

MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR COMBINADA POR CONDUÇÃO E RADIAÇÃO EM ISOLANTES TÉRMICOS DE EDIFICAÇÕES

por

Romulo Ruiz Gasparini

**Pontifícia Universidade Católica do Paraná
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Mestrado em Engenharia Mecânica**

Trabalho apresentado como parte dos requisitos para a obtenção do título de
Mestre em Engenharia Mecânica na Pontifícia Universidade Católica do Paraná,
Curitiba, Paraná, Brasil.

Curitiba, 28 de setembro de 2005

TERMO DE APROVAÇÃO

Nome: Romulo Ruiz Gasparini
Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica
Título da Dissertação: MODELAGEM DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR
COMBINADA POR CONDUÇÃO E RADIAÇÃO EM ISOLANTES
TÉRMICOS DE EDIFICAÇÕES

Banca Examinadora:

Profa. Dra. Kátia Cordeiro Mendonça
Departamento de Engenharia Mecânica – PUCPR

Prof. Dr. Luís Mauro Moura
Orientador
Departamento de Engenharia Mecânica – PUCPR

Prof. Dr. Nathan Mendes
Departamento de Engenharia Mecânica – PUCPR

Prof. Dr. Roberto Lamberts
Departamento de Engenharia Civil – UFSC

Resumo

Com o objetivo de reduzir o consumo de energia elétrica devido à climatização artificial de ambientes e de se melhorar as condições de conforto térmico de ambientes não climatizados, os materiais isolantes vem ganhando destaque na indústria da construção civil.

Um isolante térmico utilizado sobre forros residenciais é a lã de vidro. A lã de vidro é considerada um material semitransparente, ou seja, além de permitir a passagem de calor por condução, permite a passagem de uma parcela de calor devido a radiação que incide sobre este material.

Assim, neste trabalho, descreve-se um modelo numérico para a análise da transferência de calor por condução, acoplada com a radiação, através da lã de vidro localizado no interior de um ático residencial. O código numérico desenvolvido, em linguagem FORTRAN, considera que o fluxo de calor, através do meio, ocorre em um espaço unidimensional e em regime transiente.

A equação de transporte radiativo é desenvolvida através do método de ordenadas discretas e a equação de difusão de calor é discretizada através do método de volumes finitos e a solução ocorre através da técnica linha por linha ou TDMA.

Para a simulação, consideram-se dois dias distintos: o primeiro com temperaturas elevadas, típico de verão e o segundo com temperaturas amenas, típico de inverno.

Neste trabalho verifica-se a variação das propriedades radiativas com relação a transferência total de calor através da lã de vidro. O erro e o tempo de simulação do método numérico são analisados com o intuito de otimizar as simulações dos casos propostos. Os resultados do modelo numérico deste problema são comparados com simulações já existentes na literatura e também são comparados com alguns

materiais utilizados na indústria da construção civil, com o intuito de demonstrar a viabilidade de seu uso em edificações.

Abstract

New insulation materials are being used in building industry to reduce electric energy consumption due to presence of HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning) systems or to improve the thermal comfort of non-conditioned environments.

An insulation material used in ceilings is the glass wool. The glass wool is considered as a semitransparent material, because the heat transfer process will occur by conduction and radiation.

Thus, in this work, a numerical model to analyze the coupling of conduction heat transfer with the radiation heat transfer through the glass wool is developed. The numerical model considers unsteady one-dimensional heat transfer through the glass wool. in the one-dimensional space and transient state.

The radiation heat transfer equation is solved by the Discrete Ordinates Method and the conduction heat transfer equation is solved by the finite volumes method with the TDMA (Tri-Diagonal Matrix Algorithm) technique.

Two test cases are considered for two distinct days: first one, with high temperatures, representing a summer day; second one, with low temperatures, representing a winter day.

The influence of radiative properties on the total heat transfer through the glass wool is evaluated. The accuracy and the simulation run time of the numerical model are analyzed to optimize the method. The numerical results are compared with other works and the heat transfer is compared for some materials used in building industry, showing the viability of using the glass wool in buildings.

Dedico este trabalho aos meus pais, parentes,
professores e amigos.

Agradecimentos

Meus sinceros agradecimentos

Ao meu orientador, Professor Dr. Luis Mauro Moura, pela confiança, pelo companheirismo e paciência na realização deste trabalho.

Aos professores do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da PUCPR, pelos ensinamentos que permitiram o amadurecimento na elaboração dos trabalhos durante as aulas e nas pesquisas.

Aos colegas do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da PUCPR pelo companheirismo.

Aos meus pais, Vicente e Odete e minhas irmãs, Ingria e Natalia pelo incentivo e apoio nas horas difíceis.

Enfim, todos aqueles que participaram de uma maneira ou outra com seu apoio e atenção, transmitindo energia, confiança e segurança sem os quais a realização deste trabalho seria mais difícil.

Obrigado!!!

Sumário

Termo de Aprovação	i
Resumo	ii
Abstract	iv
Sumário	vii
Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xiii
Lista de Símbolos	xiv
Capítulo 1	
Introdução	1
1.1 Histórico sobre conforto térmico, Lamberts <i>et al.</i> (1997)	2
1.2 Tipos de fechamentos em edificação	3
1.3 O uso de isolamento térmica em edificações	4
1.4 Revisão bibliográfica	5
1.4.1 Transferência de calor em áticos residenciais	6
1.4.2 Técnicas de acoplamento de condução e radiação	8
1.4.3 Transferência de calor por radiação	9
1.4.4 Análise de transferência de calor em paredes de edificações	10
1.5 Proposta do trabalho	10
Capítulo 2	
Formulação	13
2.1 Definição de radiação térmica	14
2.2 Interação radiação matéria, Moura (2002)	15

2.3	Equação de transferência radiativa, Moura (2002)	16
2.3.1	Equação de transferência radiativa para geometria unidimensional e com condição de simetria azimutal	19
2.3.2	Condições de contorno para equação de transferência radiativa.....	20
2.3.3	Calor gerado internamente devido à radiação	21
2.3.4	Fluxo de calor por radiação.....	21
2.3.5	Solução da equação de transferência radiativa: Método das Ordenadas Discretas.....	21
2.3.6	Função de fase.....	25
2.4	Equação de balanço de energia.....	26
2.4.1	Condições de contorno para a equação de balanço de energia	28
2.4.2	Solução da equação de balanço de energia: método de volumes finitos.....	29
2.4.3	Método de resolução linha por linha ou TDMA.....	34
Capítulo 3		
Procedimento de Simulação		40
3.1	Dados de entrada do problema	41
3.1.1	Propriedades termofísicas da lã de vidro	42
3.1.2	Propriedades radiativas da lã de vidro.....	42
3.1.3	Condições de contorno do problema.....	43
3.2	Simulação numérica	46
Capítulo 4		
Resultados		50
4.1	Análise do código numérico desenvolvido para a condução de calor	51
4.2	Análise do acoplamento condução-radiação	53
4.3	Análise de erros no método numérico	63
4.4	Análise do tempo de simulação do método numérico.....	66
4.5	Comparação do método numérico com os resultados de Harris <i>et al.</i> (2003).....	67
4.6	Simulação da transferência de calor através da lã de vidro com as propriedades obtidas por Moura (1998).....	72
4.7	Comparativo da transferência de calor através da lã de vidro com alguns materiais utilizados na construção civil	78
Capítulo 5		
Conclusão		82
Referências Bibliográficas		85

Lista de Figuras

Figura 1.1	Lã de vidro, Moura (1998) [22].....	4
Figura 2.1	Espectro de ondas eletromagnéticas, Moura (2002)	14
Figura 2.2	Perdas existentes num feixe de radiação térmica ao atravessar um meio homogêneo, Moura (2002).....	15
Figura 2.3	Processo de difusão em uma partícula, Moura (2002)	16
Figura 2.4	Definição dos cossenos diretores (μ, ξ, η) , Moura (2002)	18
Figura 2.5	Discretização polar em vários anéis, Ruperti (1996)	19
Figura 2.6	Característica geométrica para a definição da espessura ótica.....	21
Figura 2.7	Discretização da intensidade radiativa no interior de um volume.....	22
Figura 2.8	Difusão de uma partícula esférica em função do diâmetro, $n = (8,4 \cdot 10^{-7} i + 1.754)$ e $\lambda = 3 \mu m$, Moura (2002).....	25
Figura 2.9	Volume de controle diferencial $dx \cdot dy \cdot dz$, para análise da condução de calor em coordenadas cartesianas, Incropera e DeWitt (1998)	27
Figura 2.10	Temperatura prescrita como condição de contorno	29
Figura 2.11	Malha para o problema unidimensional de difusão de calor.....	30
Figura 2.12	Formulação explícita da temperatura, Maliska (1995)	31
Figura 2.13	Discretização numérica com um meio volume na fronteira a oeste	33
Figura 2.14	Discretização numérica com um meio volume na fronteira a leste.....	34
Figura 2.15	Linha onde se aplica o método TDMA	35
Figura 3.1	Ático residencial esquemático	41
Figura 3.2	Esquemático para o procedimento de simulação da transferência de calor	44

Figura 3.3	Temperatura-tempo no isolante por um dia típico de verão, Harris <i>et al.</i> (2003)	45
Figura 3.4	Temperatura-tempo no isolante por um dia típico de inverno, Harris <i>et al.</i> (2003)	46
Figura 4.1	Verificação do perfil de temperatura no meio através da utilização do código numérico, considerando um alto valor para geração interna	52
Figura 4.2	Verificação do fluxo de calor no meio através da utilização do código numérico, considerando um alto valor para geração interna	53
Figura 4.3	Verificação do perfil de temperatura para $\tau_0 = 1$ e $\omega = 0$ em função do parâmetro de condução-radiação N	55
Figura 4.4	Verificação do perfil de temperatura para $\tau_0 = 10$ e $\omega = 0$ em função do parâmetro de condução-radiação N	56
Figura 4.5	Verificação do perfil de temperatura para $\tau_0 = 1$ e $N = 0,1$ para diferentes albedos.....	57
Figura 4.6	Verificação do perfil de temperatura e fluxo de calor para $\tau_0 = 1$, $N = 0,1$ e $\omega = 0$	58
Figura 4.7	Verificação do perfil de temperatura e fluxo de calor para $\tau_0 = 1$, $N = 0,1$ e $\omega = 0,98$	59
Figura 4.8	Comparação do fluxo de calor adimensional entre o modelo numérico e o analítico.....	60
Figura 4.9	Verificação do fluxo de calor adimensional, considerando a variação da espessura ótica e da emissividade da superfície	61
Figura 4.10	Verificação do fluxo de calor adimensional, considerando a variação da espessura ótica e da função de fase.....	62
Figura 4.11	Verificação da relação entre a condutividade térmica com a condutividade térmica aparente em função da espessura ótica, para diferentes emissividades da face.....	63

Figura 4.12 Erro no método numérico em função da função de fase, do tipo de quadratura, do número de volumes e do número de direções do espalhamento da radiação, considerando $\tau_0 = 37$ e $\omega = 0,201$	66
Figura 4.13 Tempo de simulação do método numérico em função da função de fase, do tipo de quadratura, do número de volumes e do número de direções do espalhamento da radiação, considerando $\tau_0 = 37$ e $\omega = 0,201$	67
Figura 4.14 Fluxo de calor por condução, por radiação e fluxo total de calor para o dia típico de verão, através do método numérico, considerando $\tau_0 = 37$	69
Figura 4.15 Comparação do fluxo total de calor calculado pelo método numérico e o fluxo total de calor obtido por Harris <i>et al.</i> (2003) para o dia típico de verão.....	70
Figura 4.16 Fluxo de calor por condução, por radiação e fluxo total de calor para o dia típico de inverno, através do método numérico, considerando $\tau_0 = 37$	71
Figura 4.17 Comparação do fluxo total de calor calculado pelo método numérico e o fluxo total de calor obtido por Harris <i>et al.</i> (2003) para o dia típico de inverno	72
Figura 4.18 Fluxo de calor por condução, por radiação e fluxo total de calor para o dia típico de verão, com as propriedades da lã de vidro segundo Moura (1998), sendo a $\tau_0 = 400$	74
Figura 4.19 Fluxo de calor por condução, por radiação e fluxo total de calor para o dia típico de inverno, com as propriedades da lã de vidro segundo Moura (1998), sendo a $\tau_0 = 400$	75
Figura 4.20 Comparação dos fluxos de calor, considerando as propriedades da lã de vidro segundo Harris <i>et al.</i> (2003) e segundo Moura (1998), para o dia típico de verão.....	76
Figura 4.21 Comparação dos fluxos de calor, considerando as propriedades da lã de vidro segundo Harris <i>et al.</i> (2003) e segundo Moura (1998), para o dia típico de inverno	77

Figura 4.22 Simulação da transferência de calor de alguns materiais utilizados na construção civil, para o dia típico de verão	79
Figura 4.23 Simulação da transferência de calor de alguns materiais utilizados na construção civil, para o dia típico de inverno.....	80

Lista de Tabelas

Tabela 1.1	Condutividade térmica (k) de alguns materiais de construção, segundo Lamberts <i>et al.</i> (1997)	5
Tabela 3.1	Propriedades termofísicas da lã de vidro	42
Tabela 3.2	Propriedades radiativas da lã de vidro	43
Tabela 4.1	Valores médios das propriedades da lã de vidro, segundo Moura (1998)	73
Tabela 4.2	Propriedades termofísicas de alguns materiais utilizados na construção civil, segundo Incropera e DeWitt (1998)	78
Tabela 4.3	Comparativo da energia acumulada devido a transferência de calor, para alguns materiais utilizados na construção civil	81

Lista de Símbolos

c - calor específico	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
Fo - número de Fourier	
G - radiação incidente	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$
I - intensidade radiativa	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$
I^o - intensidade radiativa emitida pelo corpo negro	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$
k - condutividade térmica	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
L - espessura	$[m]$
n - índice de refração	
N - parâmetro condução-radiação	
N_x - número de volumes utilizado na discretização numérica	
p - função de fase	
q''_{adm} - fluxo de calor adimensional	
q''_{cond} - fluxo de calor por condução	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$
q''_{rad} - fluxo de calor por radiação	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$

\dot{q}_{rad} - calor gerado internamente devido à radiação	$\left[\frac{W}{m^3} \right]$
q''_{total} - fluxo total de calor	$\left[\frac{W}{m^2} \right]$
\vec{s} - variável de posição	
T_{cal} - temperatura calculada pelo método numérico	$[K]$
T_E - temperatura no volume posterior	$[K]$
T_{fe} - temperatura na face leste	$[K]$
T_{fw} - temperatura na face oeste	$[K]$
$T_{máx}$ - temperatura máxima no meio	$[K]$
T_p - temperatura no volume	$[K]$
T_{ref} - temperatura de referência	$[K]$
T_W - temperatura no volume anterior	$[K]$
x - variável posição	$[m]$

Letras gregas

α - difusividade térmica	$\left[\frac{m^2}{s} \right]$
β - coeficiente de extinção	$[m^{-1}]$
Δt - variação do tempo	$[s]$
Δx - comprimento do volume de controle	$[m]$
ε - emissividade	
ϕ - ângulo azimute	
η - cosseno diretor em relação ao eixo y	
κ - coeficiente de absorção volumétrica	$[m^{-1}]$
λ - comprimento da onda eletromagnética	$[\mu m]$
μ - variável direcional	

μ - cosseno diretor em relação ao eixo x

θ - ângulo polar

ρ - massa específica

$$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

ρ_f - absorvidade das fronteiras

σ - constante de Stefan-Boltzmann

$$\left[\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right]$$

σ_d - coeficiente de difusão

τ - espessura ótica

ξ - cosseno diretor em relação ao eixo z

ω - albedo

$\vec{\Omega}$ - variável direcional

Sub-índices

e - a leste do volume de controle

j - direção da intensidade radiativa

m - ponto central do volume

$m+1$ - volume de controle a leste

$m-1$ - volume de controle a oeste

n - direção da intensidade radiativa

N_x - ponto central do volume de controle a leste

p - ponto central do volume de controle

t - instante de tempo t

$t+1$ - instante de tempo $t + \Delta t$

w - a oeste do volume de controle

l - ponto central do volume de controle a oeste

ν - monocromático ou para um determinado comprimento de onda

Capítulo 1

Introdução

No Brasil, o setor governamental tem investido em pesquisa, normalização e legislação para que o consumo energético no País seja reduzido sem prejudicar nosso conforto, evitando assim grandes investimentos em geração de energia. É o caso do PROCEL (Programa Nacional de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica), com atuação em diferentes áreas da sociedade, inclusive a residencial, visando o uso racional de energia. (Lamberts *et al.* (1997))

Segundo o PROCEL, cerca de 20% da produção nacional de energia elétrica é utilizada em edifícios comerciais e públicos e 29% em residências. Alguns trabalhos apontam o alto consumo de energia elétrica em condicionamento de ar no Brasil, mostrando que esse consumo é da ordem de 48% do total em edifícios comerciais e que em edifícios comerciais com fachadas envidraçadas podem chegar a 70% do total durante o verão. No setor residencial, o consumo de energia para o condicionamento de ar é da ordem de 7% do total, sendo considerado um valor baixo, mas cresce significativamente com o aumento do poder aquisitivo da população. (Lamberts *et al.* (1997))

Cabe salientar que no condicionamento de ar o desperdício de energia é grande e as maneiras de reduzir o consumo são fáceis e sem grandes investimentos. O emprego de materiais com maior resistência térmica poderia representar, em muitos casos, uma grande redução no consumo de energia elétrica em edificações com ambientes climatizados e também representar um maior conforto dos ocupantes

de edificações sem condicionamento de ar, já que estes materiais proporcionam maior isolamento térmico do ambiente a ser ocupado, diminuindo as trocas de calor com o meio externo.

Por isso, analisar a transferência de calor por condução e radiação em edificações através de sua cobertura, já que a maior parte da radiação solar incide diretamente sobre essa parte da construção, apresenta-se como uma ferramenta para se obter o uso racional de energia elétrica em ambientes climatizados e melhorar o conforto térmico de ambientes não climatizados. O uso de materiais isolantes em edificações tende-se a ser normalizado devido aos benefícios alcançados.

O acoplamento de condução e radiação para a determinação da transferência de calor em edificações com uso de isolamento térmica se faz necessário devido aos materiais isolantes em muitos casos serem considerados como um meio semitransparente, ou seja, permite a passagem dos dois tipos de transferência de calor.

1.1 Histórico sobre conforto térmico, Lamberts *et al.* (1997)

No deserto do Colorado, Estados Unidos, os habitantes construíram suas habitações protegidas do sol pelas encostas de pedra, de forma a sombrear a incidência de raios solares no verão. No inverno, a inclinação mais baixa do sol, permite sua entrada nas habitações, aquecendo-as durante o dia. O calor armazenado nas encostas durante o dia é devolvido as habitações à noite, promovendo o conforto térmico.

Na região setentrional da China, as edificações foram construídas subterrâneas. A temperatura abaixo da superfície do solo é mais amena, compensando os extremos da temperatura do ar (alta durante o dia e baixa à noite).

Com a revolução industrial, as grandes mudanças sociais, econômicas e técnicas, mudaram totalmente o quadro de concepção de edifícios, sendo esquecidos os conceitos de conforto térmico. Edifícios com fachadas envidraçadas e sistemas caros e sofisticados de condicionamento de ar foram tidos como símbolo de poder. As novas construções não sofriam mais adaptações devido às características climáticas do local.

Devido a esta filosofia, associada com o aumento da população nos centros urbanos, houve a grande crise de energia na década de 1970. Para superar essa crise, a produção de energia teve que ser aumentada. Entretanto, este aumento na demanda de energia além de necessitar de grandes investimentos financeiros, traz também o inconveniente de impacto ambiental causado pela implantação de novas usinas geradoras.

