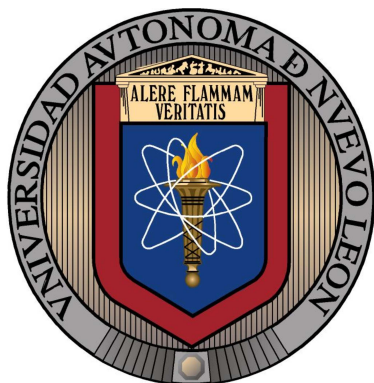


Universidad Autónoma de Nuevo León

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica



**Desarrollo de un código computacional para el
cálculo dinámico de cargas térmicas en
edificaciones**

Autor: Roberto Eliud Soto Espinoza

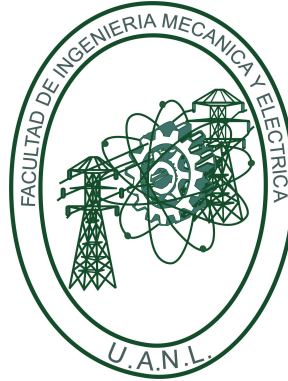
Director: Dr. Simón Martínez Martínez

En opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Mecánica
con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

San Nicolás de los Garza, N.L.

Octubre, 2012

Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica



**Desarrollo de un código computacional para el
cálculo dinámico de cargas térmicas en
edificaciones**

Autor: Roberto Eliud Soto Espinoza

Director: Dr. Simón Martínez Martínez

En opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería Mecánica
con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

San Nicolás de los Garza, N.L.

Octubre, 2012

Universidad Autónoma de Nuevo León
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
División de Estudios de Postgrado

Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la tesis **Desarrollo de un código computacional para el cálculo dinámico de cargas térmicas en edificaciones** realizada por el alumno Roberto Eliud Soto Espinoza, con número de matrícula 1162765, sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestro en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

El Comité de Tesis

Dr. Simón Martínez Martínez
Director

Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz
Revisor

Dr. Salvador Valtierra Gallardo
Revisor

Dr. Moisés Hinojsa Rivera
Subdirector de División de Estudios de Posgrado

A mis abuelos:

Rebeca de la Serna...

Jesús Soto...

Aurora Suárez...

Roberto Espinoza...

Agradecimientos

Al Dr. Simón Martínez, director de tesis, por su labor de tutor durante estos años en el departamento y en la realización de este trabajo.

Al Dr. Fausto Sánchez, por su ayuda en la programación del código computacional y por sus enseñanzas académicas y profesionales.

Al Dr. Salvador Valtierra, por su apoyo en la realización de este trabajo y demás proyectos elaborados durante estos años.

A la Dra. Elvira Martínez, por sus recomendaciones.

A los profesores M.C. Miguel García Yera, Dr. Gustavo Rodríguez y Dr. Max Salvador, por sus enseñanzas en las aulas de clase.

A los compañeros de la maestría, especialmente a los más longevos, Hugo Ramírez, Benjamín Zamudio, Leonel Peña, Rubén Leal, Jorge Díaz, Rafael Olvera, Eduardo Ferrer, Edgar Martínez, Héctor Hernández, Eduardo Rodríguez, David Mares, Bernardino Brizuela, Fernando Ibarra, Andrés Patiño y Paola Madrigal.

A la empresa Owens Corning México, quien dio apoyo financiero para la realización de este trabajo a través de los proyectos CONACYT, *NL-2008-C12-85545: Generar soluciones de bajo costo para el ahorro de energía y/o aumento de confort mediante el aislamiento térmico a casas de interés social de 40 a 90 m² de construcción*, y *I0008-2009-NL-136853: Desarrollo del calculador para el ahorro de energía en casas habitación por medio de la modelación térmica*.

Resumen

Una de las medidas que están considerando los gobiernos para mitigar el incremento de la demanda energética mundial es tomar acciones para el uso eficiente de la energía. En el sector de edificaciones, estas acciones implican la búsqueda de sistemas más eficientes para obtener confort térmico dentro de las edificaciones, así como la reducción del consumo de energía de los sistemas de climatización.

Para evaluar la eficiencia energética de las edificaciones es necesario realizar una simulación computacional del mismo. La simulación computacional implica un cálculo detallado de los procesos de transferencia de energía y masa que afectan el comportamiento térmico de las edificaciones.

En este trabajo se presenta el desarrollo de un código computacional para el cálculo de las cargas dinámicas térmicas en edificaciones, haciendo énfasis en la evaluación de los procesos de transferencia de calor. Estos incluyen, la transferencia de calor por conducción a través de la envolvente, la transferencia de calor por convección entre las superficies del edificio y el aire y, los procesos de transferencia de calor por radiación de onda corta y larga. Asimismo, se busca que el código esté diseñado de tal forma que pueda ser robustecido mediante mejoras continuas que permitan perfeccionar la evaluación de los procesos de transferencia de calor y la incorporación de otros mecanismos de transporte.

Se presenta una revisión exhaustiva del estado del arte del modelado de edificios.

Posteriormente se describen los métodos y procedimientos del *Método de Balance de Calor* empleado para el desarrollo del código.

Finalmente se presenta la verificación del código numérico.

Índice general

Índice de figuras	VIII
Índice de tablas	x
Lista de Símbolos	xI
1. Introducción	1
1.1. Motivación	1
1.2. Objetivos y alcances	3
1.3. Estructura del documento	4
2. Transferencia de calor y masa en edificios	5
2.1. Los edificios como un sistema integral	5
2.2. Transferencia de calor y masa a través de la envolvente	7
2.2.1. Densidad, calor específico y conductividad térmica	10
2.2.2. Resistencia térmica	11
2.2.3. Puentes térmicos	13
2.2.4. Características dinámicas	14
2.2.5. Ventanas	15
2.3. Convección de calor y masa en superficies	17
2.4. Transferencia de calor por radiación	19
2.4.1. Radiación de onda corta	21
2.4.2. Radiación de onda larga	23
2.5. Sombras	23
2.6. Flujo de aire	23
2.7. Fuentes internas de calor y humedad	24
2.8. Sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire	24

ÍNDICE GENERAL

3. Modelado computacional de edificios	26
3.1. Evolución	26
3.2. Métodos de modelado de edificios	27
3.2.1. Enfoque de Avance	28
3.2.2. Método de Balance de Calor	30
3.2.3. Métodos de Red Térmica	34
3.2.4. Enfoque Inverso	39
4. Desarrollo del código numérico	42
4.1. Modelos adoptados para el código numérico	42
4.2. Balance de calor en el aire de la zona	43
4.2.1. Infiltraciones	44
4.3. Balance de calor en las superficies exteriores	45
4.3.1. Radiación de onda corta en superficies exteriores	45
4.3.2. Radiación de onda larga en superficies exteriores	47
4.3.3. Convección en superficies exteriores	50
4.4. Transferencia de calor por conducción a través de la envolvente	50
4.5. Balance de calor en las superficies interiores	52
4.5.1. Irradiación solar incidente sobre superficies interiores	52
4.5.2. Radiación debida a sistemas de iluminación y otras fuentes internas	53
4.5.3. Intercambio de radiación de onda larga entre superficies interiores	54
4.5.4. Convección en superficies interiores	56
4.6. Temperatura en superficies exteriores e interiores	56
4.6.1. Transferencia de calor a través del suelo	57
4.7. Posición del Sol	57
4.8. Consideraciones y cantidades geométricas	60
4.9. Datos de entrada requeridos	62
4.9.1. Información global	63
4.9.2. Información geométrica	64
4.9.3. Información de la envolvente	64
4.9.4. Información meteorológica	64
4.10. Arquitectura y algoritmos del código numérico	65
4.10.1. Programación modular y FORTRAN 95	65

ÍNDICE GENERAL

4.10.2. Estructura, formato y convenciones adoptadas para el código numérico	66
4.10.3. Rutina principal	67
4.10.4. Subrutina que ejecuta la simulación numérica	68
5. Verificación del código numérico	71
5.1. Procedimientos de validación y verificación	71
5.2. Verificación analítica del código	75
5.2.1. Descripción de la configuración de la zona de prueba y consideraciones adicionales	76
5.2.2. Prueba EEConv: Convección en estado-estable	77
5.2.3. Prueba EECond: Conducción en estado-estable	78
5.2.4. Prueba TC1: Conducción de calor en estado transitorio - pared adiabática	80
5.2.5. Prueba TC2: Conducción de calor en estado transitorio - respuesta escalón	82
5.2.6. Prueba TC3: Conducción de calor en estado transitorio - temperatura sinusoidal - múltiples capas	86
5.2.7. Prueba RadSolExt: Radiación solar exterior - superficie opaca	88
5.2.8. Prueba RadExt: Radiación de onda larga exterior	93
5.2.9. Prueba RadInt: Radiación de onda larga interior	95
5.2.10. Prueba GanIntCalor: Ganancias internas de calor - convectivas y radiativas	98
5.3. Comparación entre programas: EnergyPlus y el código desarrollado .	100
5.3.1. Caso: envolvente ligera (CEL)	101
5.3.2. Caso: envolvente masiva (CEM)	104
5.3.3. Caso: envolvente ligera (CEL-LF) y envolvente masiva (CEM-LF)	107
6. Conclusiones y trabajo futuro	112
6.1. Conclusiones	112
6.2. Trabajo futuro	113
A. Método de cálculo en el dominio del tiempo para la obtención de los CTF	116
A.1. Modelo en diferencias finitas	116

ÍNDICE GENERAL

A.2. Formulación en estado-espacio	117
A.3. Factores de respuesta térmicos	119
A.4. Funciones de transferencia de conducción, CTF	121
Referencias	122

Índice de figuras

2.1. Agentes que influyen en las condiciones ambientales en el interior de los edificios.	6
2.2. Principales procesos que afectan la transferencia de calor y masa a través de la envolvente.	8
2.3. Circuitos térmicos equivalentes.	12
2.4. Comparación del incremento del espesor de algunos materiales con el calor transferido a través de los mismos	12
2.5. Representación esquemática del <i>retraso en el tiempo</i> (ϕ) y del <i>factor de decremento</i>	15
2.6. Transferencia de calor a través de un sólido semitransparente.	16
2.7. Capas límite hidrodinámica, térmica y de concentración.	18
2.8. Intercambio de radiación	21
2.9. Componentes de la irradiación solar.	22
3.1. Esquema del enfoque de avance.	29
3.2. Esquema del Método de Balance de Calor.	32
3.3. Clasificación de los modelos de Red Térmica.	35
3.4. Esquema del modelo de red de nodos.	36
3.5. Esquema del modelo de red de zonas.	36
4.1. Esquema del balance de calor en superficies exteriores.	45
4.2. Balance de calor en superficies interiores.	52
4.3. Esquema de los ángulos relacionados con la posición del Sol.	58
4.4. Volumen arbitrario compuesto por varias superficies.	60
4.5. Ángulos de acimut (γ_s), elevación (β_s) e inclinación (Σ_s) de una superficie.	61
4.6. Ejemplo de la estructura de las subrutinas.	67

ÍNDICE DE FIGURAS

4.7. Diagrama de flujo de la subrutina que administra la simulación numérica.	70
5.1. Método de validación.	74
5.2. Esquema del modelo analítico para la prueba TC1.	81
5.3. Comparación entre la solución analítica y el código para la prueba TC1.	83
5.4. Esquema del modelo analítico para la prueba TC2.	84
5.5. Comparativa entre la solución analítica y el código para la prueba TC2 para el “escalón” de temperatura de 10 a 40 °C,	85
5.6. Comparativa entre la solución analítica y el código para la prueba TC2 para el “escalón” de temperatura de 40 a -20 °C.	86
5.7. Esquema del modelo analítico para la prueba TC3.	87
5.8. Comparativa entre la solución analítica y el código para la prueba TC3.	89
5.9. Comparativa entre la solución analítica y el código para la prueba RadSolExt, superficie con orientación sur.	92
5.10. Variación de la relación de aspecto (RA) de la geometría de la zona y cálculo del área de superficies.	96
5.11. Diferencia porcentual del calor transferido hacia el interior de la zona entre la solución analítica y el código para la prueba RadInt.	97
5.12. Diferencia porcentual del calor transferido hacia el interior de la zona entre la solución analítica y el código para la prueba RadInt.	98
5.13. Comparativa entre la solución analítica y el código para la prueba IntHeatGain.	100
5.14. Irradiación solar total que incide sobre las superficies exteriores del caso CEL.	105
5.15. Carga térmica de calefacción y refrigeración para el caso CEL.	107
5.16. Carga térmica de calefacción y refrigeración para el caso CEM.	108
5.17. Temperatura del aire interior de la zona (T_z) para el caso CEL-LF.	110
5.18. Temperatura del aire interior de la zona (T_z) para el caso CEM-LF.	111
A.1. Esquema del modelo en diferencias finitas.	116
A.2. Descripción de la distribución de los nodos para el modelo en diferencias finitas.	117

Índice de tablas

4.1. Factores de corrección para el ángulo de acimut solar (γ).	60
5.1. Organización de las pruebas de verificación analítica.	76
5.2. Parámetros de prueba empleados para la prueba EEConv.	78
5.3. Resultados de la prueba EEConv.	78
5.4. Parámetros de prueba empleados para la prueba EECond.	79
5.5. Resultados de la prueba EECond.	80
5.6. Parámetros de prueba empleados para la prueba TC1.	81
5.7. Parámetros de prueba empleados para la prueba TC2.	84
5.8. Parámetros de prueba empleados para la prueba TC3.	88
5.9. Irradiación solar directa que incide sobre las superficies orientadas hacia el sur y oeste para la prueba RadSolExt.	91
5.10. Parámetros de prueba empleados para la prueba SolRadExt.	92
5.11. Parámetros de prueba empleados para la prueba ExtLWRad.	94
5.12. Resultados de la prueba ExtLWRad.	94
5.13. Parámetros de prueba empleados para la prueba RadInt.	97
5.14. Parámetros de prueba empleados para la prueba IntHeatGain.	99
5.15. Datos de la locación para el caso CEL.	102
5.16. Propiedades de la envolvente para el caso CEL.	103
5.17. Comparación de resultados anuales del caso CEL.	106
5.18. Propiedades de la envolvente para el caso CEM.	106
5.19. Comparación de resultados anuales del caso CEM.	109

Lista de Símbolos

- A área, [m^2]
- a, b, c, d constantes
- ACH cambios de aire por hora, por sus siglas en ingles
- C concentración molar, [$kmol/sm^3$]
- C_p calor específico a presión constante, [J/kgK]
- d_n día del año, [$dias$]
- E potencia emisiva, [W/m^2]
- ET ecuación del tiempo, [min]
- F factor de forma, [-]
- FAW fracción de área de ventana sobre la que incide la irradiación solar, [-]
- H sumatoria de los CTF's de tiempos anteriores
- h coeficiente de transferencia de calor por convección, [m^2K/W]
- h_m coeficiente de transferencia de masa por convección, [m/s]
- HH huso horario, [hr]
- I irradiación, [W/m^2]
- $I_{dif,h}$ irradiación difusa horizontal, [W/m^2]
- $I_{T,h}$ irradiación total horizontal, [W/m^2]
- IR_{hor} intensidad de radiación infrarroja horizontal, [W/m^2K]

ÍNDICE DE TABLAS

k	conductividad térmica, $[W/mK]$
L	espesor, $[m^2]$
MLE	meridiano local estándar, $[^\circ]$
N''	transferencia de masa por convección, $[kmol/sm^2]$
Q	transferencia de calor total, $[W]$
q''	flujo de calor por unidad de área, $[W/m^2]$
$q''_{\alpha sol}$	flujo de calor por radiación solar directa y difusa absorbido por la superficie, $[W/m^2]$
q''_{he}	flujo de calor por convección exterior, $[W/m^2]$
q''_{hi}	flujo de calor por convección de calor interior, $[W/m^2]$
q''_{illum}	flujo de calor por radiación de onda corta debida a la iluminación artificial que incide sobre la superficie, $[W/m^2]$
q''_{ke}	flujo de calor por conducción exterior, $[W/m^2]$
q''_{ki}	flujo de calor por conducción de calor interior, $[W/m^2]$
q''_{rolf}	flujo de calor por radiación de onda larga debida a fuentes internas que incide sobre la superficie, $[W/m^2]$
q''_{rols}	intercambio de calor por radiación de onda larga entre las superficies de la zona, $[W/m^2]$
q''_{rol}	intercambio de radiación de onda larga de la superficie con el aire y los alrededores, $[W/m^2]$
q''_{sol}	radiación solar transmitida por aberturas que es absorbida por la superficie, $[W/m^2]$
Q_f	calor total transferido por convección de las fuentes internas, $[W]$
Q_{inf}	calor total transferido debido a infiltraciones, $[W]$
Q_{mez}	calor total transferido debido la mezcla del aire entre la zona anlizada y las zonas adyacentes, $[W]$
Q_{sis}	calor total removido o añadido por el sistema HVAC, $[W]$

ÍNDICE DE TABLAS

Q_{si}	calor total transferido por convección desde las superficies de la zona, [W]
$Q_{r_{ilum}}$	fracción radiativa de la carga térmica de iluminación, [W]
$Q_{r_{misc}}$	fracción radiativa de la carga térmica debida a fuentes internas de calor, [W]
R	resistencia térmica, [m^2K/W]
T	temperatura, [$^{\circ}C$]
t	tiempo, [s]
T_{pr}	temperatura de punto de rocío, [$^{\circ}C$]
$T_{sol-aire}$	temperatura sol-aire, [$^{\circ}C$]
T_{LA}	tiempo local aparente, [hr]
T_{LE}	hora local estándar, [hr]
V	velocidad, [m/s]
V	volumen, [m^3]
x, y, z	dirección de coordenadas cartesianas, [m]
$X_{sum}, Y_{sum}, Z_{sum}$	sumatorias aplicadas a vértices

Letras Griegas

α	absortividad, [-]
α	disusividad térmica, [m^2/s]
α_s	absortividad térmica de superficie, [-]
β	ángulo de elevación, [$^{\circ}$]
ΔR	radiación infrarroja debida a la diferencia entre la temperatura del aire exterior y la temperatura aparente del cielo, [W/m^2]
δ	delta Kronecker
δ	paso de tiempo, [s]
δ	ángulo de declinación solar, [$^{\circ}$]
γ	ángulo de acimut, [$^{\circ}$]

ÍNDICE DE TABLAS

Λ_{op}	cobertura del cielo opaca, [-]
ω	ángulo horario, [°]
ϕ	ángulo de latitud local, [°]
ρ	densidad, [kg/m ³]
ρ_{alr}	albedo de los alrededores, [-]
σ	constante de Stefan-Boltzmann, [5.67 × 10 ⁻⁸ W/m ² K ⁴]
τ	transmitividad, [-]
θ	ángulo de incidencia de la radiación directa, [°]
θ_0	ángulo de posición solar, [°]
ε	emisividad, [-]
Ψ	diferencia entre los ángulos de acimut solar y acimut de superficie, [°]
Σ	ángulo de inclinación, [°]
Υ	razón entre la radiación directa y difusa, [-]

Superíndices

ns	número de superficies
nv	número de vértices
nz	número de zonas
t	tiempo

Subíndices

∞	condiciones ambientales
A	especie A
abs	absorbido
$aire$	aire
alr	alrededores
$cielo$	cielo

ÍNDICE DE TABLAS

<i>dif</i>	difusa
<i>dir</i>	directa
<i>e</i>	exterior
<i>i</i>	interior
<i>i, j, k</i>	contadores
<i>illum</i>	iluminación
<i>inf</i>	infiltraciones
<i>misc</i>	misceláneos
<i>s</i>	superficie
<i>se</i>	superficie exterior
<i>si</i>	superficie interior
<i>sis</i>	sistema HVAC
<i>T</i>	total
<i>t</i>	tiempo
<i>trr</i>	terreno
<i>vtn</i>	ventana
<i>z</i>	zona

Otros

\hbar	coeficiente de transferencia de calor por radiación, W/m^2K
---------	---

Capítulo 1

Introducción

1.1 Motivación

El incremento de la demanda energética mundial en los últimos años ha llevado a los gobiernos a crear dependencias que normalicen y regulen el uso eficiente de la energía. Para ello, se han proyectado acciones que conlleven a reducir el consumo de energía sin detrimento en la satisfacción de las demandas energéticas para la producción de los bienes y servicios que requiere la sociedad.

Dichas acciones deberán cumplir con las siguientes cualidades: ser económicamente viables, asegurar un nivel de calidad, disminuir las emisiones contaminantes y el impacto ambiental que se deriva de la generación, distribución y consumo de energía. Este concepto también incluye la preservación de los recursos naturales sustituyendo las fuentes no renovables por fuentes renovables de energía.

En México, de acuerdo a la Comisión Federal de Electricidad (CFE) [1], el sector doméstico abarca el 27.13% de las ventas directas al público, siendo éste un importante sector consumidor de energía eléctrica. Según la Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (CONUEE) [2] en una vivienda el 44% del consumo de la energía eléctrica y del gas natural es debido a los sistemas de calefacción y/o aire acondicionado, el 33% corresponde a la iluminación y aparatos electrodomésticos, mientras que el 14% corresponde al consumo de energía eléctrica del refrigerador y el 9% de la estufa.

Algunas de las recomendaciones que hace la CONUEE y la CFE para el uso eficiente de la energía en la vivienda se enlistan a continuación:

- Orientar adecuadamente la vivienda de tal manera que en clima caluroso se tenga menor ganancia de calor a través de sus paredes y ventanas hacia el

interior de la vivienda.

- Utilizar tecnologías que reduzcan los flujos de calor hacia el interior a través de la envolvente, por ejemplo, aislantes térmicos y ventanas de doble vidrio.
- Contar con elementos sombreadores, tales como volados, ventanas remetidas o aleros en ventanas sobre las que incida la radiación solar directa. Asimismo se recomienda el uso de árboles alrededor de la vivienda.
- Sellar ventanas y puertas con silicón para evitar infiltraciones del aire exterior.
- Pintar con colores claros que permitan mejorar el reflejo de la iluminación natural.
- Emplear sistemas de iluminación de luz fría o fluorescentes.
- Utilizar equipos de acondicionamiento de aire y calefacción del alta eficiencia.

Es importante poder evaluar todas estas acciones para el uso eficiente de la energía, principalmente para conocer su viabilidad económica, así como su impacto en el desempeño térmico del edificio, el cual deberá de proveer a la mayoría de sus ocupantes de un ambiente de confort. Una herramienta que puede ser utilizada para esta tarea es la simulación computacional, la cual implica un cálculo detallado de los procesos de transferencia de energía y masa que ocurren en los edificios.

Existen dos motivos principales para utilizar la simulación computacional:

1. Los edificios son sistemas térmicos complejos que involucran muchos fenómenos de transferencia de energía y masa. Los métodos tradicionales de diseño de edificios fallan al tratar de corresponder a tal complejidad.
2. Al comparar la simulación computacional con los estudios experimentales, la primera es considerada relativamente más económica y rápida, además de que se tiene un total control sobre todas las variables que puedan afectar al edificio.

Lo anterior no implica que la simulación computacional reemplace directamente a los estudios experimentales sino que establece una metodología que puede favorecer al desarrollo de soluciones más satisfactorias, que posteriormente deberán ser probadas experimentalmente.

1.2 Objetivos y alcances

El objetivo de este trabajo de tesis es el desarrollo de un código computacional que permita la evaluación del desempeño térmico en edificios que operen solamente con recursos pasivos (*e.g. aislantes térmicos*), o que funcionen con sistemas de climatización. El código computacional se limitará a los procesos de transferencia de calor sensible, no obstante, este deberá de estar diseñado también para que reciba mejoras continuas que permitan evaluar otros mecanismos de transporte tales como: calor latente y humedad.

Las características, en orden de prioridad, con las que se busca que cuente el código computacional son:

- **Legibilidad.** El código debe ser claro y fácil de entender.
- **Reproducibilidad.** El código no debe de permitir opciones vagamente definidas, los usuarios deberán obtener resultados similares en cada caso analizado.
- **Exactitud.** El código debe arrojar resultados lo suficientemente exactos, de tal forma que permitan tomar decisiones correctas.
- **Sensibilidad.** Los modelos utilizados deberán responder de manera adecuada a diferentes opciones de diseño. En otros términos, la diferencia del comportamiento térmico entre dos opciones de diseño se debe ver reflejado apropiadamente.
- **Robustez.** Deberá ser posible evaluar diferentes opciones de diseño.
- **Rapidez.** El tiempo total invertido en la simulación computacional deberá ser apropiado para poder considerar diferentes opciones de diseño.

En general, se pretende que el código sea claro, organizado y bien estructurado con el fin de que sea accesible. Esto ayudará a que sea fácil de depurar, mantener y probar. Asimismo, se persigue que el código entregue resultados lo suficientemente exactos para tomar decisiones correctas y que sea capaz de evaluar distintas opciones de diseño de la envolvente.

1.3 Estructura del documento

El documento de la presente tesis está estructurado en seis capítulos, tal y como se describen a continuación.

El **primer capítulo** describe la motivación, los objetivos y la estructura de la tesis.

El **segundo capítulo** hace énfasis en los flujos de calor y masa que de alguna manera afectan el comportamiento térmico de los edificios. Además, se comentan algunas de las propiedades que caracterizan los flujos de calor y masa.

El **tercer capítulo** presenta el estado del arte del modelado de edificios donde se plasma la evolución de las herramientas para el cálculo y estimación energética en edificios. Se comentan los distintos métodos utilizados por los programas de simulación térmica de edificios.

El **cuarto capítulo** describe los modelos empleados para el cálculo de los flujos de calor dentro del código computacional. También se presentan las convenciones, estructuras y formatos empleados para la elaboración del código. Adicionalmente, se describen los procedimientos empleados por las rutinas principales para llevar a cabo la simulación computacional.

El **quinto capítulo** presentan una serie de pruebas de verificación con el fin de corroborar el correcto funcionamiento del código.

El **sexto capítulo** plasma las conclusiones del trabajo realizado y plantea una serie de trabajos futuros.

Capítulo 2

Transferencia de calor y masa en edificios

2.1 Los edificios como un sistema integral

Es razonable considerar que el principal objetivo de los edificios es proveer resguardo en un ambiente confortable para las personas que se encuentran dentro de éste. Como se ilustra en la figura 2.1, las condiciones ambientales en el interior del edificio son influenciadas por diversos agentes. Los principales agentes pueden identificarse como:

- Las condiciones ambientales exteriores.
- Características de la envolvente.
- Los ocupantes.
- Los sistemas auxiliares.

Siendo el edificio un sistema que se encuentra constantemente en contacto con el ambiente exterior, ambos intercambian energía en un sentido u otro dependiendo de las condiciones que tienen cada uno en cada instante. Las condiciones ambientales exteriores que afectan al edificio pueden ser agrupadas en diversas variables meteorológicas. En el presente contexto las principales variables meteorológicas son la temperatura y humedad del aire, la radiación solar y la velocidad y dirección del viento.

Por otra parte, la composición de la envolvente afecta de manera importante el comportamiento higrotérmico de ésta, y por consiguiente a la cantidad de calor y masa que se transfiere hacia el ambiente interior del edificio. Ante una misma

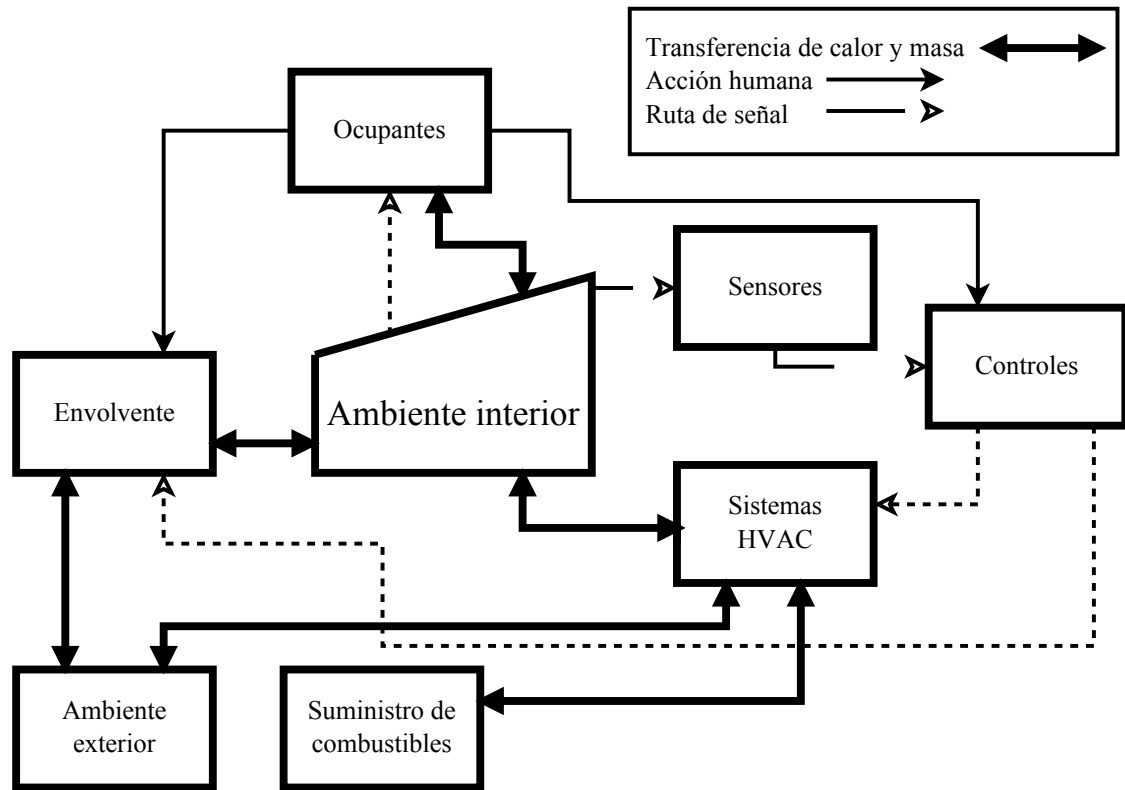


Figura 2.1: Agentes que influyen en las condiciones ambientales en el interior de los edificios. Adaptada de Hensen [3].

excitación, el comportamiento de un muro frente a otro será distinto si ambos difieren en su composición.

Además, los ocupantes del edificio pueden causar ganancias de calor sensible y latente hacia el ambiente interior, ya sea por su metabolismo o por el uso de aparatos electrodomésticos, estufas, computadoras, u otros. Adicionalmente, el ambiente interior puede ser controlado por los ocupantes por dos mecanismos. El primero es modificando los elementos de la envoltente, por ejemplo, abriendo o cerrando puertas, ventanas o cortinas. El segundo es programando o ajustando el funcionamiento de los dispositivos que controlan a los sistemas de HVAC.

Los sistemas auxiliares que desempeñan tareas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire (*i.e.* los sistemas HVAC, por sus siglas en inglés) también afectan el ambiente interior en el edificio.

Estos agentes actúan sobre el ambiente interior del edificio a través de diversos mecanismos de transferencia de calor y masa. Los mecanismos principales son:

- Difusión de calor y masa a través de la envolvente y particiones.
- Convección de calor y masa entre el aire y las superficies.
- Radiación de calor en forma de radiación de onda corta o larga.
- Flujo de aire a través de la envolvente y de los sistemas de HVAC.

Todos estos flujos de calor y masa interactúan entre sí de manera dinámica, y determinan el comportamiento térmico del edificio. Para comprender y analizar el comportamiento térmico de un edificio se debe de considerar a éste como un sistema integral y dinámico compuesto por diversos mecanismos de transferencia de calor y masa.

En las siguientes secciones se describen por separado cada uno de los diferentes mecanismos de transferencia de calor y masa en edificios y los factores importantes que los afectan.

2.2 Transferencia de calor y masa a través de la envolvente

La envolvente de los edificios incluye los techos, suelos, paredes y puertas, y sirve como una barrera física que separa las condiciones ambientales del exterior y del interior del mismo. Las superficies exteriores e interiores de la envolvente están constantemente expuestas a los cambios de las condiciones ambientales externas e internas. De las variaciones ambientales se derivan cambios en la temperatura, humedad y presión de aire entre las superficies exteriores e interiores de la envolvente. Dichas condiciones ambientales cambian con el tiempo, además, los materiales de la envolvente tienen la capacidad de almacenar calor y humedad. Esto provoca que la transferencia de calor y masa a través de los materiales de la envolvente adquiera un carácter transitorio.

La diferencia de temperatura, humedad y presión del aire entre las superficies exteriores e interiores son los potenciales de impulso de la transferencia de calor y masa a través de la envolvente. En la figura 2.2 se ilustran los principales procesos que afectan a dichos potenciales de impulso.

La radiación solar que incide sobre la superficie exterior eleva la temperatura de ésta, con lo cual se incrementa la diferencia de temperatura entre superficies y en consecuencia la transferencia de calor hacia el interior. Con respecto a la humedad

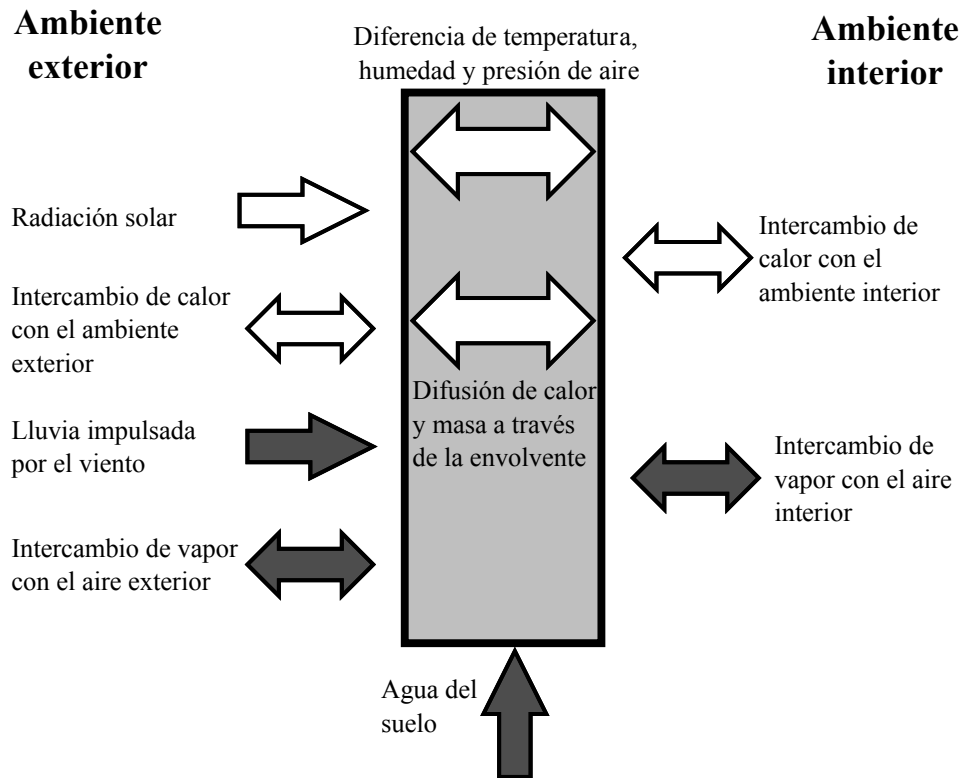


Figura 2.2: Principales procesos que afectan la transferencia de calor y masa a través de la envolvente. Adaptada del *Handbook Fundamentals* de la ASHRAE [4].

en la superficie, la radiación solar usualmente actúa como un método de secado para la superficie, sin embargo, en ocasiones (*e.g.* cuando la superficies está mojada) la radiación puede elevar la presión del vapor causando que el vapor se difunda en ambas direcciones, el exterior y el interior de la envolvente, lo cual puede modificar el desempeño térmico y el deterioro de la envolvente.

El intercambio de calor de la superficie con el ambiente exterior e interior sucede principalmente por convección y por radiación de onda larga. Típicamente ambos procesos tienen el efecto de enfriar las superficies, ya sea por intercambiar calor por radiación de onda larga con la atmósfera y los alrededores o por intercambiar calor por convección con el aire.

La lluvia (especialmente la lluvia que es impulsada de manera horizontal por el viento) es una de las contribuciones más importantes de la humedad total que entra a través de la envolvente del edificio [5, 6]. Otra contribución de humedad se puede dar por los efectos de capilaridad que suceden en la envolvente, por ejemplo, ésta

puede absorber agua del suelo.

Las superficies expuestas de la envolvente intercambian vapor de agua y aire con el ambiente, principalmente a través de las grietas e imperfecciones de la envolvente.

Por lo anterior, un análisis riguroso de los procesos físicos que ocurren dentro de la envolvente considera a ésta como un medio poroso y examina de manera acoplada la transferencia de calor y masa [7, 8, 9]. Se deben considerar los cambios de fase, la difusión de humedad y los efectos capilares en los poros de la envolvente [10], incluso para algunos materiales los efectos de la radiación entre las superficies de los poros puede ser importante [11]. Cabe mencionar que la magnitud de estos transportes de energía y masa están en función de las propiedades higo-térmicas (*i.e. densidad, calor específico, conductividad térmica, permeabilidad, retención de agua y difusión de vapor*) de los materiales que componen a la envolvente.

Los procesos de transferencia de calor y masa a través de la envolvente impactan las condiciones de temperatura, humedad y calidad del aire interior del edificio, así como el consumo de energía de los sistemas de calefacción y de aire acondicionado. La transmisión de humedad también está relacionada con el crecimiento de hongos y moho, así como al agrietamiento, degradación y modificación de las propiedades de los materiales de la envolvente.

El estudio de la transferencia de calor y masa a través de la envolvente de los edificios es una línea de investigación que sigue en desarrollo. De acuerdo a Woloszyn *et al.* [12], el reto actual es asegurar un buen balance entre los diferentes fenómenos físicos que interactúan, más que desarrollar modelos que se enfoquen en un solo fenómeno.

