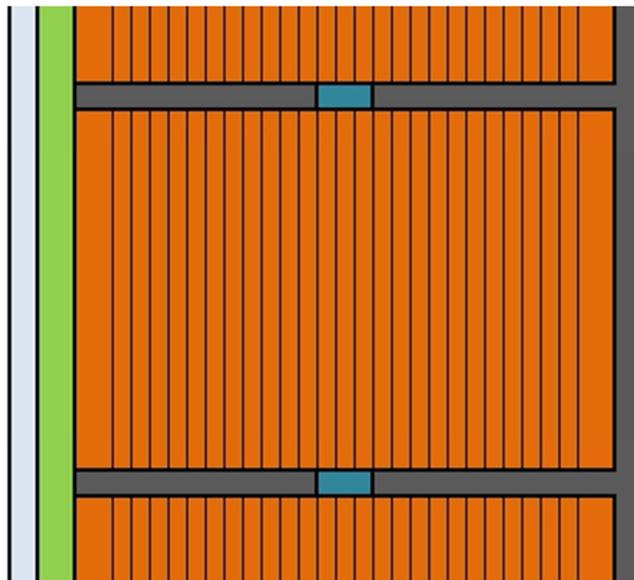
PARED Nº 9

CÓDIGO: T3

$$U = 0,41 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$C = 0,72 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$$

Espesor: 34 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Placa de yeso laminado	0,015	0,25	825	1
Aislamiento térmico	0,020	0,037	40	1
Bloque de arcilla aligerada ²	0,290	0,28	700	1
Revestimiento exterior	0,015	1,3	1.900	1

² Ejecución con junta de mortero interrumpida por banda aislante (30 mm).

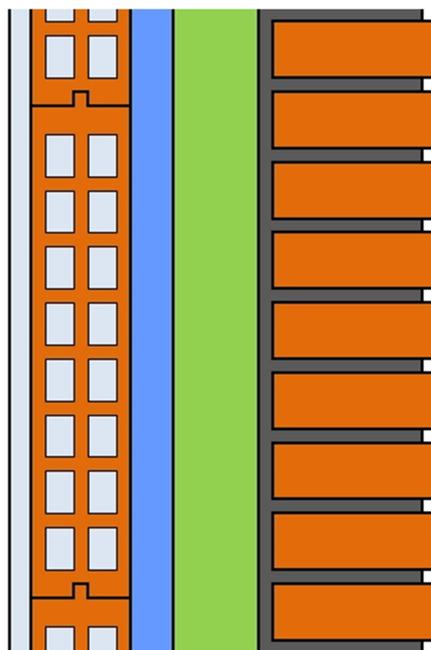
PARED Nº 10

CÓDIGO: D1

$$U = 0,39 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$C = 1,09 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$$

Espesor: 30 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Enlucido de yeso	0,015	0,3	750	1
Ladrillo gran formato	0,070	0,212	630	1
Cámara de aire ³	0,030			
Aislamiento térmico	0,060	0,035	40	1
Enfoscado	0,010	1,3	1.900	1
Ladrillo caravista (1/2 pie)	0,115	0,991	2.170	1

³ Se ha tratado como una capa sin inercia de resistencia térmica $R = 0,18 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$

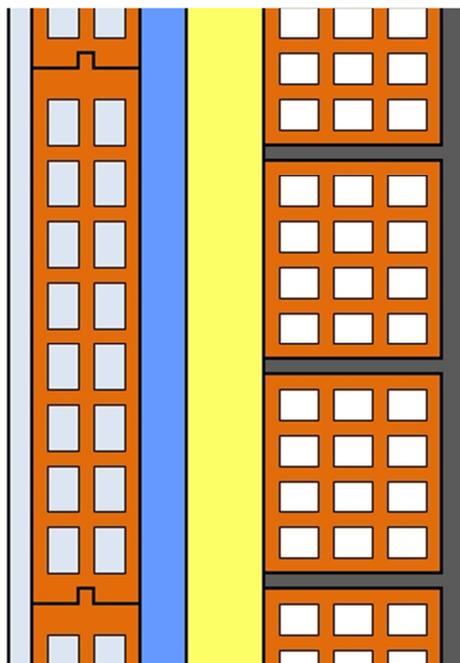
PARED Nº 11

CÓDIGO: D2

$$U = 0,39 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$C = 0,65 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$$

Espesor: 29,5 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Enlucido de yeso	0,015	0,3	750	1
Ladrillo gran formato	0,070	0,212	630	1
Cámara de aire ³	0,030			
Poliuretano proyectado	0,050	0,032	40	1
Ladrillo hueco triple	0,115	0,432	930	1
Revestimiento exterior	0,015	1,3	1.900	1