Perante este quadro, a alternativa mais adequada em edificações é promover o conforto térmico para seus habitantes, o que garante menores investimentos com sistemas de ar condicionado.

1.2 Tipos de fechamentos em edificação

Em uma edificação, as trocas de energia (luz ou calor) entre o meio exterior e interior têm como cerne o envoltório construtivo, que envolve o corpo humano. No estudo deste envoltório devem-se considerar, simultaneamente, todos os fatores que intervêm no problema. Um deles é a radiação solar, diante da quais os materiais de construção se comportam de modo distinto. É, portanto, conveniente distinguir o envelope construtivo em duas partes: os fechamentos opacos e os fechamentos transparentes. A principal diferença entre os dois tipos de fechamento é justamente sua capacidade (transparentes) ou incapacidade (opacos) de transmitir a radiação solar para o ambiente interno. (Lamberts *et al.* (1997))

Na construção civil, os exemplos de fechamentos opacos são as alvenarias, madeiras, coberturas e o concreto e o exemplo mais comum de fechamento transparente é o vidro, motivo pela quais as edificações com fachadas envidraçadas têm elevados ganhos térmicos. Grande parte dos materiais para fins de isolamento térmico, por permitir passagem de condução e de radiação, são considerados como sendo meios semitransparentes.

A parcela de radiação transmitida para o interior atuará nas condições de conforto de forma instantânea, sendo, portanto a principal fração dos ganhos térmicos em ambientes.

1.3 O uso de isolamento térmica em edificações

A radiação solar é um dos mais importantes contribuintes para o ganho térmico em edifícios, sendo que, o uso de materiais isolantes é de fundamental importância para obtenção do conforto térmico em uma edificação.

Entre os materiais isolantes utilizados na construção civil, pode-se destacar a lã de vidro. A lã de vidro é um material fibroso fabricado em alto forno a partir de sílica e sódio, aglomerados por resinas sintéticas. Sua visualização em escala microscopia é apresentada pela figura 1.1.



Figura 1.1 Lã de vidro, Moura (1998).

A lã de vidro, por ser um material com elevada porosidade, conforme pode ser observado na figura 1.1, possui um baixo valor de condutividade térmica, principalmente quando comparado com os demais materiais comumente utilizados na construção civil, conforme a tabela 1.1. Como o fluxo de calor por condução é proporcional ao valor da condutividade térmica do material, a utilização de isolantes térmicos como a lã de vidro diminui o fluxo de calor por condução entre o meio externo e o interior da edificação.

Entretanto, a condutividade térmica de materiais com elevada porosidade, como no caso da lã de vidro, só permanece baixa se este material estiver seco, ou seja, sem a presença de umidade.

Tabela 1.1 Condutividade térmica (k) de alguns materiais de construção, segundo Lamberts *et al.* (1997).

Material	Condutividade Térmica (W/m.K)
Concreto	1,500
Gesso Cartonado	0,500
Madeira	0,140
Telha de Barro	0,700
Tijolo	0,700
Vidro Comum	5,500
Lã de Vidro	0,045

O desempenho de um isolante térmico é avaliado de acordo com a resistência térmica que ela propicia à passagem de calor. É um valor que pode ser medido em laboratório através de ensaios adequados, forma mais usual para a especificação dos isolantes em projetos.

No Brasil, uma das principais deficiências em isolamento térmico das edificações está nas coberturas. São inúmeros os galpões industriais e comerciais sem qualquer tipo de isolamento térmico. Nas edificações residenciais, o desconforto com elevadas temperaturas em ambientes cobertos com lajes e telhados são freqüentes, principalmente no verão, ou então um consumo muito elevado na climatização destes ambientes.

1.4 Revisão bibliográfica

Nesta seção, buscou-se dividir os trabalhos revisados em subseções.

1.4.1 Transferência de calor em áticos residenciais

Winiarski e O'Neal (1996) verificaram a transferência de calor por condução e radiação, através de um ático residencial com a utilização de materiais isolantes em diferentes pontos no interior deste ático, utilizando um modelo numérico, em regime permanente, resolvido para cada passe de hora e com a validação dos resultados através de um modelo experimental. Como condição de contorno, o fluxo de calor por condução e radiação no material isolante foi igualado com o fluxo de calor por convecção no ar do ático, para a resolução da equação de balanço de energia nesta interface. Para se quantificar o coeficiente de transferência de calor por convecção no interior do ático, utilizaram uma relação que considera a geometria do ático e o sentido do fluxo de calor. Os resultados comprovaram que o menor fluxo de calor obtido no ático foi através do posicionamento do material isolante na parte inferior do ático residencial, ou seja, sobre a laje ou forro da residência.

Medina (2000) verificou a performance de barreiras radiantes de alumínio juntamente com a utilização de materiais isolantes no interior de ático residencial, através da análise da transferência de calor e de massa, sendo que a análise da transferência de massa ocorreu devido consideração de vapor de água no ar ambiental. A análise foi feita por modelo numérico, sendo que os resultados foram validados através de comparação de dois modelos experimentais semelhantes. A simulação da temperatura e do fluxo de calor no ático foi desenvolvida iterativamente. O código computacional incluiu informações sobre o tipo de construção do ático (funções de transferência por condução), dimensões, constantes radiativas (absortividade e emissividade das superfícies), parâmetros de transporte de umidade e dados referentes ao local da edificação (longitude e latitude). Os testes foram feitos considerando uma situação de verão, sendo que, o clima no local de estudo é o subtropical com verão quente e úmido e inverno curto. Os resultados da simulação mostraram que a utilização de barreiras radiantes, juntamente com materiais isolantes, reduz o fluxo de calor em até 42%, em relação a uma configuração sem nenhum tipo de isolamento térmica. Determinou-se ainda que a disposição das barreiras radiantes, tanto fixa no telhado da edificação, quanto sobre a laje da mesma, tem o mesmo comportamento com relação à redução no fluxo de calor do meio externo para o interior da edificação.

Charvat *et al.* (2001) verificaram o campo de temperatura, dentro de um ático residencial envidraçado, através de modelo desenvolvido em CFD, validando os resultados deste modelo computacional com comparação com os resultados de um modelo experimental. Através desta análise, foi observada que a radiação solar incidente sobre a residência induz a uma maior transferência de calor por convecção dentro destes espaços envidraçados, ou seja, no interior deste ático, o que demonstra a inviabilidade da utilização deste tipo de material em regiões de clima quente.

Harris *et al.* (2003) verificaram numericamente a transferência de calor por condução e radiação associado com os efeitos do transporte de umidade através de um material isolante de fibra de vidro. Neste material de fibra de vidro, localizado no interior de um ático residencial sobre a laje da residência, foi considerado um revestimento feito por uma substância pastosa, sendo esta denominada de resina fenólica. Esta resina fenólica tem como finalidade a absorção da umidade dispersa dentro deste material isolante, mantendo este material isolante seco e contribuindo desta forma com a melhor isolamento térmica. Com a finalidade de gerar resultados conclusivos sobre esta configuração, variou-se o peso desta resina fenólica em 5%, 10%, 15%, 20% e 40% em relação ao peso do material isolante de fibra de vidro, mas mantendo a densidade do conjunto (fibra de vidro + substância pastosa) constante. Os resultados foram apresentados para um dia típico de verão, ou seja, com elevadas temperaturas e para um dia típico de inverno. Para a situação com elevada temperatura, com o aumento do peso do revestimento da resina fenólica sobre o material isolante, houve uma diminuição no fluxo de calor através do meio devido ao maior poder de absorção de umidade. As equações básicas de espécie, difusão de calor e transporte radiativo foram resolvidas simultaneamente através de um código computacional próprio, em regime transiente aplicando um volume de controle unidimensional no material isolante e utilizando o método de diferenças finitas. Para a resolução das equações governantes através do material isolante, considerou-se que o telhado da residência, na parte superior do ático, estava em um plano paralelo em relação ao material isolante, o que implica em uma simplificação na solução numérica. As propriedades radiativas e térmicas do material isolante, usadas no modelo numérico, foram assumidas como sendo constantes com exceção da condutividade térmica, onde seu valor sofria variação em função da temperatura

do meio. A equação de transporte radiativo foi resolvida de maneira acoplada a equação de difusão de calor, ou seja, como sendo um termo fonte. Para a resolução da equação de transporte radiativo, o material isolante foi considerado como sendo isotrópico, ou seja, a difusão de radiação no interior deste material é idêntica em todas as direções no plano. Como condição de contorno, o fluxo de calor por condução no material isolante foi igualado ao fluxo de calor por convecção no ar do ático, para a resolução da equação de difusão de calor nesta interface. Dados experimentais de temperatura (acima e abaixo do isolante e do ar no ático) e de umidade relativa (acima e abaixo do isolante) foram utilizados como condições de contorno para a resolução numérica das equações básicas.

1.4.2 Técnicas de acoplamento de condução e radiação

Houston e Korpela (1982) analisaram numericamente a transferência de calor por condução e radiação através de isolantes de fibra de vidro localizado entre duas superfícies opacas e isotérmicas. Para a resolução do acoplamento da condução e radiação foi utilizada uma solução iterativa para a equação de balanço de energia e o método de ordenadas discretas para a solução da equação de transferência radiativa. Os resultados obtidos para o fluxo total de calor através da solução numérica foram validados através de medidas experimentais.

Kinoshita (1982) verificou, teoricamente e experimentalmente, a transferência de calor por condução e radiação em materiais com alta porosidade, sendo que, estes materiais, absorvem, emitem e difundem anisotropicamente, ou seja, o espalhamento da radiação no interior deste material não é uniforme. Para a resolução dos sistemas de equações, foi considerado um meio unidimensional fechado entre duas superfícies cinzentas isotérmicas.

Glass *et al.* (1986) verificaram a transferência de calor em regime transiente e permanente por condução e radiação em um meio semitransparente usando fluxo de calor como condição de contorno.

Nicolau (1995) analisou a transferência de calor por condução e radiação e determinou o perfil de temperatura em um meio semitransparente plano, sendo que, considerou-se que este meio apresenta emissão, absorção e difusão isotrópica, ou

seja, o espalhamento da radiação no interior deste meio é uniforme. A análise da equação de balanço de energia foi em regime permanente e sua solução foi através de um método iterativo e a solução da equação de transferência radiativa foi feita utilizando a técnica de diferenças finitas aplicadas aos vários pontos do meio.

Siewert (1995) utilizou o método iterativo de Newton para desenvolver uma solução para problemas não-lineares de transferência de calor por condução e radiação em regime permanente. Para a resolução da equação de transferência radiativa, o meio foi considerado como sendo anisotrópico.

Heinemann e Caps (1996) estudaram teoricamente e experimentalmente a transferência de calor por condução e radiação em um material de baixa densidade. Este material, o aerogel, está sendo desenvolvido para substituir o vidro na construção civil em função de sua baixa condutividade térmica associada ao fato de reduzir a transferência de calor por condução.

Lan *et al.* (2000) calcularam a transferência de calor por condução e radiação através de um meio participante bidimensional. Para o acoplamento da formulação integral de transferência radiativa na equação de balanço de energia foram utilizadas as seguintes técnicas: a quadratura de Chebyshev-Gauss-Lobatto e o método espectral.

Furmanski e Wisniewski (2002) analisaram experimentalmente a transferência de calor por condução e radiação em isolantes térmicos fibrosos destinados a altas temperaturas. Neste material isolante foram colocadas chapas de alumínio em linhas paralelas. Para a técnica experimental, uma superfície foi irradiada enquanto a outra foi refrigerada através de escoamento de ar.

1.4.3 Transferência de calor por radiação

Heaslet e Warming (1964) verificaram numericamente a transferência de calor por radiação em meio cinzento cartesiano unidimensional separado por paredes opacas aquecidas, sendo que, este meio era não isotérmico. A técnica utilizada permite uma avaliação precisa de erros na solução numérica das equações governantes.

Andersen e Dyrbol (1997) compararam a transferência de calor por radiação

em isolantes fibrosos para temperatura ambiente. A transferência de calor radiativa foi resolvida pelo método de esferas harmônicas em um modelo unidimensional. A discretização do sistema de equações governantes foi feita utilizando o método de diferenças finitas.

1.4.4 Análise de transferência de calor em paredes de edificações

Merrikh e Mohamad (2000) analisaram a transferência de calor por convecção em cavidades constituídas por um meio poroso, através de solução numérica das equações em um modelo bidimensional. Neste trabalho observaram que a transferência de calor diminuía com o aumento da porosidade da cavidade.

Brito Filho (2001) analisou a transferência de calor por condução em regime transiente em uma parede residencial, considerando que esta residência se localizava em uma região de clima frio. O sistema de equações foi resolvido numericamente pelo método dos elementos finitos, considerando um modelo unidimensional. O material considerado nesta parede residencial foi à alvenaria, sendo que na parte exterior da parede considerou-se uma camada de material isolante com o intuito de reduzir o fluxo de calor entre o interior da residência e o meio ambiente. Como esta medida também reduz o fluxo de energia solar para o interior da residência, foi proposto um arranjo dotado de dois discos metálicos, sendo um localizado na face exterior da parede e o outro localizado na face interior da parede. Estes dois discos metálicos foram acoplados pelo centro por um tubo com elevada condutividade térmica para promover o fluxo de calor entre o meio ambiente e a parte interior da residência, devido à radiação solar. Os resultados mostraram que, apesar do fluxo de calor ter sido baixo, com essa técnica, haverá ganho de calor no interior da residência em horários com incidência solar.

1.5 Proposta do trabalho

A proposta deste presente trabalho é verificar numericamente a transferência de calor através de um material isolante localizado no interior de um ático residencial, sendo que este ático é constituído na sua parte superior por um telhado,

do tipo duas águas, feito em material cerâmico e na sua parte inferior por uma laje feita em concreto. Para a quantificação da transferência de calor, as paredes e a base junto ao solo da residência são consideradas como sendo superfícies adiabáticas, ou seja, não trocam calor com o meio externo. Com o intuito de reduzir o fluxo de calor entre o meio exterior e o interior da residência, propõem-se em posicionar um material isolante do tipo lã de vidro sobre a laje da residência, pois segundo os resultados de Winiarski e O'Neal (1996), é através desta configuração que se obtém menores trocas térmicas.

A análise do fluxo de calor ocorre ao longo do material isolante, um meio semitransparente, onde é necessário à análise da condução e da radiação. Como condições de contorno para a resolução das equações de balanço de energia e de transferência radiativa são utilizadas as temperaturas prescritas obtidas por Harris *et al.* (2003). A questão da geometria do ático residencial não é considerada na solução deste problema, pois as condições de contorno de Harris *et al.* (2003) foram obtidas a partir de medições experimentais em um ático.

A resolução utilizada neste trabalho segue o proposto por Harris *et al.* (2003), onde é feita a análise da transferência de calor por condução acoplada com a radiação, desprezando os efeitos de convecção ao longo do meio. Os efeitos causados pelo transporte de H₂O no estado líquido e vapor ao longo do material isolante, são desprezados neste trabalho.

Para a resolução numérica da transferência de calor, é seguido o proposto por Kinoshita (1982) e Glass *et al.* (1986), onde é considerado que o meio por onde ocorre o fluxo de calor é um espaço unidimensional e a solução é em regime transiente. O material isolante é considerado um meio que absorve, emite e difunde anisotropicamente a radiação. A técnica utilizada na discretização das equações de condução é dos volumes finitos e de radiação é o método de ordenadas discretas juntamente com volumes finitos.

Com o intuito de quantificar a condutividade térmica do material isolante utilizado no ático residencial, utiliza-se uma equação proposta por Houston e Korpela (1982), sendo que nesta equação, a condutividade térmica é obtida em função da densidade e da temperatura do material isolante. A condutividade térmica determinada, através desta equação, é utilizada na resolução da equação de balanço

de energia. As demais propriedades térmicas e as propriedades radiativas do material isolantes são consideradas como sendo valores constantes neste trabalho para simplificar a resolução numérica.

Os resultados obtidos neste trabalho seguem a mesma linha dos resultados obtidos por Harris *et al.* (2003), ou seja, para um dia com elevadas temperaturas, representando um dia típico de verão e um dia com baixas temperaturas, representando um dia típico de inverno. Como neste trabalho, a transferência de calor é quantificada apenas numericamente, é apresentado o resultado para o mesmo ático utilizando materiais isolantes e sem utilizar este tipo de material, demonstrando assim a viabilidade da utilização deste material na construção civil.

Capítulo 2

Formulação

A transferência de calor por condução combinada com a radiação através de um meio participante que absorve, emite e difunde a radiação térmica é um fenômeno que aparece em muitas aplicações práticas e de engenharia, segundo Moura (2002). Exemplo deste fenômeno, dentro da indústria da construção civil, é a isolamento térmica. A análise deste fenômeno é complexa, pois a radiação incidente sobre uma interface de um material isolante usado na construção civil é uma parte refletida e a restante refratada para o interior do material. Em seguida, a parcela de energia radiativa que atravessa sofre difusão (espalhamento) e então, na outra interface, uma parcela é refletida e refratada.

Formas de transferência de calor que envolva a radiação, traz a tona, grandezas como características espectrais de um corpo emissor ou receptor, interação entre radiação e matéria e radiação direta e difusa. Desta forma, apresenta-se, a seguir um resumo das propriedades radiativas dos materiais e suas formas de determinação.

2.1 Definição de radiação térmica

Um corpo emite radiação sobre o efeito de diversas excitações (térmica, elétrica, etc.). A radiação emitida pode ser representada através de ondas eletromagnéticas, conforme a figura 2.1.

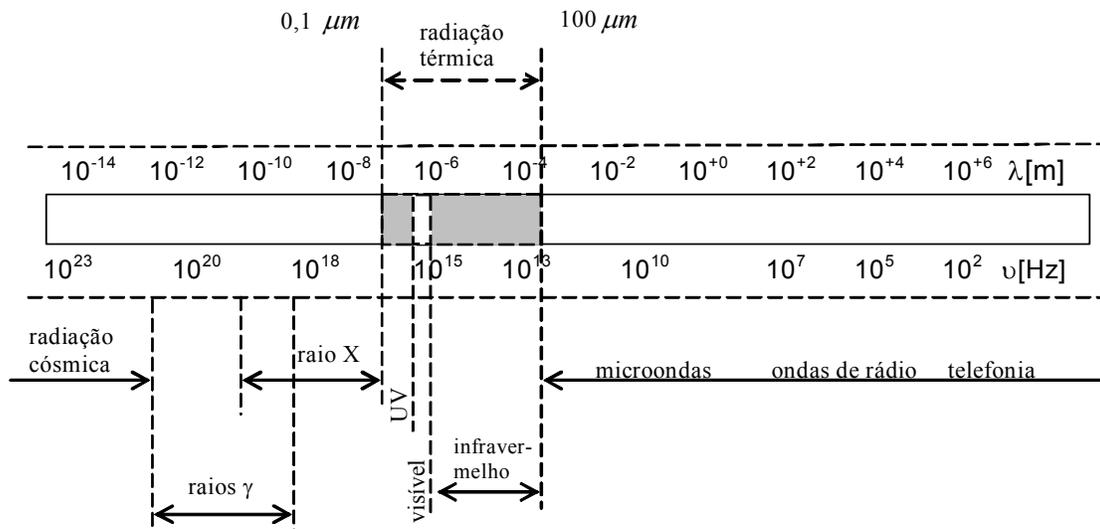


Figura 2.1 Espectro de ondas eletromagnéticas, Moura (2002).

O espectro de ondas eletromagnéticas é composto por uma banda muito larga de frequências, que se subdivide em grupos, sendo que, a radiação térmica é a faixa que influencia no conforto térmico de uma edificação.