Aunque los efectos acoplados de la transferencia de calor y masa pueden afectar considerablemente las condiciones de los edificios, en los objetivos de la tesis se estableció considerar únicamente los procesos de transferencia de calor sensible, por lo que en las siguientes secciones sólo se comentan algunos de los aspectos importantes relacionados con la transferencia de calor a través de la envolvente.

2.2.1 Densidad, calor específico y conductividad térmica

Se considera *conducción* al modo de transferencia de energía desde las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia como resultado de las interacciones entre las partículas. El mecanismo físico de la conducción se encuentra asociado a las colisiones y la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. La conducción puede tener lugar en sólidos, líquidos y gases; en sólidos, es debida a las vibraciones de las moléculas y a la energía transportada por electrones libres [13, 14].

Es posible cuantificar el proceso de transferencia de calor por conducción empleando la *ley de Fourier*. Esta ley describe el flujo unidimensional a través de un material homogéneo:

$$q''_{x,t} = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.1)$$

donde el flujo de calor por unidad de área $q''_{x,t}$ es la rapidez con que se transfiere el calor en la dirección x por área unitaria y es perpendicular a la dirección del flujo de calor, y es proporcional al gradiente de temperatura $\partial T/\partial x$ en esta dirección. La constante de proporcionalidad k , es una propiedad de transporte conocida como conductividad térmica.

La conductividad térmica se puede considerar como una medida de la capacidad de los materiales para conducir calor. Un valor elevado de conductividad térmica indica que el material es un buen conductor de calor (*e.g.* metales, hormigones, entre otros); un valor bajo indica que es un pobre conductor de calor o aislante térmico (*e.g.* fibra de vidrio, poliestireno, entre otros).

Otras propiedades relevantes son la densidad ρ y el calor específico C_p . La densidad es la cantidad de masa contenida en un volumen determinado y el calor específico define la cantidad de calor que debe ser suministrado a una unidad de masa para elevar su temperatura una unidad. El producto ρC_p es la capacidad del material para almacenar energía térmica.

2.2.2 Resistencia térmica

La resistencia térmica R (también conocida como *valor-R*) es un concepto ampliamente utilizado en el sector del diseño térmico de edificios. Se deriva de una analogía entre la difusión de calor y la carga eléctrica, de la misma manera que se asocia una resistencia eléctrica con la conducción de electricidad, se asocia una resistencia térmica con la conducción de calor. Se considera a la resistencia térmica como una medida de la oposición que ejerce un material para que el calor se transmita a través de él. El *valor-R* de un material se puede calcular de la siguiente manera:

$$R \equiv \frac{T_{se} - T_{si}}{Q_x} = \frac{L}{kA} \quad (2.2)$$

donde T_{se} y T_{si} son las temperaturas de las superficies exterior e interior, respectivamente, q_x es el calor transferido en la dirección x , L es el espesor del material, k es la conductividad térmica y A es el área perpendicular a la dirección de la transferencia de calor. Usualmente la envolvente está compuesta por múltiples capas de materiales como se muestra en la figura 2.3. En el circuito térmico equivalente de una pared compuesta en serie (figura 2.3a), la resistencia térmica es la suma del *valor-R* de cada material. En cambio, para calcular la resistencia térmica en una pared compuesta en serie-paralelo (figura 2.3b) primero se determina la resistencia equivalente de los materiales E y F, y luego se suma a las resistencias de los demás materiales.

Al incrementar el espesor de cualquier material se aumenta el *valor-R* de éste pero la transferencia de calor a través de dicho material no necesariamente decae de manera proporcional al incrementar su espesor. De hecho, este efecto es como el que se muestra en la figura 2.4, donde se compara el incremento del espesor de varios materiales aislantes contra el calor transferido a través de estos debido a cargas térmicas de calefacción y refrigeración. Al incrementar el espesor de los materiales, el calor transferido decrece de manera abrupta al principio; posteriormente, el decremento ya no es tan substancial y se reduce al seguir incrementando el espesor. Por ello, es importante encontrar un *valor-R* óptimo para cada aplicación.

Cabe mencionar que en la práctica y en Normas [16] para el cálculo del *valor-R* de la envolvente también se consideran coeficientes transferencia de calor por convección entre la superficie y el aire, en cuyo caso el *valor-R* se calcula de la siguiente manera:

2.2 Transferencia de calor y masa a través de la envolvente

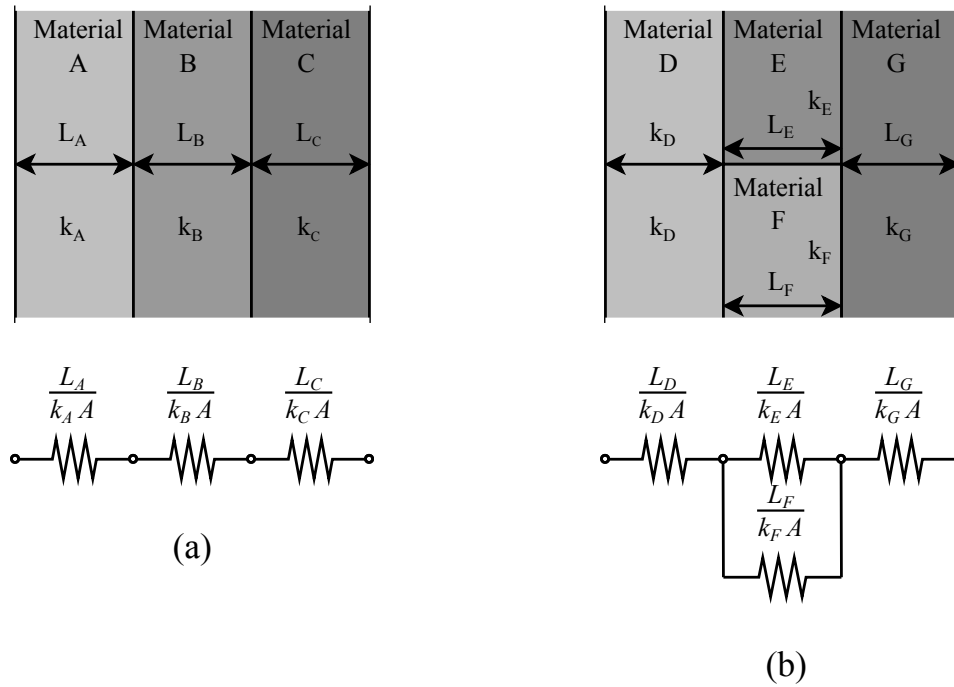


Figura 2.3: Circuitos térmicos equivalentes. Pared compuesta (a) en serie y (b) en serie-paralelo.

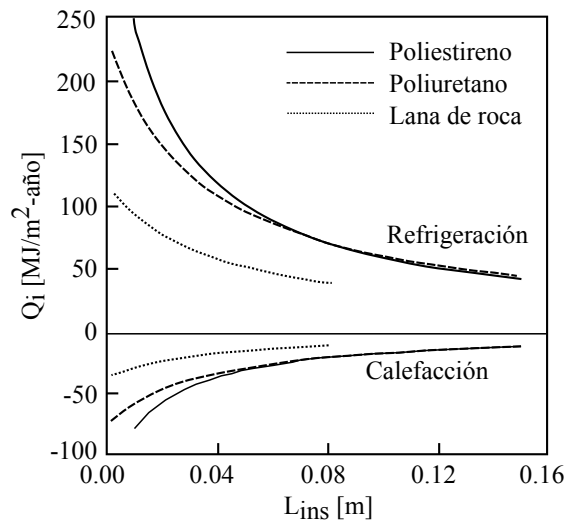


Figura 2.4: Comparación del incremento del espesor de algunos materiales con el calor transferido a través de los mismos, adaptada de la referencia [15].

$$R = \frac{1}{h} \quad (2.3)$$

donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección. Sin embargo, su

uso sólo es recomendable para estimaciones de la transferencia de calor en estado estacionario debido a la fuerte dependencia que tiene el coeficiente h con la diferencia de temperaturas entre el aire, las superficie y el viento.

2.2.3 Puentes térmicos

En ocasiones es importante considerar la transferencia de calor en más de una dirección, por ejemplo, en caso de que existan puentes térmicos en la envolvente o en uniones entre el techo y las paredes interiores. En paredes compuestas en serie-paralelo pueden existir puentes térmicos, por ejemplo si el material F de la figura 2.3 tiene un *valor-R* alto y el material G tiene un *valor-R* bajo, la transferencia de calor ocurrirá principalmente por el material G. En el sistema de construcción vigueta-bovedilla el puente térmico ocurre en la vigueta de concreto (material con alta conductividad térmica) ya que la vigueta comunica las condiciones de la superficie exterior con las interiores, mientras que la bovedilla típicamente es de poliestireno expandido (un aislante térmico). También, en la construcción ligera en la que se utilizan perfiles de acero como elementos estructurales existen puentes térmicos debido a los perfiles de acero. Otro ejemplo en donde existen puentes térmicos es en los marcos de aluminio o de acero de las ventanas.

Mohiuddin *et al.* [17] estudiaron el efecto de los elementos estructurales de acero en paredes de construcción ligera. Muestran que al incrementar el número de estos elementos se reduce el *valor-R* de la pared. Por ejemplo, una pared con 5% de elementos estructurales de acero tiene un *valor-R* de $1.64 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$, una pared con 11% de elementos tiene un *valor-R* de $1.21 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$, y una pared con 14% tiene un *valor-R* de $1.09 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$. Esto representa una reducción de un 26% y un 33%, respectivamente, en la resistencia térmica comparado con el valor R de la pared con 5% de elementos. Por otro lado, Kosny [18] estudió dos paredes que tienen diferente porcentaje de elementos estructurales. La diferencia de la carga térmica anual utilizando una pared con un porcentaje de elementos del 25% y otra con 9.4% es de alrededor del 18%. Lo anterior indica la importancia que tienen los puentes térmicos en el análisis de la transferencia de calor a través de la envolvente.

2.2.4 Características dinámicas

Aunque el *valor-R* es un parámetro con el que se pueden estimar las cargas térmicas y el aislamiento térmico requerido en algunas aplicaciones, no plasma información sobre cómo será el desempeño de la envolvente debido a las fluctuaciones de temperatura. Enseguida se comentan algunos de los conceptos que están relacionados con el comportamiento térmico dinámico de la envolvente.

La *difusividad térmica* (α) representa la capacidad de un material para conducir calor en relación con su capacidad de almacenar energía térmica:

$$\alpha = \frac{k}{\rho C_p} \quad (2.4)$$

Entre mayor sea la difusividad térmica, más rápida será la propagación del calor a través del medio. Materiales con una alta α responderán rápidamente a cambios en su medio térmico, mientras que los materiales con α pequeña responderán más lentamente y tardarán más en alcanzar una nueva condición de equilibrio.

En trabajos recientes se discuten estas características. Asan [19] compara la difusividad térmica de 21 materiales empleados en la construcción de edificios con los conceptos de *retraso temporal* y *factor de decremento* (ver figura 2.5). El *retraso temporal* se define como el tiempo que tarda en propagarse una onda de flujo de calor desde la superficie exterior hasta la superficie interior, y el *factor de decremento* lo define como la disminución de la amplitud de la onda de flujo de calor al pasar a través del material. Determina que materiales con alta difusividad térmica como el poliuretano y el granito tienen altos *factores de decremento*, pero bajos *retrasos temporales*. Materiales con baja difusividad térmica como el concreto y el ladrillo tienen bajos *factores de decremento* pero tienen altos *retrasos temporales*.

El conocimiento de este tipo de propiedades de los materiales es útil para el diseño de tecnologías y estrategias en las que se emplee la masa de los materiales de la envolvente con el objetivo de aumentar las horas de confort térmico, así como para reducir el consumo de los equipos de calefacción y enfriamiento [20, 21, 22].

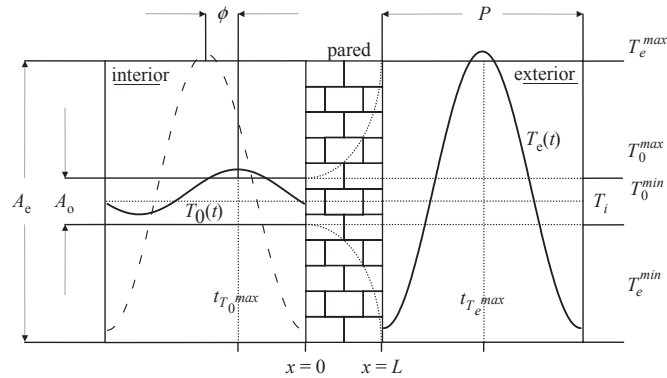


Figura 2.5: Representación esquemática del retraso en el tiempo (ϕ) y del factor de decremento (A_0/A_e). Adaptada de Asan [19].

2.2.5 Ventanas

La envolvente de los edificios consta de superficies opacas a la radiación solar, como techos y muros, y de superficies semitransparentes a la radiación solar como las ventanas. Existen muchos tipos de ventanas, principalmente compuestas por un material semi-transparente (*e.g.* vidrio o plástico) y por marcos (*e.g.* aluminio, madera o PVC). Los componentes de cristal de un edificio son, al mismo tiempo, los elementos más fuertes y más débiles [23]. Sus desventajas están asociadas a la pérdida de calor y al des-confort térmico y visual; sus beneficios incluyen las ganancias pasivas de calor solar, la reducción del consumo eléctrico por iluminación y proveer una conexión visual con el exterior. Adicionalmente, las ventanas pueden ser operadas para que ingrese aire del exterior y con ello ventilar los espacios interiores del edificio [24].

Los procesos de transferencia de calor que ocurren a través del sólido semi-transparente de las ventanas se ilustran en la figura 2.6. Cuando la radiación solar incide sobre la superficie exterior del vidrio de una ventana se producen varios efectos. Parte de la radiación incidente es reflejada hacia el exterior, otra porción es absorbida por la masa del vidrio, y otra fracción atraviesa el vidrio y se transmite hacia la superficie interior. Esta última fracción incidirá sobre las demás superficies interiores del edificio. Adicionalmente, el calor se transmite por conducción a través del vidrio y de los marcos, también lo hace por convección en los casos de ventanas con doble o más vidrios y a través de los huecos de los marcos.

Típicamente, las ventanas se caracterizan térmicamente con un coeficiente de transferencia de calor global (también conocido como *valor-U*) y con un coeficiente

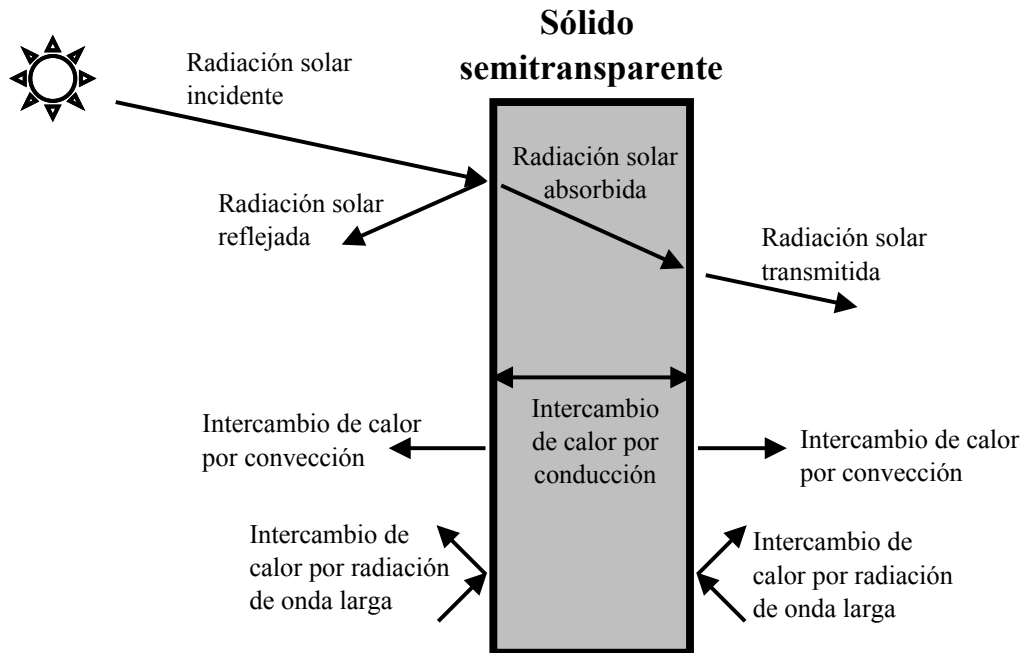


Figura 2.6: Transferencia de calor a través de un sólido semitransparente.

de ganancia de calor solar (*SHGC*, por sus siglas en inglés).

El *valor-U* determina la transferencia de calor por conducción y convección a través de la ventana debido a la diferencia de temperaturas entre las superficies expuestas de la ventana. El *valor-U* es el inverso del *valor-R*, ($U = R^{-1}$), por lo que, en general, este valor depende sólo de las conductividades térmicas del vidrio y del marco, y de la proporción entre el área del vidrio y el área del marco.

Para aumentar el *valor-U* de las ventanas se pueden emplear tecnologías de ventanas de múltiples capas de vidrio [25], utilizar gases de baja conductividad térmica (*e.g.* argón y criptón) o aerogeles [26] en lugar de aire entre las capas de vidrio, emplear marcos con materiales de baja conductividad térmica (*e.g.* PVC o madera) [27, 28], o marcos que cuenten con dispositivos que rompan el puente térmico [29].

Por otra parte, el coeficiente *SHGC* caracteriza la transferencia de calor debido a la radiación de onda corta y larga a través del vidrio. El coeficiente *SHGC* depende de la transmisividad (τ), la reflectividad (ρ) y la absorptividad (α) definidos como las fracciones de la radiación incidente que es transmitida, reflejada y absorbida por la capa, respectivamente; esto incluye las interreflexiones dentro de la capa. Estas propiedades a su vez dependen del ángulo de incidencia de la radiación solar y de la

longitud de onda.

Aplicando tecnologías de recubrimiento selectivo de longitud de onda a los vidrios se puede modificar el coeficiente *SHGC*, por ejemplo, existen recubrimientos que permiten pasar la luz visible y a su vez bloquean la radiación infrarroja.

2.3 Convección de calor y masa en superficies

Dentro del contexto del análisis térmico de edificios, la *convección* se puede considerar como un proceso que ocurre entre superficies y el aire adyacente a éstas. La transferencia de calor y masa por convección juega un papel importante en el análisis térmico de los edificios ya que estos dos procesos afectan las condiciones de temperatura y contenido de humedad de las superficies de la envolvente, y por ende, modifica la transferencia de calor y masa a través de la propia envolvente, las condiciones de temperatura y humedad en el interior del edificio, y el consumo de los sistemas HVAC.

La *convección* de calor se compone de dos mecanismos: transferencia de calor debido al movimiento molecular aleatorio (*i.e.* conducción) y transferencia de energía debido al movimiento macroscópico del fluido. La convección se encuentra estrechamente relacionada con las características del movimiento del fluido.

Considere el movimiento del fluido sobre la superficie que se muestra en la figura 2.7. Cuando el fluido se mueve sobre la superficie, las partículas que tocan la superficie adquieren una velocidad cero, éstas causan un retraso del movimiento de la capa adyacente del fluido, que a su vez actúa sobre el movimiento de las partículas de la siguiente capa, y así sucesivamente hasta que a una cierta distancia el efecto es despreciable y la velocidad de las partículas es la misma que la del fluido libre (u_∞). La zona en la que ocurren estos cambios de la velocidad del fluido se le conoce como *capa límite hidrodinámica*. Esta capa es caracterizada por los esfuerzos tangenciales, por la viscosidad del fluido y por el gradiente de velocidades.

Ahora bien, la capa adyacente a la superficie en la que la temperatura cambia desde la temperatura de la superficie (T_s) hasta la temperatura del flujo libre (T_∞), se conoce como *capa límite térmica*. Sin importar la naturaleza particular del proceso de transferencia de calor por convección, la ecuación o modelo apropiado es de la forma:

2.3 Convección de calor y masa en superficies

$$q'' = h(T_\infty - T_s) \quad (2.5)$$

donde q'' es el flujo de calor por convección, T_∞ y T_s son las temperaturas del fluido y de la superficie, respectivamente, y h es una constante de proporcionalidad denominada coeficiente de transferencia de calor por convección.

Análogamente, la capa en donde la concentración del fluido libre ($C_{A,\infty}$) cambia hasta la concentración de la superficie ($C_{A,s}$) se le conoce como *capa límite de concentración*. De manera similar a la ecuación 2.5 se puede establecer una ecuación para la transferencia de masa:

$$N''_A = h_m(C_{A,\infty} - C_{A,s}) \quad (2.6)$$

donde N''_A es la transferencia de masa por convección, y h_m es el coeficiente de transferencia de masa por convección.

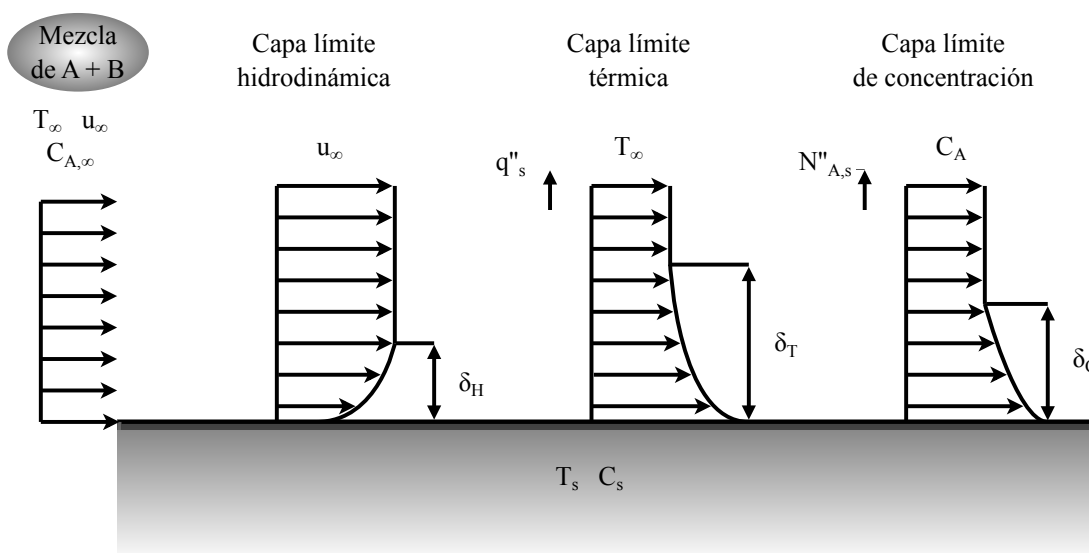


Figura 2.7: Capas límite hidrodinámica, térmica y de concentración.

Las superficies entre las que se intercambia calor y masa con el aire pueden ser: las superficies de la envolvente (*paredes, techo y ventanas*) o superficies que representen a las personas, a los electrodomésticos, a los muebles, entre otros.

En la literatura existe una gran cantidad de correlaciones y modelos para determinar los coeficientes h y h_m . Clarke [30] muestra un compendio de correlaciones para el coeficiente de convección forzada, convección libre y convección mixta, elaboradas por diversos autores. En este compendio correlacionan h con la diferencia de temperaturas entre la superficie y el aire y con los cambios de aire del edificio. La aplicabilidad de las correlaciones que presentan depende, por ejemplo, del tipo de superficie, *i.e.* pared, techo, suelo o ventana, del tipo y ubicación del equipo de calefacción, o de como sea el movimiento del aire dentro del edificio (*e.g.* convección mixta o flujos térmicamente estratificados). Palyvos [31] y Shao *et al.* [32] presentan correlaciones de h con la velocidad y dirección del viento.

El error generado en el cálculo de cargas térmicas al no utilizar una correlación adecuada, puede ser de hasta el 10 % [33]. Debido a que existen diversas correlaciones, algunas generadas con experimentos de campo o laboratorio y otras generadas con métodos numéricos, se deben de examinar las condiciones específicas bajo las que han sido obtenidas y asegurar, que las correlaciones cumplen las necesidades que el usuario requiere [31].

2.4 Transferencia de calor por radiación

La radiación es la energía en forma de onda electromagnética *emitida* por la materia que se encuentra a una temperatura finita. A diferencia de la transferencia de calor por conducción y convección, la radiación no precisa un medio para transferirse.

En muchas aplicaciones (entre ellas el análisis térmico de edificios) la radiación se considera como un *fenómeno superficial*, *i.e.* la radiación emitida por las moléculas interiores de sólidos y líquidos es fuertemente absorbida por las moléculas contiguas. En consecuencia, la radiación emitida desde el interior no sale del volumen. De hecho, la energía emitida por el volumen se origina de moléculas que están a una distancia aproximada de $1 \mu m$ de la superficie [13].

La radiación (E) que emite la materia limitada por una superficie, está dada por la *ley de Stefan-Boltzmann*:

$$E = \sigma T_s^4 \tag{2.7}$$

2.4 Transferencia de calor por radiación

donde T_s es la temperatura absoluta de la superficie y σ es la *constante de Stefan-Boltzmann*. En el S.I. $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{W/m}^2\text{K}^4$. Esta ecuación aplica cuando se considera la energía que se emite desde la superficie de un cuerpo negro, *i.e.* un objeto teórico que absorbe toda la energía radiante que incide sobre él. Sin embargo, la radiación emitida por una superficie real es menor a la de un cuerpo negro y está dada por la siguiente ecuación:

$$E = \varepsilon\sigma T_s^4 \quad (2.8)$$

donde ε es la *emisividad* de la superficie. La emisividad proporciona una medida de la eficiencia con la que una superficie emite energía en relación a un *cuerpo negro*. El valor de la emisividad tiene un rango de $0 \leq \varepsilon \leq 1$, y depende del tipo de material de la superficie, del acabado y de la temperatura absoluta a la que se encuentre la superficie.

Ahora bien, considerando la transferencia de calor por radiación que se muestra en la figura 2.8a, una fracción de la irradiación que incide sobre la superficie será *absorbida* por ésta, lo que incrementará la temperatura de dicha superficie, otra fracción será *reflejada* y otra será *emitida*. La irradiación absorbida I_{abs} se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$I_{abs} = \alpha I \quad (2.9)$$

donde α es la *absortividad* de la superficie e I es la radiación que incide sobre la superficie. Esta ecuación implica que la temperatura de la superficie y la temperatura de la fuente de radiación son del mismo orden de magnitud, y que (por la ley de Kirchhoff) la absortividad de la superficie es igual a la emisividad. Al igual que la emisividad, la absortividad tiene un valor entre 0 y 1; un valor cercano a 0 indica que la mayoría de la irradiación es reflejada por la superficie.

Otro concepto relacionado con la radiación es la *radiosidad*, la cual (como se muestra en la figura 2.8a) es la suma de la radiación emitida y la irradiación reflejada por la superficie, en otras palabras es toda la energía radiante que sale de una superficie.

Cuando una superficie intercambia calor por radiación con sus alrededores (ver figura 2.8b). La transferencia de calor intercambiada por radiación entre las superficies

2.4 Transferencia de calor por radiación

puede ser calculada con la siguiente ecuación:

$$q''_{alr} = \varepsilon\sigma F_{s \rightarrow alr}(T_s^4 - T_{alr}^4) \quad (2.10)$$

donde T_{alr} es la temperatura de los alrededores, y $F_{s \rightarrow alr}$ es el *factor de forma* o *factor visión* entre la superficie y los alrededores. El *factor de forma* se define como la fracción de la radiación que sale de la superficie que es interceptada por la superficie i , y depende de la forma geometría y de la posición relativa entre superficies.

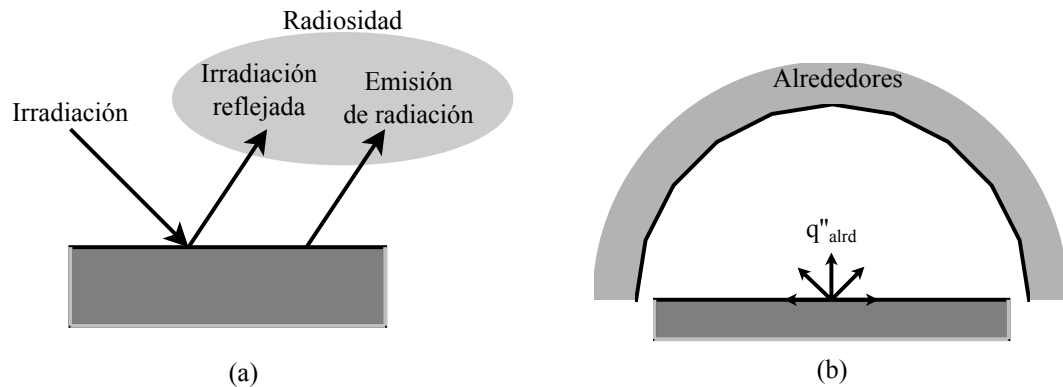


Figura 2.8: Intercambio de radiación(a) en la superficie, y (b) entre una superficie y sus alrededores.

En el contexto del análisis térmico de edificios, en el intercambio de calor por radiación se distinguen dos tipos en función de la longitud de onda. La radiación solar y otros objetos que se encuentren a altas temperaturas, como los sistemas de iluminación, son fuentes de radiación de onda corta; mientras que elementos como otras superficies, personas, entre otros, intercambian calor por radiación de onda larga (también llamada radiación térmica). En general, se puede considerar que los rayos gamma, los rayos X y los rayos ultravioleta (UV) son radiación de onda corta, y que la radiación que se extiende aproximadamente entre 0.1 y 100 μm , esto incluye parte de la radiación UV, todo el espectro visible, y el infrarrojo (IR) es radiación de onda larga [13].

2.4.1 Radiación de onda corta

La fuente más importante de radiación de onda corta es el Sol, que en la mayoría de los edificios constituye la mayor ganancia de calor.

2.4 Transferencia de calor por radiación

Visto desde la Tierra, el Sol actúa como una fuente puntual que ilumina a la Tierra, con rayos de radiación prácticamente paralelos. Al rayo cuasi-colimado que incide sobre lo alto de la atmósfera terrestre se le conoce como *radiación solar extraterrestre*. Una vez que la radiación solar extraterrestre entra a la atmósfera de la Tierra una parte se ve absorbida y dispersada por los gases y partículas presentes en la atmósfera, otra parte se ve refleja hacia el exterior de la Tierra. La radiación que fue dispersada en la atmósfera produce la *radiación solar difusa*. Mientras que la radiación que permanece sin ser absorbida ni dispersada, y que aún permanece cuasi-colimada, constituye la *radiación solar directa*. En la figura 2.9 se muestra un esquema de las componentes de la irradiación solar total que incide sobre una superficie, la cual es una combinación de la radiación solar directa, difusa y, la radiación que es reflejada por las superficies circundantes.

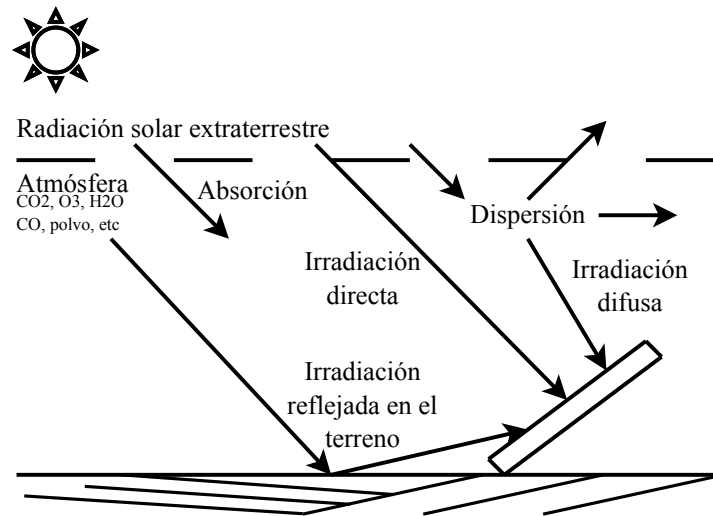


Figura 2.9: Componentes de la irradiación solar.

El movimiento aparente del Sol respecto a la Tierra, así como de las condiciones atmosféricas a lo largo del día producen cambios en la radiación solar total que incide sobre una superficie. La radiación solar que incide sobre una superficie opaca aumenta la temperatura de ésta, afectando la transferencia de calor por conducción y, por consiguiente, la temperatura en el interior del edificio.

2.4.2 Radiación de onda larga

El intercambio de calor de radiación por onda larga que se da entre las superficies del edificio (opacas o semitransparentes) y los alrededores como el cielo, los edificios circundantes y el suelo puede afectar considerablemente la temperatura de la superficie, en especial durante la noche o en condiciones de cielo despejado, cuando la temperatura del cielo puede ser notablemente menor a la temperatura de las superficies exteriores del edificio. Esto incrementa de manera considerable la transferencia de calor. Otro aspecto importante relacionado con la radiación de onda larga es en el confort térmico. Si dentro del edificio se encuentran superficies a baja temperatura (*e.g.* ventanas), éstas podrán intercambiar calor con la piel humana y por ende afectar el confort térmico.

Como lo indica la ecuación 2.10, es necesario conocer la temperatura de las superficies así como el factor de visión entre las superficies para poder calcular la transferencia de calor.

2.5 Sombras

Las sombras son generadas por elementos que se encuentran entre las superficies del edificio y el Sol *e.g.* otros edificios, árboles o montañas. En el edificio (especialmente en las ventanas) se emplean dispositivos diseñados con el fin de generar sombras como los voladizos, persianas, cortinas o toldos. Modificando parámetros como la orientación, forma y obstrucciones de la geometría del edificio, es posible optimizar patrones de sombreado e insolación sobre el edificio para mejorar su comportamiento térmico.

2.6 Flujo de aire

Dentro de los edificios se pueden considerar cuatro tipos de flujos de aire predominantes: el flujo de aire que existe entre las diferentes zonas del edificio, infiltraciones, la ventilación natural y la ventilación mecánica.

La infiltración es el flujo de aire que se traslada a través de grietas que se pueden encontrar alrededor de puertas y ventanas, o través de los mismos elementos de la envolvente. El flujo de aire entre las diferentes zonas del edificio, así como las

2.7 Fuentes internas de calor y humedad

infiltraciones, son causadas por la diferencia de la presión entre las zonas o entre el interior y exterior del edificio, según sea el caso.

Por otro lado, se considera ventilación natural al flujo de aire que ingresa intencionalmente a través de ventanas u otras aberturas en la envolvente. La ventilación mecánica es el flujo de aire suministrado deliberadamente para satisfacer los requerimientos de aire fresco y, en algunas ocasiones, para enfriar o calentar el aire interior del edificio.

La operación de apertura y cierre de ventanas y puertas, los cambios en la velocidad y dirección del viento, y el uso intermitente de la ventilación mecánica influyen los niveles de infiltración y el flujo de aire entre zonas.

2.7 Fuentes internas de calor y humedad

Las fuentes internas de calor y humedad en los edificios son muy diversas, algunos ejemplos son la iluminación, el refrigerador, la cocina, los equipos electrónicos, las personas, entre otros. Usualmente, la ganancia debida a las fuentes internas de calor y humedad se divide en calor sensible, latente y radiante. El calor sensible se añade directamente al aire por conducción y convección afectando la temperatura de la zona. Por otro lado, el calor latente ocurre cuando se añade humedad al aire de la zona (*e.g.* el vapor emitido por personas o equipos). En contraste, el calor radiante primeramente es absorbido por las superficies de la envolvente y objetos de la zona y después es transferido por conducción y convección.

2.8 Sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire

Los sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, conocidos como sistemas HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning, por sus siglas en inglés), tienen como principales funciones el calentamiento, enfriamiento, ventilación, humidificación y des-humidificación del aire en el interior de los edificios, con el objeto de mantener condiciones de confort.

Existe una gran variedad de sistemas de HVAC, por ejemplo, los sistemas centralizados que distribuyen calefacción, enfriamiento y ventilación a múltiples zonas de edificios o sistemas descentralizados para zonas pequeñas o medianas. Tienen apli-

2.8 Sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire

cación en todo tipo de edificios como las oficinas, departamentos, escuelas, hoteles, hospitales, entre otros.

Los sistemas HVAC están compuestos por una gran variedad de elementos que incluyen intercambiadores de calor, serpentines de calentamiento o enfriamiento, humidificadores, cámaras de mezclado, boilers, chimeneas, abanicos, bombas, motores, compresores, colectores solares, sistemas de tuberías, sistemas de ductos, sistemas de control, tanques de almacenamiento, entre otros. Todos estos componentes afectan el comportamiento térmico del edificio y el desempeño de los sistemas HVAC.

Capítulo 3

Modelado computacional de edificios

3.1 Evolución

Hasta mediados de los años 70 se empleaban cálculos simplificados para estimar el consumo de energía en edificios [30]. Con las simplificaciones se buscaba reducir la complejidad del sistema térmico a emular. Una parte o la totalidad del edificio se simplifican y se incluían condiciones de frontera sencillas como diferencias de temperatura constantes, omitían el intercambio de radiación entre superficies y las interacciones entre los flujos de calor y masa. Aunque actualmente algunos de estos métodos aún tienen aplicación en el diseño de edificios, se debe tener en cuenta que estos métodos fallan al tratar de corresponder a la complejidad de los flujos de calor y masa que afectan a los edificios. Debido a esta complejidad, es necesario emplear modelos matemáticos que simplifican e idealizan los procesos involucrados. No obstante, estos modelos pueden ir desde simples correlaciones hasta conjuntos de ecuaciones que deben ser resueltas simultáneamente. Resulta entonces necesario emplear computadoras para aplicar métodos numéricos que resuelvan los modelos.