³ Se ha tratado como una capa sin inercia de resistencia térmica $R = 0,18 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

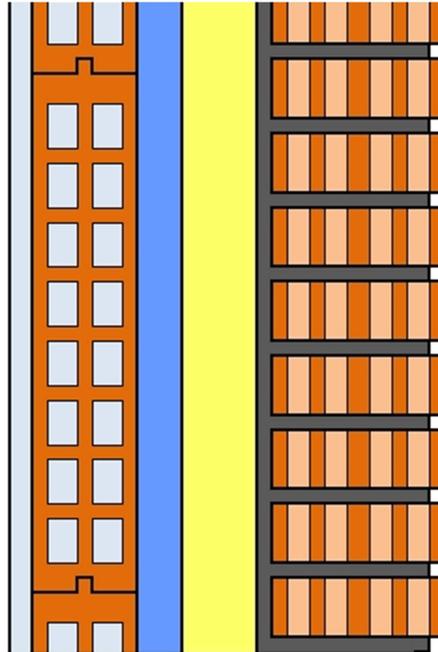
PARED Nº 12

CÓDIGO: D3

$$U = 0,40 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$C = 0,75 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$$

Espesor: 29,5 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Enlucido de yeso	0,015	0,3	750	1
Ladrillo gran formato	0,070	0,212	630	1
Cámara de aire ³	0,030			
Poliuretano proyectado	0,050	0,032	40	1
Ladrillo perforado	0,115	0,512	1.170	1
Revestimiento exterior	0,015	1,3	1.900	1

³ Se ha tratado como una capa sin inercia de resistencia térmica $R = 0,18 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$

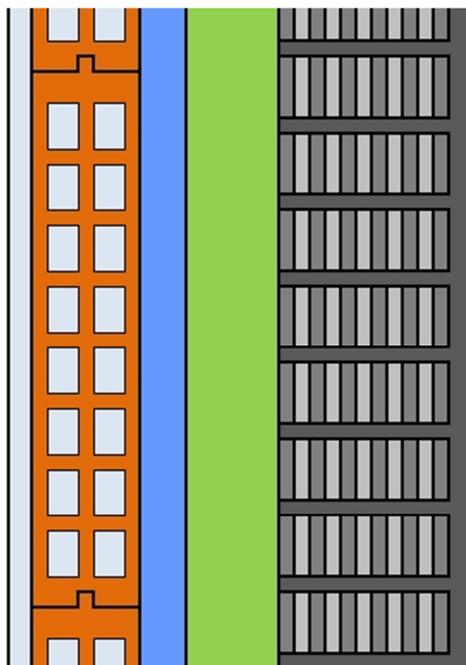
PARED Nº 13

CÓDIGO: D4

$$U = 0,41 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$C = 0,75 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$$

Espesor: 30 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Enlucido de yeso	0,015	0,3	750	1
Ladrillo gran formato	0,070	0,212	630	1
Cámara de aire ³	0,030			
Aislamiento térmico	0,060	0,032	40	1
Ladrillo perforado de hormigón	0,110	0,432	930	1
Revestimiento exterior	0,015	1,3	1.900	1

³ Se ha tratado como una capa sin inercia de resistencia térmica $R = 0,18 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

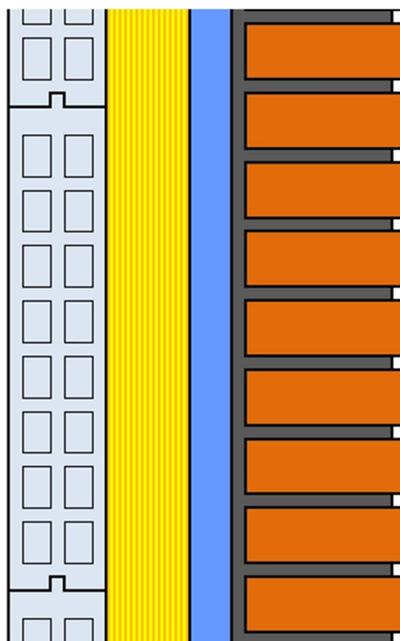
PARED Nº 14

CÓDIGO: D5

$$U = 0,41 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$C = 1,14 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$$

Espesor: 28,5 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Panel prefabricado de yeso	0,070	0,23	750	1
Lana mineral	0,060	0,035	50	1
Cámara de aire ³	0,030			
Enfoscado	0,010	1,3	1.900	1
Ladrillo caravista (1/2 pie)	0,115	0,991	2.170	1

³ Se ha tratado como una capa sin inercia de resistencia térmica $R = 0,18 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$