A radiação térmica se situa na faixa entre $0,1$ a $100 \mu\text{m}$ do espectro de ondas eletromagnéticas e é produzida por um corpo em função de sua temperatura. A radiação térmica se subdivide em ultravioleta (UV) ($0,1$ a $0,38 \mu\text{m}$), visível ($0,36$ a $0,76 \mu\text{m}$) e infravermelho (IR) ($0,76$ a $100 \mu\text{m}$). A radiação UV ($0,1$ a $0,38 \mu\text{m}$) está presente na radiação solar.

2.2 Interação radiação matéria, Moura (2002)

A radiação térmica é gerada pelas emissões de ondas eletromagnéticas de um corpo a uma determinada temperatura. Corpo ideal ou corpo negro é representado pela equação de Stefan-Boltzmann, conforme a equação 2.1, que define a intensidade total emitida por um corpo em função de sua temperatura, sendo que, σ é a constante de Stefan-Boltzmann, $\sigma = 5,67051 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$. Corpos reais possuem uma emissão inferior ao corpo negro.

$$q = \sigma \cdot T^4 \quad (2.1)$$

Quando uma onda eletromagnética atravessa ou incide um meio homogêneo, três fenômenos físicos podem ocorrer: *reflexão*, *absorção* e *transmissão*, conforme ilustrado na figura 2.2. Estes fenômenos são função do comprimento de onda incidente e em geral da temperatura do corpo.

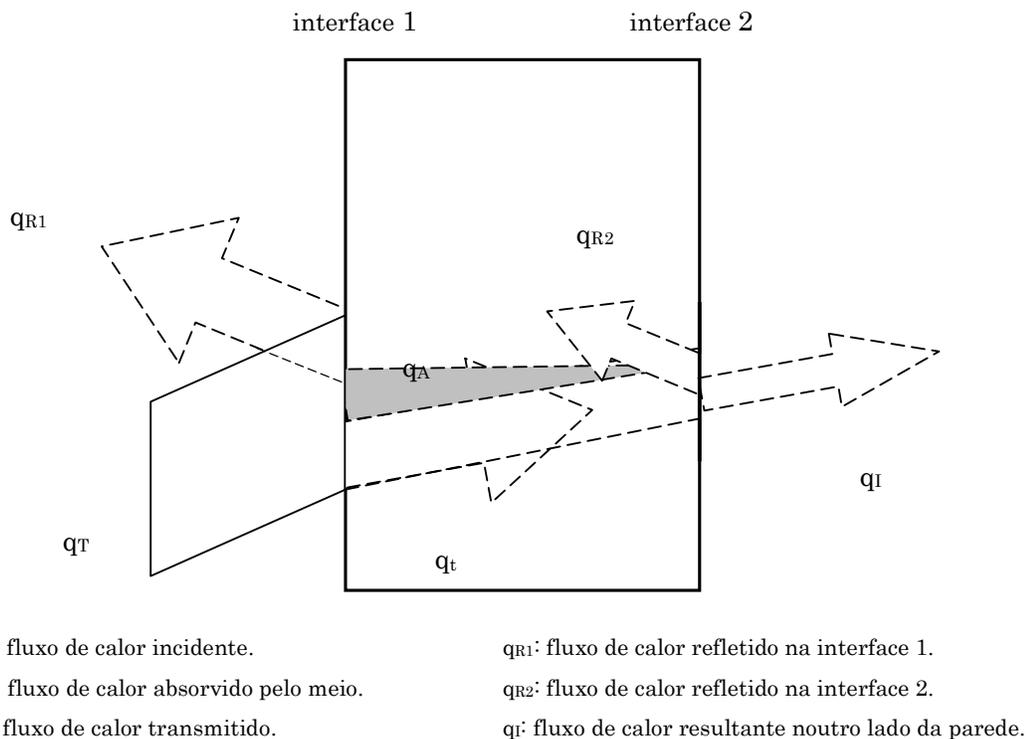


Figura 2.2 Perdas existentes num feixe de radiação térmica ao atravessar um meio homogêneo, Moura (2002).

A *reflexão* é a mudança de direção da onda eletromagnética ao atravessar a interface do meio. A onda que penetra no meio será parcialmente ou completamente transmitida. Uma parte desta onda eletromagnética transmitida pelo meio poderá ser absorvida, sendo este fenômeno denominado de *absorção*. A *absorção* ocorre devido à facilidade das partículas constituintes do material em dissipar energia através do aumento da vibração destas partículas, o que gera o aumento da temperatura.

Em meios heterogêneos, como a lã de vidro, ocorre outro fenômeno físico que torna o estudo destes materiais mais complexo. A *difusão* ocorre pela mudança de direção da onda no meio pelos processos de refração, difração, transmissão e reflexão, conforme ilustra a figura 2.3.

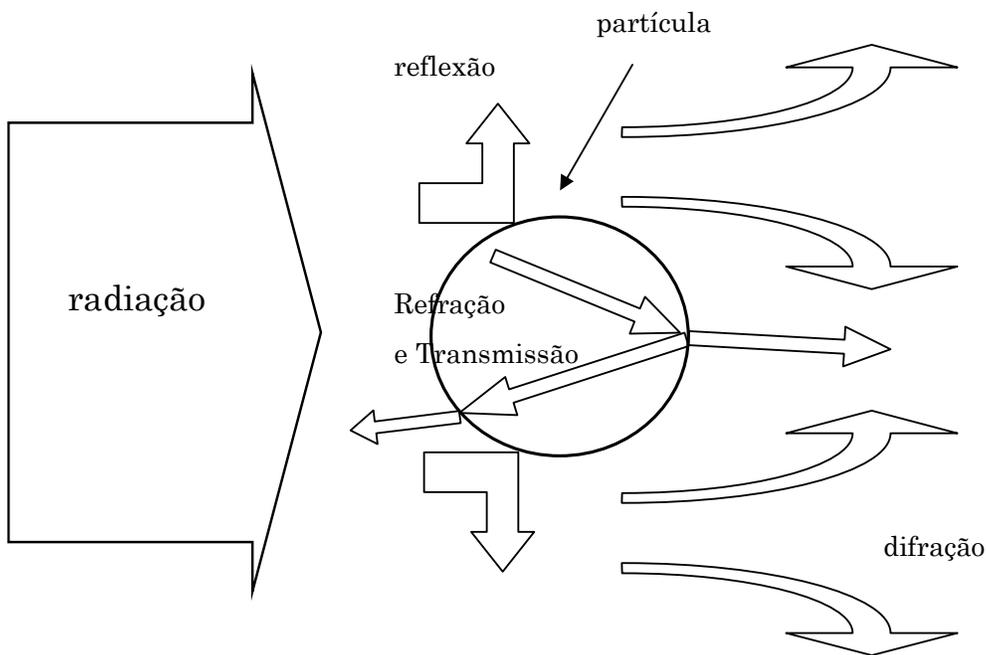


Figura 2.3 Processo de difusão em uma partícula, Moura (2002).

2.3 Equação de transferência radiativa, Moura (2002)

O estudo da transferência de calor por radiação em meios participantes é

realizado através da solução da equação de transferência radiativa, considerando um meio emissor, absorvedor e difusor com propriedades radiativas com dependência espectral e em equilíbrio termodinâmico.

Através da equação de transferência radiativa pode-se calcular as trocas de energia entre as interfaces (paredes, fronteiras) considerando um meio participante (meio semitransparente). Se o meio não é participante, o problema se restringe as trocas entre as superfícies.

A equação de transferência radiativa descreve a variação da intensidade espectral I_λ em um ângulo sólido Ω em função da espessura ótica τ .

Para a obtenção da equação de transferência radiativa monocromática, efetua-se a uma frequência ν , um balanço dos mecanismos físicos de interação radiação/meio por um feixe de radiação se propagando através de um meio que absorve, emite e espalha:

$$\frac{1}{(\kappa_\nu + \sigma_{d\nu})} \Omega \nabla I_\nu(\vec{s}, \vec{\Omega}) + I_\nu(\vec{s}, \vec{\Omega}) = \left(1 - \frac{\sigma_{d\nu}}{(\kappa_\nu + \sigma_{d\nu})}\right) I_\nu^o(T) + \frac{1}{4\pi} \frac{\sigma_{d\nu}}{(\kappa_\nu + \sigma_{d\nu})} \int_{\Omega'=4\pi} p_\nu(\vec{\Omega}', \vec{\Omega}) I_\nu(\vec{s}, \vec{\Omega}') d\Omega' \quad (2.2)$$

onde I_ν é a intensidade radiativa monocromática, I_ν^o é a intensidade radiativa do corpo negro, \vec{s} é a variável de posição função do sistema de coordenadas utilizado, $\vec{\Omega}$ é a variável direcional, κ_ν é o coeficiente de absorção espectral, $\sigma_{d\nu}$ é o coeficiente de difusão espectral e $p_\nu(\vec{\Omega}', \vec{\Omega})$ é a função de fase espectral. A intensidade total do corpo negro é dada pela seguinte equação:

$$I^o(T) = \frac{n^2 \sigma T^4}{\pi} \quad (2.3)$$

onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann e n é o índice de refração do meio equivalente a um meio homogêneo.

E equação da transferência radiativa se divide em quatro termos, conforme a equação 2.2. O primeiro termo expressa a variação da intensidade radiativa no meio, sendo este termo a determinar. O segundo termo expressa a radiação absorvida pelo

meio, sendo que essa parcela auxilia no aumento da temperatura do meio. O terceiro termo expressa a radiação emitida em todas as direções pelas faces do meio e o quarto termo expressa a intensidade radiativa espalhada em todas as direções, sendo que este espalhamento é devido a difusão e a retrodifusão da intensidade radiativa no meio

A radiação percorre uma distância no interior do meio e este percurso deve ser projetado sobre um sistema de coordenadas. O sistema de coordenadas cartesianas e os seus respectivos cossenos diretores (μ, ξ, η) são apresentados na figura 2.4.

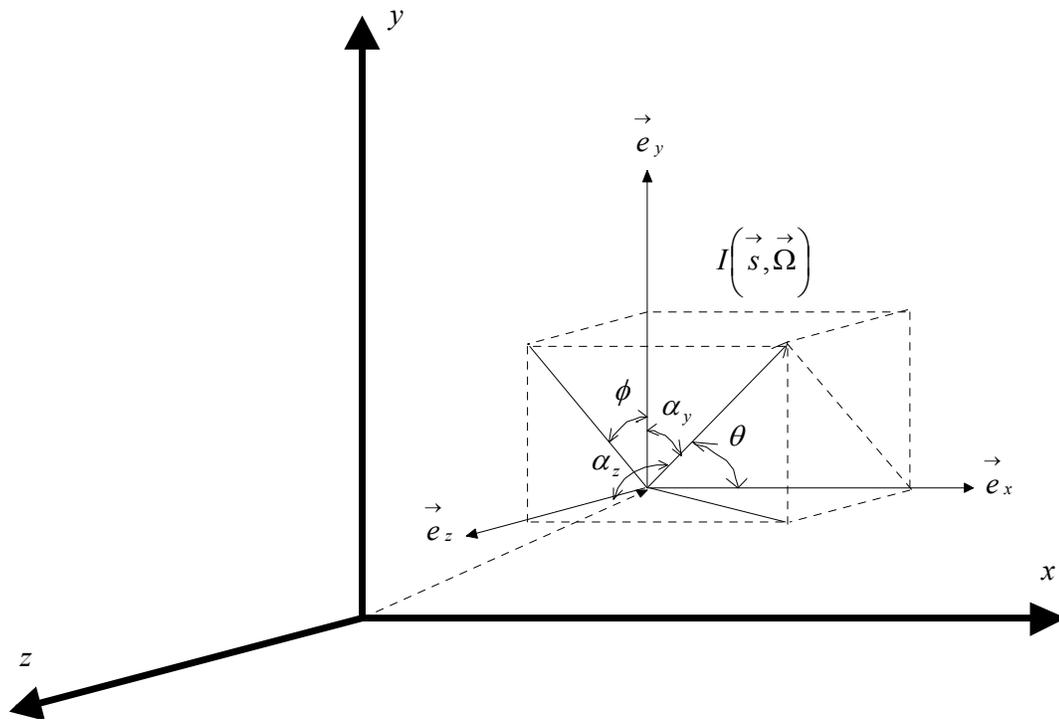


Figura 2.4 Definição dos cossenos diretores (μ, ξ, η) , Moura (2002).

A definição dos cossenos diretores (μ, ξ, η) , em relação aos eixos (x, y, z) , é relacionada a seguir, nas equações 2.4, 2.5 e 2.6:

$$\mu = \cos \theta \tag{2.4}$$

$$\eta = \cos \alpha_y = \sin \theta \cos \phi \tag{2.5}$$

$$\xi = \cos \alpha_z = \sin \theta \sin \phi \quad (2.6)$$

sendo que o ângulo correspondente a θ é o ângulo polar e o ângulo correspondente a ϕ é o ângulo de azimute. A equação 2.7 define o ângulo θ_p formado entre duas direções $(\vec{\Omega}', \vec{\Omega})$ a partir dos cossenos diretores.

$$\vec{\Omega}' \cdot \vec{\Omega} = \cos \theta_p = \mu \mu' + \eta \eta' + \xi \xi' = \mu \mu' + \sqrt{1 - \mu^2} \sqrt{1 - \mu'^2} \cos(\phi - \phi') \quad (2.7)$$

2.3.1 Equação de transferência radiativa para geometria unidimensional e com condição de simetria azimutal

A condição de simetria azimutal é normalmente utilizada devido à facilidade de resolução que ela fornece a equação de transferência radiativa, quando as condições físicas permitem. Utilizando esta condição, as variáveis tornam-se independentes do ângulo de azimute ϕ e são constantes em torno de um cone de ângulo sólido Ω centrado no eixo x , conforme a figura 2.5. Neste caso, a equação de transferência radiativa, para uma geometria unidimensional cartesiana, torna-se:

$$\mu \frac{\partial I(\tau, \mu)}{\partial \tau} + I(\tau, \mu) = (1 - \omega) I^o(T) + \frac{\omega}{2} \left[\int_0^1 I(\tau, \mu') p(\mu', \mu) d\mu' + \int_0^1 I(\tau, -\mu') p(\mu', -\mu) d\mu' \right] \quad (2.8)$$

onde τ é a espessura ótica do meio, $I^o(T)$ é a intensidade de radiação emitida pelo corpo negro à temperatura do meio, ω é o albedo, p é a função de fase e os dois termos integrais representam o ganho por difusão para cada semi-hemisfério, conforme ilustra figura 2.5.

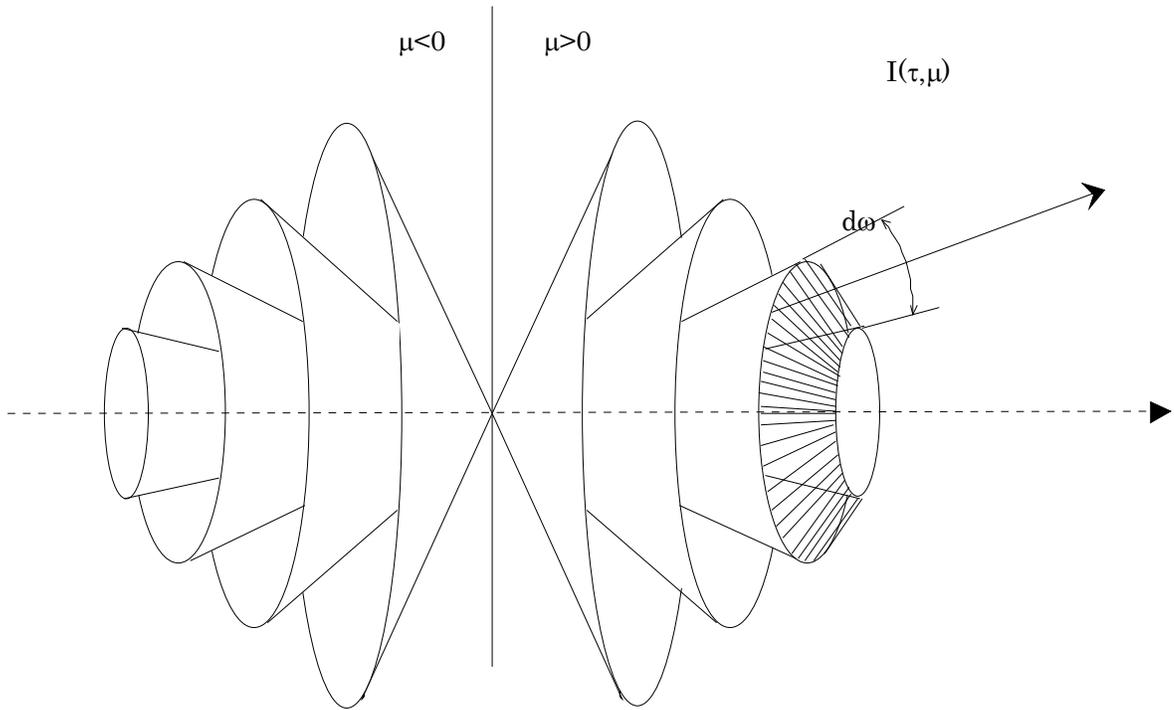


Figura 2.5 Discretização polar em vários anéis, Ruperti (1996).

O albedo é um termo adimensional e é definido conforme a equação 2.9, a seguir:

$$\omega = \frac{\sigma_{d_v}}{\beta} \tag{2.9}$$

onde o β representa o coeficiente de extinção. O albedo varia de zero a 1, sendo que, quanto mais próximo de 1 for o seu valor, representa que o meio tem predominância em difundir a radiação e quanto mais próximo de zero for o seu valor, representa que o meio tem predominância em absorver a radiação.

O coeficiente de extinção, que representa o quanto de radiação está sendo extinta devido a difusão de radiação no interior e a absorção do meio, é definido conforme a equação 2.10:

$$\beta = \kappa_v + \sigma_{d_v} \tag{2.10}$$

A espessura ótica do meio é um termo adimensional, que representa a distancia a qual a intensidade radiativa percorre ao longo do meio, sendo definida pela equação 2.11, a seguir:

$$\tau = \beta \cdot x \quad (2.11)$$

onde o x representa a variação da geometria do meio de comprimento L , por onde passa a radiação, conforme a figura 2.6. A espessura ótica no ponto $x = L$ é definida como τ_0 .

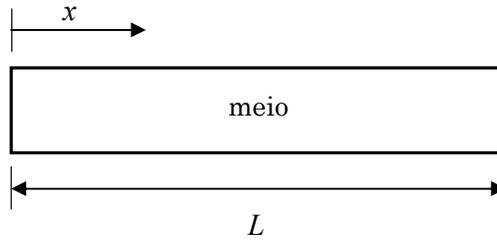


Figura 2.6 Característica geométrica para a definição da espessura ótica.

2.3.2 Condições de contorno para equação de transferência radiativa

Considerando como condições de contorno as faces do material isolante, tem-se que as intensidades radiativas podem ser dadas por, segundo Harris (2003):

$$\tau = 0 \rightarrow I(0, \mu) = \rho_{fw} I(0, -\mu) + (1 - \rho_{fw}) n^2 I^o(T_{fw}) \Rightarrow \mu > 0 \quad (2.12)$$

$$\tau = \tau_0 \rightarrow I(\tau_0, \mu) = \rho_{fe} I(\tau_0, \mu) + (1 - \rho_{fe}) n^2 I^o(T_{fe}) \Rightarrow \mu < 0 \quad (2.13)$$

onde ρ_{fw} é a refletividade da superfície a oeste, ρ_{fe} é a refletividade da superfície a leste, T_{fw} e T_{fe} são respectivamente as temperaturas nas superfícies a oeste e a leste. As condições de contorno, de ambas as faces, são divididas em dois termos, conforme pode ser visto nas equações 2.12 e 2.13. O primeiro termo refere-se a intensidade radiativa que chega na face e sofre reflexão especular, ou seja, em apenas uma direção. O segundo termo refere-se a intensidade radiativa emitida pela face, sendo que essa emissão tem intensidade igual em todas as direções, ou seja, é uma emissão isotrópica.