El desarrollo de estos modelos computacionales ha sido extenso, y aún se encuentra en constante desarrollo. Clarke [30] resume la evolución de las herramientas para la estimación energética en edificios, desde los métodos tradicionales hasta los métodos actuales de simulación computacional, en cuatro generaciones:

1. En la primera generación no existía un claro intento de representar fielmente los flujos de calor y masa que ocurren en los edificios, se buscaba la simplicidad. Las herramientas de esta generación consisten en métodos que se pueden resolver manualmente y son orientados a indicar al usuario sobre ciertos criterios del

desempeño del edificio. Algunos ejemplos de esta generación son los métodos *Degree-Day*, *Bin* y *Equivalent Full-Load Hour* [34].

2. A mediados de la década de 1970 emergen los programas de simulación, en ellos se comienza a abordar el aspecto dinámico de los procesos térmicos en los edificios, particularmente con respecto a la transferencia de calor en envolventes constituidas por múltiples capas de materiales. Los métodos de *factores de respuesta en el dominio del tiempo o frecuencia* son ejemplos desarrollados durante esta generación.
3. Con el arribo de computadoras personales con mayor capacidad de cómputo, a mediados de la década de 1980 aparecen los programas de tercera generación. En esta generación se comienza a integrar el cómputo de los procesos de transferencia de calor y masa considerando sólo como variables independientes al tiempo y espacio.
4. La cuarta generación inició a mediados de la década de 1990. En esta generación la integración de los modelos sigue siendo un trabajo importante, pero adicionalmente se trabaja en el desarrollo de la interoperabilidad de los programas y en la integración de la simulación computacional al proceso de diseño de edificios [35]. Además, en respuesta a la aceptación de los programas de simulación, emergen nuevos desarrollos, por ejemplo, interfaces más accesibles, manuales de referencia técnica y de entrenamiento.

La cuarta generación de herramientas de simulación aún sigue en desarrollo. Esfuerzos internacionales como el de IEA-ECBCS Annex 41 [36] tienen como propósito aumentar el conocimiento de los fenómenos físicos de transferencia de calor y masa en los edificios y analizar los efectos en el confort, calidad del aire, consumo de energía y durabilidad del edificio.

3.2 Métodos de modelado de edificios

Los métodos de modelado de edificios se pueden dividir en dos enfoques: **enfoque de avance** y **enfoque inverso** [4]. El enfoque de avance está basado en modelos matemáticos que describen los fenómenos de transporte de energía y masa en los edificios. El objetivo es predecir las variables de salida de un modelo específico y de parámetros conocidos cuando es sujeto a variables de entrada específicas. En cambio,

en el enfoque inverso las variables de entrada y salida son conocidas y el objetivo es determinar una descripción matemática del edificio. Entonces el enfoque inverso sólo puede ser aplicado en edificios existentes.

3.2.1 Enfoque de Avance

El enfoque de avance, también llamado enfoque clásico, se compone de cuatro secuencias de análisis [34]: el **análisis de la carga térmica**, el **análisis del sistema secundario**, el **análisis del sistema primario** y el **análisis económico**, como se muestra en la figura 3.1. Cabe señalar que se denomina *sistema secundario* a los equipos que distribuyen la calefacción, enfriamiento o ventilación al espacio acondicionado. En general, incluye a todos los elementos que se encuentran entre los espacios del edificio y el sistema primario, *e.g.* el evaporador, el condensador, el humidificador, los ductos de ventilación, los abanicos, entre otros. Se denomina *sistema primario* a los equipos que transforman los combustibles o energía eléctrica en energía de calefacción o enfriamiento, *e.g.* mini-split, boilers, torres de enfriamiento, entre otros. En conjunto, el sistema secundario y primario componen al sistema HVAC.

En el **análisis de carga térmica**, con la descripción del edificio y datos climatológicos de la región se calculan los flujos de calor y masa del edificio. La carga térmica, de calor sensible y latente, depende de numerosos factores que incluyen la temperatura y humedad del aire exterior, la velocidad y dirección del viento, la radiación solar, las fuentes de calor internas, la infiltración, la transferencia de calor a través de la envolvente, del efecto de las sombras en el edificio, entre otros. Usualmente la información de cargas térmicas se genera por cada paso de tiempo de simulación. En esta etapa también es posible generar la información de la capacidad que deberán tener los equipos de calefacción y enfriamiento para mantener condiciones de confort dentro del edificio.

En la etapa del **análisis del sistema secundario** se utiliza la información de la carga térmica para determinar la cantidad de calor que debe ser removido o añadido a la zona acondicionada por el sistema secundario. Además de las cargas térmicas, el sistema secundario también se ve afectado por el tipo de control y los horarios de funcionamiento de éste. Por otro lado, en el **análisis del sistema primario**

3.2 Métodos de modelado de edificios

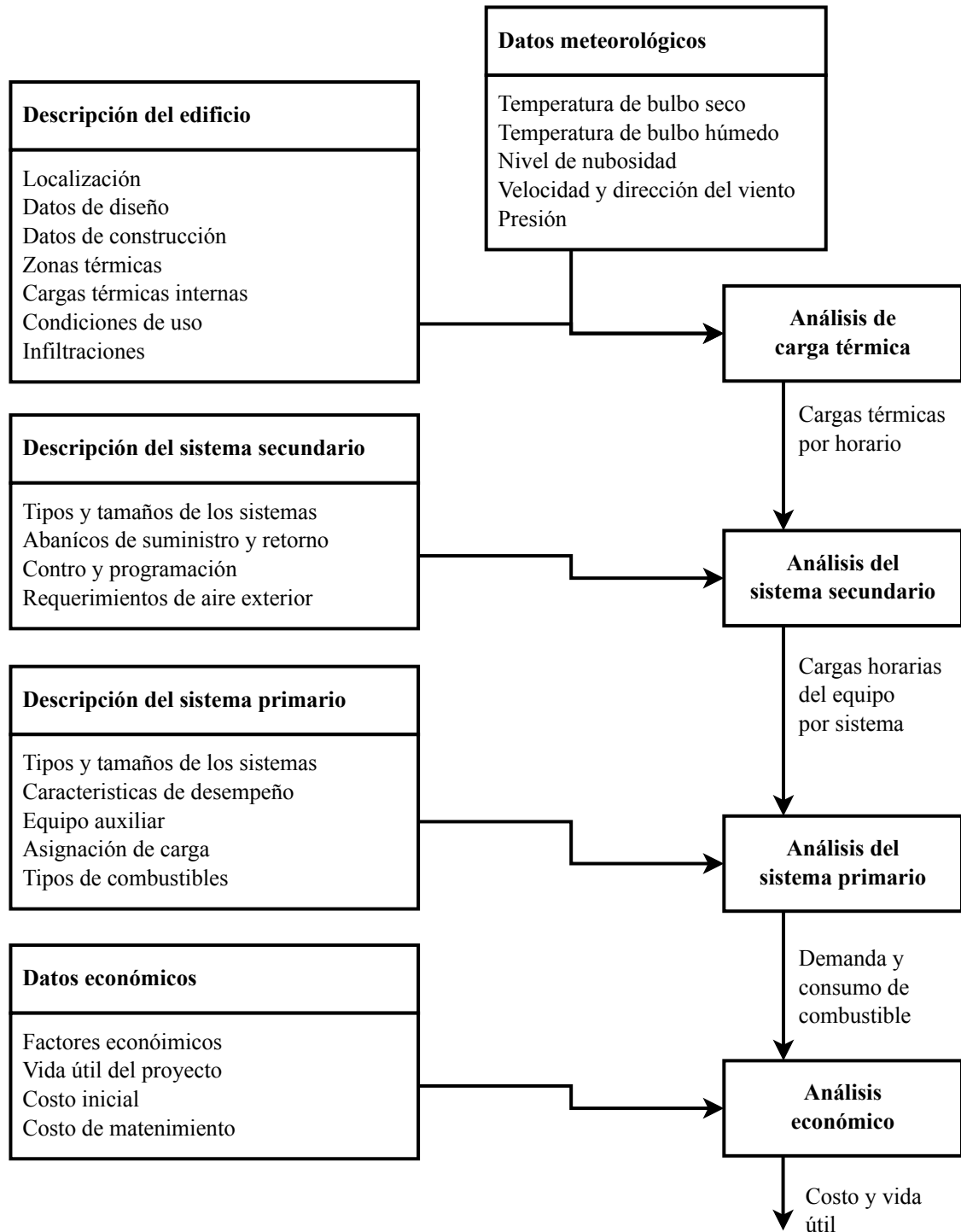


Figura 3.1: Esquema del enfoque de avance. Adaptada de [34].

se calculan los requerimientos de combustibles y energía eléctrica para alimentar al sistema secundario. En el análisis también se incluye la energía que consumen los equipos auxiliares del sistema secundario, *e.g.* los ventiladores, el desempeño y

eficiencia de los equipos, y el tipo de combustible, *e.g.* gas natural, leña o electricidad.

En el **análisis económico** se determina el costo/beneficio de la operación del edificio. La información generada en la etapa anterior es importante para calcular los costos del consumo de combustibles y electricidad, los costos de mantenimiento y la inversión inicial del sistema HVAC.

Para el modelado del desempeño de los sistemas primarios y secundarios se puede optar por la creación de librerías que contengan modelos de cada uno de los elementos que componen a los sistemas de HVAC [37], *e.g.* serpentines, abanicos, bombas o compresores. En el análisis económico, dependiendo de las necesidades del usuario, se pueden considerar parámetros económicos importantes como el costo del edificio y de los equipos de HVAC, los costos de mantenimiento, las tarifas de los servicios, las tasas de intereses e inflación, entre otros.

3.2.2 Método de Balance de Calor

El Método de Balance de Calor consiste básicamente en hacer un balance de calor por cada una de las superficies exteriores e interiores, que conforman el edificio y un balance de calor en el aire de la zona.

La principal consideración del método es suponer que el aire dentro de las zonas del edificio está *completamente mezclado*. Esto implica que la temperatura de la zona es uniforme. Esta consideración puede resultar no ser adecuada, por ejemplo en zonas de gran tamaño como auditorios, gimnasios, entre otros, con ventilación natural o ventilación por desplazamiento, y en general en zonas en las que se espere tener gradientes de temperatura en el espacio de la zona.

Otras consideraciones de este método son:

- La temperatura de las superficies es uniforme.
- La radiación de onda corta y larga son uniformes.
- Las superficies son emisores difusos.
- La conducción de calor entre superficies es unidimensional.

3.2 Métodos de modelado de edificios

En la figura 3.2 se muestra un esquema del método de balance de calor y la relación entre los diferentes procesos de transferencia de calor. En cada superficie de la envolvente se establece un balance de calor donde se estima de distintas formas, en función de su naturaleza, el valor de los flujos de calor transmitidos a la superficie. Por ejemplo, el flujo de calor por conducción entre las superficies externas e internas es de carácter transitorio. El balance de calor también toma en cuenta el flujo de calor transmitido por convección entre las superficies y el aire. En cuanto al intercambio de calor por radiación, éste se compone de dos contribuciones en función de la longitud de onda (corta o larga).

De la figura 3.2 se desprende que el Método de Balance de Calor se puede dividir en cuatro procesos principales:

- Balance de calor en las superficies exteriores.
- Conducción de calor a través de la envolvente.
- Balance de calor en las superficies interiores.
- Balance de calor en el aire.

La expresión concreta del balance de calor para superficies exteriores se presenta en la siguiente ecuación:

$$q''_{\alpha sol} + q''_{rol} + q''_{he} - q''_{ke} = 0 \quad (3.1)$$

donde $q''_{\alpha sol}$ es el flujo de calor por radiación solar directa y difusa absorbido por la superficie, q''_{rol} es el intercambio de radiación de onda larga de la superficie con el aire y los alrededores, q''_{he} es el flujo de calor por convección y q''_{ke} es el flujo de calor por conducción. Todos los términos son positivos excepto el flujo de calor por conducción (q''_{ke}), el cual es tomado tradicionalmente como positivo en la dirección del exterior hacia el interior del edificio.

Para el modelado del proceso de conducción de calor a través de la envolvente existen diversas técnicas que incluyen los métodos de factores de respuesta, funciones de transferencia, métodos numéricos de diferencias finitas, elementos o volúmenes finitos. En el modelado de edificios existe una preferencia por utilizar métodos como las funciones de transferencia de conducción debido a que este método ofrece una ventaja en el tiempo de cómputo de la transferencia de calor.

3.2 Métodos de modelado de edificios

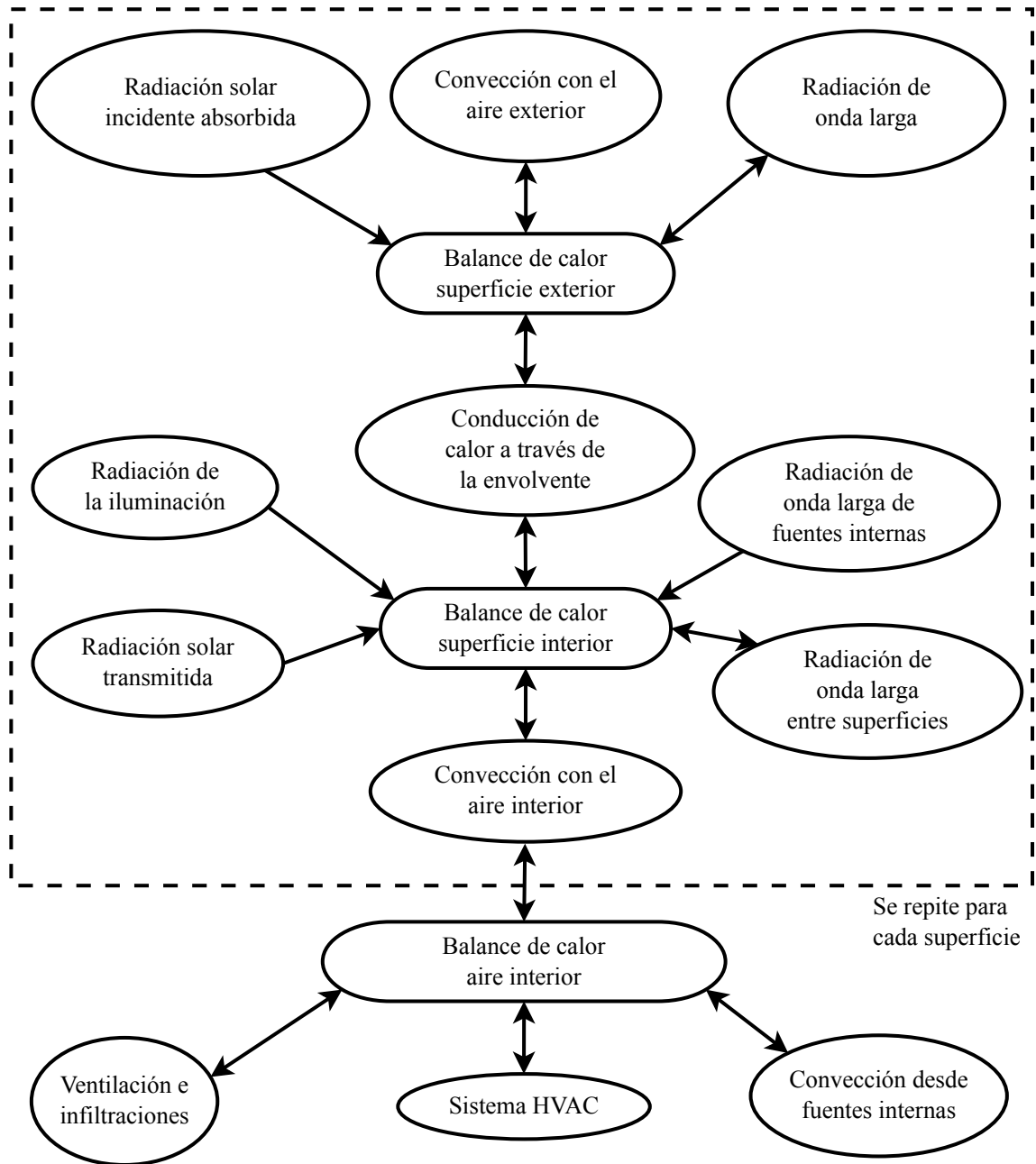


Figura 3.2: Esquema del Método de Balance de Calor. Adaptada de [38].

El balance de calor para superficies interiores se expresa en la siguiente ecuación:

$$q''_{sol} + q''_{ilum} + q''_{rols} + q''_{rolf} + q''_{hi} + q''_{ki} = 0 \quad (3.2)$$

donde q''_{sol} es la radiación solar transmitida por aberturas que es absorbida por la superficie, q''_{ilum} es el flujo de calor por radiación de onda corta debida a la iluminación

3.2 Métodos de modelado de edificios

artificial que incide sobre la superficie, q''_{rols} es el intercambio de calor por radiación de onda larga entre superficies de la zona, q''_{rolf} es la flujo de calor por radiación de onda larga debida a fuentes internas que incide sobre la superficie, q''_{hi} es el flujo de calor por convección, y q''_{ki} es el flujo de calor por conducción.

El balance de calor en el aire de la zona se presenta en la siguiente ecuación:

$$\rho C_p V_z \frac{dT_z}{dt} = Q_{si} + Q_f + Q_{inf} + Q_{mez} + Q_{sis} \quad (3.3)$$

donde: ρ y C_p son la densidad y calor específico del aire, respectivamente, V_z es el volumen de aire en la zona, dT_z/dt es la derivada de la temperatura con respecto al tiempo, Q_{si} es el calor transferido por convección desde las superficies interiores que envuelven la zona, Q_h es el calor transferido por convección de las fuentes internas de calor, Q_{inf} es el calor transferido debido a las infiltraciones, Q_{mez} es el calor transferido debido a la mezcla del aire entre la zona analizada y las zonas adyacentes, y Q_{sis} es el calor removido o añadido por el sistema HVAC.

Suponiendo que durante los periodos en que se tenga encendido algún sistema HVAC, la temperatura de la zona (T_z) es igual a una temperatura de operación (o *set-point*), el término derivativo de la ecuación 3.3 será igual a cero. En tal caso, el balance de calor se reformula para calcular la carga térmica que deberá de remover o añadir el sistema HVAC para mantener la temperatura de operación, como se muestra en la ecuación 3.4:

$$- Q_{sis} = Q_{si} + Q_f + Q_{inf} + Q_{mez} \quad (3.4)$$

Una zona con n superficies produce $2n + 1$ ecuaciones con $2n + 1$ incógnitas. Es posible encontrar la solución de este sistema de ecuaciones con un método iterativo como el que se muestra en el siguiente esquema:

```
Loop de iteración de día
  Loop de iteración de hora
    Loop de iteración de zona
      Loop de iteración de superficie
        Balance de calor superficie exterior
        Balance de calor superficie interior
      fin del loop de iteración de superficie
    Balance de calor aire de la zonas
  fin del loop de iteración de zona
fin del loop de iteración de hora
fin del loop de iteración de día
```

Los balances de calor de superficie, ecuaciones 3.1 y 3.2, se resuelven sucesivamente para cada superficie, luego se resuelve la ecuación de balance de calor del aire de la zona, ecuaciones 3.3 y 3.4, para un número predefinido de horas y días de simulación. Pedersen *et al.* [38] proponen que el criterio de convergencia deberá estar basado en la diferencia entre los términos del flujo de calor por conducción interior y exterior; la diferencia tendría que ser menor al 1 %.

Existen otros métodos derivados del Método de Balance de Calor, tales como el *Método de Series de Tiempo Radiantes* [39] el cual es un método riguroso, sin embargo, no es necesario utilizar cálculos iterativos. Otros métodos están orientados a edificios residenciales [40, 41]. El Método de Balance de Calor también está implementado en los software de simulación energética de edificios como: DOE2, EnergyPlus y TRNSYS, entre otros.

3.2.3 Métodos de Red Térmica

Los Métodos de Red Térmica se pueden considerar como un refinamiento del Método de Balance de Calor. En este último se utiliza un nodo por cada superficie de la envolvente y un solo nodo para representar el aire de la zona. Por su parte, en los Métodos de Red Térmica se utilizan múltiples nodos o volúmenes de control. Esencialmente en los métodos de Red Térmica se considera el movimiento del aire dentro de las zonas del edificio, en contraste con el Método de Balance de Calor en el cual se supone que el aire se encuentra *completamente mezclado*.

3.2 Métodos de modelado de edificios

Las aproximaciones para modelar el aire de la zona se pueden clasificar en tres métodos: *completamente mezclado* (Método de Balance de Calor), *red nodal*, *red zonal* y mediante modelos de *CFD*, como se muestra en la figura 3.3.

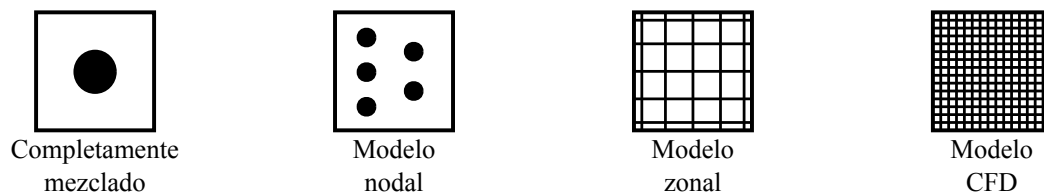


Figura 3.3: Clasificación de los modelos de Red Térmica.

Red nodal

El modelo de red de nodos trata al aire de la zona como una red de nodos conectados entre sí mediante flujos de calor y masa prescritos. Esto permite calcular la temperatura en cada nodo y el transporte de calor y masa entre nodos.

Se han desarrollado modelos para situaciones específicas como: *ventilación por desplazamiento* o *techos fríos* [42, 43].

En la figura 3.4 se muestra un ejemplo de un modelo de red de nodos para un sistema de ventilación por desplazamiento. En esta red de nodos se distinguen tres conjuntos de nodos. El primero transporta directamente la carga térmica debido a fuentes internas de calor hacia la parte superior del recinto; este comportamiento es típico de este tipo de ventilación. El segundo transporta la carga térmica desde las paredes del recinto y el último representa a las paredes. Los nodos están interconectados verticalmente para representar el movimiento de aire en las plumas convectivas y se introducen conexiones laterales para representar al aire que entra a la pluma desde los alrededores. Las paredes son divididas en cuatro nodos verticales para representar el gradiente térmico en el aire y las paredes. El aire de la región superior es tratado como completamente mezclado.

Red zonal

En el modelo de red de zonas se divide el aire del edificio en un sistema de volúmenes de control o celdas. Para cada celda se formula una ecuación que modela el movimiento del aire entre celda y celda. En la figura 3.5 se muestra el esquema de un

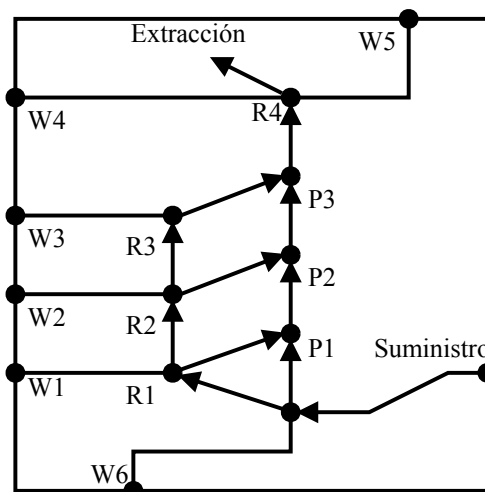


Figura 3.4: Esquema del modelo de red de nodos. Adaptada de [43].

modelo de red de zonas. La zona está subdividida en volúmenes de control o celdas. Los campos de temperatura y presión dentro de la zona son aproximados a valores discretos T_i y p_i , asociados con nodos localizados dentro de cada celda. Con estas variables se formula un sistema de ecuaciones que relacionan los flujos entre celdas.

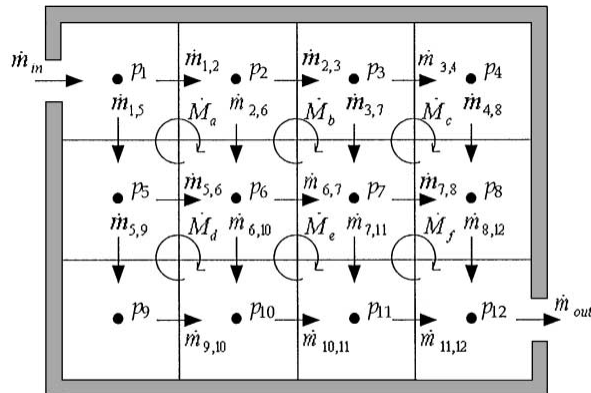


Figura 3.5: Esquema del modelo de red de zonas. Tomada de [44].

Las ecuaciones empleadas para modelar los flujos de calor y masa entre celdas pueden ser muy variadas. Clarke y Hensen [45] clasifican los nodos de la red zonal en diferentes tipos, *e.g.* nodos que se encuentran expuestos al viento o nodos que representan puertas, ductos, grietas, entre otros. A cada tipo de nodo le corresponde una ecuación o modelo diferente. Por ejemplo, emplea una ecuación basada en el principio de Bernoulli para calcular el campo de presiones en la zona. Axley [44] propuso el modelo *surface-drag* para modelar el movimiento del aire. El modelo em-

plea simplificaciones de la ley de Newton de la viscosidad para flujos laminares, la aproximación de *viscosidad turbulenta* y el modelo de *longitud de mezcla* de Prandtl para flujos turbulentos. Este método tiene la ventaja de definir relaciones lineales entre la diferencia de presión y el flujo másico entre celda y celda, haciéndolo computacionalmente atractivo. Sin embargo, el método no ha sido ampliamente evaluado. Estos métodos sólo pueden ser aplicados a situaciones específicas ya que es necesario conocer, previamente a la simulación, las características del fluido como: el tipo de chorro, la dirección de las plumas y la distancia de influencia de las paredes.

Una aproximación más general para modelar el movimiento del aire es el modelo *momentum-zonal* presentado por Griffith y Chen [46]. Aunque este método se clasifica entre los modelos de red de zonas, también cuenta con características de CFD. En el modelo *momentum-zonal* se emplean las ecuaciones de Euler para flujos no viscosos en estado permanente para modelar el movimiento del aire dentro del edificio. Las ecuaciones de Euler tienen la característica de despreciar las componentes disipativas frente a las convectivas. Este método entrega resultados que concuerdan con datos obtenidos experimentalmente y por medio de CFD, especialmente para situaciones en las que se presenta estratificación térmica y los flujos de aire son menores a 0.2 m/s . Sin embargo, el modelo sobrestima las fuerzas de flotación y el flujo de aire a altas velocidades. Otra característica importante del modelo *momentum-zonal* es el tiempo de cómputo requerido para la simulación, el cual se incrementa hasta en dos órdenes de magnitud comparado con la aproximación del aire *completamente mezclado*.

Mientras que en los modelos de *red nodal* el aire del edificio se describe como una red de nodos idealizada conectada mediante flujos de calor y masa, los modelos de *red zonal* utilizan una malla definida de volúmenes de control. En ambos casos se resuelven balances de energía y masa, la diferencia entre estos dos métodos estriba en que los modelos de zona típicamente cuentan con más relaciones en los balances del movimiento del fluido.

CFD

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) emplea métodos de discretización para la obtención de soluciones a las ecuaciones de gobierno de la dinámica de fluidos y la transferencia de calor. Los métodos de discretización

más ampliamente utilizados son las diferencias finitas, los elementos finitos y los volúmenes finitos. Existe una extensa literatura sobre estos métodos [47, 48].

La aplicación de la técnica de CFD en el diseño y estimación térmica en edificios es muy variada, incluye prácticamente cualquier proceso que requiera el análisis de la dinámica de fluidos y la transferencia de calor. Zhai [49] comenta varios ejemplos:

- Planificación del sitio. Es posible planificar el sitio geográfico óptimo del edificio prediciendo la distribución de la velocidad del aire, temperatura, humedad, intensidad de turbulencia y concentración de contaminantes alrededor del edificio.
- Estrategias de ventilación natural. Se pueden evaluar estrategias de ventilación natural ya sea que la ventilación sea impulsada por el viento exterior a través de ventanas o por fuerzas de flotación. Por ejemplo, se puede optimizar la distribución y el área de apertura de las ventanas.
- Diseño de sistemas HVAC. Se pueden determinar patrones de confort térmico y de la calidad de aire dentro de los edificios. Esto conduce a un diseño efectivo y eficiente del sistema HVAC.
- Control y dispersión de contaminantes. Es posible evaluar el transporte y dispersión de contaminantes para determinar la mejor posición de sensores de contaminantes en el edificio, para indicar rutas de evacuación para los ocupantes, y para desarrollar estrategias para el aislamiento del aire contaminado.

Lo anterior se encuentra orientado hacia aplicaciones específicas en las que se pueden emplear los modelos de CFD. Por otra parte, existen trabajos orientados al acoplamiento del CFD con los programas de simulación térmica de edificios [50, 51, 52, 53].

El objetivo del acoplamiento es emplear la capacidad de los programas de simulación térmica de edificios para simular la transferencia de calor en el recinto, mientras que el programa de CFD simula los flujos de aire en el interior del recinto. Por ejemplo, CFD puede proveer los coeficientes de transferencia de calor por convección y gradientes de temperatura del aire interior al programa de simulación térmica. Por otro lado, el programa de simulación térmica puede proveer condiciones de frontera como temperaturas interiores y cargas térmicas a los programas de CFD.

3.2.4 Enfoque Inverso

El desarrollo de modelos con enfoque inverso (también llamado enfoque basado en datos o impulsado por datos) requiere que existan datos disponibles del comportamiento térmico del edificio y de los equipos de HVAC. Empleando dichos datos se identifican y desarrollan modelos matemáticos que predicen el comportamiento térmico del edificio y el consumo eléctrico de los sistemas de HVAC. La forma de los modelos puede ser puramente estadístico o estar basados en formulaciones del comportamiento físico de los procesos involucrados. En ocasiones los coeficientes del modelo son tales que no tienen (o tienen poco) significado físico.

Los parámetros de los modelos matemáticos del enfoque inverso son deducidos del desempeño de edificios existentes; estos suelen predecir con mayor exactitud el desempeño del edificio que los modelos basados en el enfoque de avance. Esto es debido principalmente a que las condiciones en las que opera el edificio no siempre son las condiciones con las que fue diseñado, por ejemplo, al deteriorarse los materiales de la envolvente sus propiedades térmicas pueden verse modificadas. También puede ser atribuido a las simplificaciones e idealizaciones con las que se elaboran los modelos con enfoque de avance.

Sin embargo, al tratar de evaluar implicaciones energéticas de diferentes alternativas de diseño y operación del edificio o los sistemas de HVAC, los modelos con enfoque inverso suelen ser menos flexibles que los modelos con el enfoque clásico.

En el *Handbook* de la ASHRAE [4] clasifican a los métodos con enfoque clásico en tres aproximaciones: **aproximación de caja negra**, **aproximación de caja gris** y **aproximación calibrada con simulaciones**.

Aproximación de caja negra

En la **aproximación de caja negra** (también llamada aproximación empírica) se identifica un modelo de regresión simple o de variables-múltiples entre el consumo de energía y varios parámetros de influencia (*e.g.* variables climáticas u ocupación de persona). Se puede decir que el edificio se considera como una caja negra, cuyas características son deducidas por los datos compilados sobre el comportamiento térmico del edificio. La aproximación de caja negra engloba a los métodos de regresión, series de Fourier y las redes neuronales artificiales.

3.2 Métodos de modelado de edificios

La forma general de los modelos de regresión es:

$$Y \approx f(X, \beta) \quad (3.5)$$

donde Y es la variable dependiente, X puede ser una o más variables independientes y β son parámetros desconocidos que se deben determinar mediante las regresiones. Para llevar a cabo la regresión, se debe definir la forma de la función f (*e.g.* lineal, polinomial, exponencial, etc.) que se ajusta a las curvas de los datos compilados.

Para ejemplificar los modelos de regresión, en la ecuación 3.6, se presenta un modelo sencillo de regresión lineal con dos parámetros, el cual relaciona el consumo mensual de electricidad del edificio y una temperatura ambiental promedio.

$$E = \beta_0 + \beta_1 T_\infty \quad (3.6)$$

donde E es el consumo de electricidad, β_0 es el consumo de electricidad base, β_1 es la pendiente de la línea de regresión y T_∞ es la temperatura ambiente del aire exterior. En el *Handbook* de la ASHRAE [4] muestran éste y otros modelos de regresión lineal en los que incluyen hasta cinco parámetros β . El parámetro β se puede adaptar para diferentes tipos de sistemas HVAC (*e.g.* calefacción y enfriamiento). Las ventajas de estos modelos lineales son: la facilidad de uso y que pueden ser aplicados a cualquier edificio del que se tenga registro del consumo eléctrico y temperaturas del aire. Pero tienen como desventajas ser insensibles a otras variables, además de la temperatura del aire, como la humedad relativa o radiación solar, a efectos dinámicos como la masa térmica, o inapropiados para ciertos tipos de edificios, como edificios con una alta dependencia de encendido y apagado de las cargas térmicas.

Para superar las desventajas de los modelos lineales se pueden emplear métodos más elaborados. La regresión lineal múltiple se recomienda cuando una variable dependiente es una función lineal de dos o más variables independientes. En los casos donde una variable dependiente exhibe un comportamiento curvilíneo con respecto a las variables dependientes se puede optar por utilizar una regresión exponencial o logarítmica. En casos donde el comportamiento entre las variables dependientes e independientes sea de forma sinusoidal se pueden utilizar series de Fourier. Otra alternativa es la regresión polinomial, en la que se utilizan uno o varios polinomios

que se ajustan directamente a los datos.

Aproximación de caja gris

En la **aproximación de caja gris** primero se formula un modelo matemático que supone propiedades físicas más generales del edificio, después al modelo se le agregan parámetros y características estadísticas para ajustarlo al comportamiento térmico del edificio. En contraste con la aproximación de caja negra, los modelos utilizados en la aproximación de caja gris están fundamentados en conceptos físicos y los parámetros que los componen tienen significado físico. Otra ventaja de la aproximación de caja gris es poder predecir el comportamiento térmico y consumo energético del edificio a largo plazo utilizando datos monitoreados en un plazo corto.

Por ejemplo, en el modelo ARMA [54] la temperatura interior T_{int} es función de los valores de tiempos anteriores a T_{int} , de la temperatura exterior T_{ext} , del calor de entrada auxiliar Q_{aux} y del calor de entrada del sol Q_{sol} , según se presenta en la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} & \sum_{k=0}^{N_{int}} a_{int}(k)T_{int}(n-k) - \sum_{k=0}^{N_{ext}} a_{ext}(k)T_{ext}(n-k) \\ & - \sum_{k=0}^{N_{aux}} a_{aux}(k)Q_{aux}(n-k) - \sum_{k=0}^{N_{sol}} a_{sol}(k)Q_{sol}(n-k) = 0 \end{aligned} \quad (3.7)$$

donde a_{int} , a_{ext} , a_{aux} y a_{sol} son constantes que dependen sólo del edificio y que son determinadas al ajustar la ecuación a los datos. Algunos de los métodos de la sección anterior se pueden utilizar para hacer el ajuste.

Aproximación calibrada con simulaciones

En esta aproximación se utiliza un programa de simulación de edificios existentes para “afinar” o calibrar los datos de entrada del edificio, de tal manera que la energía consumida se aproxima a la que predice el programa de simulación. Una vez que se ha logrado esto, se pueden hacer predicciones con un mayor grado de confianza en referencia a las aproximaciones estadísticas.

Capítulo 4

Desarrollo del código numérico

4.1 Modelos adoptados para el código numérico

Siguiendo los objetivos de este trabajo de tesis y las características que se pretende se tengan en el código numérico desarrollado, se establecieron los modelos, algoritmos y metodologías que han sido implementados en el código.

En el modelado computacional de edificios existen dos tipos de enfoques, el de avance y el inverso. Para el desarrollo del código computacional se utilizó el enfoque de avance ya que este puede considerar y evaluar una mayor cantidad de opciones de diseño en los edificios. Mientras que el enfoque inverso requiere contar con datos sobre el desempeño térmico del edificio.

En el enfoque de avance existen cuatro metodologías que se pueden emplear para la simulación térmica de los edificios. En particular se seleccionó el método de balance de calor debido principalmente a tres razones. Es un método sencillo de implementar, es uno de los métodos más ampliamente estudiados y, puede ser aplicado a una amplia variedad de edificios. Además, este método requiere menor tiempo de cómputo sin perder exactitud en el cálculo de la carga térmica.

El método de balance de calor consiste básicamente en resolver dos balances de calor de superficie, uno en la superficie exterior y otro en la superficie interior, las superficies exteriores e interiores comparten información mediante el proceso de transferencia de calor a través de la envolvente. Adicionalmente se resuelve un balance de calor en el aire de la zona.

En las siguientes secciones se desarrollan las ecuaciones de balances de calor con los modelos de cada uno de los flujos de calor que se mostraron en la figura 3.2.

4.2 Balance de calor en el aire de la zona

El balance de calor en el aire de la zona es la parte central del método de balance de calor. Agregando a la ecuación de balance de calor del aire de la zona, ecuación 3.3, los términos para el modelado de cada una de las aportaciones de calor, se obtiene la siguiente ecuación:

$$\rho C_p V_z \frac{dT_z}{dt} = \sum_{i=1}^{ns} h_i A_i (T_{si} - T_z) + \sum Q_f + \dot{m}_{inf} C_p (T_\infty - T_z) + \sum_{i=1}^{nz} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z) + Q_{sis} \quad (4.1)$$

donde $\sum_{i=1}^{ns} h_i A_i (T_{si} - T_z)$ representa el calor transferido desde las superficies de la zona, $\sum Q_f$ es la suma de las cargas convectivas de calor de las fuentes internas, $\dot{m}_{inf} C_p (T_\infty - T_z)$ es el calor transferido debido a infiltraciones del aire exterior, $\sum_{i=1}^{nz} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z)$ es el calor transferido debido a la mezcla del aire de la zona con el aire de otras zonas, y Q_{sis} es la cantidad de calor que remueve o añade el sistema de HVAC.