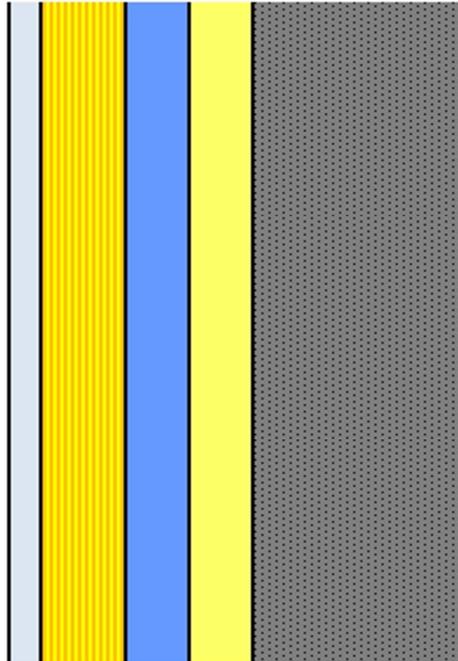
PARED Nº 15

CÓDIGO: P1

$$U = 0,40 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$C = 1,19 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$$

Espesor: 21,5 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Placa de yeso laminado	0,015	0,25	825	1
Lana mineral	0,040	0,035	50	1
Cámara de aire ³	0,030			
Poliuretano proyectado	0,030	0,032	40	1
Panel prefabricado de hormigón	0,015	2,3	2.400	1

³ Se ha tratado como una capa sin inercia de resistencia térmica $R = 0,18 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

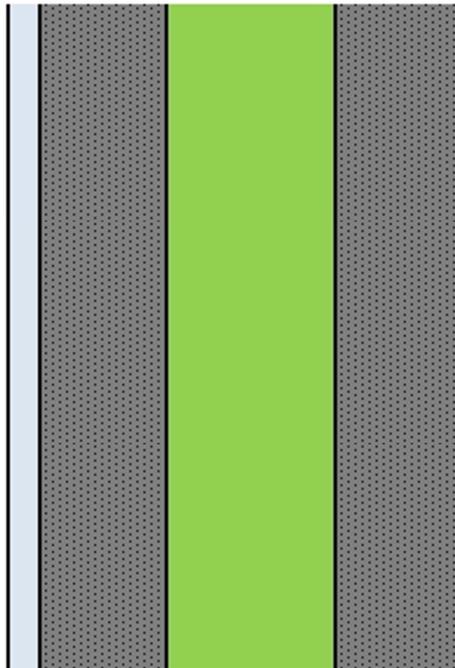
PARED Nº 16

CÓDIGO: P2

$$U = 0,40 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$C = 1,41 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$$

Espesor: 21,5 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Enlucido de yeso	0,015	0,3	750	1
Panel prefabricado de hormigón	0,060	2,3	2.400	1
Aislamiento térmico	0,080	0,035	50	1
Panel prefabricado de hormigón	0,060	2,3	2.400	1

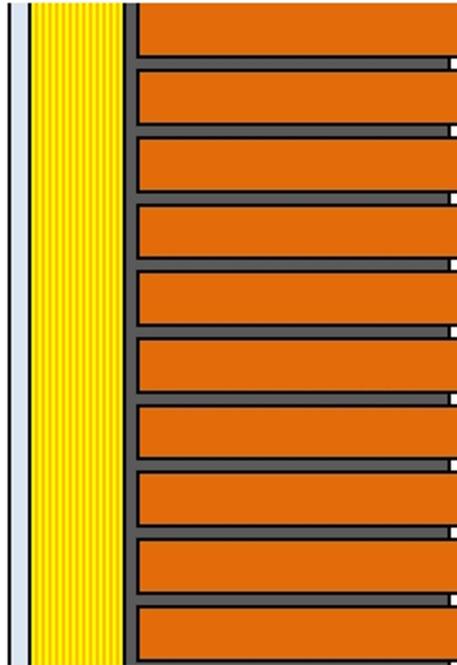
PARED Nº 17

CÓDIGO: R1

$U = 0,41 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

$C = 1,66 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$

Espesor: 33,5 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Placa de yeso laminado	0,015	0,25	825	1
Lana mineral	0,070	0,035	50	1
Enfoscado	0,010	1,3	1.900	1
Ladrillo caravista	0,240	0,991	2.170	1