2.3.3 Calor gerado internamente devido à radiação

A passagem da radiação no interior de um meio semitransparente, gera calor

dentro deste material, sendo que esta parcela contribui para a alteração da temperatura interna deste material. O calor gerado internamente \dot{q}_{rad} é definido pela equação 2.14:

$$\dot{q}_{rad} = \kappa [4\pi I^o(T) - G] \quad (2.14)$$

onde G é a radiação incidente sobre o material isolante.

2.3.4 Fluxo de calor por radiação

A passagem de calor ou fluxo de calor por radiação q_{rad}'' através de uma seção de um meio semitransparente é definida pela equação 2.15:

$$q_{rad}'' = 2\pi \int_{-1}^1 I(\tau, \mu) \mu d\mu \quad (2.15)$$

onde esta equação representa a integração da intensidade radiativa $I(\tau, \mu)$ em um determinado volume, no caso uma esfera.

2.3.5 Solução da equação de transferência radiativa: Método das Ordenadas Discretas

A equação de transferência radiativa é do tipo integro-diferencial de difícil solução. Um método numérico utilizado para a resolução da equação de transferência radiativa é o Método das Ordenadas Discretas que consiste em subdividir o espaço em um número discreto de direções e desta forma transformar a equação de transferência radiativa em um sistema de equações de primeira ordem possível de ser resolvido.

A solução da intensidade radiativa no meio, conforme a equação 2.8, através da solução pelo Método das Ordenadas Discretas, é constituída de duas etapas:

- i) Uma discretização angular, sendo o termo integral substituído por uma soma quadrática das intensidades radiativas. Desta maneira, obtém-se um conjunto de equações diferenciais parciais de primeira ordem;
- ii) Uma discretização espacial, considerando um volume de controle, para a solução das equações parciais.

Para o cálculo da variação da intensidade radiativa, para cada direção, no interior do volume de controle, conforme a figura 2.7, considera-se um fator de ponderação f , que depende do esquema de interpolação. A relação das intensidades radiativas entre as faces e o centro do volume é dada pela equação 2.16:

$$I_{P,j} = fI_{e,j} + (1-f)I_{w,j} \quad (2.16)$$

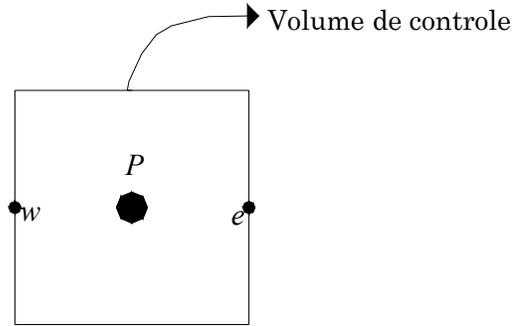


Figura 2.7 Discretização da intensidade radiativa no interior de um volume.

As letras minúsculas w e e que aparecem na figura 2.7 representam, respectivamente, as faces oeste e leste e a letra maiúscula P representa o centro do volume. Esta nomenclatura é usada para a identificação do volume de controle na discretização numérica.

Obtém-se então, a partir da equação 2.8, uma equação da intensidade radiativa discretizada no centro do volume, utilizando a técnica de volumes finitos, para cada direção, na seguinte forma:

$$I_{P,j} = \frac{1}{1 + f\alpha_j} (f\alpha_j S_{P,j} + I_{w,j}) \quad (2.17)$$

sendo que:

$$\alpha_j = \frac{\Delta\tau_P}{\mu_j} \quad (2.18)$$

e o termo fonte:

$$S_{P,j} = (1 - \omega)I^\circ(T_P) + \frac{\omega}{2\beta} \left[\sum_{n=1}^{\frac{N}{2}} w_n (p_{nj}I_{P,n} + p_{-nj}I_{P,-n}) \right] \quad (2.19)$$

Desta forma, a intensidade radiativa para cada direção na face a leste $I_{e,j}$ é calculada a partir das equações 2.16 e 2.17:

$$I_{e,j} = \frac{1}{1 + f\alpha_j} [f\alpha_j S_{P,j} + (1 - \alpha_j + f\alpha_j)I_{w,j}] \quad (2.20)$$

Na equação 2.20, $I_{w,j}$ é um valor conhecido e calcula-se $I_{P,j}$ através de iterações, fazendo a atualização do termo fonte $S_{P,j}$. As ponderações (pesos) são representadas por w_n e são associadas às ordenadas μ_n .

Para a interpolação da intensidade radiativa no meio resolvida pela formulação linear, que representa uma variação linear das intensidades radiativas no interior do volume, o fator de interpolação f é definido como:

$$f = \frac{1}{2} \quad (2.21)$$

$$I_{e,j} = \frac{1}{(1 + 0.5\alpha_j)} [0.5\alpha_j S_{P,j} + (1 - \alpha_j + 0.5\alpha_j)I_{w,j}] \quad (2.22)$$

O método de solução é progressivo, conhecendo-se a intensidade radiativa numa face do volume $I_{w,j}$ e utilizando a equação 2.16, calcula-se a intensidade radiativa no centro do volume e então a intensidade na outra face $I_{e,j}$.

Através da técnica de ordenadas discretas, pode-se determinar o calor gerado internamente no meio, definido na equação 2.14, a partir das intensidades radiativas, conforme a equação 2.23:

$$\dot{q}_{rad,P} = \kappa \left[4\pi I^o(T) - 2\pi \sum_{n=1}^{\frac{N}{2}} w_n (I_{P,n} + I_{P,-n}) \right] \quad (2.23)$$

O fluxo de calor por radiação na seção do meio, definido na equação 2.15, utilizando as intensidades radiativas determinadas pela utilização do método das ordenadas discretas é definido segundo a equação 2.24:

$$q''_{rad,P} = 2\pi \sum_{n=1}^{\frac{N}{2}} w_n \mu_n (I_{P,n} - I_{P,-n}) \quad (2.24)$$

2.3.6 Função de fase

A função de fase pode ser definida como a probabilidade de espalhamento da intensidade de radiação que vem de uma direção em outra direção $(\vec{\Omega}, \vec{\Omega}')$. A função de fase deve respeitar a conservação de energia. Para as partículas orientadas de forma aleatória no espaço, a função de fase depende somente do ângulo de difusão θ_o , formado entre a direção de incidência e a direção de difusão da intensidade radiativa. A função de fase de materiais isolantes, como a lã de vidro, geralmente apresenta um forte pico de difusão na direção de incidência da intensidade radiativa e um pico reduzido de retro difusão demonstrando um comportamento altamente anisotrópico, conforme a Figura 2.8:

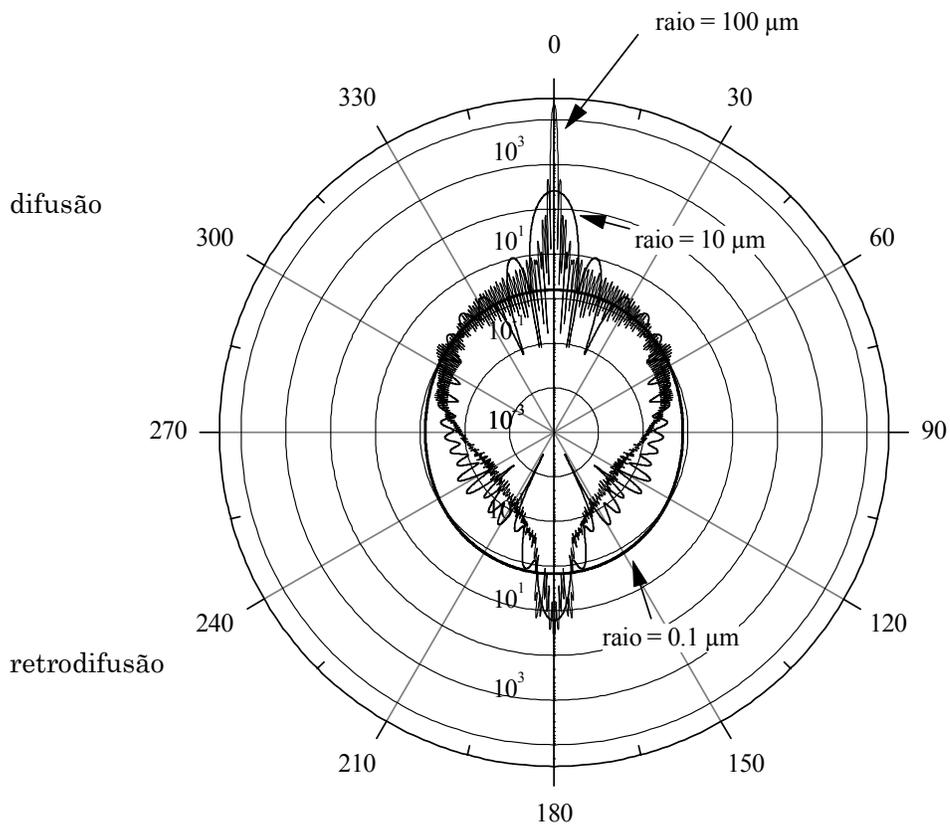


Figura 2.8 Difusão de uma partícula esférica em função do diâmetro, $n = (8,4 \cdot 10^{-7} i + 1,754)$ e $\lambda = 3 \mu\text{m}$, Moura (2002).

A função de fase de Henyey-Greenstein (HG), descrita na equação 2.25, combinada a outras funções, pode ser empregada como uma forma de simplificar a sua determinação. Neste trabalho, utiliza-se uma função de fase HG escrita através de uma ponderação proposta por Nicolau (1994), conforme a equação 2.26:

$$p_{HG,g}(\theta_o, g) = \frac{1 - g^2}{(1 + g^2 - 2g \cos \theta_o)^{\frac{3}{2}}} \quad (2.25)$$

$$p(\theta_o) = f_1 f_2 p_{HG,g_1}(\theta_o) + (1 - f_1) f_2 p_{HG,g_2}(\theta_o) + (1 - f_2) \quad (2.26)$$

onde os parâmetros g_1 e g_2 influenciam na forma das funções HG (p_{HG,g_1} e p_{HG,g_2}) nas direções de difusão e de retrodifusão, respectivamente. O parâmetro f_1 é uma ponderação ou peso entre as funções p_{HG,g_1} e p_{HG,g_2} e f_2 pondera a difusão da radiação no interior do meio.

Um caso especial de difusão no interior do meio, onde se considera que a difusão de energia é igualmente distribuída em todas as direções é a difusão isotrópica. Para este caso, deve ser respeitada a seguinte condição:

$$f_2 = 0 \quad (2.27)$$

2.4 Equação de balanço de energia

A equação de balanço de energia ou difusão de calor, para um volume de controle em sistema de coordenadas cartesianas, conforme a figura 2.9, considerando o acoplamento de condução e radiação, é dada pela equação 2.28, segundo Modest (1993):

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot q_{rad} \quad (2.28)$$

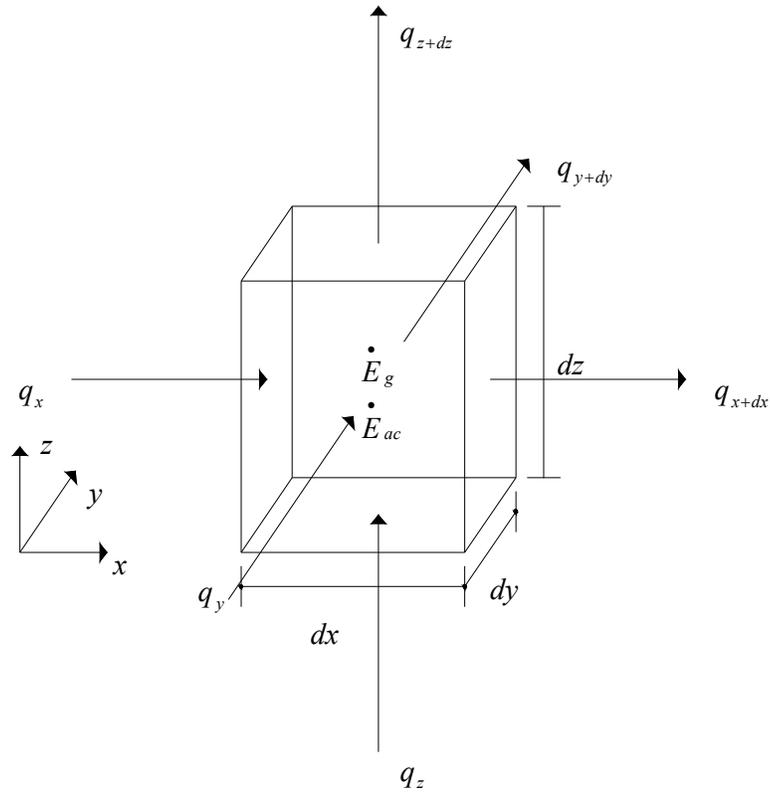


Figura 2.9 Volume de controle diferencial $dx \cdot dy \cdot dz$, para análise da condução de calor em coordenadas cartesianas, Incropera e DeWitt (1998).

onde ρ é a densidade do volume de controle, c é o calor específico do volume de controle, k a condutividade térmica do volume de controle e $\nabla \cdot q_{rad}$ é o termo que representa o calor gerado internamente no volume de controle devido a passagem da radiação, conforme definido na equação 2.14. Nota-se que a condutividade térmica k está em função da variação da temperatura ΔT . Houston e Korpela (1982) propõem a seguinte relação para a quantificação da condutividade térmica k_p ao longo da lâ de vidro:

$$k_p = 4,97576 \times 10^{-3} + 7,00025 \times 10^{-5} T_p + 8,5537 \times 10^{-5} \rho \quad (2.29)$$

onde T_p é a temperatura do centro do volume de controle. Simplificando a equação de difusão de calor para um espaço unidimensional na direção do eixo x , a equação 2.28 torna-se:

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = k_p \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial q_{rad}}{\partial x} \quad (2.30)$$

onde $\frac{\partial q_{rad}}{\partial x}$, que representa o calor gerado internamente devido a radiação, é considerado um termo fonte da equação de difusão de calor. A equação 2.30 foi proposta por Harris *et al.* (2003), para a solução da transferência de calor por condução e radiação através de um isolante térmico em um ático residencial.

2.4.1 Condições de contorno para a equação de balanço de energia

Para a solução da equação de difusão de calor, pode-se considerar uma situação distinta, como condição de contorno: a temperatura prescrita.

Para esta situação, conforme ilustra a figura 2.10, para qualquer ponto do volume onde $x = L$ e independente do tempo, a temperatura será prescrita, obedecendo à equação 2.31:

$$T(L, y, z, t) = T_b \quad (2.31)$$

onde $T(L, y, z, t)$ é a temperatura do volume na face $x = L$ e T_b é a temperatura prescrita ou temperatura conhecida que incide sobre a face $x = L$ do volume.

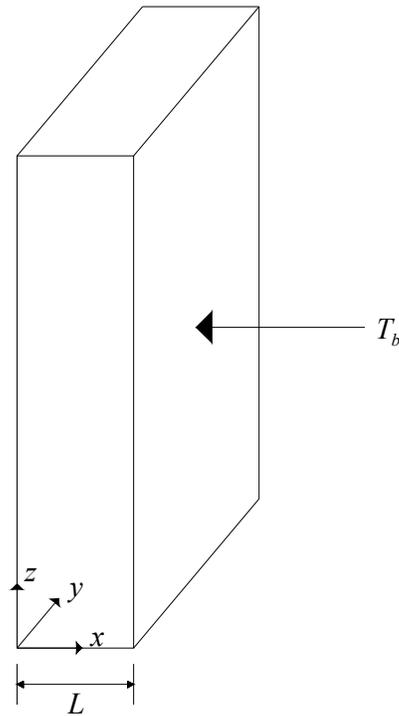


Figura 2.10 Temperatura prescrita como condição de contorno.

2.4.2 Solução da equação de balanço de energia: método de volumes finitos

A equação 2.30 de difusão de calor acoplada com a equação 2.8, em um meio, não tem solução analítica, sendo necessário à utilização de métodos numéricos para se determinar o fluxo de calor através deste meio. Uma técnica bastante utilizada na solução deste tipo de problema é o método de volumes finitos que consiste em subdividir o meio em vários volumes, conforme a figura 2.11:

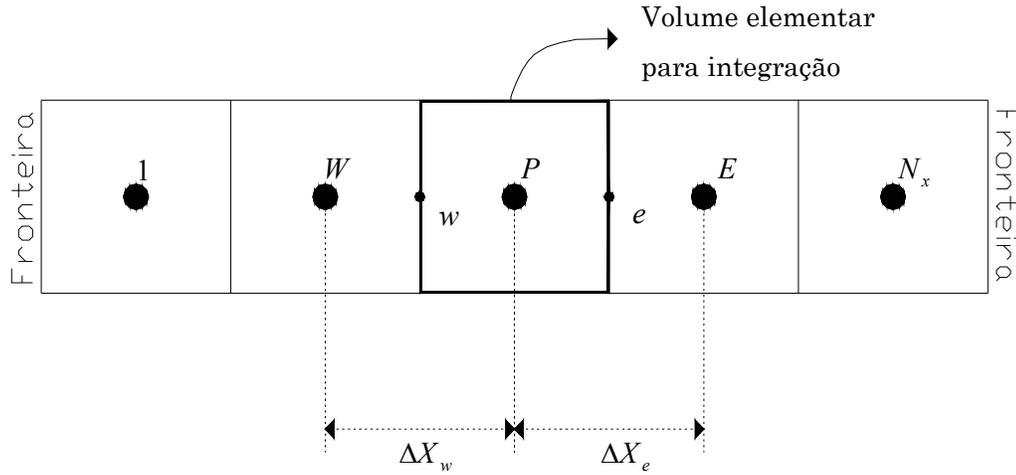


Figura 2.11 Malha para o problema unidimensional de difusão de calor.

As letras minúsculas w e e que aparecem na figura 2.11 representam, os pontos cardeais oeste e leste e é a nomenclatura utilizada para identificar as faces do volume de controle na discretização numérica, sendo a mesma nomenclatura utilizada na equação de intensidade radiativa.

A malha empregada é mostrada na figura 2.11 para solução unidimensional, sendo que, nas outras direções, as dimensões são tomadas como unitárias. A malha adotada possui volumes idênticos em todo o domínio o que facilita o procedimento de cálculo dos coeficientes e simplifica a aplicação das condições de contorno para a solução do sistema de equações.

Integrando no tempo e espaço a equação 2.30 de difusão de calor, tem-se:

$$(\rho c \Delta x T_p)_{t+\Delta t} - (\rho c \Delta x T_p)_t = \left[\left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right)_e - \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right)_w \right] \Delta t + \dot{q}_{rad,P} \Delta x \Delta t \quad (2.32)$$

onde Δt representa o passo de tempo, Δx o comprimento do volume de controle na direção do fluxo de calor e T_p a temperatura no centro do volume de integração.