Por otra parte, para el término derivativo Taylor *et al.* [55] sugieren emplear una aproximación de tercer orden:

$$\frac{dT_z}{dt} \approx (\delta t)^{-1} \left(\frac{11}{6} T_z^t - 3 T_z^{t-\delta t} + \frac{3}{2} T_z^{t-2\delta t} - \frac{1}{3} T_z^{t-3\delta t} \right) + O(\delta t^3) \quad (4.2)$$

Esta aproximación ha demostrado comportarse de manera estable para pasos de tiempo de hasta 1 hr. Ahora bien, combinando las ecuaciones 4.1 y 4.2 y despejando la temperatura T_z se obtiene la ecuación para calcular la temperatura del aire en las zonas interiores del edificio:

$$T_z^t = \frac{\left[\sum_{i=1}^{ns} h_i A_i T_{si} + \sum Q_f + \dot{m}_{inf} C_p T_\infty + \sum_{i=1}^{nz} \dot{m}_i C_p T_{zi} \right] + Q_{sis} + \left(3 T_z^{t-\delta t} - \frac{3}{2} T_z^{t-2\delta t} + \frac{1}{3} T_z^{t-3\delta t} \right)}{\left[\frac{11}{6} \frac{\rho C_p V_z}{\delta t} + \sum_{i=1}^{ns} h_i A_i + \dot{m}_{inf} C_p + \sum_{i=1}^{nz} \dot{m}_i C_p \right]} \quad (4.3)$$

En el caso de que se mantenga “encendido” el sistema HVAC, en la ecuación 4.1 se elimina el término derivativo y se despeja para Q_{sis} para calcular la cantidad de calor que el sistema debe añadir o remover para mantener una temperatura de operación fija, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$Q_{sis} = \sum_{i=1}^{ns} h_i A_i (T_{si} - T_z) + \sum Q_f + \dot{m}_{inf} C_p (T_{\infty} - T_z) + \sum_{i=1}^{nz} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z) \quad (4.4)$$

El código desarrollado en este trabajo tiene dos limitaciones. 1. Al código no se le implemento un modelo que calcule el calor transferido debido a la mezcla del aire entre las zonas. 2. El código no cuenta con un algoritmo que calcule la temperatura de la zona cuando el sistema HVAC se encuentra “encendido” esto se debe a que al introducir un valor constante de la capacidad sistema de HVAC (Q_{sis}) éste produciría un sobrecalentamiento o sobreenfriamiento del aire de la zona, según sea el caso.

Para superar esta desventaja se puede introducir un esquema *predictor-corrector* [56]. En el esquema *predictor-corrector* primero se estima, con la ecuación 4.4, la energía que se requiere para el balance de la ecuación cuando la temperatura del aire de la zona es igual al *set-point*. Luego, el sistema HVAC es simulado para determinar la capacidad de suministro efectiva de éste en el momento requerido. Posteriormente, el valor calculado de capacidad de suministro efectiva se emplea en la ecuación 4.3 para calcular la temperatura del aire de la zona.

Para determinar el calor transferido desde las superficies hacia el interior de las zonas son necesarios los balances de calor en las superficies exteriores e interiores.

4.2.1 Infiltraciones

La determinación del aire del ambiente exterior que se infiltra hacia el interior del edificio puede resultar una tarea muy complicada. En ocasiones se encuentra relacionado con la diferencia de la temperatura del ambiente exterior e interior, y a la velocidad del viento.

En este código, el modelado del flujo másico debido a infiltraciones se realiza mediante la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{inf} = \frac{\rho V_z ACH}{3600} \quad (4.5)$$

donde ρ es la densidad del aire, V_z es el volumen de la zona y ACH son los cambios de aire por hora.

4.3 Balance de calor en las superficies exteriores

En la figura 4.1 se muestra un esquema del balance de calor en las superficies exteriores. En el balance de calor se consideran los flujos de calor por radiación de onda corta y larga, convección y conducción. En las siguientes secciones se presentan los modelos empleados para evaluar dichos flujos de calor.

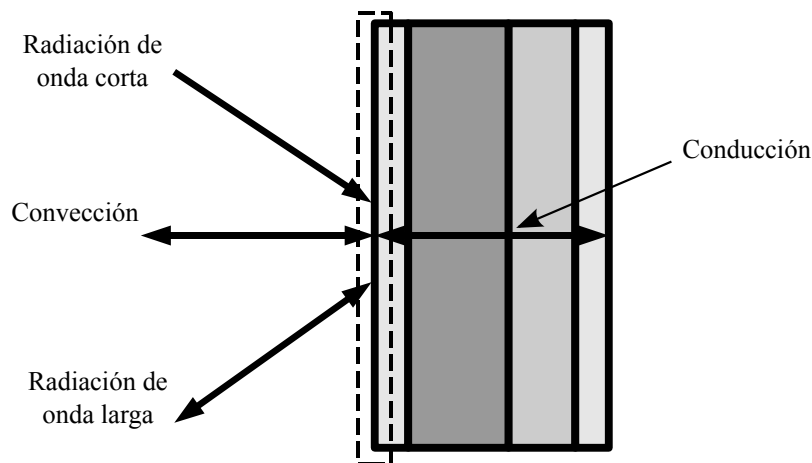


Figura 4.1: Esquema del balance de calor en superficies exteriores.

4.3.1 Radiación de onda corta en superficies exteriores

El flujo de calor que absorben las superficies exteriores $q''_{\alpha sol}$, debido a la radiación solar incidente sobre ellas, se modela con la siguiente ecuación:

$$q''_{\alpha sol} = \alpha_s I_{T,s} \quad (4.6)$$

donde α_s es la absorptividad térmica de la superficie y $I_{T,s}$ es la irradiación solar total que incide sobre la superficie. La irradiación $I_{T,s}$ tiene tres componentes, como se

4.3 Balance de calor en las superficies exteriores

mostró en la figura 2.9, irradiación solar directa $I_{dir,s}$, irradiación solar difusa $I_{dif,s}$, e irradiación solar reflejada en el terreno de los alrededores $I_{alr,s}$:

$$I_{T,s} = I_{dir,s} + I_{dif,s} + I_{alr,s} \quad (4.7)$$

Para el cálculo de cada una de las componentes de la irradiación se empleó el modelo *Clear-Sky* de la ASHRAE [4]. De acuerdo a este modelo, la irradiación directa sobre superficies se determina con la siguiente ecuación:

$$I_{dir,s} = I_{dir} \cos \theta \quad (4.8)$$

donde I_{dir} es la radiación solar directa y θ es el ángulo de incidencia de la radiación solar directa sobre la superficie. La ecuación 4.8 sólo es válida cuando el $\cos \theta > 0$, de otro modo $I_{dir,s} = 0$. Esto significa que superficies con un ángulo $\theta \leq 0$ se encuentran a la sombra. El ángulo de incidencia θ se calcula con la siguiente ecuación:

$$\cos \theta = \cos \beta \cos \Psi \sin \Sigma_s + \sin \beta \cos \Sigma_s \quad (4.9)$$

donde Ψ es la diferencia entre el ángulo de acimut solar (γ) y el ángulo de acimut de superficie (γ_s) (los ángulos relacionados con la posición solar y con la superficie son definidos en las secciones 4.7 y 4.8, respectivamente), es decir:

$$\Psi = \gamma - \gamma_s \quad (4.10)$$

Para calcular la irradiación solar difusa se emplea la siguiente ecuación:

$$I_{dif,s} = I_{dif} \mathcal{Y} \quad (4.11)$$

donde I_{dif} es la radiación solar difusa y \mathcal{Y} es la razón entre la radiación difusa sobre una superficie vertical y la radiación difusa sobre una superficie horizontal. Cabe aclarar que este modelo considera que el cielo es isotrópico, *i.e.* no se considera que algunas partes del cielo como el horizonte o el disco solar tienden a ser más brillantes. \mathcal{Y} se calcula de la siguiente manera:

$$\gamma = \max (0.45, 0.55 + 0.437 \cos \theta + 0.313 \cos^2 \theta) \quad (4.12)$$

Cabe destacar que las ecuaciones 4.11 y 4.12 sólo son apropiadas para condiciones de cielo despejado.

La irradiación reflejada en el terreno de los alrededores que incide sobre la superficie se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$I_{alr,s} = (I_{dif} \sin \beta + I_{dif}) \rho_{alr} \frac{1 - \cos \Sigma_s}{2} \quad (4.13)$$

donde ρ_{alr} es la reflectancia (también llamado albedo) del terreno y Σ_s es la inclinación de la superficie.

4.3.2 Radiación de onda larga en superficies exteriores

El flujo de calor por radiación de onda larga que intercambian las superficies exteriores del edificio con sus alrededores q''_{rol} se puede dividir en tres componentes [30, 57]:

$$q''_{rol} = q''_{cielo} + q''_{aire} + q''_{alr} \quad (4.14)$$

donde q''_{cielo} , q''_{aire} y q''_{alr} son los flujos de calor que intercambia la superficie con el cielo, el aire y los alrededores, respectivamente. Aplicando la ley de Stefan-Boltzmann a cada componente se obtiene:

$$q''_{rol} = \varepsilon \sigma [F_{cielo}(T_{cielo}^4 - T_{se}^4) + F_{aire}(T_{aire}^4 - T_{se}^4) + F_{alr}(T_{alr}^4 - T_{se}^4)] \quad (4.15)$$

donde ε es la emisividad de la superficie, σ es la constante de Stefan-Boltzmann, y T_{se} es la temperatura de la superficie exterior.

Para hacer compatible la ecuación 4.15 con el método iterativo empleado en el código para resolver las ecuaciones de balance de calor, se linealiza dicha ecuación

4.3 Balance de calor en las superficies exteriores

introduciendo coeficientes de transferencia de calor por radiación, como se muestra en las siguientes ecuaciones:

$$q''_{rol} = \hbar_{cielo}(T_{cielo} - T_{se}) + \hbar_{aire}(T_{aire} - T_{se}) + \hbar_{r,alr}(T_{alr} - T_{se}) \quad (4.16)$$

$$\hbar_{cielo} = \frac{\varepsilon\sigma F_{cielo}(T_{cielo}^4 - T_{se}^4)}{T_{cielo} - T_{se}} \quad (4.17)$$

$$\hbar_{aire} = \frac{\varepsilon\sigma F_{aire}(T_{aire}^4 - T_{se}^4)}{T_{aire} - T_{se}} \quad (4.18)$$

$$\hbar_{alr} = \frac{\varepsilon\sigma F_{alr}(T_{alr}^4 - T_{se}^4)}{T_{alr} - T_{se}} \quad (4.19)$$

Los factores de forma para el cielo y el terreno de los alrededores se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$F_{cielo} = \frac{1 - \cos \Sigma_s}{2} \quad (4.20)$$

$$F_{alr} = \frac{1 + \cos \Sigma_s}{2} \quad (4.21)$$

El factor de forma F_{cielo} se divide entre la radiación hacia el cielo y hacia el aire:

$$\zeta = \left(\frac{1 + \cos \Sigma_s}{2} \right)^{1/2} \quad (4.22)$$

entonces, la forma final de los coeficientes de radiación es:

$$\hbar_{cielo} = \frac{\varepsilon\sigma F_{cielo}\zeta(T_{cielo}^4 - T_{se}^4)}{T_{cielo} - T_{se}} \quad (4.23)$$

$$\hbar_{aire} = \frac{\varepsilon\sigma F_{aire}(1 - \zeta)(T_{aire}^4 - T_{se}^4)}{T_{aire} - T_{se}} \quad (4.24)$$

$$\hbar_{alr} = \frac{\varepsilon\sigma F_{alr}(T_{alr}^4 - T_{se}^4)}{T_{alr} - T_{se}} \quad (4.25)$$

4.3 Balance de calor en las superficies exteriores

La temperatura del cielo (T_{cielo}) se determina con el modelo empleado por EnergyPlus [56]:

$$T_{cielo} = \left(\frac{IR_{hor}}{\sigma} \right)^{1/4} - 273.15 \quad (4.26)$$

donde IR_{hor} es la intensidad de radiación infrarroja horizontal y σ es la constante de Stefan-Boltzmann. IR_{hor} se calcula con la siguiente ecuación:

$$IR_{hor} = \varepsilon_{cielo} \sigma T_{aire}^4 \quad (4.27)$$

donde ε_{cielo} es la emisividad del cielo, misma que se determina de la siguiente manera:

$$\varepsilon_{cielo} = \left[0.787 + 0.764 \ln \left(\frac{T_{pr}}{273.15} \right) \right] [1 + 0.0244\Lambda_{op} + 0.0035\Lambda_{op}^2 + 0.00028\Lambda_{op}^3] \quad (4.28)$$

donde T_{pr} es la temperatura del punto de rocío y Λ_{op} es la cobertura opaca del cielo. Estas dos últimas variables se encuentra típicamente en los datos meteorológicos. Cabe señalar que en las ecuaciones 4.27 y 4.28 las temperaturas se deben introducir en valores absolutos [K].

La temperatura del terreno de los alrededores (T_{alr}) se calcula con la temperatura sol-aire ($T_{sol-aire}$). La temperatura sol-aire se puede definir como la temperatura del aire exterior que, en ausencia de todos los intercambios de radiación da como resultado el mismo de flujo de calor que entra hacia la superficie, como lo haría la combinación de la radiación solar incidente, el intercambio de calor por radiación de onda larga y por convección. $T_{sol-aire}$ se calcula con la siguiente ecuación:

$$T_{sol-aire} = T_{aire} + \frac{\alpha I_{T,s} - \varepsilon \Delta R}{h_e + h_{rad}} = T_{alr} \quad (4.29)$$

donde T_{aire} es la temperatura del aire ambiental exterior, α y ε son la absorptividad y emisividad de la superficie respectivamente, $I_{T,s}$ es la irradiación total que incide sobre la superficie, h_e es el coeficiente de transferencia de calor por convección exterior, h_{sky} es el coeficiente de transferencia de calor entre el suelo y el cielo por

radiación y ΔR es la diferencia entre la radiación de onda larga incidente sobre la superficie desde el cielo y los alrededores, y la radiación que emite un cuerpo negro a temperatura del aire ambiente exterior. De acuerdo al *Handbook* de la ASHRAE [4], para una superficie horizontal, como se puede suponer que se encuentra la superficie que representa al terreno de los alrededores, ΔR puede tomar un valor constante de 63 W/m^2 .

Ahora bien, para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección se estima con la correlación presentada por Palyvos [31]:

$$h_e = 7.4 + 4V_\infty \quad (4.30)$$

donde V_∞ es la velocidad del viento del aire ambiente exterior.

4.3.3 Convección en superficies exteriores

Para modelar la transferencia de calor por convección entre la superficie y el aire exterior q''_{he} , se emplea la Ley de Enfriamiento de Newton:

$$q''_{he} = h_e(T_{aire} - T_{se}) \quad (4.31)$$

donde h_e es el coeficiente de transferencia de calor por convección. Actualmente el código permite modificar el coeficiente h_e por el usuario.

4.4 Transferencia de calor por conducción a través de la envolvente

Para el modelado de la transferencia de calor en estado transitorio entre las superficies se empleó el método de *funciones de transferencia de conducción* (CTF, por sus siglas en inglés). Una explicación amplia de este método se puede encontrar en Clarke y Underwood [30, 57]. Básicamente la función de transferencia relaciona el flujo de calor en las superficies exteriores e interiores de la envolvente con las temperaturas y flujos de calor de tiempos anteriores y de tiempos actuales. Este método tiene la ventaja de ser hasta tres veces más rápido que los métodos numéricos de

4.4 Transferencia de calor por conducción a través de la envolvente

diferencias finitas o volúmenes finitos [9], debido principalmente a que en el método de función de transferencia no es necesario calcular la temperatura en el interior de los materiales que componen la envolvente. Además, con las funciones de transferencia es posible utilizar pasos de tiempo grandes, usualmente de una hora, sin perder exactitud en el cálculo de los flujos de calor.

Concretamente, la función de transferencia para la superficie exterior es:

$$q''_{ke} = a_0 T_{se}^t - b_0 T_{si}^t + \sum_{j=1}^{nz} \left[a_j T_{se}^{t-j\delta} - b_j T_{si}^{t-j\delta} - d_j q''_{ke}{}^{t-j\delta} \right] \quad (4.32)$$

y para la superficie interior es:

$$q''_{ki} = b_0 T_{se}^t - c_0 T_{si}^t + \sum_{j=1}^{nz} \left[b_j T_{se}^{t-j\delta} - c_j T_{si}^{t-j\delta} - d_j q''_{ki}{}^{t-j\delta} \right] \quad (4.33)$$

donde T_{se} y T_{si} son la temperatura de la superficie exterior e interior, q''_{ke} y q''_{ki} son los flujos de calor en la superficie exterior e interior, respectivamente, t es el tiempo, δ es el tamaño del paso de tiempo y a_j , b_j , c_j y d_j son los coeficientes *CTF*. Obsérvese que los términos de temperatura y flujos de calor que se encuentran dentro de la suma corresponden a valores de tiempos pasados. Agrupando dichos términos definimos:

$$H_e = \sum_{j=1}^{nz} \left[a_j T_{se}^{t-j\delta} - b_j T_{si}^{t-j\delta} - d_j q''_{ke}{}^{t-j\delta} \right] \quad (4.34)$$

$$H_i = \sum_{j=1}^{nz} \left[b_j T_{se}^{t-j\delta} - c_j T_{si}^{t-j\delta} - d_j q''_{ki}{}^{t-j\delta} \right] \quad (4.35)$$

entonces, la forma final de las funciones de transferencia es:

$$q''_{ke} = a_0 T_{se}^t - b_0 T_{si}^t + H_e \quad (4.36)$$

y para la superficie interior:

$$q''_{ki} = b_0 T_{se}^t - c_0 T_{si}^t + H_i \quad (4.37)$$

Existen muchos métodos para obtener los valores de los CTF [58, 59, 60, 61, 62]. En el código se implementó el método en el dominio del tiempo presentado por Xu y Wang [63], en el Anexo A se describe dicho método.

4.5 Balance de calor en las superficies interiores

En la figura 4.2 se muestra un esquema del balance de calor en las superficies interiores. El balance de calor considera la radiación solar transmitida a través de las ventanas, la radiación debida a sistemas de iluminación, la convección, el intercambio de radiación con otras superficies, la radiación debida a fuentes internas y la conducción.

En las siguientes secciones se presentan los modelos empleados para evaluar cada flujo de calor.

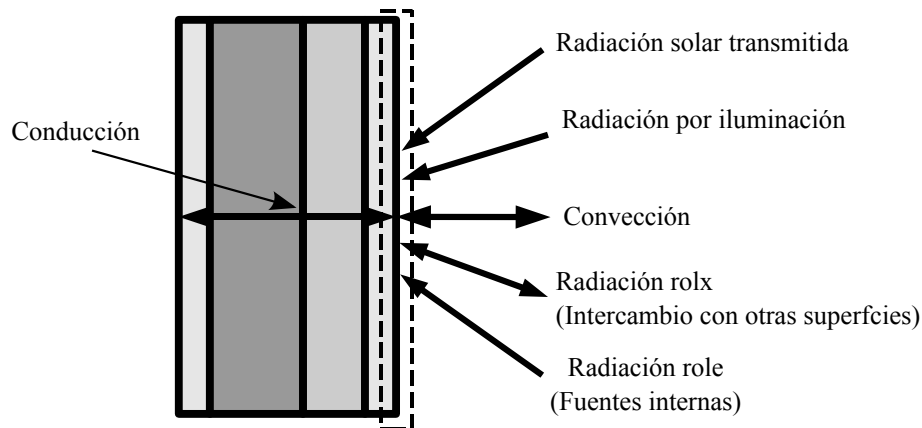


Figura 4.2: Balance de calor en superficies interiores.

4.5.1 Irradiación solar incidente sobre superficies interiores

Para calcular la irradiación solar que incide y es transmitida ($q''_{\infty sol}$) a través de las ventanas de la envolvente se utilizó el modelo presentado por Underwood *et al.* [57]. Este modelo distribuye uniformemente la irradiación solar directa únicamente sobre el suelo, mientras que la irradiación difusa es distribuida uniformemente sobre todas las superficies del recinto.

El cálculo de la irradiación que incide sobre el suelo interior se emplea la siguiente ecuación:

$$q''_{sol} = \frac{1}{\sum A_s} \sum_{j=1}^{nvt_n} A_{vnt,j} \tau_j I_{dif,j} + \frac{1}{A_{suelo}} \sum_{j=1}^{nvt_n} FAW_j A_{vnt,j} \tau_j I_{dir,s} \quad (4.38)$$

y para el resto de las superficies se emplea la siguiente ecuación:

$$q''_{sol} = \frac{1}{\sum A_s} \sum_{j=1}^{nvt_n} A_{vnt,j} \tau_j I_{dif,j} \quad (4.39)$$

donde $A_{vnt,j}$, τ_j , $I_{dif,j}$ y $I_{dir,j}$ son el área, la transmitividad, la irradiación difusa y directa de la ventana j -ésima, respectivamente, FAW_j es la fracción de área de la ventana sobre la que incide la irradiación solar directa, $\sum A_s$ es la sumatoria del área de todas las superficies y A_{suelo} es el área del suelo.

Cabe aclarar que el código aún no considera objetos que produzcan sombra como voladizos, por lo tanto, la fracción de área sobre la que incide la irradiación solar directa permanece constante. Además, la transmitividad de la ventana depende del ángulo en que incida la irradiación solar.

4.5.2 Radiación debida a sistemas de iluminación y otras fuentes internas

De manera similar a la irradiación solar que incide sobre las superficies interiores del recinto, la distribución de la radiación de los sistemas de iluminación q''_{ilum} y de otras fuentes internas misceláneas q''_{rolf} son predefinidas de la siguiente manera:

$$q''_{ilum} = \frac{Q_{r_{ilum}}}{\sum A_s} \quad (4.40)$$

$$q''_{rolf} = \frac{\sum Q_{r_{misc}}}{\sum A_s} \quad (4.41)$$

donde Q_{ilum} es la fracción radiativa de la carga térmica de iluminación, $\sum Q_{misc}$ es la suma de todas las fuentes internas radiantes de calor y $\sum A_s$ es la suma de las áreas de las superficies de la zona. Obsérvese que la radiación debida a estas fuentes se distribuye uniformemente en todas las superficies del recinto.

4.5.3 Intercambio de radiación de onda larga entre superficies interiores

El intercambio de radiación por onda larga entre las superficies interiores (q''_{rols}) del recinto se calcula estableciendo un sistema de ecuaciones que relaciona los flujos de calor por radiación con la temperatura de las superficies [64]. En forma matricial el sistema de ecuaciones se expresa de la siguiente manera:

$$[A][q''_{rols}] = [C] \quad (4.42)$$

donde

$$[A] = \begin{bmatrix} a_{11} & \cdots & a_{1i} & \cdots & a_{1N} \\ \vdots & \ddots & \cdots & \cdots & \cdots \\ a_{i1} & \cdots & a_{ii} & \cdots & a_{iN} \\ \vdots & \cdots & \cdots & \ddots & \cdots \\ a_{N1} & \cdots & a_{Ni} & \cdots & a_{NN} \end{bmatrix}.$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 \\ \vdots \\ c_i \\ \vdots \\ c_N \end{bmatrix}$$

Los coeficientes de la matriz $[A]$ se obtienen con la siguiente ecuación:

$$a_{kj} = \frac{\delta_{kj}}{\varepsilon_j} - F_{k \rightarrow j} \frac{1 - \varepsilon_j}{\varepsilon_j} \quad (4.43)$$

donde $F_{k \rightarrow j}$ es el factor de forma entre la superficie k y j , ε_j es la emisividad de la superficie j -ésima y δ_{kj} es la delta Kronecker, es decir:

$$\delta_{kj} = \begin{cases} 1, & \text{si } k = j; \\ 0, & \text{si } k \neq j. \end{cases}$$

Los coeficientes de la matriz C se calculan con la siguiente ecuación:

$$C_k = \sum_{j=1}^{ns} F_{k \rightarrow j} \sigma (T_k^4 - T_j^4) \quad (4.44)$$

Para determinar el intercambio de calor por radiación entre superficies se debe obtener la matriz inversa de A , tal que

$$[q''_{rols}] = [A]^{-1}[C] \quad (4.45)$$

o bien con la siguiente ecuación:

$$q''_{rols} = \sum_{j=1}^{ns} \mathcal{A}_{kj} C_j \quad (4.46)$$

donde \mathcal{A}_{kj} es la matriz que contiene los elementos de la matriz $[A]^{-1}$. Obsérvese que en este método tan sólo es necesario calcular una vez la matriz inversa de $[A]$, ya que ésta depende solamente de los factores de forma ($F_{k \rightarrow j}$) y de la emisividad ε de las superficies.

Factor de forma

La determinación de los factores de forma entre las superficies interiores del edificio no es una tarea trivial, debido a que la mayoría de los recintos están provistos de superficies y aberturas internas, así como de reflexiones especulares, entre otras. Existen diferentes métodos para la determinación del factor de forma que abarcan desde métodos numéricos rigurosos hasta soluciones analíticas exactas para problemas sencillos [30, 57].

En el código se implementó un modelo sencillo para la determinación de los factores de forma ($F_{k \rightarrow j}$) entre las superficies de las ecuaciones 4.43 y 4.44, tal y como se muestra en la siguiente ecuación:

$$F_{k \rightarrow j} = \frac{A_{s,k}}{\sum A_s - A_{s,j}} \quad (4.47)$$

donde $A_{s,k}$ y $A_{s,j}$ son las áreas de las superficies k -ésima y j -ésima, respectivamente y $\sum A_s$ es la suma de todas las áreas de superficie de la zona. Obsérvese que con la

ecuación 4.47 se satisface la relación de reciprocidad, *i.e.* $A_k F_{k \rightarrow j} = A_j F_{j \rightarrow k}$, entre los factores de forma, sin embargo, no se asegura que $\sum_{k=1}^{ns} F_{k \rightarrow j} = 1$. Este requerimiento indica que toda la radiación que sale de la superficie k debe ser interceptada por las demás superficies del recinto. Estrictamente este modelo sólo da resultados exactos para la forma geométrica de un cubo.

4.5.4 Convección en superficies interiores

La transferencia de calor por convección entre las superficies interiores y el aire de la zona se modela mediante la siguiente ecuación:

$$q''_{hi} = h_i(T_{si} - T_z) \quad (4.48)$$

donde h_i es el coeficiente de transferencia de calor por convección, T_{si} y T_z son las temperaturas de la superficie interior y del aire de la zona, respectivamente. De manera similar que el coeficiente h_e , se recomienda hacer una revisión de las correlaciones existentes para el coeficiente h_i .

4.6 Temperatura en superficies exteriores e interiores

La temperatura de la superficie exterior T_{se} se obtiene sustituyendo las ecuaciones 4.6, 4.14, 4.31 y 4.36 en el balance de calor de la superficie exterior, ecuación 3.1, quedando de la siguiente manera:

$$T_{se} = \frac{b_0 T_{si} - H_e + \alpha I_{s,T} + h_e T_{air} + \hbar_{cielo} T_{cielo} + \hbar_{aire} T_{aire} + \hbar_{alr} T_{alr}}{a_0 + h_e + \hbar_{cielo} + \hbar_{aire} + \hbar_{alr}} \quad (4.49)$$

De manera similar, la temperatura de la superficie interior T_{si} se obtiene sustituyendo en el balance de calor en la superficie interior, ecuación 3.1, los modelos de las ecuaciones 4.37 y 4.48, quedando de la siguiente manera:

$$T_{si} = \frac{b_0 T_{se} + H_i + h_i T_z + q''_{\alpha sol} + q''_{ilum} + q''_{misc} + q''_{rols}}{c_0 + h_i} \quad (4.50)$$

4.7 Posición del Sol

Las ecuaciones 4.49 y 4.50 son empleadas en el código para el cálculo de la temperatura en las superficies exteriores e interiores.

Cabe señalar que los términos \dot{h}_{cielo} , \dot{h}_{aire} , \dot{h}_{alr} en el balance de calor en la superficie exterior son dependientes de la temperatura de superficie. También el flujo de calor por radiación entre las superficies interiores q''_{rols} depende de la temperatura de las superficies. Adicionalmente, muchas de las correlaciones de los coeficientes h_e y h_i involucran a la temperatura de la superficie, por lo que es necesario emplear un método iterativo para resolver dichas ecuaciones.

4.6.1 Transferencia de calor a través del suelo

La superficie exterior del suelo está en contacto directo con el terreno transfiriendo su calor únicamente por conducción. Esta superficie recibe un tratamiento diferente al resto de las superficies exteriores. El modelo que se emplea para calcular la transferencia de calor entre la superficie exterior del suelo y el terreno es:

$$T_{se} = \frac{T_{trr} - T_{se}}{R_{trr}} \quad (4.51)$$

donde R_{trr} y T_{trr} son la resistencia térmica y la temperatura del terreno que se encuentra por debajo del suelo del edificio, respectivamente.

En el código la temperatura del terreno se considera constante durante todo el año. Otros modelos para la transferencia de calor a través del suelo se pueden encontrar en la literatura especializada [65, 66, 67].

4.7 Posición del Sol

Para el cálculo de la posición relativa del Sol con respecto al edificio se emplearon los procedimientos descritos por Clarke y Badescu [30, 68]. Como se observa en la figura 4.3, para determinar la posición relativa del Sol con respecto a una locación es necesario conocer los valores de los ángulos de elevación (β) y acimut (γ) solar. El ángulo de elevación solar β se define como el desplazamiento angular entre la línea del Sol y el plano horizontal. El ángulo de acimut solar γ se define como el ángulo entre el norte y la proyección de la línea del Sol sobre plano horizontal.

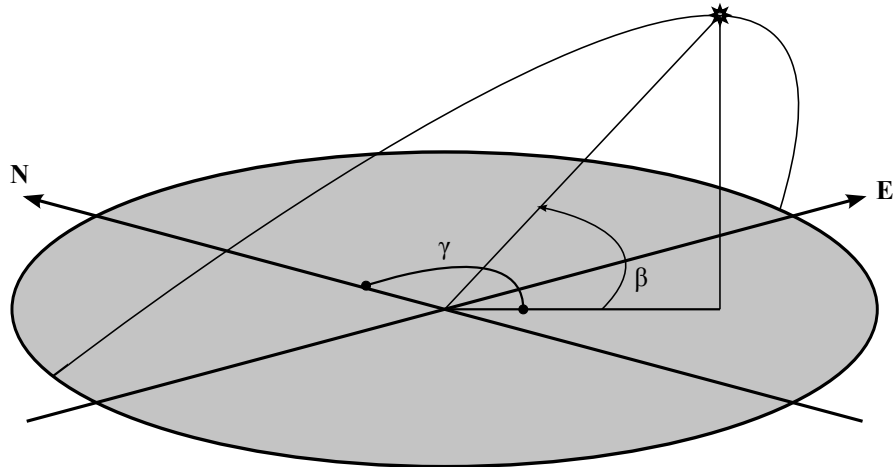


Figura 4.3: Esquema de los ángulos relacionados con la posición del Sol.

El ángulo de elevación se calcula como:

$$\sin \beta = \cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta \quad (4.52)$$

donde ϕ es la latitud local, positiva en el hemisferio norte y negativa en el hemisferio sur, δ es el ángulo de declinación solar y ω es el ángulo horario.

El ángulo de declinación solar δ se define como la posición del Sol al mediodía con respecto al ecuador. Para su cálculo primero se expresa el ángulo θ_0 como:

$$\theta_0 = \frac{2\pi d_n}{365} \quad (4.53)$$

donde θ_0 es el ángulo de posición solar, que depende del día del año, d_n es cero el día primero de enero. El ángulo de declinación solar se calcula con la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \delta = & 0.006918 - 0.399912 \cos \theta_0 + 0.070257 \sin \theta_0 - 0.006759 \cos 2\theta_0 \\ & + 0.000907 \sin 2\theta_0 - 0.002697 \cos 3\theta_0 + 0.00148 \sin 3\theta_0 \end{aligned} \quad (4.54)$$

El ángulo solar horario ω se define como el desplazamiento angular del Sol del este u oeste del meridiano local debido a la rotación de la Tierra sobre su eje a 15° por

4.7 Posición del Sol

cada hora. Este ángulo se calcula con la siguiente ecuación:

$$\omega = 15^\circ |12 - TLA| \quad (4.55)$$

donde TLA es el tiempo local aparente, el cual es calculado (en horas) como sigue:

$$TLA = TLE + \frac{ET}{60} \pm \frac{MLE - \phi}{15} \quad (4.56)$$

donde TLE es la hora local estándar, en horas, ET es la ecuación del tiempo, en minutos, MLE es el meridiano local estándar y ϕ es la latitud de la localidad. El signo positivo en la ecuación 4.56 se emplea para lugares al Oeste del meridiano de Greenwich mientras que el signo negativo se aplica para lugares que se encuentran al Este del mismo. La ecuación del tiempo ET se determina de la siguiente manera:

$$ET = 9.87 \sin 2f - 7.53 \cos f - 1.5 \sin f \quad (4.57)$$

donde

$$f \equiv \frac{2\pi(d_n - 81)}{364} \quad (4.58)$$

La mayoría de los meridianos locales estándar MLE se encuentran separados 15° desde el meridiano Greenwich, se relaciona con el huso horario (HH), como se muestra a continuación:

$$MLE = 15HH \quad (4.59)$$

El ángulo de acimut solar (γ) se calcula con la siguiente ecuación:

$$\gamma = \frac{\cos \delta \sin \omega}{\beta} \quad (4.60)$$

Al aplicar la ecuación 4.60 es necesario distinguir entre el hemisferio norte y sur, como se muestra en la tabla 4.1.

Tabla 4.1: Factores de corrección para el ángulo de acimut solar (γ).

Condición	Tiempo	Hemisferio norte	Hemisferio sur
$x < y$	a.m.	γ	$180 - \gamma$
	p.m.	$360 - \gamma$	$180 + \gamma$
$x = y$	a.m.	90	90
	p.m.	270	270
$x > y$	a.m.	$180 - \gamma$	γ
	p.m.	$180 + \gamma$	$360 - \gamma$

$x = \cos \omega \quad y = \tan \delta / \tan \phi$

4.8 Consideraciones y cantidades geométricas

A continuación se describen los procedimientos de cálculo de las cantidades geométricas planteados por Clarke [30] los cuales son requeridas por los balances de calor descritos en secciones anteriores.

Considerando el volumen de la figura 4.4 que se compone por siete superficies, cada superficie del volumen representa una pared que puede ser constituida por múltiples capas de materiales. Para describir la geometría se especifica a ésta como un conjunto de vértices relativos a un sistema de coordenadas cartesianas. Entonces, la geometría está dada como una lista de coordenadas, donde cada vértice queda definido en las tres direcciones (x,y,z) . Por ejemplo, en la geometría de la figura 4.4, la superficie sombreada se describe como el conjunto de los vértices 1, 2, 6 y 5.

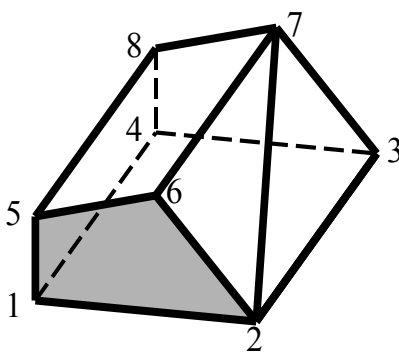


Figura 4.4: Volumen arbitrario compuesto por varias superficies.

La convención es describir a cada superficie como un conjunto de vértices especificados en contra de las manecillas del reloj, cuando la superficie es vista desde el exterior del volumen que limita.

4.8 Consideraciones y cantidades geométricas

Como se muestra en la figura 4.5, la orientación de la superficie se define mediante los ángulos de acimut (γ_s) y elevación (β_s). El ángulo de acimut de superficie γ_s se define como el desplazamiento angular entre el norte y la proyección del vector normal a la superficie sobre el plano horizontal. El ángulo de elevación de superficie β_s se define como el ángulo entre el vector normal a la superficie y el plano horizontal.

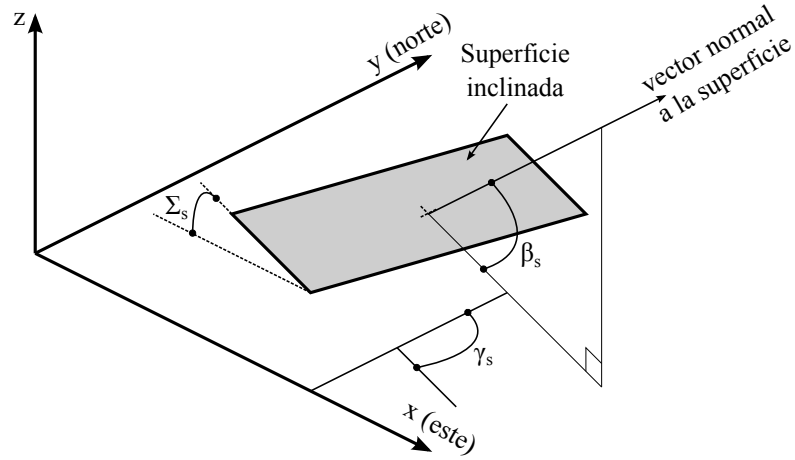


Figura 4.5: Ángulos de acimut (γ_s), elevación (β_s) e inclinación (Σ_s) de una superficie.