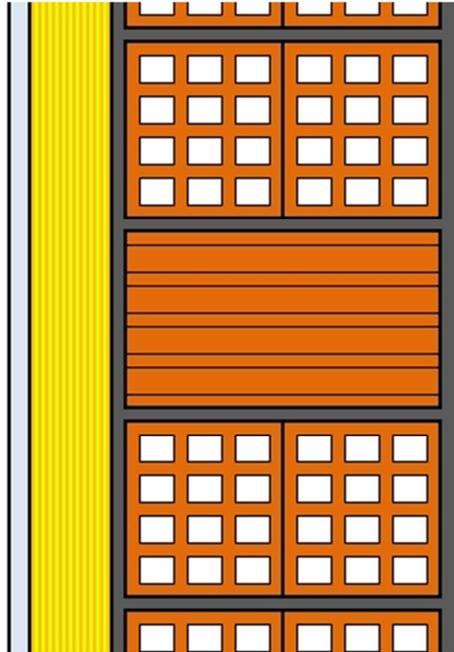
PARED Nº 18

CÓDIGO: R2

$$U = 0,41 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$C = 0,84 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$$

Espesor: 33 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Placa de yeso laminado	0,015	0,25	825	1
Lana mineral	0,060	0,035	50	1
Enfoscado	0,010	1,3	1.900	1
Ladrillo hueco triple	0,115	0,432	930	1
Ladrillo hueco triple	0,115	0,432	930	1
Revestimiento exterior	0,015	1,3	1.900	1

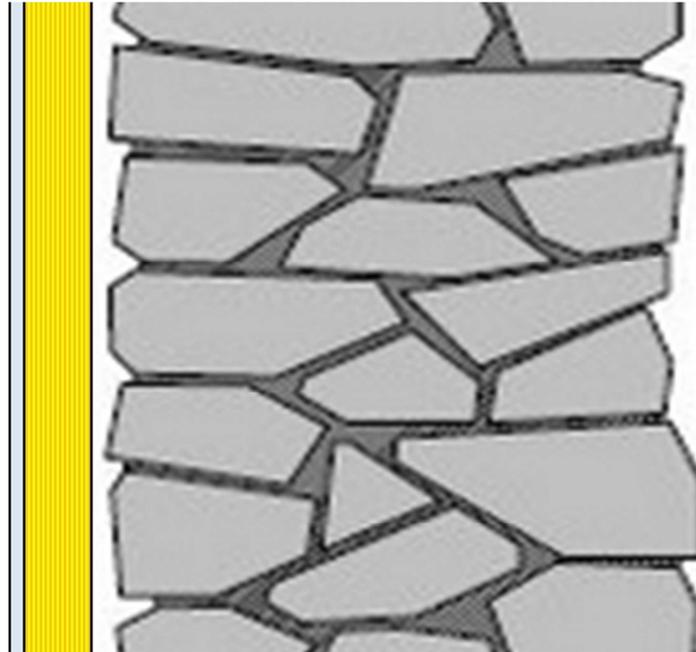
PARED Nº 19

CÓDIGO: R3

$$U = 0,38 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$C = 1,84 \text{ MJ/m}^3 \cdot \text{K}$$

Espesor: 70 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Placa de yeso laminado	0,015	0,25	825	1
Lana mineral	0,070	0,035	50	1
Enlucido de yeso	0,015	0,3	750	1
Piedra	0,600	1,7	2.100	1

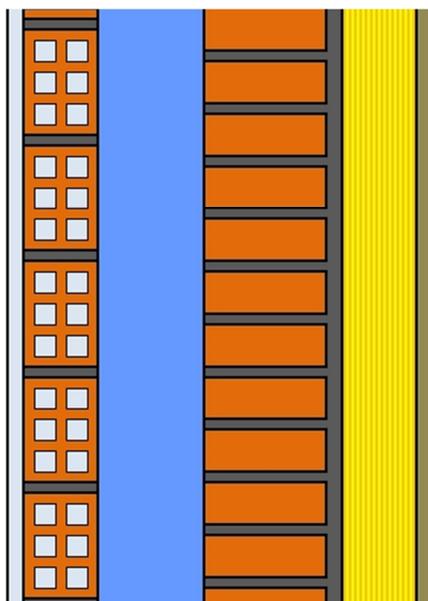
PARED Nº 20

CÓDIGO: R4

$$U = 0,40 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$C = 0,96 \text{ MJ/m}^3\cdot\text{K}$$

Espesor: 40 cm



Material	Espesor [m]	λ [W/m·K]	ρ [kg/m ³]	C_p [kJ/kg·K]
Enlucido de yeso	0,015	0,3	750	1
Ladrillo hueco doble	0,070	0,432	930	1
Cámara de aire ³	0,100			
Ladrillo caravista (1/2 pie)	0,115	0,991	2.170	1
Revestimiento exterior	0,015	1,3	1.900	1
Lana mineral (SATE)	0,070	0,038	155	1
Revestimiento exterior	0,015	1,3	1.900	1

³ Se ha tratado como una capa sin inercia de resistencia térmica $R = 0,18 \text{ m}^2\cdot\text{K/W}$