Escolhendo uma função linear para interpolação da temperatura, as derivadas nas faces podem ser expressas da seguinte forma:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_e = \frac{T_E - T_P}{\Delta x_e} \quad (2.33)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_w = \frac{T_P - T_W}{\Delta x_w} \quad (2.34)$$

onde T_E e T_W representa a temperatura no centro do volume a leste e oeste do volume de integração, respectivamente. Como a malha empregada possui volumes idênticos em todo o domínio, pode-se fazer a seguinte simplificação:

$$\Delta x_e = \Delta x_w = \Delta x \quad (2.35)$$

Para se interpolar as temperaturas do meio no tempo, utiliza-se uma formulação explícita, conforme a figura 2.12:

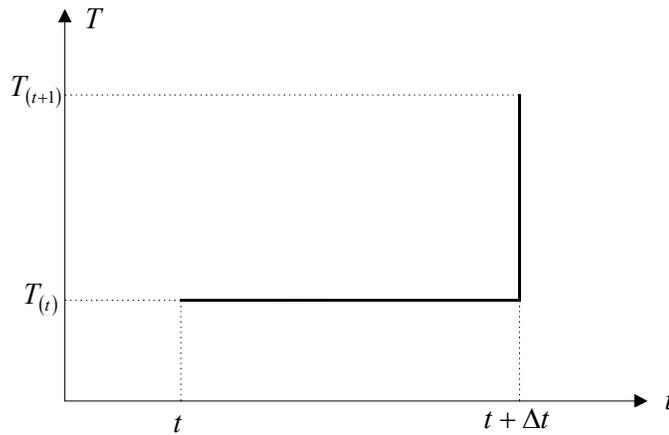


Figura 2.12 Formulação explícita da temperatura, Maliska (1995).

Segundo Maliska (1995), a formulação explícita apresenta limitações na variação do tempo Δt , na resolução numérica das temperaturas no meio. Para se evitar distorções, devido esta limitação, deve ser obedecida a seguinte relação:

$$\frac{\alpha \Delta t}{\Delta x^2} \leq \frac{1}{2} \quad (2.36)$$

onde α é a difusividade térmica do material do meio. A difusividade térmica do volume é definida pela equação 2.37:

$$\alpha_p = \frac{k_p}{\rho c} \quad (2.37)$$

O termo $\frac{\alpha \Delta t}{\Delta x^2}$ é o número de Fourier do volume de integração Fo_P .

Substituindo as equações 2.33 e 2.34 na equação 2.32 e fazendo as devidos arranjos, obtém-se a seguinte relação para a solução numérica perfil de temperatura através de um meio, conforme a equação 2.38:

$$T_{P(t+\Delta t)} = Fo_E T_{E(t)} + Fo_W T_{W(t)} + (1 - 2Fo_P) T_{P(t)} + \dot{q}_{rad,P} \frac{\Delta x}{\rho c} \quad (2.38)$$

onde $T_{P(t+\Delta t)}$ é a temperatura no centro do volume de integração no tempo $t + \Delta t$, $T_{P(t)}$ é a temperatura no centro do volume de integração no tempo t e $T_{E(t)}$ e $T_{W(t)}$ são as temperaturas no centro do volume a leste e oeste do volume de integração no tempo t , respectivamente.

Após conhecer os valores do perfil de temperatura no volumes internos, pode-se determinar o fluxo de calor por condução $q''_{cond,P}$ através do volumes internos P , conforme a figura 2.11, bastando apenas aplicar a lei de Fourier neste ponto, conforme a equação 2.39 abaixo:

$$q''_{cond,P} = -\frac{k_P (T_E - T_W)}{2\Delta x} \quad (2.39)$$

A equação 2.38 foi deduzida para um volume interno. Todos os outros volumes internos possuem equações idênticas. Para se obter o sistema de equações completo é necessário obter as equações para os volumes que estão na fronteira. Uma das maneiras de resolver este problema é criar uma malha na qual o ponto central do volume de controle fique sobre a fronteira. Este procedimento origina um meio volume perto da fronteira e volumes internos inteiros.

Como a solução do perfil de temperatura, através de um meio, é resolvida em coordenadas cartesianas em um sistema unidimensional, isto se traduz em simplificações na malha empregada, pois têm-se apenas dois meios volumes.

Com isso, para determinar o perfil de temperatura na fronteira localizada a oeste, utilizando como condição de contorno a temperatura prescrita ou conhecida, conforme a figura 2.13 necessita de se fazer o balanço de energia neste volume, conforme é definido pela equação 2.40:

$$-\frac{k_1 A(T_{1(t)} - T_{fw})}{\frac{\Delta x}{2}} - \left(-\frac{k_1 A(T_{E(t)} - T_{1(t)})}{\Delta x} \right) + \dot{q}_{rad,1} A \Delta x = \frac{\rho c A \Delta x}{\Delta t} (T_{1(t+1)} - T_{1(t)}) \quad (2.40)$$

Desenvolvendo a equação 2.40 e escrevendo-a de forma mais conveniente, obtém-se:

$$T_{1(t+1)} = Fo_E T_{E(t)} + 2Fo_1 T_{fw} + (1 - 3Fo_1) T_{1(t)} + \dot{q}_{rad,1} \frac{\Delta x}{\rho c} \quad (2.41)$$

Determinando o perfil de temperatura no volume localizado a oeste, determina-se o fluxo de calor por condução $q''_{cond,1}$ neste volume, conforme a figura 2.13, aplicando a lei de Fourier, conforme a equação 2.42 abaixo:

$$q''_{cond,1} = -\frac{2k_1 (T_E - T_{fw})}{3\Delta x} \quad (2.42)$$

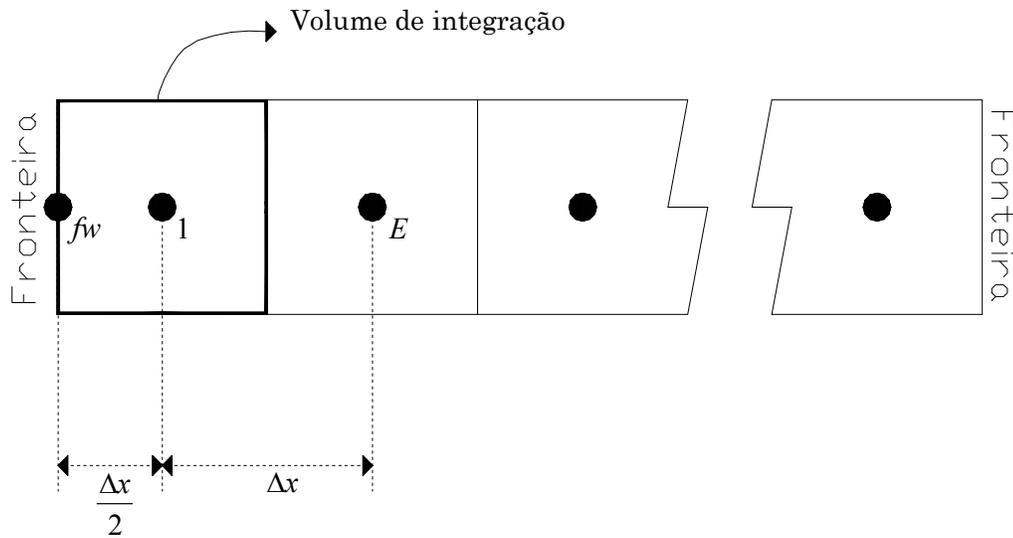


Figura 2.13 Discretização numérica com um meio volume na fronteira a oeste.

Para se determinar o perfil de temperatura na fronteira a leste, conforme a figura 2.14, utilizando como condição de contorno a temperatura prescrita ou conhecida, basta aplicar o balanço de energia neste volume, conforme a equação 2.43 a seguir:

$$-\frac{k_{N_x} A (T_{P(t)} - T_{W(t)})}{\Delta x} - \left(-\frac{k_{N_x} A (T_{fe} - T_{P(t)})}{\frac{\Delta x}{2}} \right) + \dot{q}_{rad, N_x} A \Delta x = \frac{\rho C_p A \Delta x}{\Delta t} (T_{P(t+1)} - T_{P(t)}) \quad (2.43)$$

Desenvolvendo a equação 2.43 e escrevendo-a de uma forma mais conveniente, obtém-se:

$$T_{P(t+1)} = Fo_W T_{W(t)} + 2Fo_{N_x} T_{fe} + (1 - 3Fo_{N_x}) T_{P(t)} + \dot{q}_{rad, N_x} \frac{\Delta x}{\rho C_p} \quad (2.44)$$

Determinando o perfil de temperatura no volume localizado a leste, determina-se o fluxo de calor por condução q''_{cond, N_x} neste volume, conforme a figura 2.14, aplicando a lei de Fourier, conforme a equação 2.45 abaixo:

$$q''_{cond, N_x} = -\frac{2k_{N_x} (T_{fe} - T_W)}{3\Delta x} \quad (2.45)$$

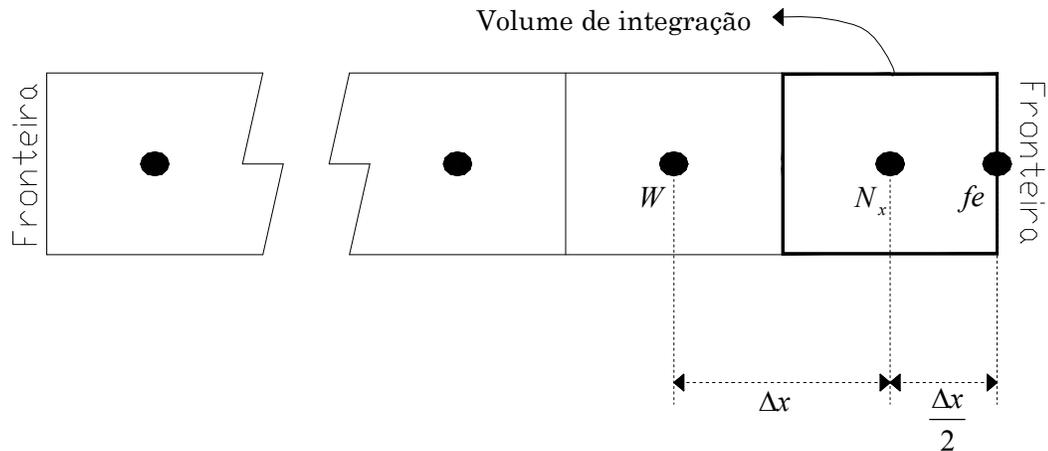


Figura 2.14 Discretização numérica com um meio volume na fronteira a leste.

2.4.3 Método de resolução linha por linha ou TDMA

O método linha por linha é através de uma varredura direta em uma linha, ou seja, facilmente aplicado a um problema de transferência de calor unidimensional. Considere a figura 2.15 na qual será aplicado o método TDMA.

Segundo Maliska (1995), o problema a ser resolvido é dado pela equação 2.46:

$$A_p T_P = A_e T_E + A_w T_W + B \quad (2.46)$$

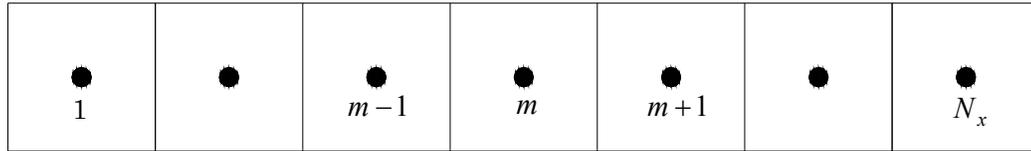


Figura 2.15 Linha onde se aplica o método TDMA.

Relacionando a equação 2.46, com a equação 2.38 de perfil de temperatura nos volumes internos, têm-se as seguintes relações:

$$A_p = 1; T_P = T_{P(t+1)} \quad (2.47)$$

$$A_e = Fo_E; T_E = T_{E(t)} \quad (2.48)$$

$$A_w = Fo_W; T_W = T_{W(t)} \quad (2.49)$$

$$B = (1 - 2Fo_P)T_{P(t)} + \dot{q}_{rad,P} \frac{\Delta x}{\rho c} \quad (2.50)$$

Relacionando a equação 2.46, com a equação 2.41 de perfil de temperatura no primeiro volume ou volume a oeste, têm-se as seguintes relações:

$$A_p = 1; T_P = T_{1(t+1)} \quad (2.51)$$

$$A_e = Fo_E; T_E = T_{E(t)} \quad (2.52)$$

$$A_w = 0; T_W = 0 \quad (2.53)$$

$$B = 2Fo_1 T_{fw} + (1 - 3Fo_1) T_{1(t)} + \dot{q}_{rad,1} \frac{\Delta x}{\rho c} \quad (2.54)$$

Relacionando a equação 2.46, com a equação 2.44 de perfil de temperatura no ultimo volume ou volume a leste, têm-se as seguintes relações:

$$A_p = 1; T_p = T_{N_x(t+1)} \quad (2.55)$$

$$A_e = 0; T_e = 0 \quad (2.56)$$

$$A_w = Fo_w; T_w = T_{W(t)} \quad (2.57)$$

$$B = 2Fo_{N_x} T_{fe} + (1 - 3Fo_{N_x}) T_{N_x(t)} + \dot{q}_{rad,N_x} \frac{\Delta x}{\rho c} \quad (2.58)$$

Segundo Maliska (1995), a equação 2.46 deve ser escrita de uma forma mais conveniente para procedimentos recursivos. Com isso, tem-se que:

$$A_m T_m + B_m T_{m+1} + C_m T_{m-1} = D_m \quad (2.59)$$

Relacionando a equação 2.59 com a equação 2.46, têm-se as seguintes relações:

$$A_m = A_p; T_m = T_p \quad (2.60)$$

$$B_m = -A_e; T_{m+1} = T_e \quad (2.61)$$

$$C_m = -A_w; T_{m-1} = T_w \quad (2.62)$$

$$D_m = B \quad (2.63)$$

O objetivo do método TDMA é determinar a seguinte relação recursiva, para se obter a temperatura em cada volume e assim construir a perfil de temperatura no meio, segundo Maliska (1995):

$$T_m = P_m T_{m+1} + Q_m \quad (2.64)$$

A relação recursiva expressa na equação 2.64 juntamente com a utilização das condições de contorno do problema, varre a linha em um sentido, determinando os coeficientes P e Q e quando volta, determinando os valores das temperaturas T em cada volume. Baixando um índice da equação 2.64 encontra-se:

$$T_{m-1} = P_{m-1} T_m + Q_{m-1} \quad (2.65)$$

Substituindo a equação 2.65 na equação 2.59 e isolando o índice T_m , conforme a relação recursiva definida na equação 2.64, tem-se a seguinte relação:

$$T_m = -\frac{B_m}{A_m + C_m P_{m-1}} T_{m+1} + \frac{D_m - C_m Q_{m-1}}{A_m + C_m P_{m-1}} \quad (2.66)$$

Comparando a equação 2.63 com a relação recursiva expressa na equação, encontram-se as seguintes relações para os coeficientes P e Q :

$$P_m = -\frac{B_m}{A_m + C_m P_{m-1}} \quad (2.67)$$

$$Q_m = \frac{D_m - C_m Q_{m-1}}{A_m + C_m P_{m-1}} \quad (2.68)$$

Relacionando a equação 2.67 do coeficiente P e a equação 2.68 do coeficiente Q com a equação 2.38 de perfil de temperatura nos volumes internos, têm-se as seguintes relações:

$$P_m = \frac{Fo_E}{1 - Fo_W P_{m-1}} \quad (2.69)$$

$$Q_m = \frac{(1 - 2Fo_P) T_{P(t)} + \dot{q}_{rad,P} \frac{\Delta x}{\rho c} + Fo_W Q_{m-1}}{1 - Fo_W P_{m-1}} \quad (2.70)$$

As equações 2.69 e 2.70 são relações recursivas que permitem, depois de conhecidos P_1 e Q_1 determinar todos os valores de P e Q . A determinação de P_1 e Q_1 é de fácil resolução, utilizando as equações 2.67 e 2.68. Verificando que os índices crescem como mostrados na figura 2.15, a equação aproximada para o volume da fronteira a oeste (volume 1) não poderá depender de valores da variável à esquerda. Com isso, $C_1 = 0$, conforme a equação 2.53, resultando em:

$$P_1 = -\frac{B_1}{A_1} \quad (2.71)$$

$$Q_1 = \frac{D_1}{A_1} \quad (2.72)$$

Relacionando a equação 2.71 do coeficiente P_1 e a equação 2.72 do coeficiente Q_1 com a equação 2.41 de perfil de temperatura no primeiro volume ou volume a oeste, têm-se as seguintes relações:

$$P_1 = Fo_E \quad (2.73)$$

$$Q_1 = 2Fo_1 T_{fw} + (1 - 3Fo_1) T_{1(t)} + \dot{q}_{rad,1} \frac{\Delta x}{\rho c} \quad (2.74)$$

Para o outro volume localizado na fronteira a leste (volume N_x), sabe-se que a equação aproximada não poderá depender da variável à direita. Com isso, $B_{N_x} = 0$, conforme equação 2.56, resultando em:

$$P_{N_x} = 0 \quad (2.75)$$

$$Q_{N_x} = \frac{D_{N_x} - C_{N_x} Q_{N_x-1}}{A_{N_x} + C_{N_x} P_{N_x-1}} \quad (2.76)$$

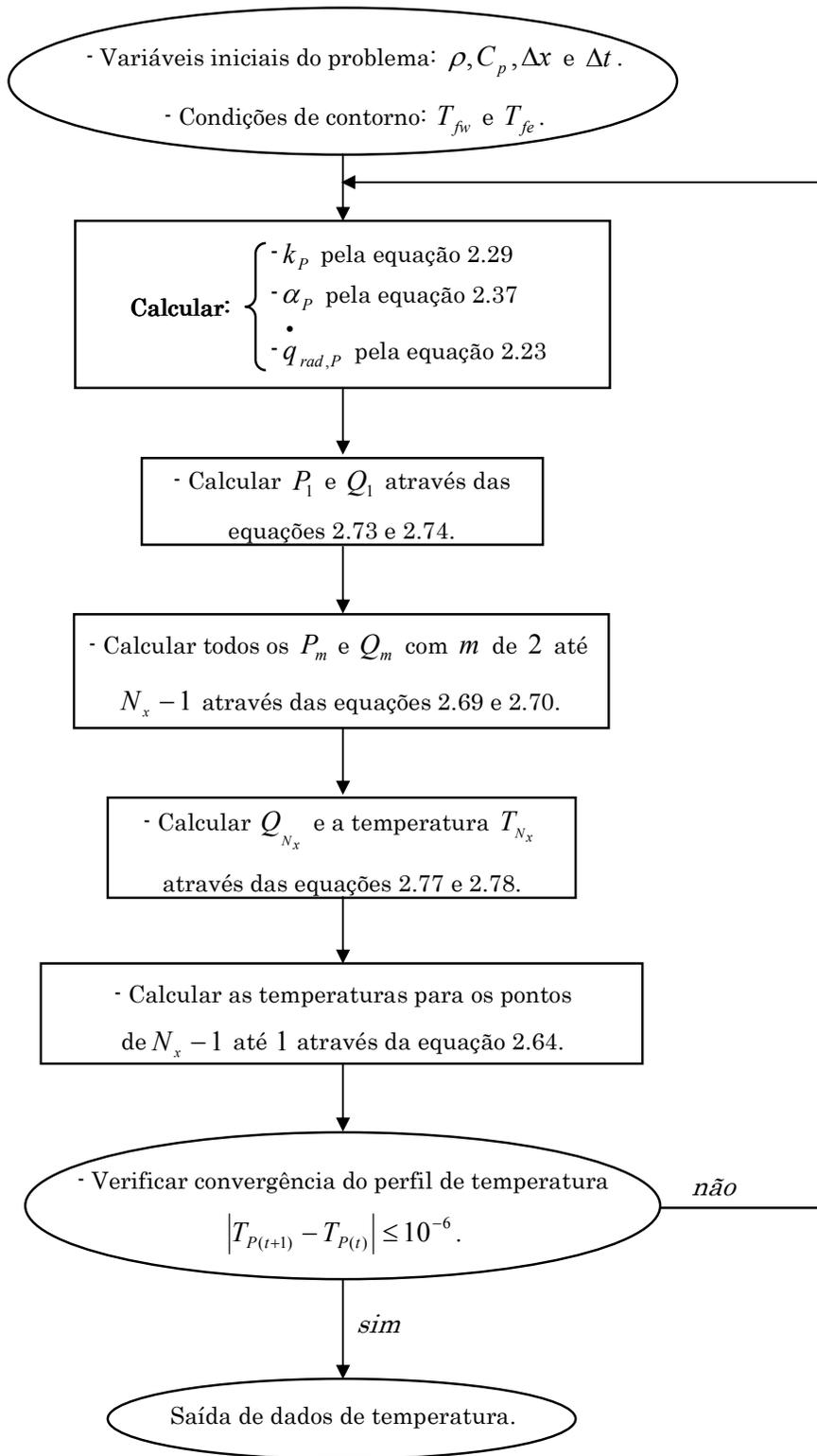
Relacionando a equação 2.76 do coeficiente Q_{N_x} com a equação 2.44 de perfil de temperatura no ultimo volume ou volume a leste, tem-se a seguinte relação:

$$Q_{N_x} = \frac{2Fo_{N_x} T_{fe} + (1 - 3Fo_{N_x}) T_{N_x(t)} + \dot{q}_{rad,N_x} \frac{\Delta x}{\rho c} + Fo_W Q_{N_x-1}}{1 - Fo_W P_{N_x-1}} \quad (2.77)$$