Para calcular el área y los ángulos de acimut y elevación de la superficie es necesario determinar la siguientes sumas, que utilizan las coordenadas de los vértices de las superficies:

$$\begin{aligned}
 XSum_s &= \sum_{i=1}^{nv} (y_i z_j - z_i y_j), \\
 YSum_s &= \sum_{i=1}^{nv} (z_i x_j - x_i z_j), \\
 ZSum_s &= \sum_{i=1}^{nv} (x_i y_j - y_i x_j).
 \end{aligned} \tag{4.61}$$

donde $j = i + 1$. Para $j > nv$, $j = 1$, donde nv es el número de vértices de la superficie. Entonces, el área de la superficie está dada por:

4.9 Datos de entrada requeridos

$$A_s = \frac{(XSum_s^2 + YSum_s^2 + ZSum_s^2)^{1/2}}{2} \quad (4.62)$$

El ángulo de acimut de la superficie se calcula con la siguiente ecuación:

$$\tan \gamma_s = \frac{XSum_s}{YSum_s} \quad (4.63)$$

cuando $YSum_s = 0$ el ángulo de acimut de la superficie es:

$$\begin{aligned} \gamma_s &= -90 & \text{para } XSum_s < 0 \\ \gamma_s &= 0 & \text{para } XSum_s = 0 \\ \gamma_s &= 90 & \text{para } XSum_s > 0 \end{aligned}$$

El ángulo de elevación de la superficie se calcula de la siguiente manera:

$$\tan \beta_s = \frac{ZSum_s}{(XSum_s^2 + YSum_s^2)^{1/2}} \quad (4.64)$$

cuando $XSum_s^2 + YSum_s^2 = 0$ el ángulo de elevación de la superficie es:

$$\begin{aligned} \beta_s &= -90 & \text{para } ZSum_s < 0 \\ \beta_s &= 0 & \text{para } ZSum_s = 0 \\ \beta_s &= 90 & \text{para } ZSum_s > 0 \end{aligned}$$

Por otro lado, se define el ángulo de inclinación de superficie σ_s como el ángulo entre la superficie y el plano horizontal.

Por último, el volumen de la zona limitada por las superficies está dado por:

$$V_z = \frac{1}{6} \sum_{j=1}^{ns} [x_{j1}XSum_j + y_{j1}YSum_j + z_{j1}ZSum_j] \quad (4.65)$$

donde x_{j1} , y_{j1} y z_{j1} son las coordenadas del primer vértice de la superficie j -ésima y ns es el número de superficies que limitan al volumen.

4.9 Datos de entrada requeridos

Los datos de entrada requeridos por el código computacional se pueden dividir en cuatro categorías de información: global, geométrica, de la envolvente y meteorológica.

4.9.1 Información global

El código necesita precisar la posición geográfica del edificio a simular: latitud, longitud, altitud y zona horaria. Esta información es utilizada en los procedimientos de cálculo de la radiación solar que incide sobre las superficies.

También, se especifican los valores de absorptividad, emisividad y reflectancia del terreno de los alrededores para la evaluación de la transferencia de calor por radiación de onda larga entre éste y las superficies exteriores del edificio.

Se requieren, además, los valores de la densidad, calor específico, conductividad térmica, espesor y temperatura del terreno debajo del edificio. Estos parámetros se emplean para calcular la transferencia de calor por conducción entre el suelo del edificio y el terreno.

Se deben definir los coeficientes de transferencia de calor por convección exterior e interior (h_e y h_i).

Las zonas pueden ser sujetas a varias fuentes internas de calor (personas, equipos eléctricos, entre otros), estas se especifican como una potencia y es necesario definir, para cada una de las fuentes internas, una fracción convectiva y una radiativa. La suma de las cargas convectivas aparece en la ecuación del balance de calor en el aire de la zona, ecuación 4.1, y la fracción de las cargas radiativas aparecen en la ecuación del balance de calor en las superficies interiores, ecuación 3.2. De manera similar se define la carga térmica interna convectiva y radiativa debida a la iluminación.

También es posible definir los cambios de aire por hora (ACH) para modelar las infiltraciones.

En caso que se requiera simular el sistema HVAC, se incluye la variable llamada "HVAC". Si el valor de esta variable es igual a 0 el sistema se encuentra "apagado" y si es igual a 1 se encuentra "encendido".

El tamaño del paso de tiempo, así como el día inicial y final de simulación pueden ser modificados.

Adicionalmente, se puede modificar el número máximo de iteraciones de zona y superficie. Asimismo, es posible modificar el número máximo de iteraciones y el error mínimo para el cálculo de los eigen-valores. Estos últimos son necesarios para determinar las funciones de transferencia.

4.9.2 Información geométrica

La descripción de la geometría se hace mediante la introducción de vértices siguiendo las consideraciones y los procedimientos descritos en la sección 4.8.

4.9.3 Información de la envolvente

Los parámetros para definir la envolvente son: la cantidad de capas que constituyen la envolvente, las propiedades térmicas de cada capa, *i.e.* la densidad (ρ), el calor específico (C_p) y la conductividad térmica (k), así como el espesor de cada capa.

Por otro lado, también se definen las propiedades superficiales de absorptividad α_s y emisividad (ε_s) tanto de las superficies exteriores como de las interiores.

4.9.4 Información meteorológica

El código está preparado para leer el formato de datos meteorológicos TMY2. Una descripción detallada de este formato puede ser encontrada en la referencia de la página web del *National Renewable Energy Laboratory* [69].

Los datos meteorológicos que son leídos y empleados por código son:

- Radiación global horizontal
- Radiación directa normal
- Radiación difusa horizontal
- Cobertura total del cielo
- Cobertura opaca del cielo
- Temperatura de bulbo seco
- Temperatura de punto de rocío
- Humedad relativa
- Presión atmosférica
- Dirección del viento

- Velocidad del viento
- Visibilidad

4.10 Arquitectura y algoritmos del código numérico

En las secciones anteriores de este capítulo se presentaron los modelos empleados en el código. En esta sección se presenta el lenguaje de programación, la organización y las metodologías empleadas para la elaboración del código computacional. En general, se siguieron algunas de las técnicas y procedimientos empleados en la elaboración de la herramienta ASHRAE Toolkit y el programa de simulación EnergyPlus [70, 71].

4.10.1 Programación modular y FORTRAN 95

El código emplea una *programación modular*, esto es, los programas computacionales son divididos en subrutinas más pequeñas, o módulos que pueden desarrollarse y probarse por separado. En la programación modular, las subrutinas se plantean de tal forma que sean capaces de ser independientes y autosuficientes. En general, son diseñados para llevar un procedimiento específico y bien definido.

La programación modular cuenta con diversas ventajas. El uso de subrutinas independientes hace que la lógica subyacente sea más fácil de seguir y entender. Además, el mantenimiento y modificación de las subrutinas es más sencillo debido a que se facilita la incorporación de nuevas subrutinas o modificaciones en un esquema coherente y organizado.

Se optó por utilizar el lenguaje de programación FORTRAN 95, el cual es un lenguaje de programación de alto nivel y de propósito general, que está especialmente adaptado al cálculo numérico; además permite emplear la programación modular.

En seguida se listan algunas declaraciones concernientes al lenguaje FORTRAN 95 que son empleadas en la elaboración del código numérico:

- La declaración IMPLICIT NONE se usa para requerir que todas las variables sean declaradas explícitamente.

- Para continuar el código de una línea a la siguiente línea se escribe el carácter “ & ” al final de la línea que debe continuar.
- El carácter “ ! ” se emplea para indicar comentarios dentro del código.

4.10.2 Estructura, formato y convenciones adoptadas para el código numérico

En general se emplearon las siguientes convenciones en la escritura del código computacional:

- Las declaraciones de FORTRAN 95 siempre se escriben con minúsculas, mientras que todos los demás elementos se encuentran de forma mixta entre mayúsculas y minúsculas. Esto para ayudar a distinguir las declaraciones de FORTRAN 95 y otros elementos.
- Los nombres de subrutinas, variables, comentarios y encabezados están escritos en inglés.
- Se fijó el número máximo de columnas en 134 con la intención de que el código sea más fácil de leer.
- En general, los nombres de las variables se seleccionaron para formar nombres abreviados identificables. Se trató de recortar las palabras entre tres y cinco caracteres. Por ejemplo, la variable que indica la temperatura de la superficie interior se nombró “InsSurfTemp”.

La estructura de las subrutinas del código se dividen en tres secciones:

1. Declaración. Se define como un grupo de enunciados no ejecutables que se encuentran al principio de la subrutina en donde se proporciona el nombre de la subrutina, se describe su funcionamiento, se escribe el nombre del autor, la fecha y las referencias utilizadas para el desarrollo de la subrutina.
2. Ejecución. Es un conjunto de uno o más enunciados que describen las acciones que debe desempeñar la subrutina.
3. Terminación. Consiste de enunciados que detienen la ejecución del programa e indican al compilador que la subrutina ha terminado.

Siguiendo esta estructura la figura 4.6 muestra la subrutina para el cálculo de los factores de forma en las superficies exteriores. La sección de declaración se encuentra en las líneas de la 1-14, la sección de ejecución en las líneas 15-28 y la terminación en la línea 31.

```

1  !*****
2  !Routine name: OutsideFormFactors
3  !Description: This subroutine calculates the outside form factors for each subroutine.
4  !
5  !Author: Eliud Soto
6  !Date: 24/03/2011
7  !References:
8  !G.N. Walton, Thermal Analysis Research Program Reference Manual, NBSIR 83-2655. National Bureau of Standards. 1983.
9  !Version: G1.0
10 !Version Commentaries:
11 !*****
12 !B1.0.- First version beta
13 !*****
14 !*****
15 subroutine OutsideFormFactors
16
17 use var
18 implicit none
19
20 if (Surf<=NumZonFloor(Zon)) then
21     FFSky(Zon,Surf)=0.d0
22     FFGnd(Zon,Surf)=0.d0
23     SkyAirSplit(Zon,Surf)=0.d0
24 else
25     FFSky(Zon,Surf)=0.5d0*(1.d0+cos(Sigma(Zon,Surf)*pi/180.d0))
26     FFGnd(Zon,Surf)=0.5d0*(1.d0-cos(Sigma(Zon,Surf)*pi/180.d0))
27     SkyAirSplit(Zon,Surf)=sqrt(0.5d0*(1.d0+cos(Sigma(Zon,Surf)*pi/180.d0)))
28 end if
29
30 end subroutine OutsideFormFactors

```

Figura 4.6: Ejemplo de la estructura de las subrutinas.

4.10.3 Rutina principal

La rutina principal administra las subrutinas con los datos de entrada, las subrutinas con cálculos previos a la simulación y la subrutina en la que se ejecuta la simulación computacional.

La ejecución de la rutina principal se puede dividir en seis pasos:

1. Llama a las subrutinas que contienen los datos de entrada.
2. Se calculan cantidades geométricas relacionadas con las zonas y superficies. Específicamente se calcula el volumen de las zonas, el área, el ángulo de acimut y de elevación de las superficies.
3. Se calculan los CTF (*Conduction Transfer Functions*), utilizados en el modelado de la transferencia de calor por conducción a través de la envolvente.
4. Se calculan los factores de forma de las superficies exteriores, los cuales son empleados en el modelado de la transferencia de calor por radiación entre las superficies y los alrededores.

5. Se calculan los coeficientes necesarios para el modelado de la transferencia de calor por radiación entre las superficies interiores.
6. Se llama a la subrutina que ejecuta la simulación computacional.

4.10.4 Subrutina que ejecuta la simulación numérica

En la figura 4.7 se muestra el diagrama de flujo de la subrutina que administra la simulación computacional. El procedimiento que sigue la subrutina es descrito en los siguientes puntos:

1. El proceso de simulación inicia llamando a la subrutina *Initial Conditions*. En esta subrutina se inicializan las temperaturas y flujos de calor de tiempos anteriores necesarios en las funciones de transferencia, ecuaciones 4.36 y 4.37, y en la aproximación de la derivada de la temperatura del aire de las zonas interiores del edificio, ecuación 4.2.
2. Después se pasa al *loop* que hace avanzar a la simulación en el día del año. Desde el día *InitDay* hasta el día *EndDay*; estas dos variables pueden ser modificadas por el usuario.
3. En seguida se entra al *loop* que hace avanzar la simulación cada paso de tiempo (*TimeStep*) especificado por el usuario.
4. Luego se llama a las subrutinas *Solar Position* y *Weather Data*. En la subrutina *Solar Position* se calculan los ángulos solares que indican la posición del Sol. En la subrutina *Weather Data* se lee el archivo que contiene los datos meteorológicos.
5. Posteriormente se entra al *loop* para recorrer las zonas en las que se encuentre dividido el edificio (desde $Zon = 1$ hasta $Zon = NumZon$). Aquí se llama a la subrutina *Internal Loads* para distribuir las cargas térmicas convectivas y radiativas de las fuentes internas de calor. Dentro de este *loop* de zona se encuentra anidado el *loop* que recorre las superficies de cada zona (desde $Surf = 1$ hasta $Surf = NumZonSurf$). Dentro de este último *loop* se llama a la subrutina *Solar Radiation Over Surface* para calcular la radiación solar que incide sobre las superficies exteriores de la edificación.

6. Después se entra a otro *loop* de zona. Dentro de este último *loop* se encuentran anidados los *loops* del esquema iterativo que resuelve los balances de calor. Primero se resuelven los balances de calor en las superficies exteriores, en la subrutina *Outside Surface Heat Balance*. Luego se resuelven los balances de calor en las superficies interiores en la subrutina *Inside Surface Heat Balance*. Por último, se llama a las subrutinas *Zone Air Heat Balance*, *Radiation Coefficient InternalSurface* y *Convergence*. En la subrutina *Zone Air Heat Balance* se calcula la temperatura del aire de las zonas interiores del edificio; o en el caso de que se tenga fija la temperatura del aire de la zona se calcula el calor removido o añadido por el sistema HVAC para mantener dicha temperatura. En la subrutina *Radiation Coefficient InternalSurface* se calculan los coeficientes C_k de la ecuación 4.43, necesarios para el cálculo del intercambio de radiación entre superficies. En la subrutina *Convergence* se verifica que el residual de las soluciones numéricas de los balances de calor sea menor a 1×10^{-6} .
7. Una vez que se sale del esquema iterativo se llama a las subrutinas *Past Temperatures Updates* y *Outputs*. En la subrutina *Past Temperatures Updates* se actualizan los valores de las temperaturas y flujos de calor necesarios en las funciones de transferencia y en la aproximación de la derivada de la temperatura del aire de las zonas del edificio. En la subrutina *Outputs* se guardan las variables de salida.

4.10 Arquitectura y algoritmos del código numérico

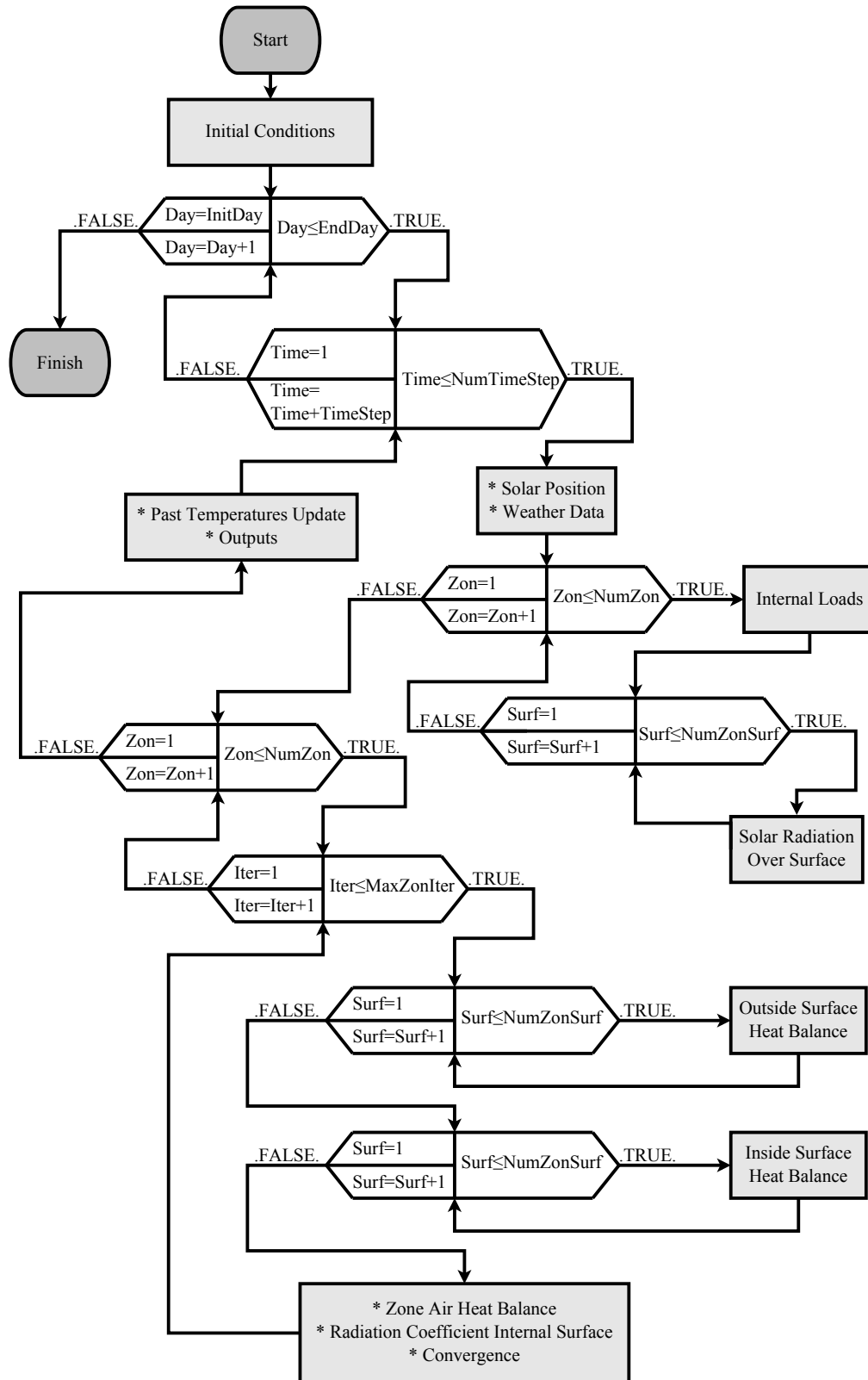


Figura 4.7: Diagrama de flujo de la subrutina que administra la simulación numérica.

Capítulo 5

Verificación del código numérico

5.1 Procedimientos de validación y verificación

En la literatura relativa a la comprobación del correcto funcionamiento de los programas de modelado y simulación de edificios se diferencia entre los conceptos de validación y verificación del código, modelo, algoritmo o programa. Se entiende **validación** como la comprobación del grado en que el código produce resultados que representen comportamientos reales de los fenómenos físicos. Y la **verificación** describe el grado en que el código produce resultados similares a métodos o estándares alternativos.

Existen tres principales procedimientos ampliamente establecidos para la validación y verificación del funcionamiento de los métodos de cálculo y programas de simulación térmica de edificios:

- **Verificación analítica**
- **Comparación entre programas**
- **Validación empírica**

La **verificación analítica** consiste en comparar los resultados calculados por el programa de simulación que está siendo examinado con los resultados obtenidos mediante soluciones analíticas exactas.

Usualmente las soluciones analíticas son elaboradas para casos específicos, geometrías y condiciones de frontera simplificadas. No obstante, estos proveen un estándar de comparación exacto, o en otras palabras, no existe incertidumbre en los valores de los resultados generados mediante las soluciones analíticas.

Por lo anterior, el objetivo general de este tipo de procedimiento de verificación es probar la habilidad del programa para el modelado de un mecanismo de transferencia particular. Esto permite verificar e identificar fuentes de problemas y errores específicos en las componentes de los modelos y algoritmos implementados en el programa.

Spitler *et al.* [72] presentan el desarrollo de un conjunto de pruebas de verificación analítica para programas de simulación. Las soluciones analíticas incluyen:

- Conducción y convección de calor en estado estable.
- Conducción de calor en estado transitorio.
- Radiación solar sobre superficie opacas y transparentes.
- Distribución de la radiación solar sobre las superficies interiores y debida a sombras.
- Infiltraciones,
- Radiación de onda larga en superficies exteriores e interiores.
- Ganancias de calor internas.
- Transferencia de calor a través del suelo.

Bajo los mismos preceptos Xiao *et al.* [73] introduce soluciones analíticas para casos que consideran múltiples zonas del edificio.

Por otro lado, en los procedimientos de **comparación entre programas** se examinan los resultados del programa contra sí mismo o contra otros programas que hayan sido previamente validados. Sin embargo, al hacer la comparación entre programas no es posible determinar si el programa entrega resultados absolutamente exactos, ya que puede estar entregando resultados igualmente incorrectos como el programa o programas con los que se compara. No obstante, tienen la ventaja (sobre la verificación analítica) que existen muchas posibilidades de desarrollo de casos de comparación y no solamente un conjunto de casos sencillos.

Uno de los estándares establecidos para la comparación entre programas es el *ANSI/ASHRAE Standard 140-2007, Standard Method of Test for the Evaluation of Building Energy Analysis Computer Programs* (también conocido como *BESTEST*) [74]. El propósito de este estándar es “*especificar procedimientos de prueba para la*

evaluación de las capacidades técnicas y rangos de aplicabilidad de programas computacionales que calculan el funcionamiento térmico de los edificios y sus sistemas HVAC". En este estándar se consideran varios conjuntos de casos de prueba para evaluar la habilidad del programa para simular diferentes mecanismos de transferencia y otros parámetros; estos casos incluyen evaluar la transferencia de calor en estado transitorio para diferentes tipos de envolventes, la orientación de ventanas, los dispositivos de sombreado, la ventilación natural, las infiltraciones, las ganancias internas de calor, la configuración del control de los sistemas HVAC, entre otros. Los conjuntos de casos están diseñados de tal manera que sea posible identificar y diagnosticar fuentes de error en los algoritmos del programa a analizar.

En la **validación empírica** se comparan los resultados calculados por el programa con datos obtenidos experimentalmente en campo o en laboratorio. Tienen la ventaja, sobre los procedimientos anteriores, de establecer un estándar "real" de validación. Sin embargo, los datos experimentales se pueden encontrar bajo un amplio rango de incertidumbre que incluyen, la propia incertidumbre de los instrumentos de medición, las diferencias entre el microclima alrededor del edificio comparado con los datos meteorológicos utilizados con el programa, las diferencias entre estrategias de control de los sistemas HVAC, los efectos de los ocupantes y las propiedades térmicas de la envolvente del edificio y los supuesto como datos de entrada para el programa, entre otros.

A un nivel simple, la validación empírica se puede llevar a cabo comparando el consumo energético de un edificio real contra el calculado por un programa de simulación. No obstante, en el caso de haber diferencias entre el consumo "real" y el obtenido mediante simulación puede ser complicado determinar las fuentes de error para tales discrepancias. Aún en el casos de no existir discrepancias significativas no sería posible formular una conclusión clara y precisa sobre la exactitud del programa de simulación. Por lo que, para realizar la validación, resulta necesario identificar y cuantificar todas las fuentes de error posibles, lo cual puede resultar costoso y requerir mucho tiempo.

Los métodos descritos anteriormente presentan al menos una debilidad importante. Para probar el correcto funcionamiento del código es necesario emplear procedimientos que combinen los métodos de validación empírica, comparación entre programas y verificación analítica.

5.1 Procedimientos de validación y verificación

Neymark y Judkoff [75] plantea el método de validación ilustrado en la figura 5.1. Este método de validación combina los tres procedimientos mencionados previamente para validar los programas de simulación térmica de edificios. En primer lugar, se compara el código contra las pruebas de verificación analítica. Si hay discrepancias, el código debe ser corregido antes de seguir adelante. En segundo lugar, se compara el código contra datos de validación experimental, y se corrigen los errores que puedan surgir. En tercer lugar, se compara el código contra diferentes programas o modelos, que hayan pasado previamente la primera y segunda etapa, para casos representativos.

Una vez que el programa ha pasado satisfactoriamente las tres etapas, se considera que ha sido validado para el rango de tipos de edificios y climas que representan los casos de prueba.

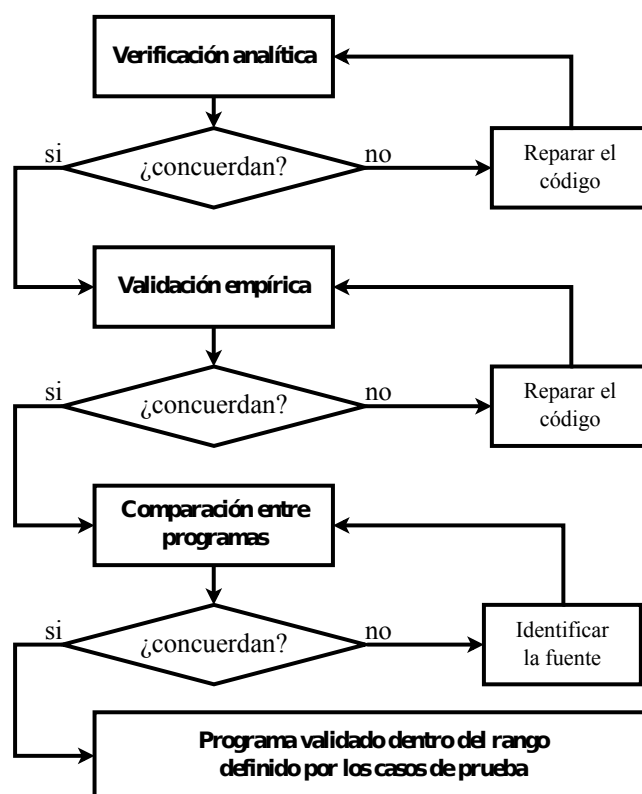


Figura 5.1: Método de validación. Adaptada de Neymark y Judkoff [75].

Cabe señalar que en el procedimiento de validación de la figura 5.1 se antepone la validación empírica a la comparación entre programas. Esto es útil para extrapolar los casos validados empíricamente a casos en los que no se tienen datos empíricos. Sin embargo, como lo señalan Neymark y Judkoff [75] estos tres procedimientos pueden

usarse de diferentes maneras. Por ejemplo, se puede emplear el procedimiento de comparación entre programas antes que la validación empírica para identificar y definir los experimentos necesarios para la validación.

En las siguientes secciones se aplican algunos procedimientos de verificación analítica y comparación entre programas al código desarrollado en el presente trabajo de tesis.

5.2 Verificación analítica del código

En esta sección se emplean algunas de las pruebas descritas por Rees *et al.* [76] y Spitler *et al.* [72] para la verificación analítica. Las pruebas se encuentran organizadas de acuerdo a un fenómeno físico particular en cinco grupos:

- Grupo 1. Convección y conducción
- Grupo 2. Ganancias solares y sombras
- Grupo 3. Infiltraciones
- Grupo 4. Radiación de onda larga
- Grupo 5. Misceláneos

Las pruebas del Grupo 1 comprueba la habilidad del código para modelar la convección y la conducción en estado estacionario y transitorio. Las pruebas del Grupo 2 tienen como propósito verificar los modelos de radiación solar sobre superficies opacas y transparentes, así como, los modelos de posición solar, ventanas y sombreado. En el Grupo 3 se ponen a prueba los modelos de infiltración. En el Grupo 4 se prueban la radiación de calor por onda larga en superficies interiores y exteriores, y en el Grupo 5 se prueban las ganancias de calor generadas en el interior del edificio y la transferencia de calor a través del suelo. En la tabla 5.1 se muestra una lista completa de las pruebas propuestas para la verificación analítica.

Debido a las limitaciones actuales del código no es posible realizar todas las pruebas de la tabla 5.1, concretamente las pruebas que no se realizaron son: RadSolVentana, RadSolSombra, VentDesplegada, Infiltración-1, Infiltración-2.

Ahora bien, el código solamente tiene la capacidad de modelar el procesos de transferencia de calor por conducción en estado transitorio, por lo que, en las pruebas

5.2 Verificación analítica del código

Tabla 5.1: Organización de las pruebas de verificación analítica.

Grupo de prueba	Título de la prueba	Abreviatura
Grupo 1	Convección en estado estacionario	EEConv
	Conducción en estado estacionario	EECond
	Conducción en estado transitorio - pared adiabática	TC1
	Conducción en estado transitorio - temperatura escalón	TC2
	Conducción en estado transitorio - temperatura sinusoidal - pared con múltiples capas	TC3
Grupo 2	Radiación solar exterior - superficies opacas	RadSolExt
	Radiación solar - superficies transparentes	RadSolVentana
	Radiación solar - sombra en ventana	RadSolSombra
	Radiación solar - sombra en ventana desplegada	VentDesplegada
Grupo 3	Infiltraciones - razón de infiltraciones fija	Infiltración-1
	Infiltraciones - efecto de flotación	Infiltración-2
Grupo 4	Radiación de onda larga interior	RadInt
	Radiación de onda larga exterior	RadExt
Grupo 5	Ganancias internas de calor	GanIntCalor
	Acoplamiento del suelo - losa sobre planta baja	AcopSuelo

en las que se requiere encontrar la solución en estado estacionario se ejecuta la simulación hasta encontrar la solución.

5.2.1 Descripción de la configuración de la zona de prueba y consideraciones adicionales

En la mayoría de los casos la zona de prueba es una forma cúbica de $3 \times 3 \times 3$ de volumen interior. Solamente en las pruebas RadInt se varía la relación aspecto.

Dependiendo de la prueba, se requiere que las superficies de la zona estén expuestas al aire ambiente o sean adiabáticas. Para la condición de superficie adiabática se considera un coeficiente h pequeño, $h = 1 \times 10^{-6}$. Por otro lado, en algunas pruebas se requiere la siguiente correlación para el coeficiente de convección:

$$h = A + C(|T_s - T_\infty|)^n \quad (5.1)$$

donde A , C y n son constantes que se especifican en cada prueba, y T_s y T_∞ son las

temperaturas de la superficie y del aire adyacente a la superficie, respectivamente.

Por otra parte, en algunas pruebas se requiere despreciar los efectos de la radiación de onda corta y larga, para tales casos se fijan valores pequeños de absorptividad y emisividad, en específico $\alpha_s = 1 \times 10^{-6}$ y $\varepsilon_s = 1 \times 10^{-6}$.

Con respecto al modelado de la transferencia de calor por conducción mediante CTF's, solamente se emplean 2 nodos interiores para cada capa de material. Como se comprobara más adelante este número de nodos es suficiente para obtener resultados cercanos a los de las soluciones analíticas.

5.2.2 Prueba EECConv: Convección en estado-estable

Objetivo

El objetivo de esta prueba es verificar, en términos de flujos de calor y temperaturas, el modelado de la convección de calor en superficies bajo condiciones de transferencia de calor en estado estacionario. Para asegurar que los flujos de calor sean más sensibles a la convección que a la conducción, se desprecia la resistencia térmica empleando valores apropiados de espesor y conductividad térmica.

Modelo analítico

El modelo analítico considera la transferencia de calor por conducción unidimensional en estado estacionario a través de una pared homogénea con condiciones de frontera de convección superficial.

Descripción de la zona

Sólo una de la superficies de la zona es expuesta al aire ambiente. Esta superficie expuesta corresponde a la pared homogénea del modelo analítico. Todas las demás superficies son adiabáticas. La temperatura del aire exterior e interior es fijo.

Se eliminan los efectos de la radiación solar, la radiación de onda larga, infiltraciones y ganancias de calor internas.

5.2 Verificación analítica del código

Tabla 5.2: Parámetros de prueba empleados para la prueba EEConv.

Parámetro de prueba	Valor	Unidades
Conductividad térmica	1.00	$W/m \cdot K$
Espesor	0.10	m
Temperatura del aire interior	10.00	$^{\circ}C$
Temperatura del aire exterior	40.00	$^{\circ}C$
Coficiente A convección exterior	0.000	$W/m^2 \cdot K$
Coficiente C convección exterior	0.840	—
Coficiente n convección exterior	0.333	—
Coficiente A convección interior	0.000	$W/m^2 \cdot K$
Coficiente C convección interior	1.490	—
Coficiente n convección interior	0.345	—

Tabla 5.3: Resultados de la prueba EEConv.

Parámetro de prueba	Unidades	Solución analítica	Código	dif%
Flujo de calor	W/m^2	34.4600	34.6735	0.62
Temperatura de la superficie interior	$^{\circ}C$	20.3329	20.3805	0.23
Temperatura de la superficie exterior	$^{\circ}C$	23.7789	23.8438	0.27
Coficiente de convección interior	$W/m^2 \cdot K$	3.3349	3.3403	0.16
Coficiente de convección exterior	$W/m^2 \cdot K$	2.1244	2.1466	1.04

Parámetros de prueba

Los parámetros de la prueba se muestran en la tabla 5.2.

Resultados

Los resultados de la prueba se muestran en la tabla 5.3, éstos indican que las diferencias entre la solución analítica y los valores calculados por el código son del orden del 1%.

5.2.3 Prueba EECond: Conducción en estado-estable

Objetivo

El objetivo de esta prueba es verificar, en términos de flujos de calor y temperaturas de superficie, la transferencia de calor en estado estacionario a través de una pared

5.2 Verificación analítica del código

Tabla 5.4: Parámetros de prueba empleados para la prueba EECond.

Parámetro de prueba	Valor	Unidades
Número de capas de la envolvente	3	–
Conductividad térmica: capa 1	0.10	$W/m \cdot K$
Espesor: capa 1	0.10	m
Conductividad térmica: capa 2	0.05	$W/m \cdot K$
Espesor: capa 2	0.05	m
Conductividad térmica: capa 3	0.25	$W/m \cdot K$
Espesor: capa 3	0.05	m
Temperatura del aire interior	10.0	$^{\circ}C$
Temperatura del aire exterior	40.0	$^{\circ}C$
Coficiente A convección exterior	0.000	$W/m^2 \cdot K$
Coficiente C convección exterior	0.840	–
Coficiente n convección exterior	0.333	–
Coficiente A convección interior	0.000	$W/m^2 \cdot K$
Coficiente C convección interior	1.490	–
Coficiente n convección interior	0.345	–

con múltiples capas de materiales. En esta prueba se pretende que la resistencia a la conducción sea más significativa que la resistencia a la convección. Por lo que se emplean capas múltiples de materiales.

Modelo analítico

El modelo analítico considera la transferencia de calor por conducción unidimensional en estado estacionario a través de una pared homogénea con capas múltiples y con condiciones de frontera de convección superficial.

Descripción de la zona

Sólo una de la superficies de la zona es expuesta al aire ambiente. Esta superficie expuesta corresponde a la pared homogénea del modelo analítico. Todas las demás superficies son adiabáticas. La temperatura del aire exterior e interior es fija.

Se eliminan los efectos de la radiación solar, la radiación de onda larga, infiltraciones y ganancias de calor internas.

Parámetros de prueba

Los parámetros de la prueba se muestran la tabla 5.4.

5.2 Verificación analítica del código

Tabla 5.5: Resultados de la prueba EECond.

Parámetro de prueba	Unidades	Solución analítica	Código	dif%
Flujo de calor	W/m^2	9.1554	9.1730	0.19
Temperatura de la superficie interior	$^{\circ}C$	13.8568	13.8624	0.04
Temperatura de la superficie exterior	$^{\circ}C$	33.9987	34.0432	0.13
Coefficiente de convección interior	$W/m^2 \cdot K$	2.3737	2.3749	0.05
Coefficiente de convección exterior	$W/m^2 \cdot K$	1.5255	1.5399	0.94

Resultados y discusión

Los resultados de la prueba se muestran en la tabla 5.5, éstos indican que no hay diferencia significativa entre los valores calculados con la solución analítica y los valores calculados por el código.

5.2.4 Prueba TC1: Conducción de calor en estado transitorio - pared adiabática

Objetivo

El objetivo de esta prueba es verificar la transferencia de calor en estado transitorio a través de una pared en términos de las temperaturas y flujos de calor de superficie. La pared tiene condiciones de frontera de superficie adiabática en el interior y, de convección superficial en el exterior, la temperatura del aire exterior se somete a un cambio súbito de temperatura.

Modelo analítico

El modelo analítico considera la transferencia de calor por conducción unidimensional en estado transitorio a través de una pared homogénea con condiciones de frontera de superficie adiabática y de convección superficial. Como se observa en la figura 5.2, la temperatura del aire exterior cambia de una temperatura T_0 a una temperatura T_1 en el tiempo t_0 .

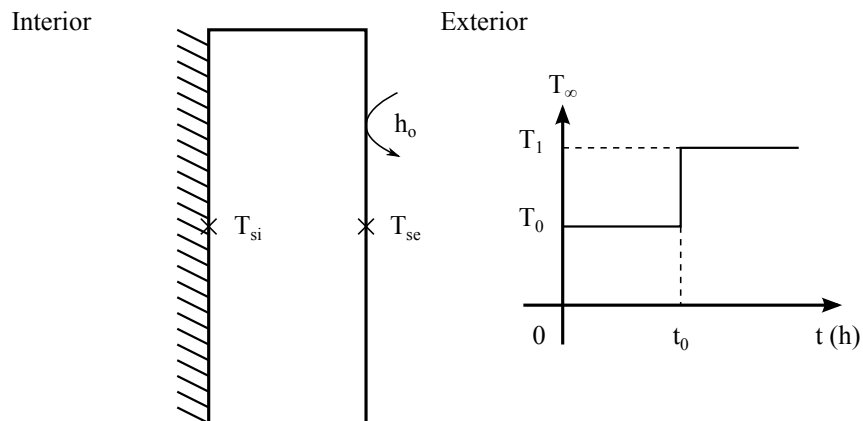


Figura 5.2: Esquema del modelo analítico para la prueba TC1.

Tabla 5.6: Parámetros de prueba empleados para la prueba TC1.

Parámetro de prueba	Valor	Unidades
Conductividad térmica	0.14	$W/m \cdot K$
Densidad	500	kg/m^3
Calor específico	2500	$J/kg \cdot K$
Espesor	0.1	m
Temperatura inicial (T_0)	10.0	$^{\circ}C$
Escalón de temperatura ($\Delta T = T_0 + T_1$)	30.0	$^{\circ}C$
Coefficiente de convección exterior	20.0	$W/m^2 \cdot K$
Coefficiente de convección interior	20.0	$W/m^2 \cdot K$

Descripción de la zona

Sólo una de la superficies de la zona es expuesta al aire ambiente. Esta superficie expuesta corresponde a la pared homogénea del modelo analítico. Todas las demás superficies son adiabáticas.

Se eliminan los efectos de la radiación solar, la radiación de onda larga, infiltraciones y ganancias de calor internas.

Parámetros de prueba

Los parámetros de prueba se muestran en la tabla 5.6.

Resultados y discusión

En la figura 5.3 se muestra la comparación entre la solución analítica y los resultados calculados por el código. Como se muestra en la figura 5.3a, no existe diferencia importante entre las temperaturas de la solución analítica y las calculadas por el código. Por otro lado, en la figura 5.3b, se observa que el flujo de calor calculado por el código es ligeramente mayor que el de la solución analítica. Además, se advierte que las mayores diferencias se encuentran justo después del “escalón” de temperatura y disminuyen conforme transcurre el tiempo y, la solución se aproxima al estado estacionario.

Ahora bien, calculando el calor transferido a través de las superficies, *i.e.* el área bajo las curvas de los flujos de calor, se obtuvieron $0.925 \text{ kWh}/\text{m}^2$ en la solución analítica y $1.041 \text{ kWh}/\text{m}^2$ en el código, es decir, una diferencia porcentual del 12.5%. Como se menciono anteriormente, está diferencia es debida al “escalón” de temperatura del aire exterior. Para reducir dicha diferencia se podría disminuir el tamaño del paso de tiempo por debajo de 1 hora.

5.2.5 Prueba TC2: Conducción de calor en estado transitorio - respuesta escalón

Objetivo

El objetivo de esta prueba es verificar la transferencia de calor en estado transitorio a través de una pared en términos de las temperaturas y flujos de calor de superficie. La pared tiene condiciones de frontera de convección superficial en ambas superficies. La temperatura del aire exterior se somete a un cambio súbito de temperatura mientras que la temperatura del aire interior de la zona se mantiene constante.

Modelo analítico

El modelo analítico considera la transferencia de calor por conducción unidimensional en estado transitorio a través de una pared homogénea con condiciones de frontera de convección superficial. Como se observa en la figura 5.4, en el tiempo t_0 la temperatura del aire exterior tiene un “escalón” de T_1 a $T_1 + \Delta R$, después, en

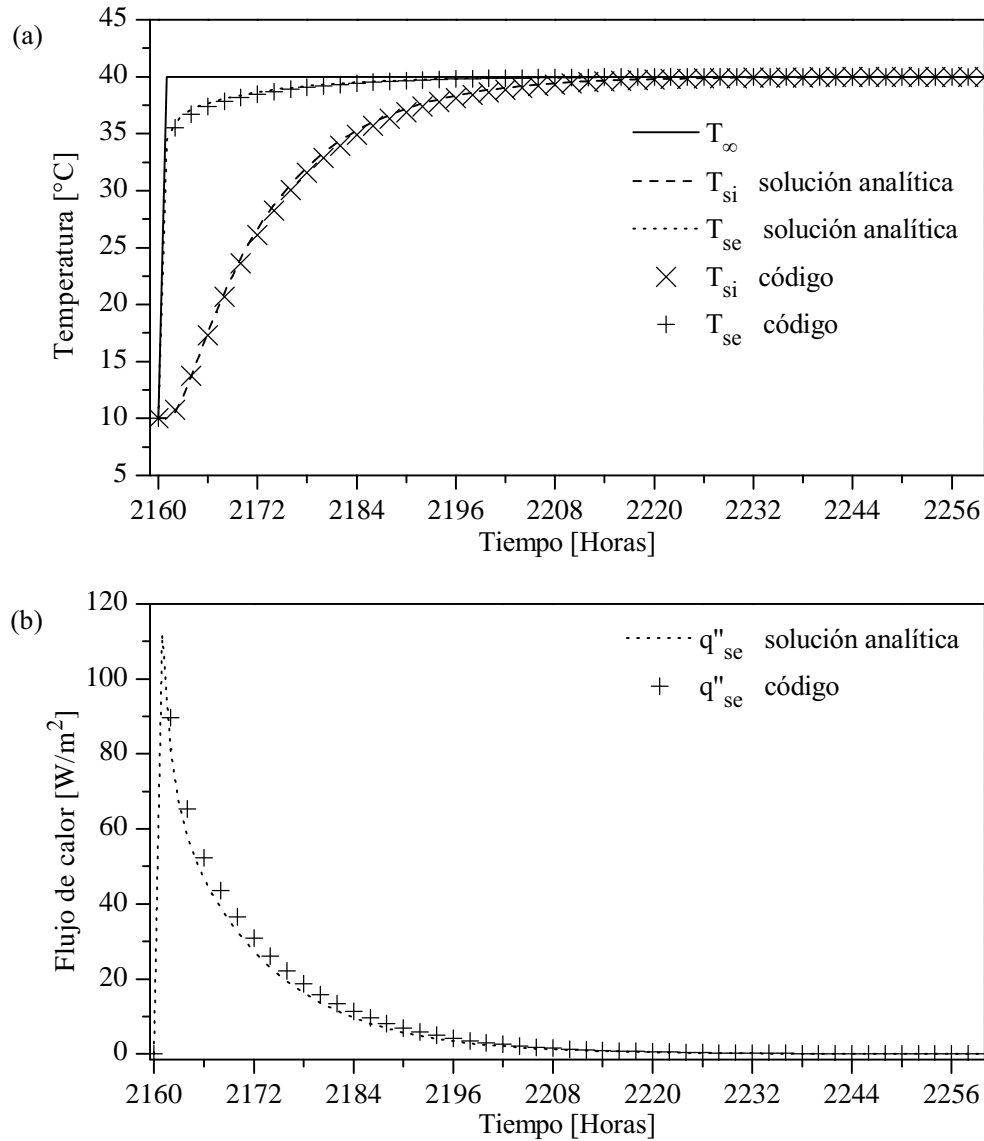


Figura 5.3: Comparación entre la solución analítica y el código para la prueba TC1. (a) Temperatura de las superficies y (b) flujo de calor en la superficie exterior.

el tiempo t_1 la temperatura cambia a $T_1 - \Delta R$; la temperatura del aire interior se mantiene constante.

Descripción de la zona

Sólo una de las superficies de la zona es expuesta al aire ambiente. Esta superficie expuesta corresponde a la pared homogénea del modelo analítico. El resto de las superficies se consideran adiabáticas.

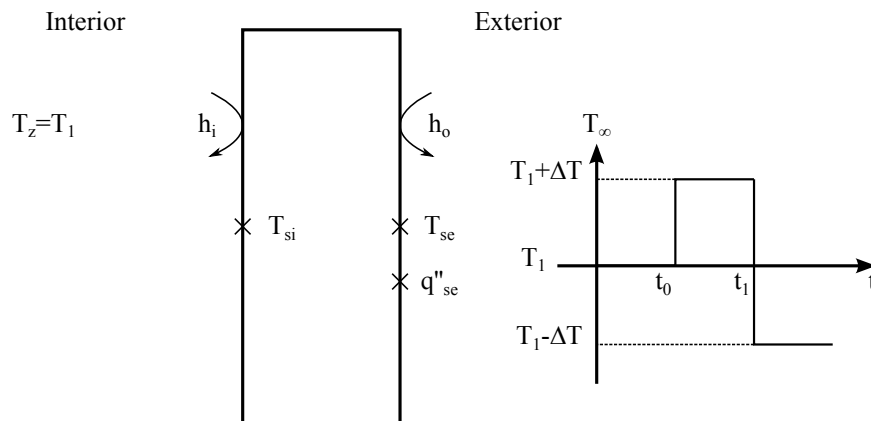


Figura 5.4: Esquema del modelo analítico para la prueba TC2.

Tabla 5.7: Parámetros de prueba empleados para la prueba TC2.

Parámetro de prueba	Valor	Unidades
Conductividad térmica	0.14	$W/m \cdot K$
Densidad	500	kg/m^3
Calor específico	2500	$J/kg \cdot K$
Espesor	0.1	m
Temperatura inicial (T_0)	10.0	$^{\circ}C$
Escalón de temperatura (ΔT)	30.0	$^{\circ}C$
Coefficiente de convección exterior	2.607	$W/m^2 \cdot K$
Coefficiente de convección interior	3.180	$W/m^2 \cdot K$

Se eliminan los efectos de la radiación solar, la radiación de onda larga, infiltraciones y ganancias de calor internas.

Parámetros de prueba

Los parámetros de prueba se muestran en la tabla 5.7.

Resultados y discusión

En la figura 5.5 se comparan la solución analítica y los resultados del código para el “escalón” de temperatura de 10 a 40 $^{\circ}C$ de la temperatura del aire exterior. Se observa que tanto las temperaturas (figura 5.5a) como los flujos de calor (figura 5.5b) en las superficies son similares.

Ahora bien, en la figura 5.6 se compara la solución analítica y los resultados del

5.2 Verificación analítica del código

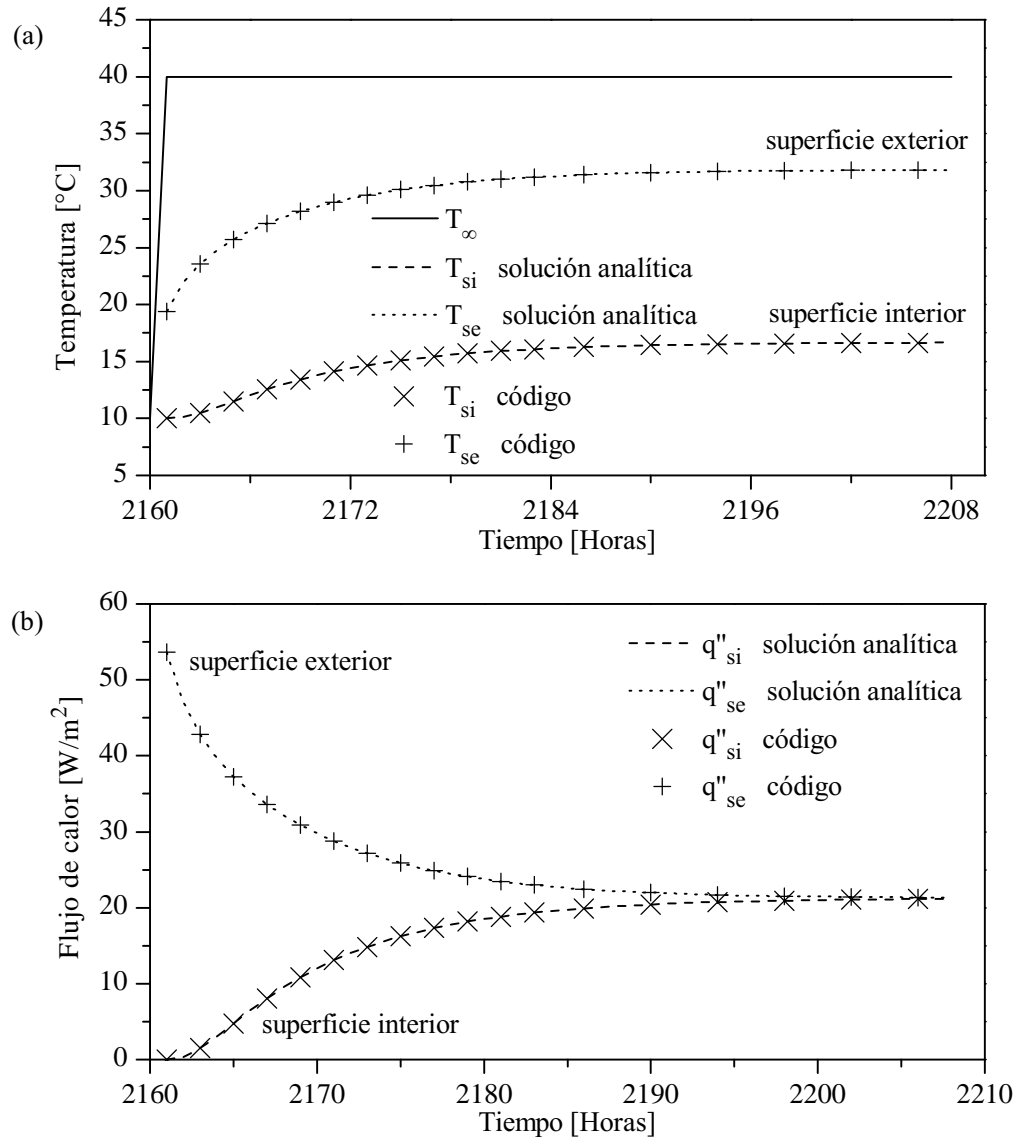


Figura 5.5: Comparativa entre la solución analítica y el código para la prueba TC2 para el “escalón” de temperatura de 10 a 40 °C, (a) temperatura y (b) flujo de calor en las superficies.

código para el “escalón” de temperatura de 40 a -20 °C de la temperatura del aire exterior. De manera homóloga al caso anterior, las temperaturas y flujos de calor calculados por el código son similares a la solución numérica.

De acuerdo a la solución analítica el calor transferido hacia el exterior es de 1.216 kWh/m² y de 0.782 kWh/m² hacia el interior. Por otro lado, mediante el código se calcularon 1.271 kWh/m² hacia el exterior y 0.778 kWh/m² hacia el interior. Esto es una diferencia porcentual de 4.5% en el calor transferido hacia el exterior y de 0.5% en el calor transferido hacia el interior.

5.2 Verificación analítica del código

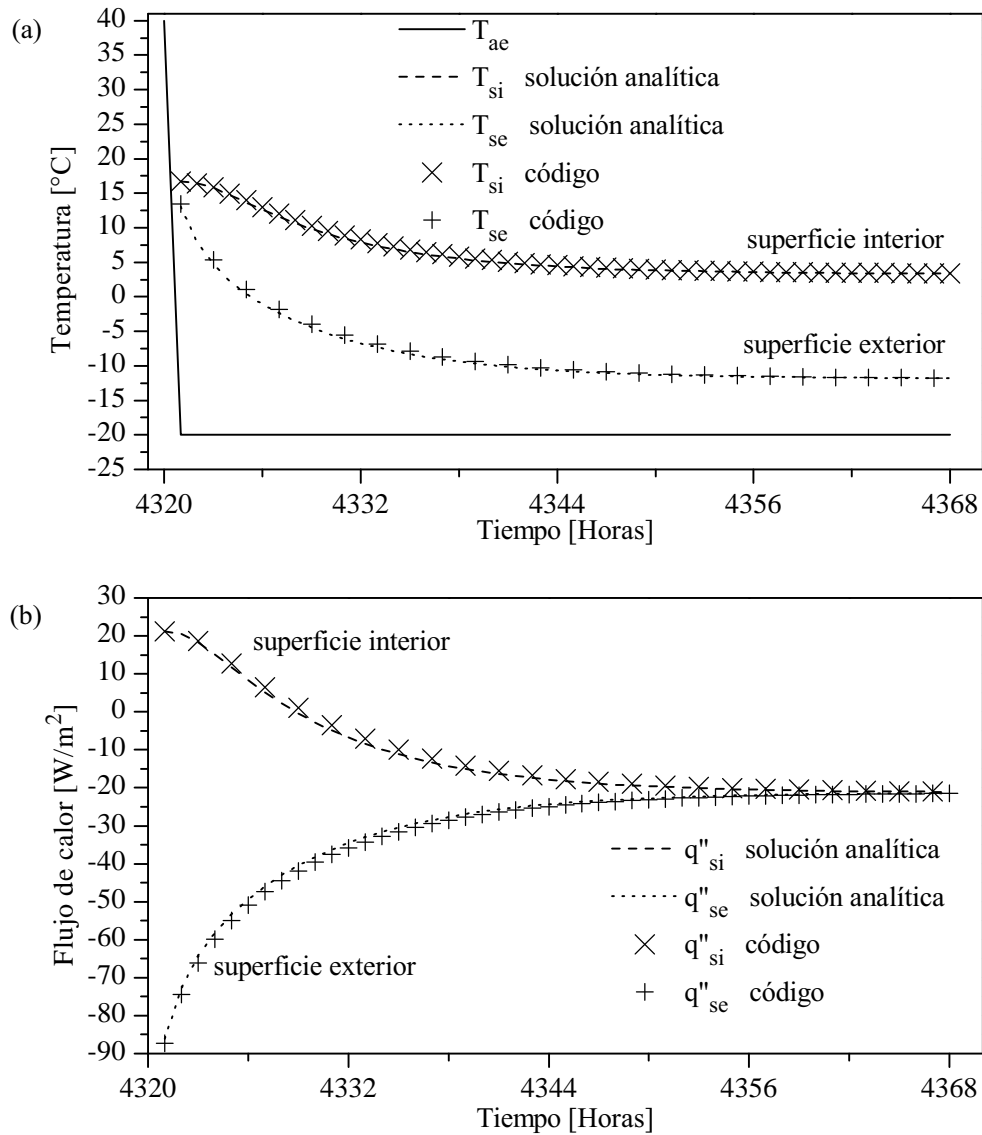


Figura 5.6: Comparativa entre la solución analítica y el código para la prueba TC2 para el “escalón” de temperatura de 40 a -20 °C. (a) Temperatura y (b) flujo de calor en las superficies.

5.2.6 Prueba TC3: Conducción de calor en estado transitorio - temperatura sinusoidal - múltiples capas

Objetivo

El objetivo de esta prueba es verificar la transferencia de calor unidimensional en estado transitorio a través de una pared en términos de las temperaturas y flujos de calor de superficie. La pared tiene condiciones de frontera de convección superficial

en ambas superficies, la exterior y la interior. La temperatura del aire exterior se plantea como una función sinusoidal, mientras que la temperatura del aire interior se mantiene constante. Además, la pared está compuesta por múltiples capas de materiales.

Modelo analítico

El modelo analítico considera la transferencia de calor por conducción unidimensional en estado transitorio a través de múltiples capas con condiciones de frontera de convección superficial. Como se observa en la figura 5.7, la temperatura del aire exterior varía como un patrón sinusoidal. La temperatura del aire interior es igual al promedio de la temperatura del aire exterior.

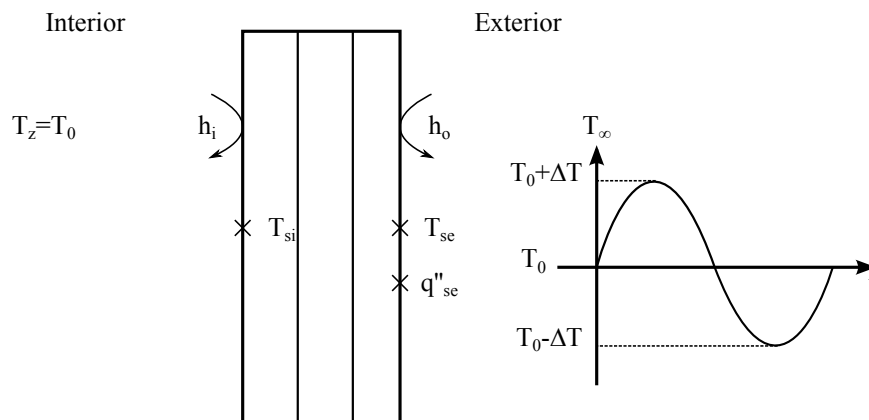


Figura 5.7: Esquema del modelo analítico para la prueba TC3.

Descripción de la zona

Sólo una de la superficies de la zona es expuesta al aire ambiente. Esta superficie expuesta corresponde a la pared homogénea del modelo analítico. Todas las demás superficies son adiabáticas.

Se eliminan los efectos de la radiación solar, la radiación de onda larga, infiltraciones y ganancias de calor internas.

Parámetros de prueba

Los parámetros de prueba se muestran en la tabla 5.8.

5.2 Verificación analítica del código

Tabla 5.8: Parámetros de prueba empleados para la prueba TC3.

Parámetro de prueba	Valor	Unidades
Conductividad térmica: capa 1	0.14	$W/m \cdot K$
Densidad: capa 1	700	kg/m^3
Calor específico: capa 1	500	$J/kg \cdot K$
Espesor: capa 1	0.10	m
Conductividad térmica: capa 2	0.10	$W/m \cdot K$
Densidad: capa 2	50	kg/m^3
Calor específico: capa 2	200	$J/kg \cdot K$
Espesor: capa 2	0.05	m
Conductividad térmica: capa 3	0.20	$W/m \cdot K$
Densidad: capa 3	500	kg/m^3
Calor específico: capa 3	800	$J/kg \cdot K$
Espesor: capa 3	0.10	m
Temperatura promedio (T_1)	20.0	$^{\circ}C$
Amplitud de la onda sinusoidal	15.0	$^{\circ}C$
Coefficiente de convección exterior	1.81	$W/m^2 \cdot K$
Coefficiente de convección interior	3.180	$W/m^2 \cdot K$

Resultados y discusión

En la figura 5.8 se comparan la solución analítica y los resultados calculados por el código. Se observa que la amplitud de la onda de flujo de calor calculado por el código es ligeramente menor que el de la solución analítica.

Ahora bien, de acuerdo a la solución analítica, la carga térmica (área sombreada de la figura 5.8) es de $164.44 Wh/m^2$, mientras que el código predice una carga térmica positiva de $152.71 Wh/m^2$ y una negativa de $147.35 Wh/m^2$, esto es, una diferencia porcentual de 10.4% en el área positiva y de 7.4% en el área negativa. En teoría se puede alcanzar una mayor exactitud reduciendo el tamaño del paso de tiempo y considerando un mayor número de nodos dentro de la envolvente.

5.2.7 Prueba RadSolExt: Radiación solar exterior - superficie opaca

Objetivo

El objetivo de esta prueba es encontrar la respuesta a diferentes niveles de radiación sobre superficies opacas a lo largo de un día. Se prueba la irradiación solar directa

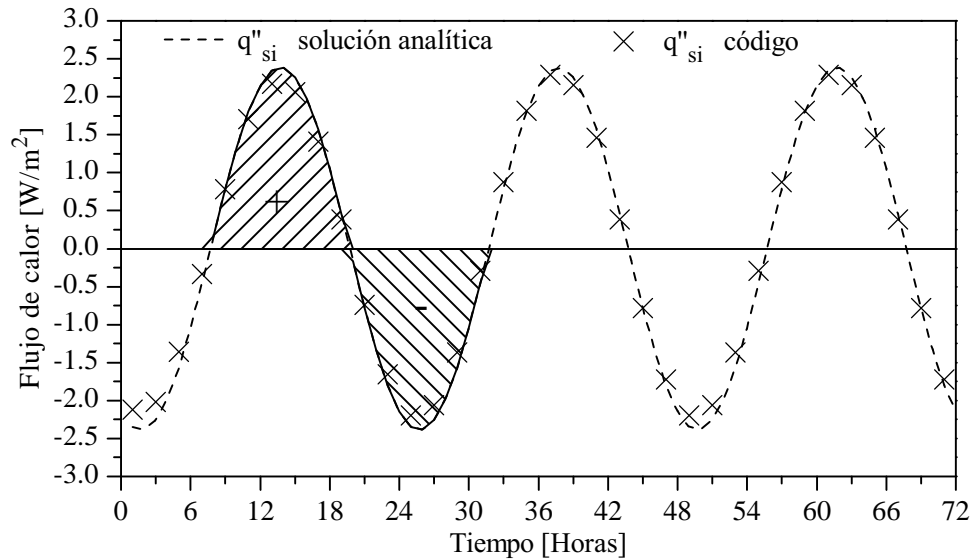


Figura 5.8: Comparativa entre la solución analítica y el código para la prueba TC3.

absorbida por superficies opacas para una locación y tiempo dados. Se compara la carga térmica calculada analíticamente y mediante el código.

Modelo analítico

La radiación solar directa incidente es calculada empleando valores tabulados de la posición solar y relaciones geométricas estándar. Se considera que la envolvente no tiene masa térmica de modo que es posible realizar un cálculo instantáneo para determinar la conducción y convección de calor en las superficies exteriores e interiores.

Descripción de la zona

Sólo una de las superficies de la zona está expuesta al aire ambiente. Esta superficie expuesta corresponde a la pared homogénea del modelo analítico. Todas las demás superficies son adiabáticas. La temperatura del aire interior se considera constante.

Se eliminan los efectos de la radiación de onda larga, infiltraciones y ganancias de calor internas.

Comentarios adicionales

Esta prueba no se puede realizar tal y como lo describe el documento 1052-RP [72], debido a que el documento sólo especifica la radiación solar directa que incide sobre la superficie. Con dicha información no es posible cumplir el objetivo de probar el cálculo del ángulo de incidencia ya que es necesario contar con la información de la radiación solar directa horizontal. Por lo que en éste ensayo solamente se prueba el cálculo de la irradiación solar directa absorbida por la superficie. Esto se hace introduciendo directamente los valores que se encuentran tabulados en el documento 1052-RP de radiación solar directa como datos de entrada para el código.

Por otro lado, en esta prueba se requiere hacer la simulación con pasos de tiempos de 10 minutos. Se detectó que para emplear este tamaño de paso de tiempo se requiere modificar la ecuación 4.55, de tal manera que entregue resultados en segundos:

$$\omega = \frac{15^\circ |12 - TLA|}{3600} \quad (5.2)$$

Parámetros de prueba

La prueba se realiza para dos superficies verticales, una se encuentra orientada hacia el sur (ángulo de acimut de 180°) y la otra se encuentra orientada hacia el oeste (ángulo de acimut de 270°). La irradiación solar directa que incide sobre cada superficie se tabulan en la tabla 5.9, nótese que los valores son tabulados para cada 10 minutos.

En está prueba se requiere que la envolvente no tenga masa térmica, por lo cual, se fijaron valores de densidad y calor específico pequeños, $70\text{kg}/\text{m}^3$ y $50\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$, respectivamente para cada capa de la envolvente. Los demás parámetros relevantes de la prueba se plasman en la tabla 5.10.

Resultados y discusión

En la figura 5.9 se muestran los resultados de la prueba RadSolExt. Se observa que las cargas térmicas calculadas por el código, para ambos casos de orientación, son similares a la solución analítica. Calculando el calor transferido hacia el interior de la zona se determina que existe una diferencia de 0.11 % entre la solución analítica y el código en el caso de la superficie sur, y de 0.09 % en el caso de la superficie oeste.

5.2 Verificación analítica del código

Tabla 5.9: Irradiación solar directa que incide sobre las superficies orientadas hacia el sur y oeste para la prueba RadSolExt.

Irradiación solar (W/m^2)			Irradiación solar (W/m^2)		
Hora	Superficie sur	Superficie oeste	Hora	Superficie sur	Superficie oeste
06:00	0.0000	0.0000	13:40	317.3948	39.0165
⋮	⋮	⋮	13:50	311.2319	44.7780
07:50	0.0000	0.0000	14:00	303.3651	50.3852
08:00	6.7023	0.0000	14:10	295.1848	55.6680
08:10	22.7881	0.0000	14:20	285.3836	60.8583
08:20	39.2142	0.0000	14:30	275.4568	65.7868
08:30	56.8256	0.0000	14:40	263.7741	70.4401
08:40	74.2398	0.0000	14:50	252.0376	74.8763
08:50	91.1987	0.0000	15:00	238.8589	79.2024
09:00	109.8119	0.0000	15:10	225.6971	83.1342
09:10	126.3650	0.0000	15:20	211.1840	86.7810
09:20	144.1547	0.0000	15:30	195.8312	90.2373
09:30	160.6917	0.0000	15:40	180.3196	93.2088
09:40	176.8540	0.0000	15:50	164.4282	95.9462
09:50	192.3992	0.0000	16:00	148.1302	98.3209
10:00	207.3946	0.0000	16:10	130.6403	100.4114
10:10	221.9318	0.0000	16:20	113.0429	102.0173
10:20	235.8934	0.0000	16:30	95.7282	103.2239
10:30	248.7289	0.0000	16:40	77.6850	103.9492
10:40	261.7586	0.0000	16:50	60.3242	104.1693
10:50	272.5820	0.0000	17:00	43.8586	103.8104
11:00	283.7557	0.0000	17:10	26.2627	102.8959
11:10	292.7578	0.0000	17:20	10.0872	101.2213
11:20	301.5324	0.0000	17:30	0.0000	98.7274
11:30	309.5538	0.0000	17:00	0.0000	95.2745
11:40	316.4054	0.0000	17:10	0.0000	90.9293
11:50	322.8687	0.0000	17:20	0.0000	85.0170
12:00	327.2707	0.0000	17:30	0.0000	77.4099
12:10	331.1653	0.0000	17:00	0.0000	68.1631
12:20	333.8488	0.0000	17:10	0.0000	55.8007
12:30	335.1922	0.0000	17:20	0.0000	40.9697
12:40	336.3410	0.0000	17:30	0.0000	23.1941
12:50	335.8698	7.0448	17:00	0.0000	6.5644
13:00	333.8200	14.0000	17:10	0.0000	0.0194
13:10	331.8597	20.6002	⋮	⋮	⋮
13:20	327.4299	26.8871	20:00	0.0000	0.0000
13:30	323.1753	33.1328			

5.2 Verificación analítica del código

Tabla 5.10: Parámetros de prueba empleados para la prueba SolRadExt.

Parámetro de prueba	Valor	Unidades
Número de capas	3	-
Conductividad térmica: capa 1	1.15	$W/m \cdot K$
Espesor: capa 1	0.10	m
Conductividad térmica: capa 2	1.05	$W/m \cdot K$
Espesor: capa 2	0.10	m
Conductividad térmica: capa 3	1.15	$W/m \cdot K$
Espesor: capa 3	0.10	m
Absortibilidad térmica (α_s)	0.4	-
Temperatura del aire interior	20.0	$^{\circ}C$
Temperatura del aire exterior	20.0	$^{\circ}C$
Coefficiente A exterior	0.0	$W/m^2 \cdot K$
Coefficiente C exterior	0.84	-
Coefficiente n exterior	0.333	-
Coefficiente A interior	0.0	$W/m^2 \cdot K$
Coefficiente C interior	1.49	-
Coefficiente n interior	0.345	-

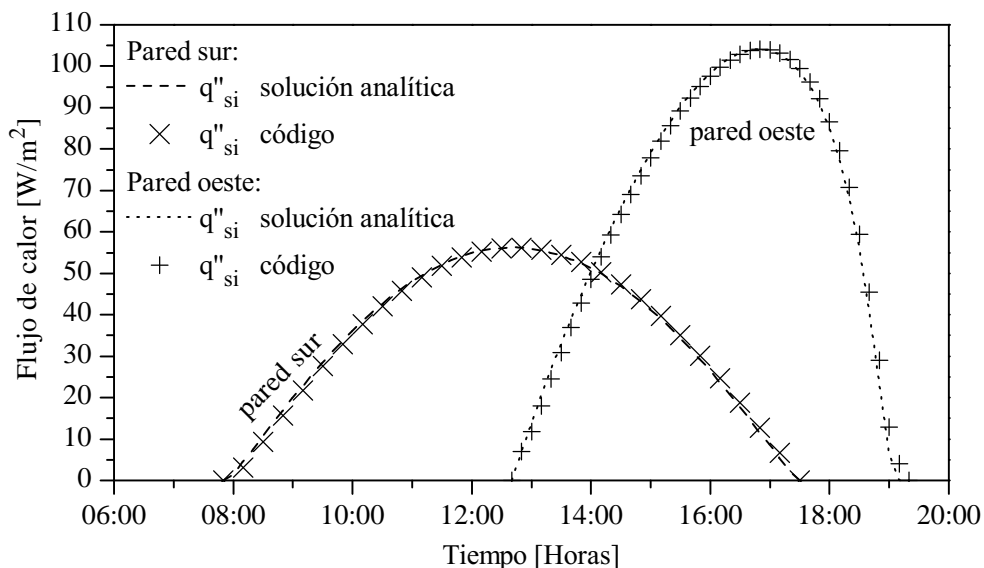


Figura 5.9: Comparativa entre la solución analítica y el código para la prueba RadSolExt, superficie con orientación sur.

5.2.8 Prueba RadExt: Radiación de onda larga exterior

Objetivo

El objetivo de esta prueba es verificar el tratamiento de la radiación de onda larga entre una superficie horizontal (el techo) y el cielo. Se pretende que la superficie exterior no tenga masa térmica y que cuente con una alta conductividad térmica. La conducción de calor se modela en estado estacionario. La superficie exterior intercambia calor con el ambiente por convección y por radiación de onda larga.

Modelo y solución analítica

Se considera que la transferencia de calor entre la superficie exterior y el ambiente ocurre por convección con el aire ambiente exterior y por radiación de onda larga con el cielo. Se emplea una sola temperatura de cielo para modelar la radiación de onda larga empleando un análisis de superficie gris.

Descripción de la zona

Sólo una de la superficies de la zona es expuesta al aire ambiente. Esta superficie expuesta corresponde a la pared homogénea del modelo analítico. Todas las demás superficies son adiabáticas. Tanto la temperatura del aire interior como del exterior se consideran constantes.

Se eliminan los efectos de la radiación de onda larga, infiltraciones y ganancias de calor internas.

Parámetros de prueba

En la tabla 5.11 se listan los parámetros empleados en la prueba.

Resultados y discusión

En la tabla 5.12 se muestran los resultados de la prueba RadExt. Se muestra que los valores son similares.

5.2 Verificación analítica del código

Tabla 5.11: Parámetros de prueba empleados para la prueba ExtLWRad.

Parámetro de prueba	Valor	Unidades
Conductividad térmica	1.00	$W/m \cdot K$
Espesor	0.10	m
Emisividad térmica (ε_s)	0.90	-
Temperatura del aire interior	20.0	$^{\circ}C$
Temperatura del aire exterior	20.0	$^{\circ}C$
Temperatura del cielo	5.0	$^{\circ}C$
Coficiente A convección exterior	0.0	$W/m^2 \cdot K$
Coficiente C convección exterior	0.84	-
Coficiente n convección exterior	0.333	-
Coficiente A convección interior	0.0	$W/m^2 \cdot K$
Coficiente C convección interior	1.49	-
Coficiente n convección interior	0.345	-

Tabla 5.12: Resultados de la prueba ExtLWRad.

Parámetro de prueba	Unidades	Solución analítica	Código	dif%
Flujo de calor	W/m^2	-17.7940	-17.7940	0.00
Temperatura de la superficie interior	$^{\circ}C$	13.6787	13.6787	0.00
Temperatura de la superficie exterior	$^{\circ}C$	11.8993	11.8993	0.00
Coficiente de convección interior	$W/m^2 \cdot K$	2.8149	2.8149	0.00
Coficiente de convección exterior	$W/m^2 \cdot K$	1.6858	1.6858	0.00

5.2.9 Prueba RadInt: Radiación de onda larga interior

Objetivo

El objetivo de esta prueba es probar el modelado de la radiación de onda larga dentro de la zona para diferentes razones de aspecto de la geometría. La energía entra a la zona a través de una de las superficies exteriores.

Modelo analítico

El calor se transfiere hacia el interior de la zona por sólo una de las paredes que la envuelven. Esta pared que denominaremos *pared expuesta*, transfiere calor por convección en ambas superficies, la exterior y la interior, y por conducción a través del material que la compone. La conducción de calor a través de la pared expuesta es tratada en estado estacionario y unidimensional. Ahora bien, todas las superficies interiores de la zona intercambian calor por radiación de onda larga entre ellas y por convección con el aire de la zona. Mientras que las superficies exteriores, con excepción de la *superficie expuesta*, se consideran adiabáticas.

La temperatura del aire de la zona y del ambiente exterior se mantiene constante. Además, se considera que la radiación emitida consiste en una sola longitud de onda con superficies grises. La masa de aire de la zona no participa en el intercambio de radiación. Los factores de forma entre las superficies interiores son calculadas con métodos exactos.

Descripción de la zona

Sólo una de las paredes de la zona es expuesta al aire ambiente. Esta *pared expuesta* corresponde a la pared homogénea del modelo analítico. Todas las demás superficies exteriores son adiabáticas. Tanto la temperatura del aire interior como del exterior se consideran constantes.

Se eliminan los efectos de las infiltraciones y ganancias de calor internas.

Parámetros de prueba

Como ya se mencionó antes, en esta serie de pruebas se denomina *pared expuesta* a la superficie por la cual ingresa calor desde el exterior. Además se denomina *pared*

5.2 Verificación analítica del código

opuesta a la pared que se encuentra del lado opuesto a la *pared expuesta*.

En la serie de pruebas se varia la relación de aspecto (RA) de la geometría de la zona, como se muestra en la figura 5.10. El área de las superficies 1 y 2 permanece invariable ($3 \times 3\text{m}^2$) en todas las pruebas, y el área de las demás superficies se modifica según la relación de aspecto. Las relaciones de aspecto empleadas son: 1, 2, 5, 10 y 20.

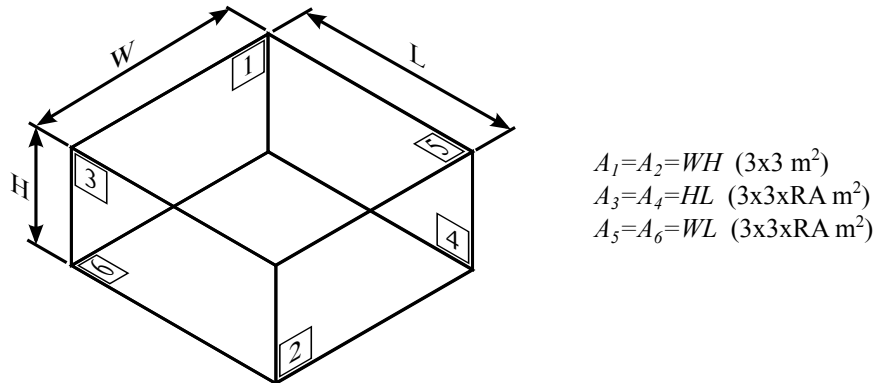


Figura 5.10: Variación de la relación de aspecto (RA) de la geometría de la zona y cálculo del área de superficies.