Substituindo as equações 2.75 e 2.77 na equação 2.64 de relação recursiva para a determinação da temperatura em cada volume, obtém-se uma relação para a determinação à temperatura no ultimo volume (volume N_x) conforme a equação 2.78:

$$T_{N_x} = \frac{2Fo_{N_x} T_{fe} + (1 - 3Fo_{N_x}) T_{N_x(t)} + \dot{q}_{rad,N_x} \frac{\Delta x}{\rho c} + Fo_W Q_{N_x-1}}{1 - Fo_W P_{N_x-1}} \quad (2.78)$$

Através da varredura do volume 1 ao volume N_x e utilizando as relações expressas nas equações 2.69, 2.70, 2.73, 2.74, 2.75, 2.77 e 2.78, são determinados os coeficientes P e Q de todos os volumes e a temperatura do volume N_x (T_{N_x}). Com isso, faz-se a inversão na varredura e utilizando a relação expressa na equação 2.64, são determinados às temperaturas do volume $N_x - 1$ ao volume 1. Este processo é feito para cada passo de tempo, pois o problema da transferência de calor no isolante térmico é transiente até que os valores do perfil de temperatura no meio entram em convergência, ou seja, até que a variação da temperatura de um mesmo volume de um tempo para o outro seja um valor extremamente baixo. Basicamente, o método TDMA para este problema funciona da seguinte maneira:



Capítulo 3

Procedimento de Simulação

Para a análise da transferência de calor por condução e radiação em regime transiente, através de um material isolante feito em lâ de vidro, localizado no interior de um ático residencial, conforme figura 3.1, são utilizados dois códigos computacionais desenvolvidos para esta situação em linguagem *Fortran*. O primeiro código computacional refere-se à transferência de calor por condução, sendo que este foi desenvolvido através da técnica de volumes finitos para este problema e o seu procedimento de simulação é através do método de resolução linha por linha ou TDMA, conforme descrito na seção 2.4. O segundo código computacional refere-se à transferência de calor por radiação, sendo que este já havia sido desenvolvido por Moura (1998), mas para este problema foram feitas simplificações, como mudança do índice de refração e a consideração da condição de simetria azimutal no espalhamento da radiação no interior do meio. Para o funcionamento simultâneo dos códigos computacionais foi necessário fazer o acoplamento de ambos, sendo que, conforme a equação 2.30 de balanço de energia, o código desenvolvido para a transferência de calor por condução é o principal e o código desenvolvido para a transferência de calor por radiação é o termo fonte da equação de balanço de energia.

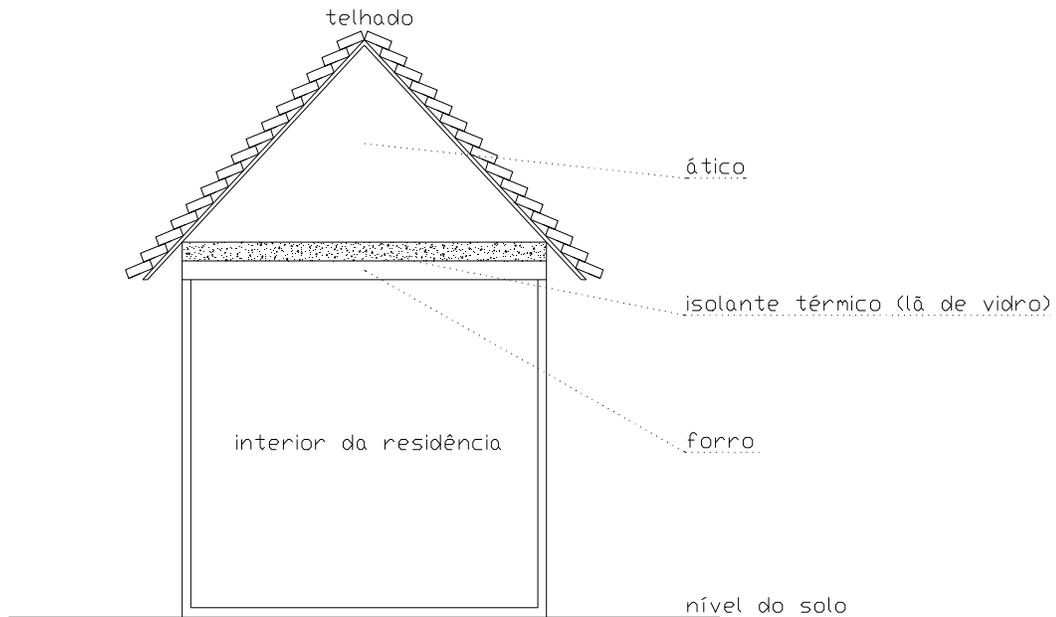


Figura 3.1 Ático residencial esquemático.

Para a resolução da equação de transferência radiativa através da lã de vidro, utilizando o Método de Ordenadas Discretas, conforme descrito na seção 2.3.5, o modelo é considerado com sendo uma superfície absorvedora e emissora de radiação e a difusão da radiação no seu interior é anisotrópica.

Para efeito de simulação, são considerados dois dias distintos: o primeiro dia com temperaturas elevadas, típico de verão e o segundo dia com temperaturas amenas, típico de inverno, buscando assim, fazer uma aproximação com as condições climáticas brasileiras.

3.1 Dados de entrada do problema

Para a resolução do problema, alguns dados relativos ao meio precisam ser conhecidos, conforme listados a seguir, descritos em subseções.

3.1.1 Propriedades termofísicas da lâ de vidro

As propriedades termofísicas da lâ de vidro, utilizadas para a resolução numérica do problema, são listadas na tabela 3.1.

Tabela 3.1 Propriedades termofísicas da lâ de vidro.

Propriedade	Valor	Unidade
Calor específico (c)	844.4	$\frac{J}{kg.K}$
Condutividade térmica (k_p)	equação 2.29	$\frac{W}{m.K}$
Densidade (ρ)	12	$\frac{kg}{m^3}$

Os valores de c e ρ listados acima, correspondem à temperatura de 300 K e a pressão de 1 atm, sendo estes valores os mesmos utilizados por Harris *et al.* (2003). Os valores de k_p e α_p são calculados em cada volume elementar no procedimento numérico do problema.

3.1.2 Propriedades radiativas da lâ de vidro

As propriedades radiativas da lâ de vidro, utilizadas na resolução numérica do problema, são listadas na tabela 3.2.

Tabela 3.2 Propriedades radiativas da lâ de vidro.

Propriedades	Valor	Unidade
Albedo (ω)	0,201	-
Coefficiente de absorção volumétrica (κ)	295,63	m^{-1}
Coefficiente de extinção (β)	370	m^{-1}
Índice de refração (n)	1	-
Refletividade (ρ_f)	0,05	-

Os valores de ω , β e ρ_f foram os utilizados por Harris *et al.* (2003) e o valor para n corresponde a um material dito sem interface. Relacionando os valores de ω e β através das equações 2.9 e 2.10, respectivamente, determina-se a relação para o valor de κ , conforme a equação 3.1:

$$\kappa = \beta - \omega\beta \quad (3.1)$$

3.1.3 Condições de contorno do problema

As temperaturas utilizadas para a resolução da transferência de calor por condução e radiação neste trabalho, foram obtidas por Harris *et al.* (2003) em um modelo experimental.

Para o modelo experimental, Harris *et al.* (2003) utilizou uma residência, conforme a figura 3.1, construída no Estado do Mississippi, região sul dos Estados Unidos da América. As medidas das temperaturas foram feitas utilizando termopares localizados na face superior e na face inferior de um isolante térmico do tipo R-19 e um sistema para aquisição dos dados de temperatura. Este sistema fez a aquisição das temperaturas para cada intervalo de 15 minutos. Para a utilização destes dados neste problema, estabelece que a temperatura lida na face superior é a T_{fw} e a temperatura lida na face inferior é a T_{fe} , conforme a figura 3.2.

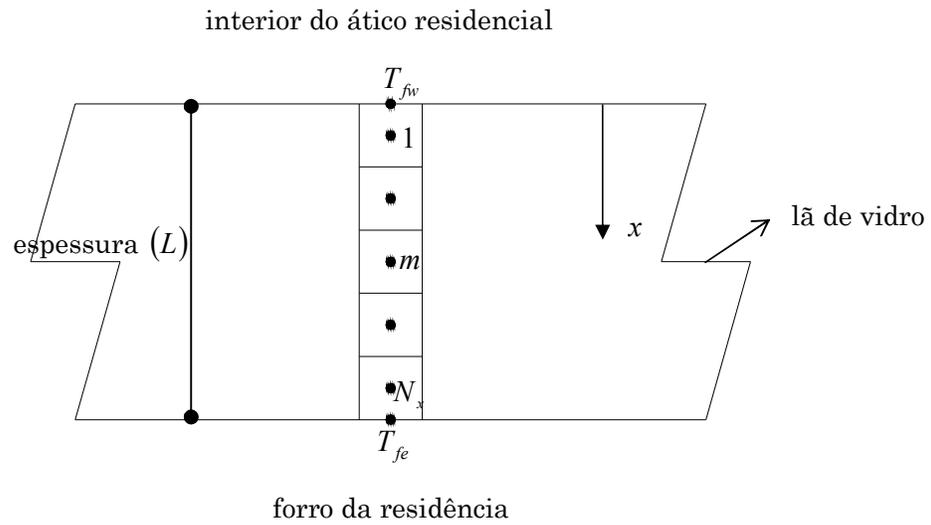


Figura 3.2 Esquemático para o procedimento de simulação da transferência de calor.

As medidas das temperaturas no ático residencial, para um dia típico de verão, foram feitas em 27 de julho de 1994. Segundo Harris *et al.* (2003), este dia foi escolhido por causa das boas condições climáticas, como céu ensolarado e altas temperaturas. As temperaturas para este dia são mostradas na figura 3.3.

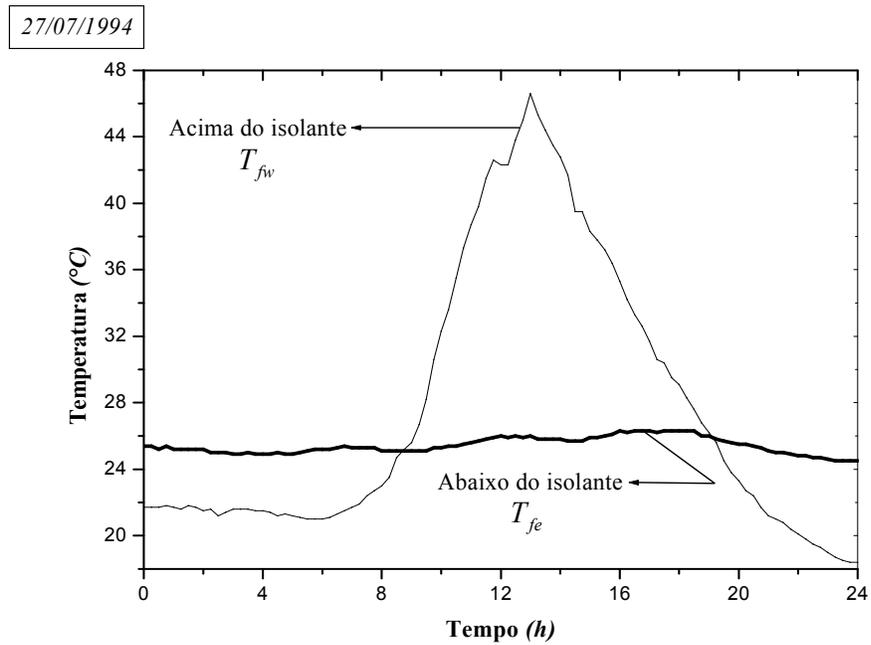


Figura 3.3 Temperatura-tempo no isolante por um dia típico de verão, Harris *et al.* (2003).

Para um dia típico de inverno, as medidas das temperaturas no ático residencial foram feitas em 12 de janeiro de 1994. Segundo Harris *et al.* (2003), este dia foi escolhido devido às condições climáticas favoráveis, sendo neste caso um dia de baixas temperaturas e céu fechado. As temperaturas para este dia são mostradas na figura 3.4.

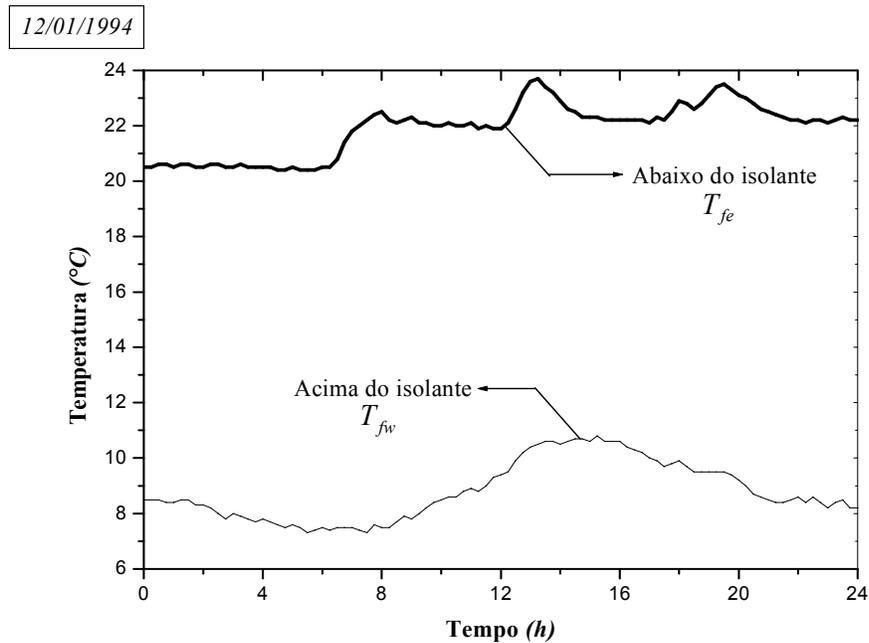


Figura 3.4 Temperatura-tempo no isolante por um dia típico de inverno, Harris *et al.* (2003).

3.2 Simulação numérica

Após o conhecimento dos dados de entrada do problema, o próximo passo é a criação da malha unidimensional, conforme a figura 3.2. Segundo Moura (1998), um número reduzido de volumes, inferior a 5, pode apresentar erros na convergência do modelo numérico para a transferência de calor por radiação. Para evitar resultados errôneos, adotou-se 41 volumes para a resolução numérica.

Atribuindo uma espessura média de 10 cm, para a lã de vidro utilizada como material isolante em edificações e relacionando essa espessura com o número de volumes, determina-se o comprimento do volume de controle, ou seja, $\Delta x = 0,0024$ m.

Para a solução transiente através do meio, precisa-se determinar um valor para o intervalo de tempo Δt . O procedimento numérico desenvolvido para a determinação do perfil de temperatura no meio foi através de uma formulação

explícita. Conforme descrito na seção 2.4.2, esta formulação apresenta limitações na escolha de um intervalo de tempo. Para evitar problemas de convergência do perfil de temperatura através do meio, utiliza-se a relação expressa na equação 2.36 para a determinação do Δt . Usando as temperaturas expressas nas condições de contorno, determina-se que utilizando $\Delta t = 1s$ não haveria problemas com possíveis distorções no perfil de temperatura, como por exemplo, a não convergência dos resultados e coeficientes das equações negativos.

Com a criação da malha, o próximo passo é a criação da quadratura unidimensional para a resolução da transferência radiativa. A quadratura utilizada neste trabalho considera uma condição de simetria azimutal, conforme seção 2.3.1, ou seja, a difusão da radiação no interior da lâ de vidro é constante em torno de um cone de ângulo sólido. Nesta condição, o espalhamento da difusão para o semi-hemisfério $\mu > 0$ representa a radiação transmitida para um volume posterior e o espalhamento da difusão para o semi-hemisfério $\mu < 0$ representa a radiação refletida para um volume anterior do volume de controle a qual ocorre à análise.

O espalhamento da difusão na lâ de vidro possui um forte pico na incidência da intensidade radiativa, ou seja, possui um comportamento anisotrópico, conforme a figura 2.8. Devido esta condição, concentrou um número de maior de direções ao redor da direção de incidência da intensidade radiativa.

Definidos a malha e a quadratura, para a primeira iteração do problema é necessário estimar uma temperatura inicial no meio para o procedimento numérico, já que a temperatura é um parâmetro a ser determinado na resolução do problema. A temperatura inicial do meio foi estimada segundo a equação 3.2:

$$T_p = \frac{(T_{fe} - T_{fw})x}{L} + T_{fw} \quad (3.2)$$

Para as próximas iterações é utilizado o perfil de temperatura determinado na iteração anterior. A intensidade radiativa, para cada volume da malha unidimensional, é calculada através do método das ordenadas discretas, conforme a seção 2.3.5.

Conhecidos os valores das intensidades radiativas em cada volume da malha, pode ser feito o cálculo do calor interno gerado no meio, devido à passagem de radiação, através equação 2.23.

Para a determinação do perfil de temperatura, os valores da condutividade térmica k_p e da difusividade térmica α_p precisaram ser recalculados para cada volume da malha unidimensional. O perfil de temperatura no meio é determinado através do método de resolução linha por linha, conforme descrito seção 2.4.3.

O critério de convergência da temperatura, utilizado neste trabalho, em todos os volumes do meio, é:

$$\left| T_{P(t+1)} - T_{P(t)} \right| \leq 10^{-6} \quad (3.3)$$

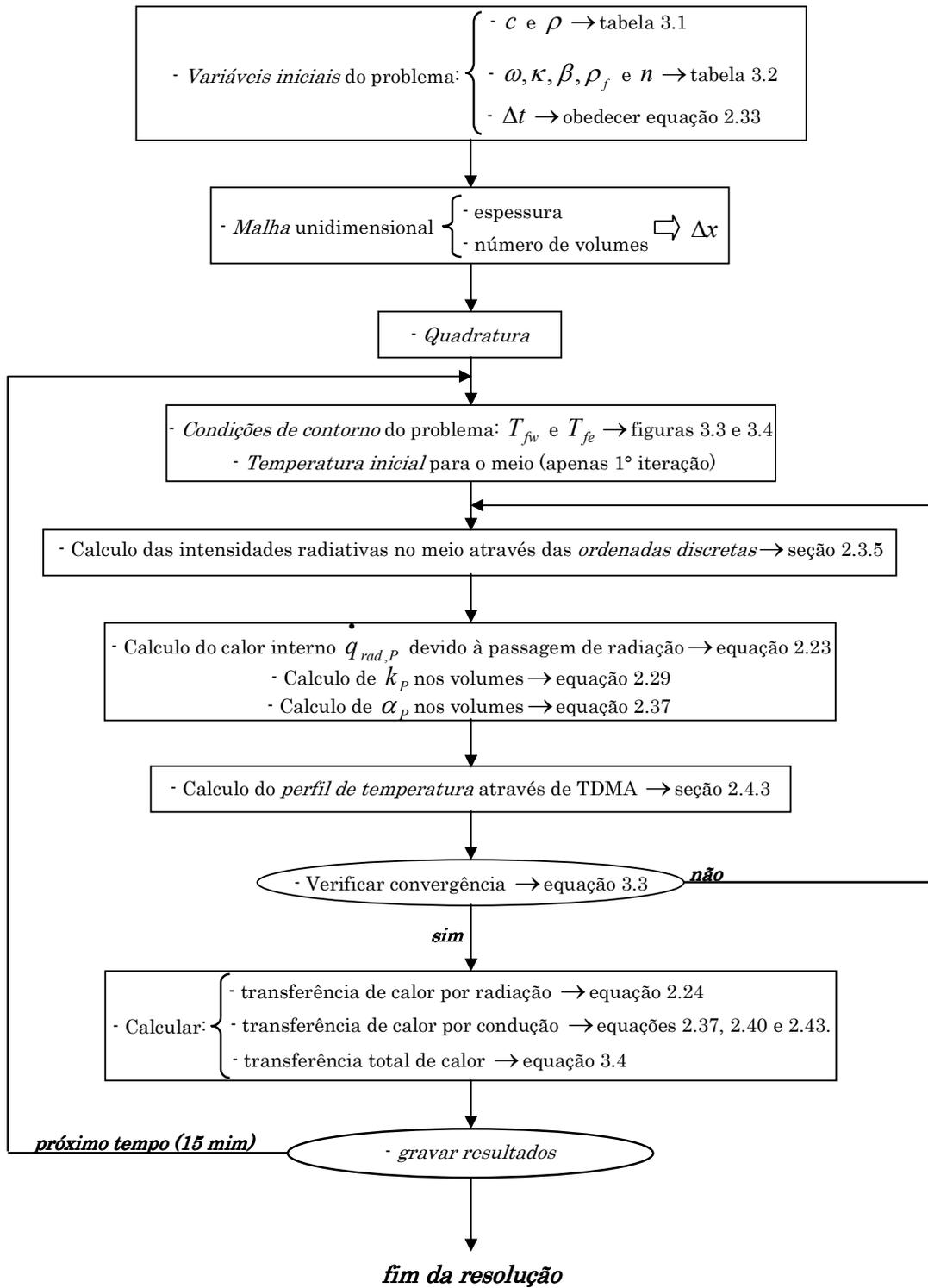
Esta baixa variação expressa na equação 3.3, é respeitada para todos os 41 volumes da malha unidimensional. Não havendo a convergência das temperaturas nos volumes, o processo de resolução volta à determinação das intensidades radiativas, refazendo o processo até que o perfil de temperatura respeite o critério de convergência.

Com a determinação do perfil de temperatura, pode-se determinar o fluxo de calor por radiação nas interfaces dos volumes, através da equação 2.24 e o fluxo de calor por condução nas interfaces dos volumes, através das equações 2.38, 2.41 e 2.44. A passagem total de calor, nas interfaces dos volumes de controle, é a soma dos fluxos por radiação e condução, conforme a equação 3.4:

$$q''_{total,P} = q''_{rad,P} + q''_{cond,P} \quad (3.4)$$

Este procedimento numérico é realizado para cada intervalo de 15 minutos, obedecendo a aquisição das condições de contorno, no dia típico de verão e no dia típico de inverno, totalizando 192 simulações. Com isso, busca-se analisar a transferência de calor através da lã de vidro, com o intuito de demonstrar a viabilidade do uso deste material na construção civil.

Basicamente, os códigos computacionais desenvolvidos para este problema funcionam conforme o fluxograma a seguir, para cada dia:



Capítulo 4

Resultados

Apresentam-se neste capítulo, os resultados obtidos com a simulação numérica da transferência de calor por condução e radiação através da lâ de vidro em comparação com os resultados da simulação de Harris *et al.* (2003) e em comparação com a transferência de calor de alguns materiais utilizados na construção civil, para um dia típico de verão e um dia típico de inverno. A lâ de vidro é um material altamente anisotrópico em relação ao espalhamento da radiação. Analisa-se esta influência em relação aos dados obtidos por Harris *et al.* (2003) que consideraram a lâ de vidro como um material isotrópico, a fim de facilitar a solução do problema numérico. Antes da demonstração dos resultados da simulação, analisou-se a confiabilidade de ambos os códigos computacionais desenvolvidos para este problema, os erros dos resultados obtidos para uma simulação com grande intervalo de tempo e o tempo de simulação, em função do número de volumes, do número de direções do espalhamento da radiação, do tipo de quadratura e da função de fase. A análise da confiabilidade foi feita primeiramente para o código desenvolvido para a condução de calor considerando uma geração fixa devido à atuação da radiação no meio. Posteriormente a acoplamento de ambos os códigos. Após a demonstração desta análise, do erro e do tempo de simulação, ocorre a discussão dos resultados.

4.1 Análise do código numérico desenvolvido para a condução de calor

Para a análise do código numérico desenvolvido para a transferência de calor por condução em regime transiente, conforme a seção 2.4.3, foi necessária a sua comparação com a transferência de calor por condução em regime permanente, considerando que a radiação aparece como termo fonte, conforme a equação 4.1:

$$0 = k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial q_{rad}}{\partial x} \quad (4.1)$$

Desenvolvendo a equação 4.1 e aplicando as seguintes condições de contorno, conforme ilustrado na figura 3.2:

$$x = 0 \rightarrow T(x) = T_{fw} \quad (4.2)$$

$$x = L \rightarrow T(x) = T_{fe} \quad (4.3)$$

onde o x indica a posição no meio e L a espessura do meio, determina-se uma relação para o perfil de temperatura no meio, conforme a equação 4.4:

$$T(x) = \frac{\dot{q}_{rad}}{2k} x(L-x) + \frac{x(T_{fe} - T_{fw})}{L} + T_{fw} \quad (4.4)$$

sendo que na equação 4.4, o termo \dot{q}_{rad} é a geração constante de energia devido à radiação. A equação 4.4 é a solução analítica para o perfil de temperatura com o acoplamento do calor gerado internamente devido à radiação no meio, sendo esta equação utilizada para a comparação com o modelo numérico.

Com o intuito de adimensionalizar os resultados do perfil de temperatura, para essa análise, os resultados são apresentados em função da temperatura máxima no meio T_{max} . Para se determinar a expressão para T_{max} , deriva-se a equação 4.4 em relação à x e iguala-se a zero, encontrando assim o ponto onde a temperatura é máxima, dada pela equação 4.5:

$$x_{(T_{max})} = \frac{L}{2} + \frac{k(T_{fe} - T_{fw})}{\dot{q}_{rad} L} \quad (4.5)$$

Substituindo a equação 4.5 na equação 4.4, determina-se a relação para a temperatura máxima, conforme a equação 4.6:

$$T_{\max} = \frac{\dot{q}_{rad} L^2}{8k} + \frac{k(T_{fe} - T_{fw})^2}{2\dot{q}_{rad} L^2} + \frac{(T_{fe} - T_{fw})}{2} + T_{fw} \quad (4.6)$$

Com o intuito de se adimensionalizar o tempo da simulação transiente, utiliza-se o número de Fourier. O número de Fourier Fo é definido conforme a equação 4.7:

$$Fo = \frac{\alpha t}{L^2} \quad (4.7)$$

Na análise do perfil de temperatura e do fluxo de calor, conforme as figuras 4.1 e 4.2 respectivamente, foram consideradas uma geração interna de $\dot{q}_{rad} = 10^3 \frac{W}{m^3}$, as temperaturas prescritas iguais $T_{fw} = T_{fe}$ e as propriedades termofísicas do meio conforme a tabela 3.1. Observa-se na figura 4.1, a convergência do perfil de temperatura calculado através do modelo numérico em relação à formulação analítica.

Pode-se verificar na figura 4.1, que os resultados através do método numérico convergem para a solução analítica.

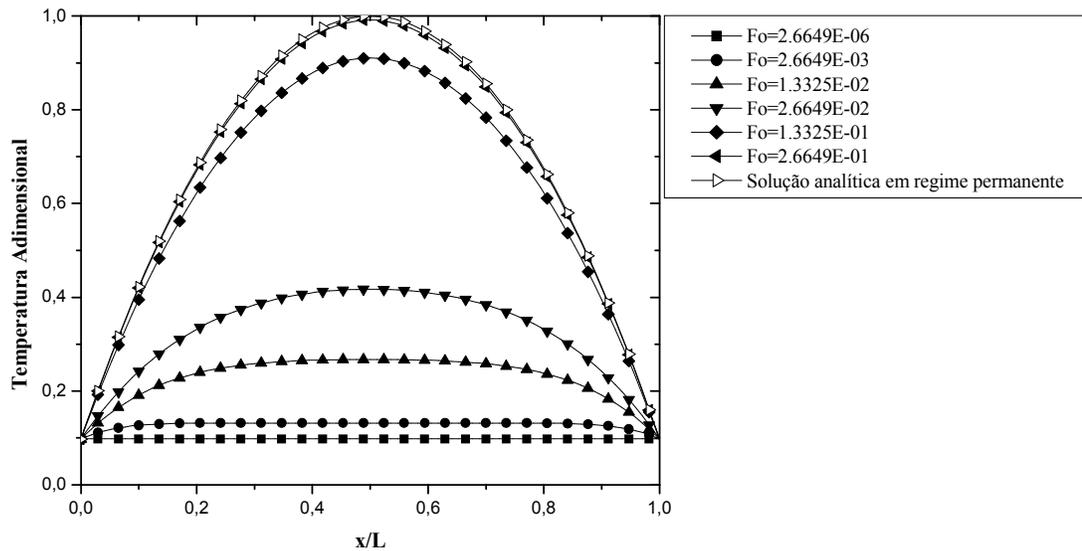


Figura 4.1 Verificação do perfil de temperatura no meio através da utilização do código numérico, considerando um alto valor para geração interna.

Na figura 4.2 são apresentados os resultados para o fluxo de calor por condução através do meio. Percebe-se inicialmente que não há fluxo de calor devido à temperatura ser iguais nas faces. Com o aumento do tempo e a atuação da geração interna no meio, começa a surgir fluxo de calor por condução através das faces sendo que este fluxo aumenta até a condição de regime permanente. Como o campo de temperatura no interior do meio, para regime permanente, é representada por uma curva quadrática, o fluxo de calor em regime permanente é linear. Com o intuito de se adimensionalizar os resultados, o fluxo de calor apresentado na figura 4.2 está em função do fluxo que ocorre no regime permanente.

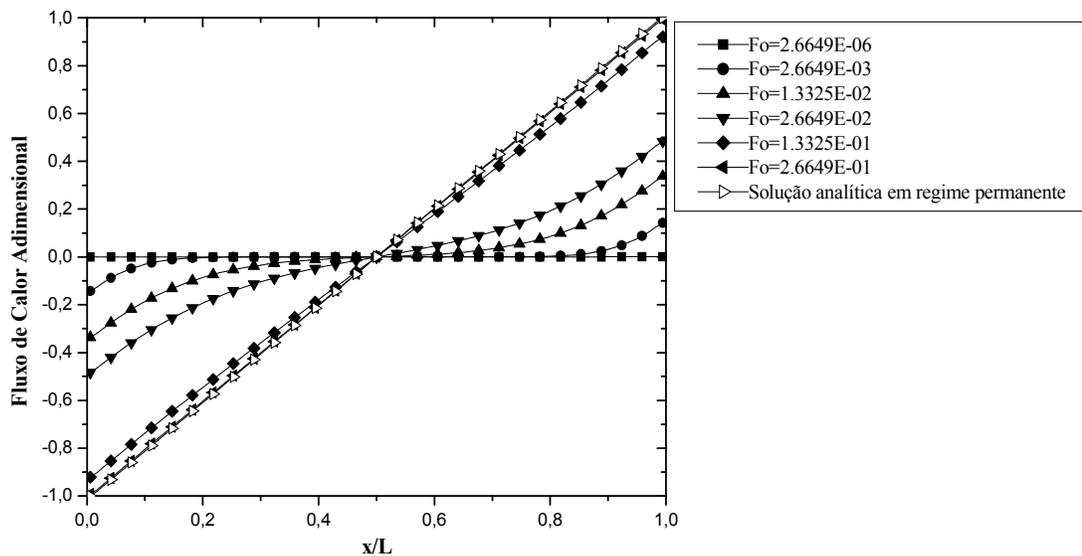


Figura 4.2 Verificação do fluxo de calor no meio através da utilização do código numérico, considerando um alto valor para geração interna.

4.2 Análise do acoplamento condução-radiação

Os resultados da análise do acoplamento de ambos os códigos computacionais para um meio semitransparente, utilizando grandes intervalos de tempo, conforme a seção 4.1, é apresentada em função dos resultados de Nicolau (1995) e de Modest

(1993). Para estas análises, considera-se 41 volumes para o meio, o espalhamento da radiação no interior do meio ocorre em 24 direções, a emissividade ε nas faces é igual a 1 e que o espalhamento da radiação no interior do meio é isotrópico.

Como os resultados são adimensionalizados, o perfil de temperatura do meio é demonstrado em função de um parâmetro condução-radiação. Este parâmetro N é definido conforme a equação 4.8, segundo Modest (1993):

$$N = \frac{k\beta}{4\sigma T_{fw}^3} \quad (4.8)$$

Primeiramente analisa-se o acoplamento da condução e radiação sem difusão, considerando apenas a absorção no meio, conforme Nicolau (1995) e Modest (1993). Neste caso $\omega = 0$. A figura 4.3 mostra o perfil de temperatura para $\tau_0 = 1$, $T_{fw} = 1$, $T_{fe} = 0,5$, e vários valores para N . Para $N = 10$ a condução prepondera sobre a radiação, sendo que a radiação tem pouca influência sobre a temperatura do meio. Neste caso, o perfil de temperatura adimensional tem uma distribuição linear, como acontece para condução simples.

A medida que se reduz N , a radiação começa a ter destaque e o meio passa a ter temperaturas superiores em quase toda a sua extensão. Finalmente para N nulo, ou seja, apenas radiação, o perfil apresenta uma grande variação junto a parede. Estes resultados para o perfil de temperatura apresentados na figura 4.3 são semelhantes aos resultados de Nicolau (1995) e Modest (1993).

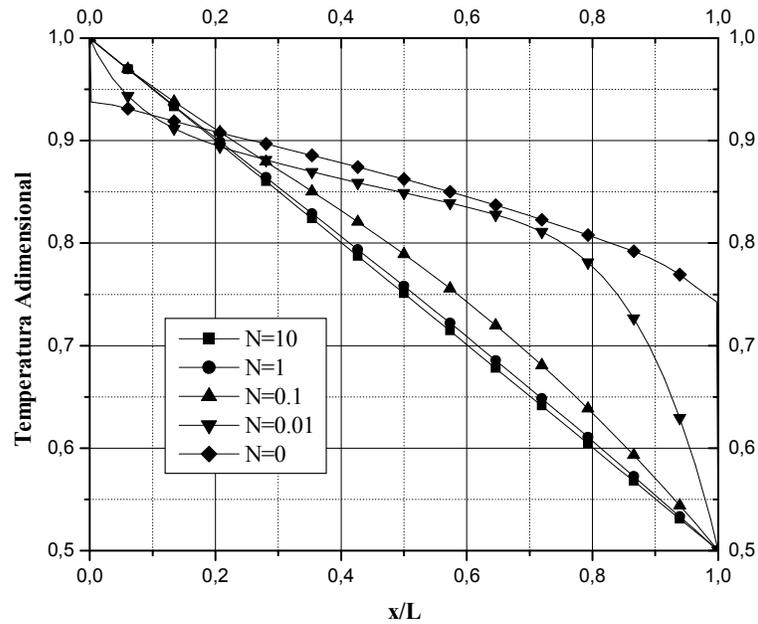


Figura 4.3 Verificação do perfil de temperatura para $\tau_0 = 1$ e $\omega = 0$ em função do parâmetro de condução-radiação N .

Na figura 4.4 são apresentados a mesma série de resultados, mas para um material mais espesso, com $\tau_0 = 10$. Para $N = 10$ o perfil de temperatura é linear. Com a redução de N , há um afastamento maior desta reta, comparado ao caso da figura 4.3. Observa-se que as distribuições da temperatura, em geral, estão acima da distribuição linear. Para N nulo, ocorrem saltos junto a superfície, mas menores em comparação ao caso da figura 4.3. Estes resultados para o perfil de temperatura apresentados na figura 4.4 são semelhantes aos resultados de Nicolau (1995).

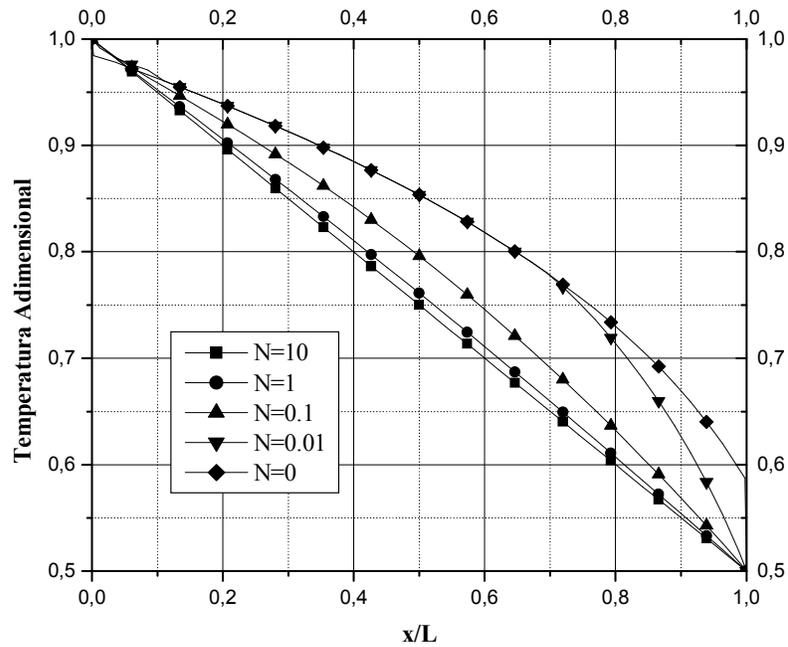


Figura 4.4 Verificação do perfil de temperatura para $\tau_0 = 10$ e $\omega = 0$ em função do parâmetro de condução-radiação N .

Na figura 4.5, são apresentados os perfis de temperatura do meio para vários albedos ω , considerando $\tau_0 = 1$ e $N = 0,1$. Para um valor nulo de ω , tem-se a curva conforme a figura 4.3. Na medida em que a difusão da radiação cresce, ou seja, aumenta o valor de ω , o perfil de temperatura tende à forma linear. Para $\omega = 1$, não existe absorção de radiação pelo meio e o perfil de temperatura passa a ser em função apenas da condução, sendo, portanto, linear. Estes resultados para o perfil de temperatura, variando o valor de ω , apresentados na figura 4.5 são semelhantes aos resultados de Nicolau (1995).