Además, para cada una de las relaciones de aspecto, se varia la emisividad de las superficies interiores. En el caso 1 la superficie de la pared expuesta tiene un valor de emisividad de $\varepsilon = 0.9$, la superficie de la pared opuesta de $\varepsilon = 0.1$ y las demás superficies tienen un valor de $\varepsilon = 0.3$. En el caso 2 la superficie de la pared expuesta tienen un valor de emisividad de $\varepsilon = 0.9$ y todas las demás superficies de $\varepsilon = 0.1$. En el caso 3 todas las superficies tienen un valor de emisividad de $\varepsilon = 0.9$.

El modelo analítico no incluye un material ni espesor de las superficies. Por lo que, para despreciar el efecto de no contar con un material en las superficies se empleó una conductividad térmica alta, $100 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ y un espesor bajo, 0.1 m .

Los demás parámetros relevantes se encuentran en la tabla 5.13.

Resultados y discusión

En la figura 5.11 se muestra el calor que ingresa por convección al aire de la zona a través de todas las superficies. En la parte superior de cada caso se especifica la diferencia porcentual entre los resultados de la solución analítica y el código. Se observa que para la relación de aspecto $RA = 1$ la diferencia está por debajo del 1%,

5.2 Verificación analítica del código

Tabla 5.13: Parámetros de prueba empleados para la prueba RadInt.

Parámetro de prueba	Valor	Unidades
Temperatura del aire exterior	40.0	°C
Temperatura del aire interior	20.0	°C
Coefficiente de convección exterior	21.16	$W/m^2 \cdot K$
Coefficiente de convección interior	3.18	$W/m^2 \cdot K$

sin embargo, conforme la relación de aspecto es mayor la diferencia va en aumento. Esto es debido al modelo empleado en el código para calcular el factor de forma entre las superficies interiores. Como se señaló en la sección 4.5.3, el método empleado en el código sólo entrega resultados exactos para la forma geométrica de un cubo. Por lo cual, entre menos se parezca la geometría de la zona a un cubo mayor será la diferencia entre los factores de forma, y por ende, el cálculo de la radiación de onda larga entre las superficies.

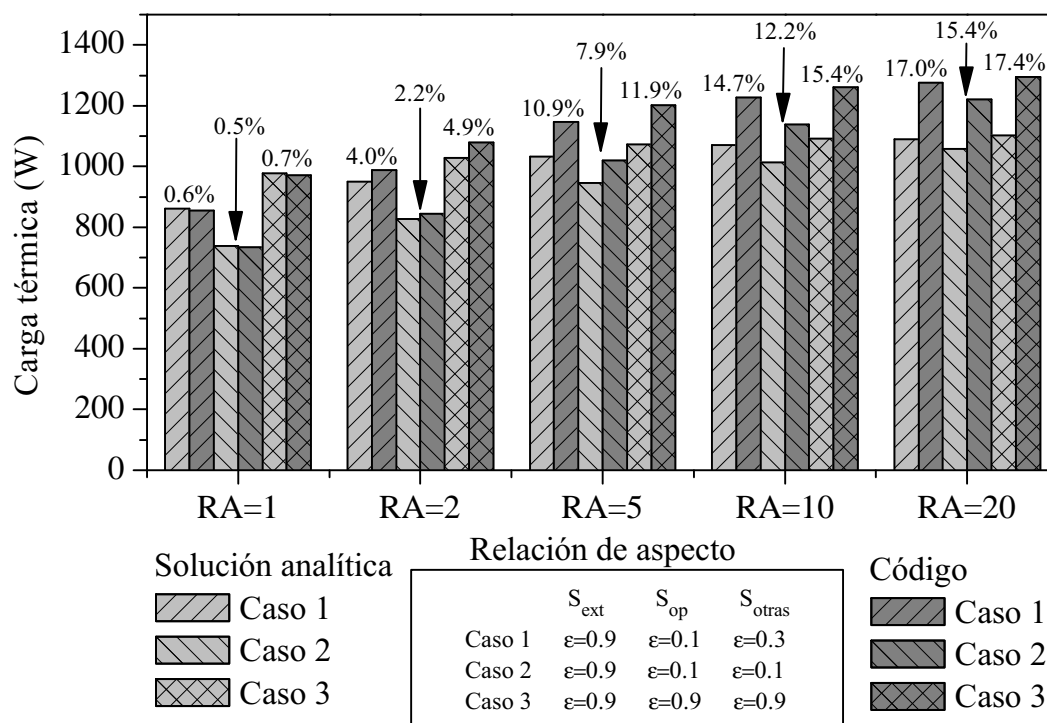


Figura 5.11: Diferencia porcentual del calor transferido hacia el interior de la zona entre la solución analítica y el código para la prueba RadInt.

Con la finalidad de comprobar lo dicho anteriormente, se sustituyeron los factores de forma calculados por el código, por los factores de forma reportados en el docu-

5.2 Verificación analítica del código

mento 1052-RP. Al realizar dicha modificación la diferencia, en todos los casos, se redujo por debajo del 1%, como se puede apreciar en la figura 5.12.

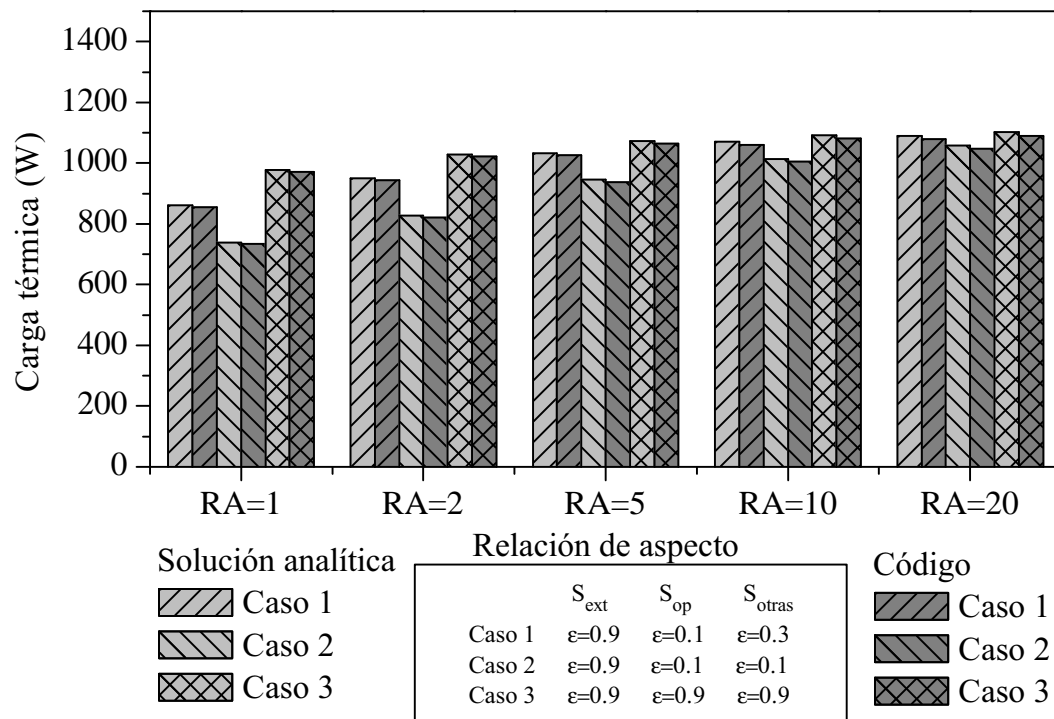


Figura 5.12: Diferencia porcentual del calor transferido hacia el interior de la zona entre la solución analítica y el código para la prueba RadInt. Resultados obtenidos empleando los factores de forma exactos.

5.2.10 Prueba GanIntCalor: Ganancias internas de calor - convectivas y radiativas

Objetivo

El objetivo de esta prueba es encontrar la respuesta a un cambio tipo “escalón” de la ganancias convectivas y radiativas de calor internas cuando las paredes de la zona son adiabáticas.

Modelo y solución analítica

Se considera que el aire de la zona no tiene masa térmica de tal manera que todas las ganancias por convección debidas a la carga térmica interna se añaden

5.2 Verificación analítica del código

Tabla 5.14: Parámetros de prueba empleados para la prueba IntHeatGain.

Parámetro de prueba	Valor	Unidades
Conductividad térmica	0.14	$W/m \cdot K$
Espesor	0.10	m
Densidad	500	kg/m^3
Calor específico	2500	$J/kg \cdot K$
Temperatura del aire interior	20.0	$^{\circ}C$
Coefficiente de convección interior	3.18	$W/m^2 \cdot K$

instantáneamente al aire. Las ganancias radiantes se fijan como un flujo de calor constante y son distribuidas uniformemente sobre todas las superficies de la zona. Los flujos radiantes en las superficies son estimados al calcular la conducción transitoria a través de la superficie de la pared empleando un modelo unidimensional de conducción con condiciones de frontera de convección y flujo de calor constante. Se considera que todas las superficies de la zona son adiabáticas y que son del mismo material.

Descripción de la zona

La zona de prueba es de forma cúbica con dimensiones internas de $3 \times 3 \times 3 \times m^3$. La envolvente de la zona consiste de una capa homogénea y todas las demás superficies son del mismo material. La emisividad de la superficie no debe de tener efecto. La temperatura del aire y el coeficiente de convección interno son fijos. La orientación de la zona y demás parámetros de locación son irrelevantes.

Se eliminan los efectos de la radiación de onda larga, infiltraciones y ganancias de calor internas.

Parámetros de prueba

Para esta prueba se mantiene “encendida” una carga térmica de 3000 W durante 168 hr y después es “apagada”. Se realizan tres situaciones diferentes: en la primera se supone que la carga térmica es 100% radiativa, en la segunda se supone que la carga térmica es 50% radiativa y 50% convectiva, y en la tercera se supone que la carga térmica es 100% convectiva.

Los demás parámetros relevantes se encuentran en la tabla 5.14.

Resultados y discusión

En la figura 5.13 se compara la solución analítica y los resultados calculados por el código. Se observa que no hay diferencia significativa entre los resultados del código y la solución analítica.

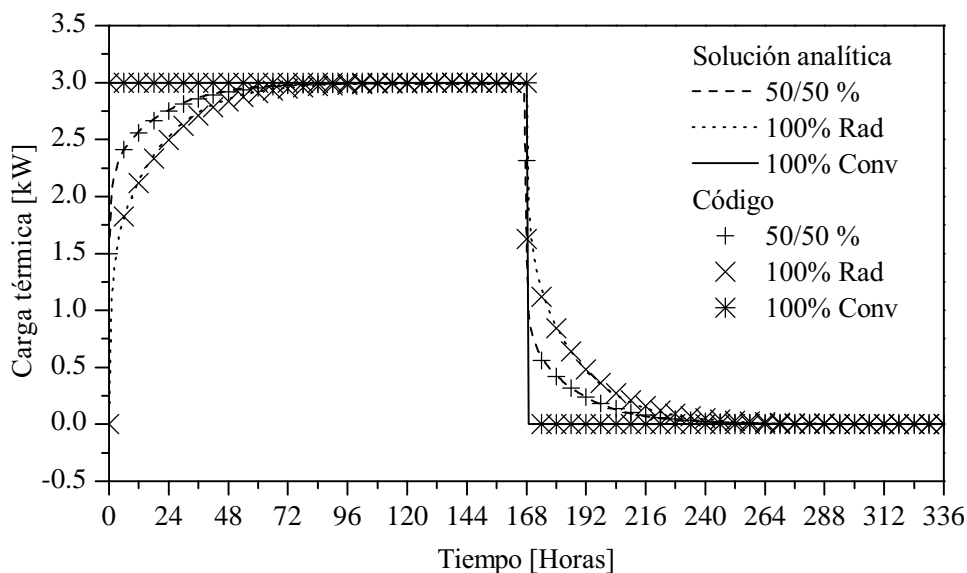


Figura 5.13: Comparativa entre la solución analítica y el código para la prueba IntHeatGain. Carga térmica interna (a) 100 % radiativa, (b) 50 % radiativa y 50 % convectiva, y (c) 100 % convectiva.

5.3 Comparación entre programas: EnergyPlus y el código desarrollado

En esta sección se realiza un análisis comparativo de funcionamiento entre el código desarrollado y el programa EnergyPlus. Para ello, se seleccionaron algunos de los casos y procedimientos descritos en el estándar de la ASHRAE, BESTEST [74]. Debido a que no todos los parámetros de entrada o modelos que son requeridos por el estándar han sido implementados en el código, tales como, el modelado de la transferencia de calor por ventanas o contar con más de dos temperaturas de funcionamiento (*set-points*) al mismo tiempo. Con la finalidad de realizar el análisis comparativo se procedió a crear casos de comparación basados en el estándar BESTEST. Dichos casos de comparación fueron adaptados de tal forma que fuera posible introducir los mismos parámetros de entrada, tanto al código como a EnergyPlus.

Cabe señalar que el programa EnergyPlus requiere que los datos meteorológicos

5.3 Comparación entre programas: EnergyPlus y el código desarrollado

se encuentren en un formato llamado EPW. Por tanto, se empleó el programa auxiliar Weather Converter [77] para convertir los archivos meteorológicos del estándar BESTEST al formato apropiado para EnergyPlus. Éste programa de conversión de formatos dispone de métodos de cálculo para llenar huecos o datos “perdidos” en los archivos meteorológicos.

Dentro de los datos meteorológicos “perdidos” que llena el programa Weather Converter se encuentra la irradiación difusa horizontal. Esto lo hace mediante la siguiente ecuación:

$$I_{dif,h} = I_{T,h} + I_{dir} \sin \beta \quad (5.3)$$

donde $I_{T,h}$ es la irradiación total horizontal, I_{dir} es la irradiación solar directa y β es el ángulo de altitud del Sol. Se introdujo la ecuación 5.3 en el código para contar con el parámetro de irradiación difusa horizontal.

Se realizan cuatro casos de comparación principales. En los primeros dos casos (CEL y CEM) se tiene como objetivo principal evaluar la carga térmica calculada por el código cuando la temperatura del aire ambiente interior se mantiene constante. En los otros dos casos (CEL-LF y CEM-LF) se evalúa el cálculo de la temperatura del aire ambiente interior cuando no tiene restricciones.

5.3.1 Caso: envolvente ligera (CEL)

Datos de la locación y meteorológicos

Los datos concernientes a la locación se resumen en la tabla 5.15. Los datos meteorológicos de la locación son proporcionados por el estándar BESTEST, y se encuentran en formato TMY (*Typical Meteorological Year*).

Geometría del edificio

La geometría del edificio es de $8 \times 6 \times 2.7$ m. Las paredes de 8×2.7 m² se encuentran orientadas hacia el norte y el sur, las paredes de 6×2.7 m² se encuentran orientadas hacia el este y oeste, y el suelo y el techo tienen un área de 8×6 m².

Tabla 5.15: Datos de la locación para el caso CEL.

Tipo de clima	Invierno frío y claro/ verano caliente y seco
Formato de los datos meteorológicos	(<i>Typical Meteorological Year (TMY)</i>)
Latitud	39.8° Norte
Longitud	104.9° Oeste
Altitud	1609 <i>m</i>
Huso horario	-7
Reflectancia del suelo	0.2
Sitio	Plano, sin obstrucciones, localizado exactamente en la estación meteorológica
Velocidad promedio anual del viento	4.02 <i>m/s</i>
Temperatura del suelo profundo	10 °C
Temperatura promedio anual de bulbo seco ambiente	9.71 <i>C</i>
Temperatura mínima anual de bulbo seco	-24.39 °C
Temperatura máxima anual de bulbo seco	35.00 °C
Velocidad máxima anual del viento	14.89 <i>m/s</i>
Grados-día de calefacción	3636.2 °C-días
Grados-día de refrigeración	487.1 °C-días
Temperatura promedio anual de punto de rocío	-1.44 °C
Razón de humedad promedio anual	0.0047
Total anual de radiación solar global horizontal	1831.82 <i>kWh/(m² - año)</i>
Total anual de radiación solar directa normal	2353.58 <i>kWh/(m² - año)</i>
Radiación solar directa horizontal	1339.48 <i>kWh/(m² - año)</i>
Radiación solar difusa horizontal	492.34 <i>kWh/(m² - año)</i>

5.3 Comparación entre programas: EnergyPlus y el código desarrollado

Tabla 5.16: Propiedades de la envolvente para el caso CEL.

Elemento	Espesor, m	ρ , kg/m^3	C_p , $J/kg K$	k , $W/m K$
Paredes exteriores (del interior hacia el exterior)				
Placa de yeso	0.012	950	840	0.16
Manta de fibra de vidrio	0.066	12	840	0.04
Revestimiento de madera	0.009	530	900	0.14
Suelo (del interior hacia el exterior)				
Piso de madera	0.025	650	1200	0.14
Aislante	1.003	100	100	0.04
Techo (del interior hacia el exterior)				
Placa de yeso	0.010	950	840	0.16
Manta de fibra de vidrio	0.1118	12	840	0.04
Cubierta de techo	0.019	530	900	0.14

Propiedades de la envolvente

Las propiedades de la envolvente se muestran en la tabla 5.16.

HVAC

El sistema HVAC se considera ideal, esto es, cuenta con una capacidad infinita de calefacción y refrigeración, y es 100 % eficiente. Además, el sistema HVAC mantiene una temperatura constante de 24 °C en el aire del interior del edificio.

Otros parámetros

- Se considera una infiltración de 0.5 *ach* (*air change per hour*).
- Se considera una ganancia interna de calor continua (las 24 horas del día durante todo el año) de 200 W . La ganancia de calor se considera como 60 % radiativa y 40 % convectiva. También se considera que la ganancia es 100 % calor sensible.
- La absorptividad y emisividad de todas las superficies es de 0.6 y 0.9, respectivamente.
- Los coeficientes de transferencia de calor por convección para todas las superficies de la envolvente, tanto el exterior como el interior, son constantes. Con un valor de 29.3 W/m^2K para el coeficiente exterior y de 8.29 W/m^2K para el coeficiente interior.

Resultados y discusión

En la figura 5.14 se muestra la irradiación solar total que incide sobre las superficies exteriores del edificio durante un día de invierno (4 de enero) y uno de verano (26 de julio). Para ambos días, la irradiación sobre las superficies calculada por el código es menor que la estimada por EnergyPlus; con excepción de la irradiación que incide sobre las superficies norte y este. Además, se observa que existe un desfase entre las curvas de aproximadamente 1 hora.

Las discrepancias entre las magnitudes de la irradiación se explica por la diferencia entre los modelos de irradiación solar empleados por EnergyPlus y el código. Energyplus considera al cielo como anisotrópico mientras que el modelo empleado en el código considera al cielo como isotrópico. Ahora bien, el desfase entre las curvas se puede atribuir a las variaciones entre las fórmulas de declinación solar y las suposiciones del tiempo local y solar. Esto último también explica la razón de que el código estime una mayor irradiación sobre las superficies norte, ya que como se muestra en la figura 5.14a, a las 17 hrs, el código aún calcula un valor de irradiación mientras que en EnergyPlus es cero.

En la figura 5.15 se muestran las cargas térmicas de calefacción y refrigeración durante un día de invierno y uno de verano. Se observa que las curvas obtenidas por medio de EnergyPlus y del código son similares en forma, amplitud y fase. Las cargas térmicas debido a infiltraciones y ganancias internas son prácticamente iguales. No obstante, la carga térmica que ingresa a través de las superficies es ligeramente diferente. Lo cuál se ve reflejado en la carga térmica del sistema HVAC.

Los resultados de EnergyPlus y el código son tan pequeños que es difícil poder atribuir las diferencias a un proceso de transferencia o modelo en particular.

En la tabla 5.17 se comparan los resultados de las cargas térmicas de calefacción y refrigeración anuales. No hay diferencia importante entre ambos resultados.

5.3.2 Caso: envolvente masiva (CEM)

El caso CEM es exactamente el mismo que el caso CEL con excepción de las propiedades de los materiales de la envolvente.

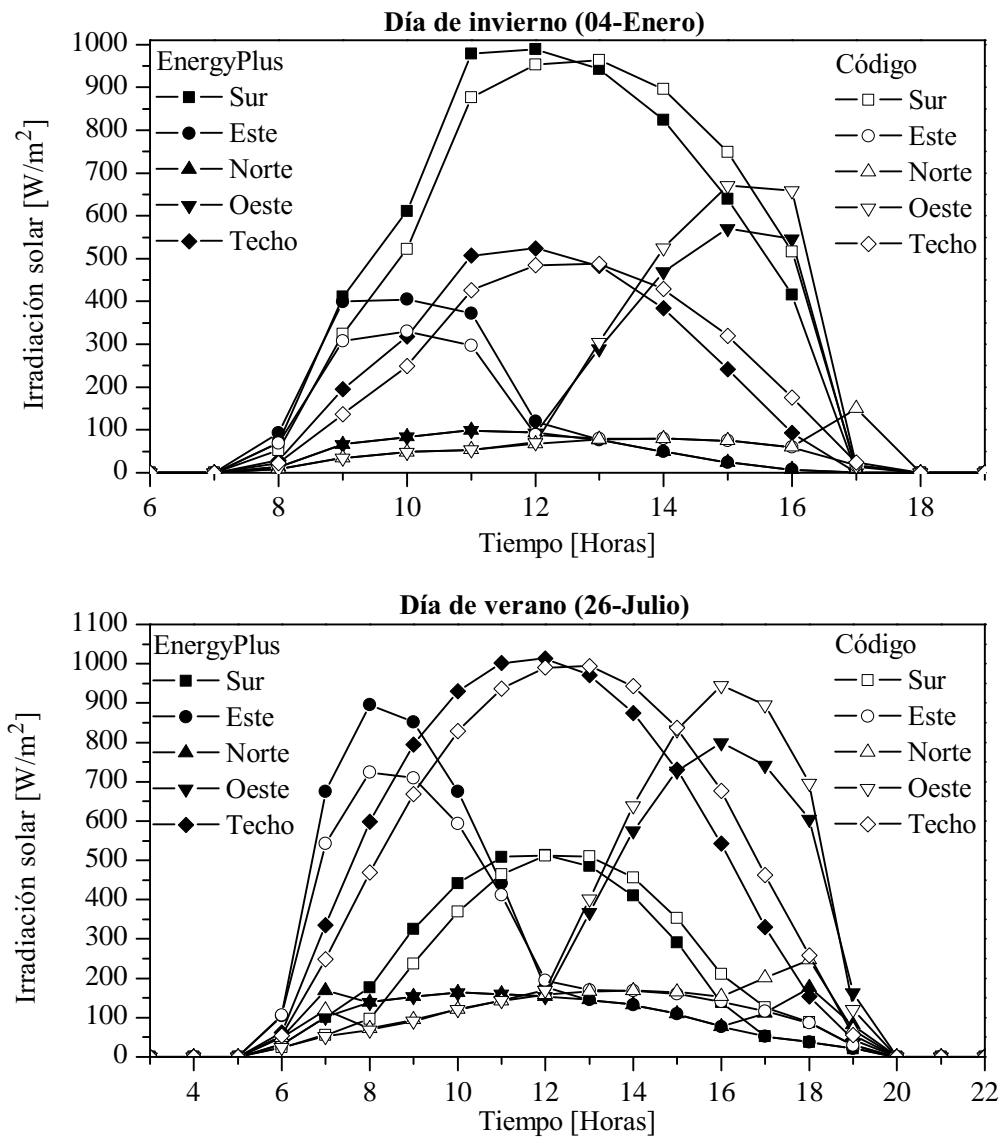


Figura 5.14: Irradiación solar total que incide sobre las superficies exteriores del caso CEL. Durante los días (a) 04 de enero y (b) 26 de julio.

Propiedades de la envolvente

Las propiedades de la envolvente se muestran en la tabla 5.18.

Resultados y discusión

En la figura 5.16 se muestran las cargas térmicas de calefacción y refrigeración durante un día de invierno y uno de verano. Se observa que las curvas obtenidas por medio de EnergyPlus y del código son similares en forma, amplitud y fase.

En la tabla 5.19 se comparan los resultados de las cargas térmicas de calefacción

5.3 Comparación entre programas: EnergyPlus y el código desarrollado

Tabla 5.17: Comparación de resultados anuales del caso CEL.

Parámetro	EnergyPlus	Código	Unidades	Dif %
Carga térmica de calefacción anual	7.778	7.820	<i>MWh</i>	0.54%
Carga térmica de refrigeración anual	0.788	0.813	<i>MWh</i>	3.17%

Tabla 5.18: Propiedades de la envolvente para el caso CEM.

Elemento	Espesor, <i>m</i>	ρ , <i>kg/m³</i>	C_p , <i>J/kg K</i>	<i>k</i> , <i>W/m K</i>
Paredes exteriores (del interior hacia el exterior)				
Bloque de concreto	0.100	1400	1000	0.51
Espuma aislante	0.0615	10	1400	0.04
Revestimiento de madera	0.009	530	900	0.14
Suelo (del interior hacia el exterior)				
Losa de concreto	0.080	650	1200	1.13
Aislante	1.007	100	100	0.04
Techo (del interior hacia el exterior)				
Placa de yeso	0.010	950	840	0.16
Manta de fibra de vidrio	0.1118	12	840	0.04
Cubierta de techo	0.019	530	900	0.14

5.3 Comparación entre programas: EnergyPlus y el código desarrollado

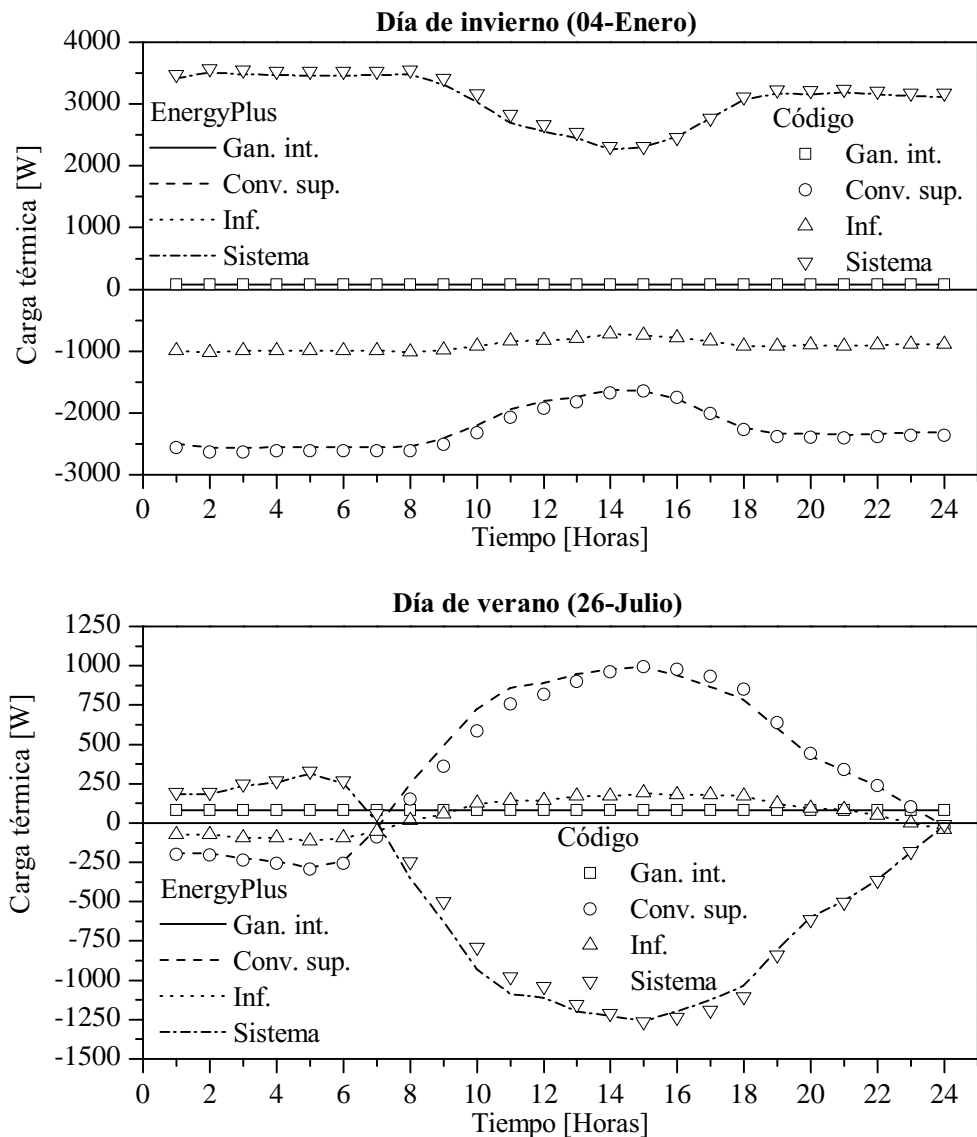


Figura 5.15: Carga térmica de calefacción y refrigeración para el caso CEL. Durante los días (a) 04 de enero y (b) 26 de julio.

y refrigeración anuales. La diferencia entre las cargas térmicas es mínima.

5.3.3 Caso: envoltente ligera (CEL-LF) y envoltente masiva (CEM-LF)

Los casos CEL-LF y CEM-LF son similares a los casos CEL y CEM. La diferencia radica en que no se considera el sistema de HVAC que mantenga una temperatura constante en el interior. Por consiguiente, la temperatura del aire del interior del edificio fluctúa sin restricciones, es decir, en libre flotación.

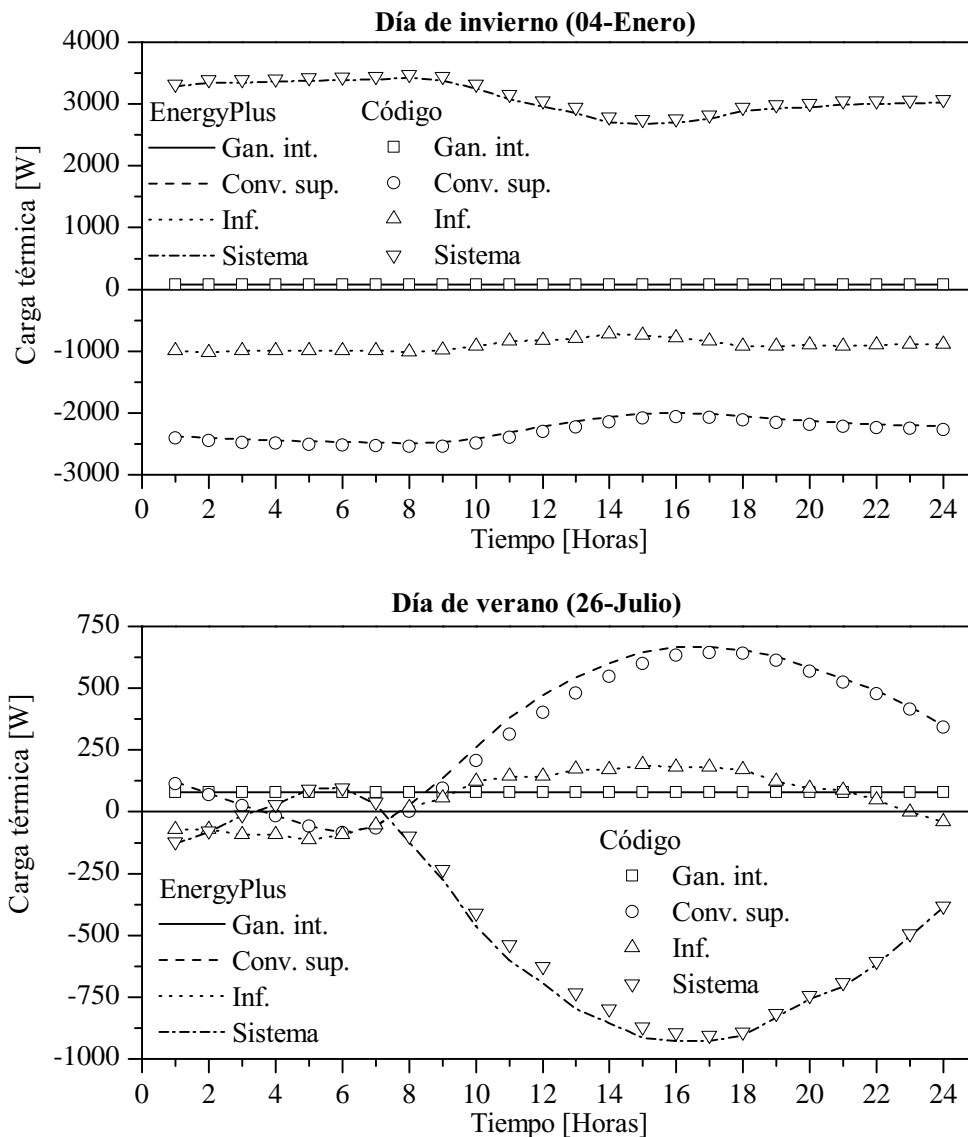


Figura 5.16: Carga térmica de calefacción y refrigeración para el caso CEM. Durante los días (a) 04 de enero y (b) 26 de julio.

Resultados y discusión, caso CEL-LF

En la figura 5.17 se comparan los resultados obtenidos mediante el código y EnergyPlus de la temperatura del aire interior de la zona del edificio, durante un día de invierno (4 de enero) y un día de verano (26 de julio). Para ambos días la amplitud de las temperaturas calculadas por el código es mayor que las determinadas mediante EnergyPlus.

Es importante indicar que los coeficientes CTF utilizados en este caso son los mismos que fueron empleados en el caso CEL, donde la temperatura del aire interior

5.3 Comparación entre programas: EnergyPlus y el código desarrollado

Tabla 5.19: Comparación de resultados anuales del caso CEM.

Parámetro	EnergyPlus	Código	Unidades	Dif %
Carga térmica de calefacción anual	7.472	7.567	<i>MWh</i>	1.27 %
Carga térmica de refrigeración anual	0.502	0.505	<i>MWh</i>	0.59 %

se considero constante. De acuerdo a los resultados obtenidos se encontró que los coeficientes CTF no funcionan de manera adecuada para este caso de libre flotación. Posiblemente estos resultados se deba a que en el caso CEL la temperatura del aire interior fue considerada constante.

Entonces, las diferencias observadas se atribuyen a los coeficientes CTF calculados, por el código, para los tipos y materiales de la envolvente particulares de este caso. Además, como se verá en el los resultados del siguiente caso, no hay diferencias tan pronunciadas entre las temperaturas determinadas por el código y EnergyPlus.

Resultados y discusión, caso CEM-LF

En la figura 5.18 se comparan los resultados de la temperatura del aire interior de la zona del edificio. En el día de invierno las temperaturas calculadas por el código se muestran aproximadamente 3 °C por debajo de las calculadas por EnergyPlus. Estas diferencias se atribuyen a las condiciones iniciales de simulación, ya que, en el código las condiciones iniciales de temperatura de las superficies y el aire interior son cercanas a la temperatura del aire exterior y los flujos de calor son iguales a cero. Por otro lado, antes de iniciar propiamente la simulación del periodo requerido, EnergyPlus, ejecuta un procedimiento en el que simula varios días anteriores al día inicial de simulación para “pre-acondicionar” la condiciones iniciales.

Ahora bien, en el día de verano no existen diferencias significativas entre las temperaturas calculadas por el código y EnergyPlus.

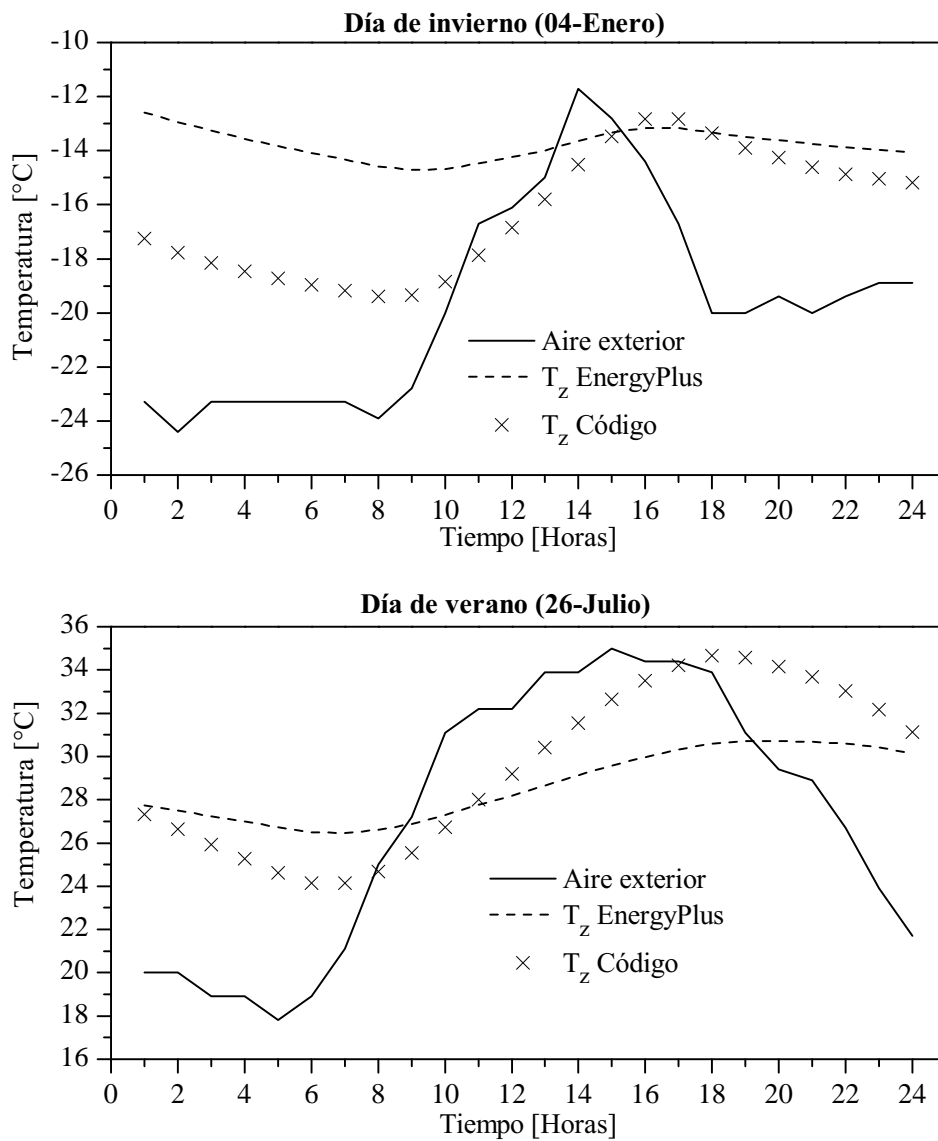


Figura 5.17: Temperatura del aire interior de la zona (T_z) para el caso CEL-LF. Durante los días (a) 04 de enero y (b) 26 de julio.

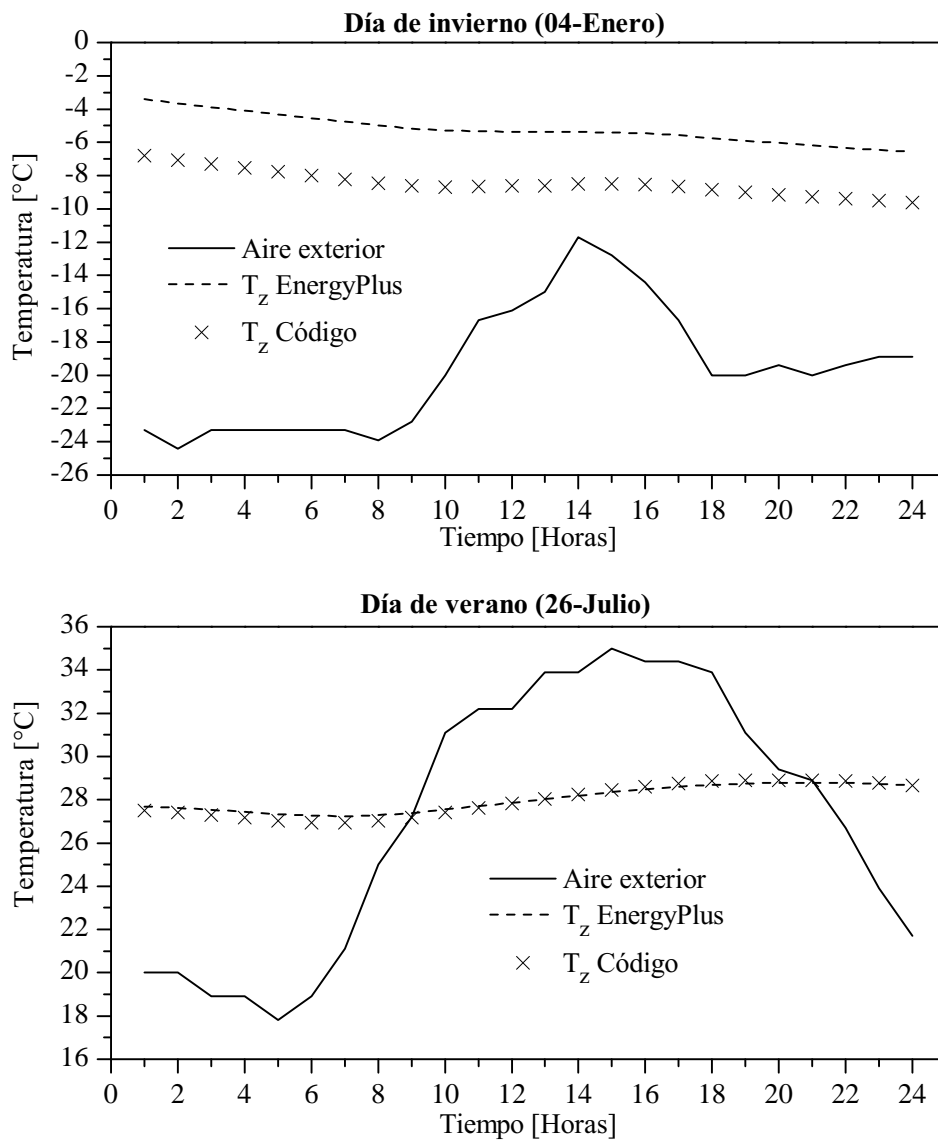


Figura 5.18: Temperatura del aire interior de la zona (T_z) para el caso CEM-LF. Durante los días (a) 04 de enero y (b) 26 de julio.

Capítulo 6

Conclusiones y trabajo futuro

6.1 Conclusiones

En esta tesis se han tratado los procesos de transferencia de calor y masa que afectan el desempeño térmico de los edificios, así como el confort térmico y consumo de energía de los sistemas HVAC. Se discutieron los mecanismos y factores que caracterizan a dichos procesos y el efecto que pueden llegar a tener en el edificio.

Dichos procesos tienen características dinámicas y complejas. Por lo que, para preservar estas características intrínsecas, es necesario poder evaluar integralmente los procesos de transferencia de calor y masa que ocurren en el edificio haciendo uso de métodos numéricos que emplean modelos matemáticos que evalúen los procesos y la interacción dinámica de éstos.

Se empleó el Método de Balance de Calor para desarrollar un código computacional para la simulación y cálculo de cargas térmicas en edificaciones. Este método tiene las características de ser relativamente fácil de implementar y puede ser aplicado en el análisis de una amplia variedad de edificios.

En la elaboración del código se adoptaron ciertas estructuras y formatos con el propósito de que este fuera claro, bien organizado, y además sea flexible a futuras mejoras.

Se realizaron diversas pruebas de verificación del código. Se compararon los resultados calculados mediante el código con soluciones analíticas. En la mayoría de las pruebas los resultados calculados por el código y mediante las soluciones analíticas coinciden.

Las discrepancias más considerables entre los resultados en la verificación se encon-

6.2 Trabajo futuro

traron en las pruebas TC1, TC2 y RadInt. En las pruebas TC1 y TC2 se observó que al ocurrir cambios drásticos en las condiciones de frontera (cambios de temperaturas del orden de 30 y 60 °C) se generaron errores del 12.5 %, en la prueba TC1, y del 4.5 % en la prueba TC2. Se podrían reducir estas diferencia al disminuir el tamaño del paso de tiempo por debajo de 1 hora. Sin embargo, cambios tan drásticos en la temperatura del aire como los mencionados anteriormente son poco probables de ocurrir, por lo que, no representa una seria desventaja.

En la prueba RadInt se comprobó que las diferencias entre los resultados del código y de las soluciones analíticas se deben al cálculo de los factores de forma. El modelo que utiliza actualmente el código solamente calcula valores exactos para la geometría de un cubo.

Además, se comparó el código con el software EnergyPlus. Se comparan dos situaciones, en la primera la temperatura del aire interior es constante y en la segunda la temperatura del aire se considera que se encuentra en libre flotación. También se varían las propiedades de la envolvente. En los casos con temperatura del aire interior constante se demostró que no hay diferencia importante entre los resultados calculados por el código y de EnergyPlus. Sin embargo, en uno de los casos de libre flotación se encontraron diferencias importantes en el cálculo de la temperatura del aire interior. Dichas diferencias se atribuyeron a los coeficientes CTF calculados para el tipo de envolvente particular del caso.

6.2 Trabajo futuro

Existen varias líneas de investigación a las que se puede orientar el trabajo de este código computacional para desarrollos futuros.

Resulta importante la optimización del código. Esto en dos sentidos: mejorando la eficiencia de cómputo de algunas de las subrutinas, por ejemplo, las subrutinas empleadas para el cálculo de la matriz inversa, los eigenvalor o los CTF, e implementando procedimientos que desplieguen mensajes con información detallada sobre los errores, esto si en algún momento del proceso de cálculo los algoritmos colapsaran.

Por otro lado, algunos de los modelos implementados en el código sólo son válidos para casos particulares. En los siguientes puntos se comentan algunos de los modelos que se podrían mejorar y ampliarse para versiones posteriores del código:

6.2 Trabajo futuro

- El modelo para el cálculo de las componentes de la radiación solar considera al cielo como isotrópico y despejado. Por lo que se podrían implementar modelos que consideren al cielo como anisotrópico y con nubosidad.
- Los coeficientes de transferencia de calor por convección. En la literatura existen muchas correlaciones que se podrían implementar de manera que el usuario pueda definir el modelo de forma particular.
- El modelo empleado para el cálculo del factor de forma entre las superficies interiores es exacto para geometrías en forma de cubo. Sería posible implementar soluciones analíticas para configuraciones de superficie simples o métodos numéricos que hagan el cálculo para cualquier tipo de geometría.
- La transferencia de calor a través del suelo no considera los cimientos.
- Es recomendable que se lleve a cabo un estudio profundo de donde se utilicen los coeficientes CTF para diversos tipos de envolventes en los casos de temperatura constante y de libre flotación, que permita plasmar los flujos de calor transitorios a través de la envolvente y el comportamiento de las temperaturas superficiales.

También existen procesos que afectan a las edificaciones que se podrían implementar en versiones posteriores, entre ellos se encuentran:

- Considerar las ganancias de calor latente. Esto se puede llevar a cabo mediante el acoplamiento de balances de masa análogos a los balances de calor ya implementados.
- Modelar la transferencia de humedad y aire a través de la envolvente.
- Modelar las componentes de los sistemas HVAC, así como las interacciones con la carga térmica de sus sistemas de control y de su capacidad de refrigeración o calefacción.
- Implementar procedimientos para considerar múltiples zonas, ventanas y puertas.
- Considerar las sombras.

Por último, una área de oportunidad es la elaboración de una interfaz gráfica. Hasta ahora el código no cuenta con una interfaz gráfica que ayude en el ingreso

6.2 Trabajo futuro

de los datos de entrada que requieren el código. Los datos de entrada que son más complicados de ingresar son los de la geometría, ya que es necesario ingresar cada uno de los vértices. A futuro se podrían elaborar figuras geométricas que representen la forma típica de los edificios, de tal manera que sólo sean necesarios parámetros de longitud. Por otro lado, también se podría elaborar una subrutina que lea el formato de los archivos de algún software externo. Adicionalmente, en la misma interfaz se podrían mostrar los resultados de forma gráfica y tabulada.

Anexo A

Método de cálculo en el dominio del tiempo para la obtención de los CTF

En el presente anexo se describe el método en el dominio del tiempo para el cálculo de los *factores de respuesta térmicos* y las *funciones de transferencia de conducción* (CTF, por sus siglas en inglés) desarrollado por Xu y Wang [63].

En método consta de cuatro pasos principales:

1. Se discretiza la estructura de la envolvente con un modelo en diferencias finitas.
2. El modelo en diferencia finitas se transfiere a una formulación en *estado-espacio*.
3. Se calculan los *factores de respuesta térmicos* con las ecuaciones derivadas de la solución de la formulación *estado-espacio*.
4. Con los *factores de respuesta térmicos* se calculan los CTF.

A.1 Modelo en diferencias finitas

Se emplea un modelo en diferencias finitas como el que se ilustra en la figura A.1 para discretizar espacialmente la estructura de la envolvente.

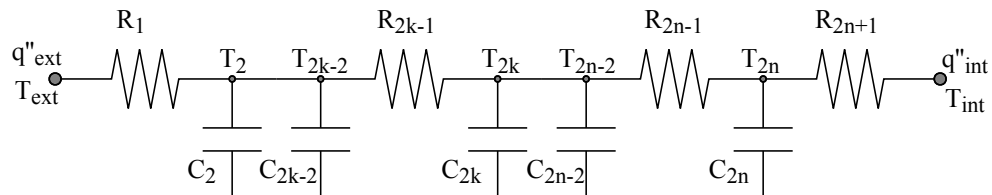


Figura A.1: Esquema del modelo en diferencias finitas.

A.2 Formulación en estado-espacio

Ahora bien, en la figura A.2 se describe la forma en que se distribuyen los nodos del modelo en diferencias finitas. Se distinguen tres tipos de nodos: nodos iniciales y finales, nodos interiores y nodos de interfaz. El cálculo tanto de las capacitancias como de resistencias del modelo en diferencias finitas está basado en el número de nodos interiores de cada material y se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$R_i = \frac{L_m}{k_m(n_m + 1)} \quad (\text{A.1})$$

$$C_j = \frac{3 \rho_m C p_m L_m}{2(n_m + 1)}, \quad \text{para los nodos inicial y final} \quad (\text{A.2})$$

$$C_j = \frac{\rho_m C p_m L_m}{(n_m + 1)}, \quad \text{para los nodos interiores} \quad (\text{A.3})$$

$$C_j = \frac{\rho_m C p_m L_m}{2(n_m + 1)} + \frac{\rho_{m+1} C p_{m+1} L_{m+1}}{2(n_{m+1} + 1)}, \quad \text{para los nodos de interfaz} \quad (\text{A.4})$$

donde el subíndice m es el número de capas de la envolvente y n es el número de nodos interiores de cada capa. Obsérvese que tanto las resistencias como las capacitancias de los nodos interiores están distribuidos homogéneamente en cada una de las capas del material.

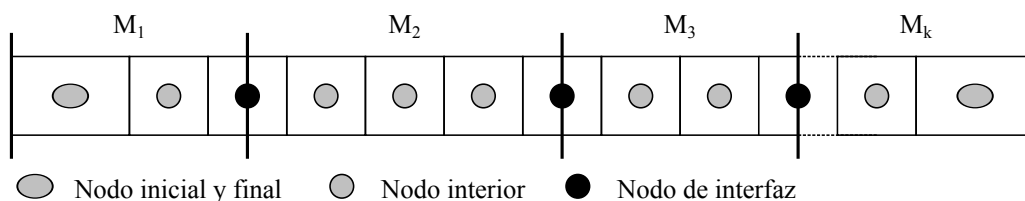


Figura A.2: Descripción de la distribución de los nodos para el modelo en diferencias finitas.

A.2 Formulación en estado-espacio

La formulación *estado-espacio* se muestra en las siguientes ecuaciones:

$$\frac{d\mathbf{T}}{dt} = \mathbf{A}\mathbf{T} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (\text{A.5})$$

$$q''_{int} = \mathbf{C}\mathbf{T} + \mathbf{D}\mathbf{u} \quad (\text{A.6})$$

$$q''_{ext} = \mathbf{G}\mathbf{T} + \mathbf{H}\mathbf{u} \quad (\text{A.7})$$

$$(\text{A.8})$$

donde q''_{int} es el flujo de calor interior, q''_{ext} es el flujo de calor exterior, \mathbf{T} es el vector-estado de temperatura y \mathbf{u} es el vector-entrada, como se muestra en las siguientes ecuaciones:

$$\mathbf{T}^T = \left[T_2 \quad T_4 \quad \cdots \quad T_{2n} \right]_{1 \times n} \quad (\text{A.9})$$

$$\mathbf{u}^T = \left[T_{ext} \quad 0 \quad \cdots \quad T_{int} \right]_{1 \times n} \quad (\text{A.10})$$

\mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{C} , \mathbf{D} y \mathbf{H} son las matrices de coeficientes que se muestran a continuación:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \frac{R_1 + R_3}{R_1 C_2 R_1} & \frac{1}{C_2 R_3} & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{R_3 C_4} & \frac{1}{R_3 + R_5} & \frac{1}{C_4 R_5} & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \frac{1}{R_{2n-3} C_{2n-2}} & -\frac{R_{2n-3} + R_{2n-1}}{R_{2n-3} C_{2n-2} R_{2n-1}} & \frac{1}{C_{2n-2} R_{2n-1}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & \frac{1}{R_{2n-1} C_{2n}} & -\frac{1}{R_{2n-1} C_{2n} R_{2n+1}} \end{bmatrix}_{n \times n} \quad (\text{A.11})$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{1}{R_1 C_2} & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & \frac{1}{C_{2n} R_{2n+1}} \end{bmatrix}_{n \times n} \quad (\text{A.12})$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & \frac{1}{R_{2n+1}} \end{bmatrix}_{1 \times n} \quad (\text{A.13})$$

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & -\frac{1}{R_{2n+1}} \end{bmatrix}_{1 \times n} \quad (\text{A.14})$$

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{R_1} & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}_{1 \times n} \quad (\text{A.15})$$

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} \frac{1}{R_1} & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix}_{1 \times n} \quad (\text{A.16})$$

donde T , C y R son la temperatura, la capacitancia y resistencia térmica, respectivamente, de los materiales que componen la envolvente.

A.3 Factores de respuesta térmicos

De la solución al sistema diferencial formulado se derivan las ecuaciones para el cálculo de los *factores de respuesta térmicos*, Y_i , X_i y Z_i como se muestra enseguida:

$$Y(0) = \sum_{i=1}^n WY0_i \quad (\text{A.17})$$

$$Y(k) = \sum_{i=1}^n WY_i e^{\Delta\lambda_i k} \quad (k \geq 1) \quad (\text{A.18})$$

$$X(0) = \frac{1}{R_1} - \sum_{i=1}^n WX0_i \quad (\text{A.19})$$

$$X(k) = - \sum_{i=1}^n WX_i e^{\Delta\lambda_i k} \quad (k \geq 1) \quad (\text{A.20})$$

$$Z(0) = \frac{1}{R_{2n+1}} - \sum_{i=1}^n WZ0_i \quad (\text{A.21})$$

$$Z(k) = - \sum_{i=1}^n WZ_i e^{\Delta\lambda_i k} \quad (k \geq 1) \quad (\text{A.22})$$

$$WY0_i = \frac{e^{\Delta\lambda_i} - 1 - \Delta\lambda_i}{\Delta R_1 C_2 R_{2n+1} \lambda_i^2} \sum_{j=1}^n M_{ji} \mathbf{A}^{j-1}(n, 1) \quad (\text{A.23})$$

$$WY_i = \frac{(1 - e^{\Delta\lambda_i})^2 e^{-\Delta\lambda_i}}{\Delta R_1 C_2 R_{2n+1} \lambda_i^2} \sum_{j=1}^n M_{ji} \mathbf{A}^{j-1}(n, 1) \quad (\text{A.24})$$

$$WX0_i = \frac{e^{\Delta\lambda_i} - 1 - \Delta\lambda_i}{\Delta R_1 C_2 R_1 \lambda_i^2} \sum_{j=1}^n M_{ji} \mathbf{A}^{j-1}(1, 1) \quad (\text{A.25})$$

$$WX_i = \frac{(1 - e^{\Delta\lambda_i})^2 e^{-\Delta\lambda_i}}{\Delta R_1 C_2 R_1 \lambda_i} \sum_{j=1}^n M_{ji} \mathbf{A}^{j-1}(1, 1) \quad (\text{A.26})$$

$$WZ0_i = \frac{e^{\Delta\lambda_i} - 1 - \Delta\lambda_i}{\Delta R_{2n+1} C_{2n} R_{n+1} \lambda_i^2} \sum_{j=1}^n M_{ji} \mathbf{A}^{j-1}(n, n) \quad (\text{A.27})$$

$$WZ_i = \frac{(1 - e^{\Delta\lambda_i})^2 e^{-\Delta\lambda_i}}{\Delta R_{2n+1} C_{2n} R_{2n+1} \lambda_i^2} \sum_{j=1}^n M_{ji} \mathbf{A}^{j-1}(n, n) \quad (\text{A.28})$$

donde λ_i son los eigenvalores i-ésimos de la matriz \mathbf{A} y los términos M_{ji} provienen de la matriz \mathbf{M} que se muestra a continuación:

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{11} & \cdots & M_{1n} \\ M_{21} & M_{22} & \cdots & M_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ M_{n11} & M_{n2} & \cdots & M_{nn} \end{bmatrix}_{n \times n} = \mathbf{\Lambda}^{-1} \quad (\text{A.29})$$

donde

$$\mathbf{\Lambda} = \begin{bmatrix} 1 & \lambda_1 & \cdots & \lambda_1^{n-1} \\ 1 & \lambda_2 & \cdots & \lambda_2^{n-1} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 1 & \lambda_n & \cdots & \lambda_n^{n-1} \end{bmatrix} \quad (\text{A.30})$$

A.4 Funciones de transferencia de conducción, CTF

Con los valores de los *factores de respuesta térmica* es posible determinar los CTF (a_k , b_k , c_k y d_k) con las siguientes ecuaciones expresadas como la razón entre dos polinomios en z^{-1} :

$$\frac{A(Z)}{\prod_{i=1}^n (1 - e^{\lambda_i \Delta} z^{-1})} = \frac{a_0 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2} + \cdots + a_r z^r}{1 + d_1 z^{-1} + d_2 z^{-2} + \cdots + d_m z^m} \quad (\text{A.31})$$

$$\frac{B(Z)}{\prod_{i=1}^n (1 - e^{\lambda_i \Delta} z^{-1})} = \frac{b_0 + b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2} + \cdots + b_r z^r}{1 + d_1 z^{-1} + d_2 z^{-2} + \cdots + d_m z^m} \quad (\text{A.32})$$

$$\frac{C(Z)}{\prod_{i=1}^n (1 - e^{\lambda_i \Delta} z^{-1})} = \frac{c_0 + c_1 z^{-1} + c_2 z^{-2} + \cdots + c_r z^r}{1 + d_1 z^{-1} + d_2 z^{-2} + \cdots + d_m z^m} \quad (\text{A.33})$$

donde $A(Z)$, $B(Z)$ y $C(Z)$ son polinomios de orden r en z^{-1} . Obsérvese que el denominador del lado izquierdo de las ecuaciones A.31, A.32 y A.33 es igual al denominador del lado derecho, es decir:

$$\prod_{i=1}^n (1 - e^{\lambda_i \Delta} z^{-1}) = 1 + d_1 z^{-1} + d_2 z^{-2} + \cdots + d_m z^m \quad (\text{A.34})$$

Referencias

- [1] *Comision Federal de Electricidad*. <http://www.cfe.gob.mx>. 1
- [2] *Comision Nacional para el Uso Eficiente de la Energía*. <http://www.conuee.gob.mx>. 1
- [3] Hensen, J.L.M.: *On the thermal interaction of building structure and heating and ventilating system*. Tesis de Doctorado, Eindhoven University of Technology (FAGO), 1991. 6
- [4] ASHRAE: *2009 ASHRAE Handbook-Fundamentals*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2009. 8, 27, 39, 40, 46, 50
- [5] Blocken, B. y Carmeliet, J.: *Driving rain on building envelopes-I. Numerical estimation and full-scale experimental verification*. Journal of Building Physics, 24(1):61 – 85, 2000. 8
- [6] Blocken, B. y Carmeliet, J.: *Driving rain on building envelopes-II. Representative experimental data for driving rain estimation*. Journal of Building Physics, 24(2):89 – 110, 2000. 8
- [7] Galbraith, G.H., Li, J., Guo, J., Kelly, D., McLean, R.C. y Grunewald, J.: *Evaluation of discretized transport properties for numerical modelling of heat and moisture transfer in buildings structures*. Journal of Thermal Envelope and Building Science, 24(3):240 – 260, 2001. 9
- [8] Hagentoft, C.E., Kalagasidis, A.S., Adl-Zarrabi, B., Roels, S., Carmeliet, J., Hens, H., Grunewald, J., Funk, M., Becker, R., Shamir, D., Adan, O., Brocken, H., Kumaran, K. y Djebbar, R.: *Assessment method of numerical prediction models or combined heat, air and moisture transfer in building components: ben-*

- chmarks for one-dimensional cases.* Journal of Thermal Envelope and Building Science, 27(4):327 – 352, 2004. 9
- [9] Abadie, M. y Mendes, N.: *Comparative analysis of response-factor and finite-volume based methods for predicting heat and moisture transfer through porous building materials.* Journal of Building Physics, 30(1):7 – 37, 2006. 9, 51
- [10] Dos Santos, G.H. y Mendes, N.: *Combined heat, air and moisture (HAM) transfer model for porous building materials.* Journal of Building Physics, 32(3):203 – 220, 2009. 9
- [11] Mohiuddin Syed, Azam: *A study of thermal behavior of fibrous insulation.* Tesis de Doctorado, The Faculty of Graduate School Tennessee Technological University, 2007. 9
- [12] Woloszyn, M. y Rode, C.: *Tools for performance simulation of heat, air and moisture conditions of whole buildings.* Building Simulation, 1(1):5 – 24, 2008. 9
- [13] Incropera, F.P. y DeWitt, D.P.: *Fundamentals of heat and mass transfer.* John-Wiley & Sons, spanish4 edición, 1999. 10, 19, 21
- [14] Cengel, Y.: *Heat and mass transfer: A practical approach.* McGraw-Hill, spanish3 edición, 2006. 10
- [15] Al-Sanea, S.A., Zedan, M.F., Al-Ajlan, S.A. y Abdul Hadi, A.S.: *Heat transfer characteristics and optimum insulation thickness for cavity walls.* Journal of Thermal Envelope and Building Science, 26(3):285 – 307, 2003. 12
- [16] *Norma Mexicana NMX-C-ONNCCE-2009, Industria de la construcción - aislamiento térmico-valor R para las envolventes de vivienda por zona térmica para la república mexicana - especificaciones y verificación.* Organismo Nacional de Normalización y Certificación de la Construcción y Edificación, S. C., 2009. 11
- [17] Mohiuddin, A. y Kosny, J.: *Effect of framing factor on clear wall R-value for wood and steel framed walls.* Journal of Building Physics, 30(2):163 – 180, 2006. 13
- [18] Kosny, J., Yarbrough, D., Childs, P. y Azam Mohiuddin, S.: *How the same wall can have several different R-Values: relations between amount of framing*

- and overall thermal performance in wood and steel-framed walls.* En *ASHRAE Buildings X*, Clearwater, FL, Diciembre 2007. 13
- [19] Asan, H.: *Numerical computation of time lags and decrement factors for different building materials.* *Building and Environment*, 41(5):615 – 620, 2006. 14, 15
- [20] Henze, G.P., Le, T.H., Florita, A.R. y Felsmann, C.: *Sensitivity analysis of optimal building thermal mass control.* *Journal of Solar Energy Engineering*, 129(4):473 – 485, 2007. 14
- [21] Lee, K. y Braun, J.E.: *Model-based demand-limiting control of building thermal mass.* *Building and Environment*, 43(10):1633 – 1646, 2008. 14
- [22] Yang, L. y Li, Y.: *Cooling load reduction by using thermal mass and night ventilation.* *Energy and Buildings*, 40(11):2052 – 2058, 2008. 14
- [23] Clarke, J.A., Janak, M. y Ruyssevelt, P.: *Assessing the overall performance of advanced glazing systems.* *Solar Energy*, 63(4):231 – 241, 1998. 15
- [24] La Roche, P. y Milne, M.: *Effects of window size and thermal mass on building comfort using an intelligent ventilation controller.* *Solar Energy*, 77(4):421 – 434, 2004. 15
- [25] Menzies, G.F. y Wherrett, J.R.: *Multiglazed windows: Potential for savings in energy, emissions and cost.* *Building Services Engineering Research and Technology*, 26(3):249 – 258, 2005. 16
- [26] Butterfield, A. y Wilk, R.D.: *Design and performance evaluation of advanced window systems.* En *Proceedings of IMECE2005, 2005 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Orlando, FL, Noviembre 2005. 16
- [27] Asif, M., Muneer, T. y Kubie, J.: *Sustainability analysis of window frames.* *Building Services Engineering Research and Technology*, 26(1):71 – 87, 2005. 16
- [28] Gustavsen, A., Arasteh, D., Jelle, B.P., Curcija, C. y C., Kohler: *Developing low-conductance window frames: Capabilities and limitations of current window heat transfer design tools state-of-the-art review.* *Journal of Building Physics*, 32(2):131 – 153, 2008. 16

REFERENCIAS

- [29] Gustavsen, A., Arasteh, D., Jelle, B.P., C., Kohler y Dalehaug, A.: *Two-dimensional CFD and conduction simulations of heat transfer in horizontal window frames with internal cavities*. ASHRAE Transactions, páginas 165 – 175, 2007. 16
- [30] Clarke, J.A.: *Energy Simulation in Building Design*. Butterworth-Heinemann, spanish2 edición, 2001. 19, 26, 47, 50, 55, 57, 60
- [31] Palyvos, J.A.: *A survey of wind convection coefficient correlations for building envelope energy systems modelling*. Applied Thermal Engineering, 28(8-9):801 – 808, 2008. 19, 50
- [32] Shao, J., Liu, J., Zhao, J., Zhang, W., Fu, Z. y Zhu, Q.: *Field measurement of the convective heat transfer coefficient on vertical external building surfaces using naphthalene sublimation method*. Journal of Building Physics, 33(4):307 – 326, 2010. 19
- [33] Fisher, D.E. y Pedersen, C.O.: *Convective heat transfer in building energy and thermal load calculations*. ASHRAE Transactions, 103(2):137 – 148, 1997. 19
- [34] Ayres, J.M. y Stamper, E.: *Historical development of building energy calculations*. ASHRAE Transactions, 101(1):841–849, 1995. 27, 28, 29
- [35] Motbitzer, C.A.: *Towards the integration of simulation into the building design process*. Tesis de Doctorado, University of Strathclyde, 2003. 27
- [36] IEA-ECBS. <http://www.ecbcs.org/index.htm>. 27
- [37] Sowell, E.F. y Moshier, M.A.: *HVAC component model libraries for equation-based solvers*. En *Proceedings of Fourth International Conference on System Simulation in Buildings, IPSA Building Simulation '95*, Madison, Wisconsin, Agosto 1995. 30
- [38] Pedersen, C.O., Fisher, D.E. y Liesen, R.J.: *Development of a heat balance procedure for calculating cooling loads*. ASHRAE Transactions, 103(2):459–468, 1997. 32, 34
- [39] Spitler, J.D., Fisher, D.E. y Pedersen, C.O.: *The radiant time series cooling load calculation procedure*. ASHRAE Transactions, 103(2):503–515, 1997. 34
- [40] Barnaby, C.S. y Spitler, J.D.: *Development of the residential load factor method*

- for heating and cooling load calculations.* ASHRAE Transactions, 111(1):291–307, 2005. 34
- [41] Barnaby, C.S., Spitler, J.D. y Xiao, D.: *The residential heat balance method for heating and cooling load calculations.* ASHRAE Transactions, 111(1):308–319, 2005. 34
- [42] Rees, S.J. y Haves, P.: *A model of displacement ventilation system suitable for system simulation.* En *Proc. of 'Building Simulation-95'*, Madison, Wisconsin, Agosto 1995. 35
- [43] Rees, S.J. y Haves, P.: *A nodal model for displacement ventilation and chilled ceiling systems in office spaces.* Building and Environment, 35(6):753–762, 2001. 35, 36
- [44] Axley, J.W.: *Surface-drag flow relations for zonal modeling.* Building and Environment, 36(7):843–850, 2001. 36
- [45] Clarke, J.A. y Hensen, J.L.M.: *An approach to the simulation of coupled heat and mass flows in buildings.* Indoor Air, 3:283–296, 1991. 36
- [46] Griffith, B. y Chen, Q.: *A momentum-zonal model for predicting zone airflow and temperature distributions to enhance building load and energy simulations.* HVAC&R Research, 9(3):309–325, 2003. 37
- [47] Patankar, S.V.: *Numerical heat transfer and fluid.* Ed. Taylor & Francis, spanish1 edición, 1980. 38
- [48] Ferziger, J.H. y Peri, M.: *Computational methods for fluid dynamics.* Springer, spanish3 edición, 2001. 38
- [49] Zhai, Z.: *Application of computational fluid dynamics in building design: Aspects and trends.* Indoor and Built Environment, 15(4):305–313, 2001. 38
- [50] Srebic, J., Chen, Q. y Glicksman, L.R.: *A coupled airflow-and-energy simulation program for indoor thermal environment studies (RP-927).* ASHRAE Transactions, 106(1):465–476, 2000. 38
- [51] Zhai, Z., Chen, Q., Haves, P. y Klems, J.H.: *On approaches to coupled energy simulation and computational fluid dynamics programs.* Building and Environmental, 37:857–864, 2002. 38

- [52] Zhai, Z. y Chen, Q.: *Solution characters of iterative coupling between energy simulation and CFD programs*. Energy and Buildings, 35:493–505, 2003. 38
- [53] Griffith, B. y Chen, Q.: *Framework for coupling room air models to heat balance model load and energy calculations (RP-1222)*. HVAC& Research, 10(2):91–111, 2004. 38
- [54] Rabl, A.: *Parameter estimation in buildings: methods for dynamic analysis of measured energy use*. Journal of Solar Energy Engineering, 110:52–66, 2009. 41
- [55] Taylor, R.D., Pedersen, C.O. y Lawrie, L.K.: *Simultaneous simulation of buildings and mechanical systems in heat balance based energy analysis program*. En *Proceedings of the 3rd International Conference on System Simulation in Buildings*, Liege, Belgium., 1990. 43
- [56] *EnergyPlus engineering reference: The reference to EnergyPlus Calculations*. Informe técnico, The Board of Trustees of the University of Illinois and the Regents of the University of California through the Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, Octubre 2010. 44, 49
- [57] Underwood, C.P. y Yik, F.W.H.: *Modelling methods for energy in buildings*. Blackwell Science, 2004. 47, 50, 52, 55
- [58] Stephenson, D.G. y Mitalas, G.P.: *Calculation of heat conduction transfer functions for multi-layer slabs*. ASHRAE Transactions, 77(2):117–126, 1971. 52
- [59] Ouyang, K. y Hachighat, F.: *A procedure for calculating thermal response factors of multi-layer walls-state space method*. Building and Environment, 26(2):173–177, 1991. 52
- [60] Wang, S. y Chen, Y.: *A simple procedure for calculating thermal response factors and conduction transfer functions off multilayer wall*. Applied Thermal Engineering, 22(3):333–338, 1991. 52
- [61] Chen, Y., Li, X., Zhang, Q., Spitler, J.D. y Fisher, D.: *Investigation of the accuracy of calculation methods for conduction transfer functions of building construction*. En *Control Systems for Energy Efficiency and Comfort Vol V-7-5'*, Shenzhen, China, 2006. 52
- [62] Xu, X., Wang, S. y Chen, Y.: *An improvement to frequency-domain regression*

- method for calculating conduction transfer functions of building walls.* Applied Thermal Engineering, 28(7):661–667, 2008. 52
- [63] Xu, X. y Wang, S.: *A simple time domain calculation method for transient heat transfer models.* Energy and buildings, 40(9):1682–1690, 2008. 52, 116
- [64] Siegel, R. y Howell, J.: *Thermal radiation heat transfer.* Taylor & Francis, 2001. 54
- [65] Claridge, D., Krarti, M. y Kreider, M.: *ASHRAE TC 4.7 Project 666-RP. Energy calculations for basements, slabs, and crawl spaces: Final report.* Informe técnico, Steven Winter Associates, Inc. University of Colorado at Boulder Texas A&M University, 1993. 57
- [66] Krarti, M., Chuangchid, P. y Ihm, P.: *Foundation heat transfer module for EnergyPlus program.* En *Seventh International IBPSA Conference*, Rio de Janeiro, Brazil., Agosto 2001. 57
- [67] Xiaona, X., Yi, J. y Jianjun, X.: *A new approach to compute heat transfer of ground-coupled envelope in building thermal simulation software.* Energy and Buildings, 40(4):476–485, 2008. 57
- [68] Badescu, V. (Editor): *Modeling solar radiation at the earth's surface: Recent advances.* Springer, 2008. 57
- [69] *RREDC.* <http://rredc.nrel.gov/solar/pubs/tmy2>. 64
- [70] Pedersen, C.O., Fisher, D.E., Liesen, R.J. y Strand, R.K.: *ASHRAE Toolkit for building load calculations.* ASHRAE Transactions, 109(1):583–589, 2003. 65
- [71] Strand, R.K., Pedersen, C.O. y Crawley, D.B.: *Modularization and simulation techniques for heat balance based energy and load calculation programs: The experience of the ASHRAE loads toolkit and EnergyPlus.* En *Seventh International IBPSA Conference*, Rio de Janeiro, Brazil., Agosto 2001. 65
- [72] Spitler, J.D., Rees, S.J. y Xiao, D.: *Development of an analytical verification test suite for whole building energy simulation programs - building fabric (1052-RP): Final Report.* Informe técnico, Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, 2006. 72, 75, 90
- [73] Xiao, D., Spitler, J.D. y Rees, S.J.: *An analytical verification test suite for mul-*

- tizone building fabric and control models in whole building energy simulation programs.* En *Proceedings of the eSim 2002 Conference*, Montreal, Canada., September 2002. 72
- [74] ASHRAE: *ANSI/ASHRAE Standard 140-2007: Standard method of test for the evaluation of building energy analysis computer programs*, 2007. 72, 100
- [75] Neymark, J. y Judkoff, R.: *International Energy Agency Building Energy Simulation Test and diagnostic method for heating, ventilating, and air-conditioning equipment models (HVAC BESTEST), volume 1: cases E100-E200*. National Renewable Energy Laboratory, Folde, Colorado, 2002. 74
- [76] Rees, S.J., Xiao, D. y Spitler, J.D.: *An analytical verification test suite for building fabric models in whole building energy simulation programs.* ASHRAE Transactions, 108(1):30–41, 2002. 75
- [77] *Auxiliary EnergyPlus programs, extra programs for EnergyPlus*. Informe técnico, The Board of Trustees of the University of Illinois and the Regents of the University of California through the Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, Octubre 2011. 101