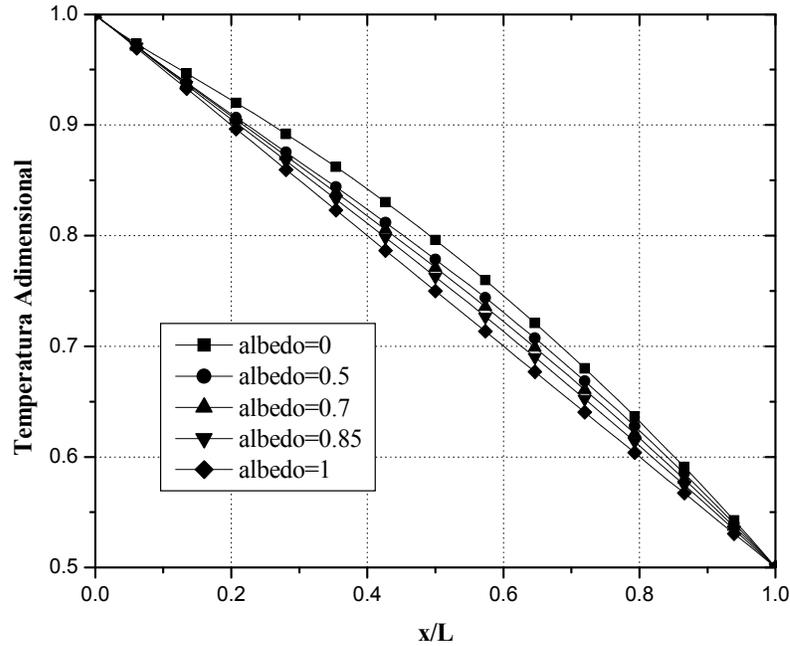


Figura 4.5 Verificação do perfil de temperatura para $\tau_0 = 1$ e $N = 0,1$ para diferentes albedos.

Como o perfil de temperatura foi adimensionalizado, procedeu-se na mesma forma com relação ao fluxo de calor. O fluxo de calor total por unidade de área na forma adimensional, q_{adm}'' , é definido conforme a equação 4.9, segundo Modest (1993):

$$q_{adm}'' = \frac{q_{total}''}{n^2 \sigma T_{fv}^4} \quad (4.9)$$

A figura 4.6 mostra o perfil de temperatura e os fluxos de calor envolvidos para um meio sem difusão, ou seja, $\omega = 0$, $\tau_0 = 1$ e $N = 0,1$. Pode-se verificar, para esta situação, que o fluxo de calor por radiação é maior que o fluxo de calor por condução, devido ao baixo valor de N . A soma dos fluxos é praticamente constante no meio, conforme ocorre nos resultados obtidos por Nicolau (1995). Considerando o fluxo de calor por radiação, os resultados apresentados na figura 4.6 são semelhantes aos resultados obtidos por Nicolau (1995), entretanto os resultados obtidos para fluxo de calor por condução, apresentam pequenas variações nas

regiões próximas às faces do material, devido ao perfil de temperatura. Em ambos os casos, o fluxo de calor por radiação tem o seu máximo em $\tau = 0,3$ e o fluxo de calor por condução, com comportamento inverso a radiação, tem o seu mínimo em $\tau = 0,3$.

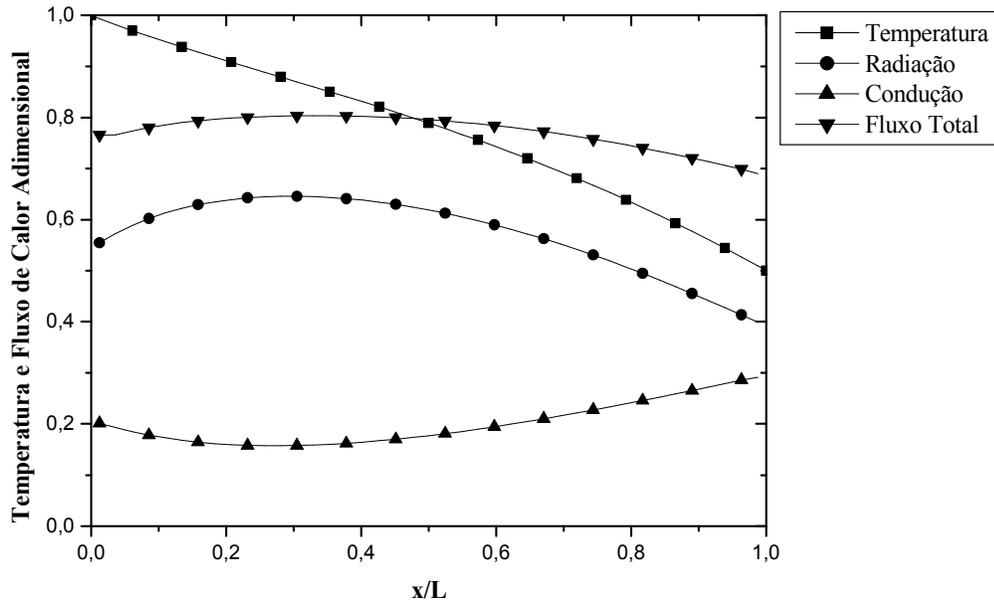


Figura 4.6 Verificação do perfil de temperatura e fluxo de calor para $\tau_0 = 1$, $N = 0,1$ e $\omega = 0$.

A figura 4.7 mostra o perfil de temperatura e os fluxos de calor existentes para um meio com difusão quase pura, $\omega = 0,98$, com pouca absorção, $\tau_0 = 1$ e $N = 0,1$. Pode-se verificar, para esta situação, que o fluxo de calor por radiação é maior que o fluxo de calor por condução, devido ao baixo valor de N , conforme ocorre na figura 4.6. Os fluxos, neste caso, são todos constantes e o perfil de temperatura é praticamente linear. Os resultados apresentados na figura 4.7 são semelhantes aos resultados obtidos por Nicolau (1995).

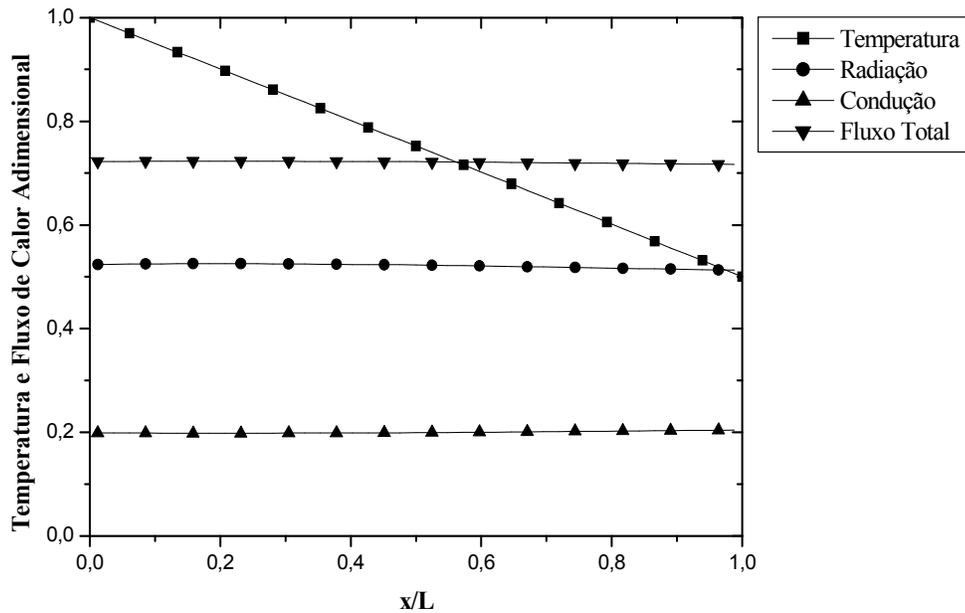


Figura 4.7 Verificação do perfil de temperatura e fluxo de calor para $\tau_0 = 1$, $N = 0,1$ e $\omega = 0,98$.

A figura 4.8 mostra o fluxo de calor adimensional, calculado pelo acoplamento dos códigos de condução e radiação, desenvolvidos para este trabalho, em comparação aos valores do modelo analítico apresentados por Modest (1993), para $\tau_0 = 0,1$ e $\tau_0 = 1$, função de fase isotrópica e variando N . Pode ser observado que o fluxo de calor aumenta com a redução da espessura ótica, pois a espessura ótica é proporcional à espessura do meio, conforme a equação 2.11. O fluxo de calor aumenta com o aumento do parâmetro condução-radiação N , devido ao aumento da condutividade térmica k . Na figura 4.8 pode ser observado que o fluxo de calor calculado pelo modelo numérico é próximo ao calculado pelo modelo analítico.

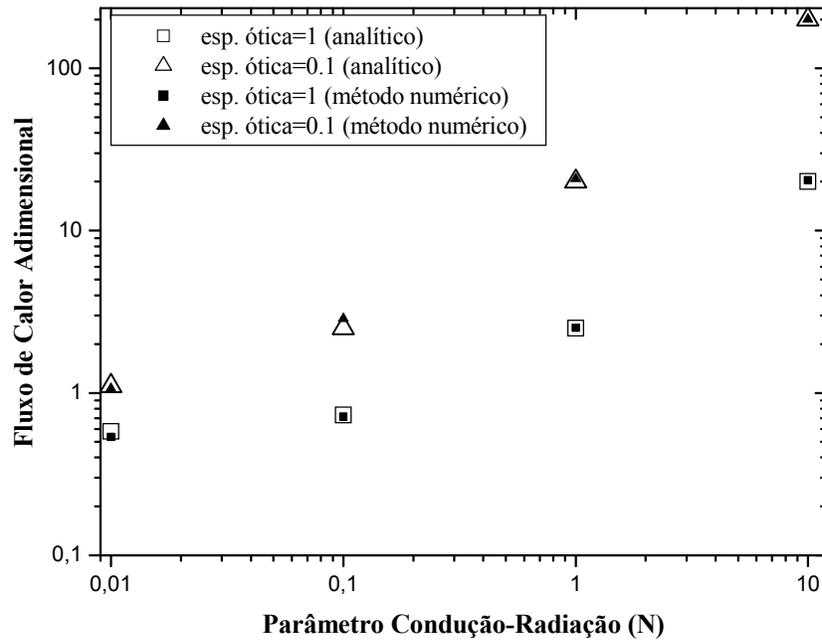


Figura 4.8 Comparação do fluxo de calor adimensional entre o modelo numérico e o analítico.

A figura 4.9 apresenta o fluxo de calor adimensional, calculado pelo acoplamento de ambos os códigos, considerando a variação da espessura ótica em $\tau_0 = 0,1$ e $\tau_0 = 1$ e a variação da emissividade das faces do material isolante em $\varepsilon = 1$, $\varepsilon = 0,8$ e $\varepsilon = 0,2$, para diferentes valores de N . Pode ser observado que, para $N = 0,01$ e $N = 0,1$, condição onde a radiação tem maior influência no fluxo total de calor, a variação da emissividade ε influencia no fluxo de calor adimensional, sendo que, quanto maior é a emissividade, maior é o fluxo. No caso de $N = 0,01$ e $\tau_0 = 0,1$, a redução do fluxo de calor adimensional, comparando com o caso onde a emissividade das faces é $\varepsilon = 1$, foi de 17,5 % para $\varepsilon = 0,8$ e foi de 70,1 % para $\varepsilon = 0,2$. No caso de $N = 0,01$ e $\tau_0 = 1$, a redução do fluxo de calor, comparando-se com o caso onde a emissividade das faces é $\varepsilon = 1$, foi de 32,2 % para $\varepsilon = 0,8$ e foi de 64,8 % para $\varepsilon = 0,2$. Com o aumento de N , essa diferença no fluxo de calor, devido à variação da emissividade ε das faces, diminui, sendo que, para o caso de $N = 10$ e

$\tau_0 = 0,1$, a redução do fluxo de calor foi de 0,1 % para $\varepsilon = 0,8$ e foi de 0,4 % para $\varepsilon = 0,2$ e no caso de $N = 10$ e $\tau_0 = 1$, a redução do fluxo de calor foi de 0,9 % para $\varepsilon = 0,8$ e foi de 1,8 % para $\varepsilon = 0,2$.

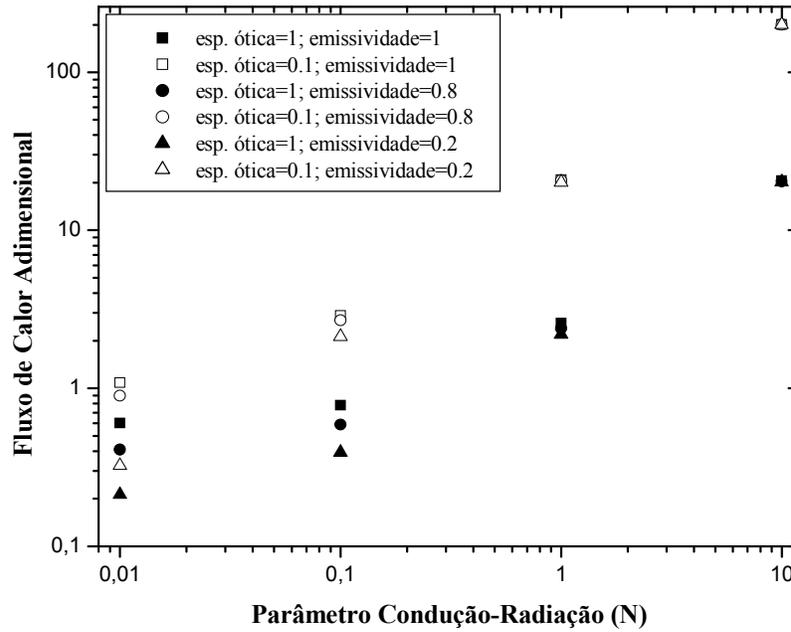


Figura 4.9 Verificação do fluxo de calor adimensional, considerando a variação da espessura ótica e da emissividade da superfície.

A figura 4.10 mostra o fluxo de calor adimensional, calculado pelo acoplamento de ambos os códigos, considerando a variação da espessura ótica em $\tau_0 = 0,1$ e $\tau_0 = 1$ e a variação da função de fase em Henyey-Greenstein com a ponderação de Nicolau (1994) e em isotrópico, para diferentes valores de N . Observou-se que a maior diferença dos valores dos fluxos, ocorreu para $N = 0,01$ e $N = 0,1$, condição onde a radiação tem maior influência no fluxo total de calor, apesar de ser um valor baixo. No caso de $N = 0,01$ e $\tau_0 = 0,1$, a diferença entre os valores dos fluxos, variando-se a função de fase, foi de 4,1 %, favorável à simulação que considerou a função de fase de Henyey-Greenstein com a ponderação de Nicolau (1994) e no caso de $N = 0,01$ e $\tau_0 = 1$, a diferença entre os valores dos fluxos,

variando-se a função de fase, foi de 2,0 %, favorável à simulação que considerou a função de fase de Henyey-Greenstein com a ponderação de Nicolau (1994). Com o aumento de N , essa diferença no fluxo de calor, devido à variação da função de fase, diminui, sendo que, para caso de $N = 10$ e $\tau_0 = 0,1$, a diferença entre os valores dos fluxos foi de 0,02 % favorável à simulação que considerou a função de fase de Henyey-Greenstein com a ponderação de Nicolau (1994) e no caso de $N = 10$ e $\tau_0 = 1$, a diferença entre os valores dos fluxos foi de 0,06% favorável à simulação que considerou a função de fase de Henyey-Greenstein com a ponderação de Nicolau (1994). Com isso, observa-se que os resultados são semelhantes em ambos os casos, o que favorece a análise feita por Harris *et al.* (2003). Estes valores próximos do fluxo total de calor, para ambos os casos, são devido às condições de contorno, da equação de transferência radiativa, ser isotrópica, não permitindo que o efeito anisotrópico se pronuncie.

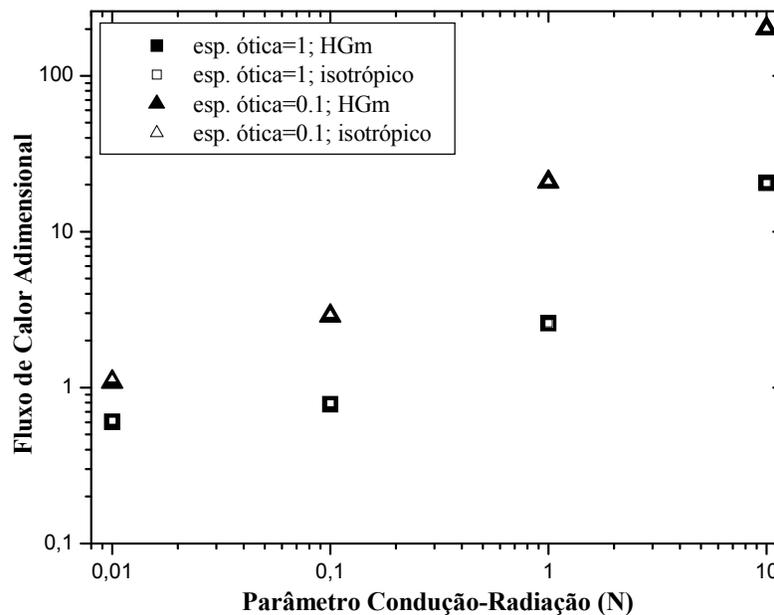


Figura 4.10 Verificação do fluxo de calor adimensional, considerando a variação da espessura ótica e da função de fase.

A figura 4.11 demonstra a relação entre a condutividade térmica da lã de

vidro e a condutividade térmica aparente, considerando o acoplamento da condução e radiação em função da espessura ótica, para diferentes emissividades nas faces do material, considerando o albedo $\omega = 0$ e o coeficiente de extinção $\beta = 1$. Pode ser observado que, com a redução da emissividade das faces, há um aumento da relação entre a condutividade térmica e a condutividade térmica aparente, já que há uma diminuição da radiação no interior do meio. Outro ponto a ser destacado é a diminuição dos efeitos da emissividade das faces com o aumento da espessura ótica, podendo ser afirmado que, com o aumento da espessura do material isolante, a emissividade das faces pouco influencia no fluxo de calor no meio.

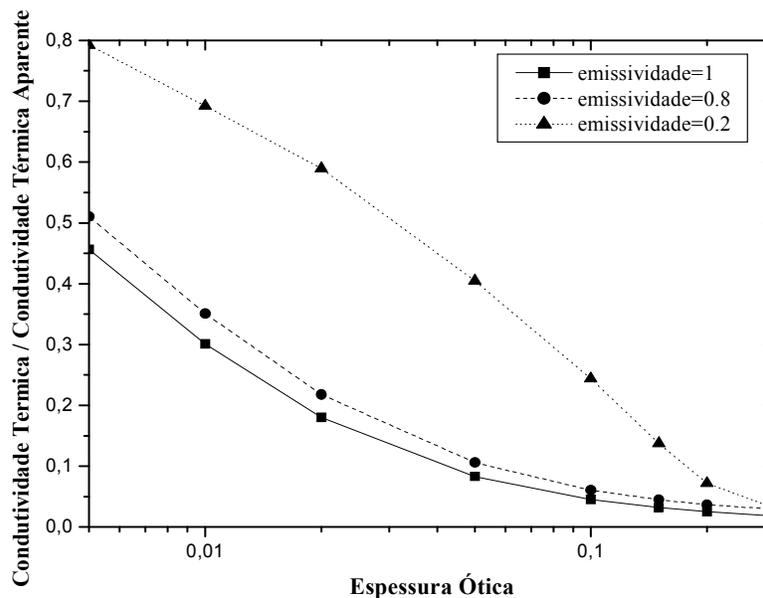


Figura 4.11 Verificação da relação entre a condutividade térmica com a condutividade térmica aparente em função da espessura ótica, para diferentes emissividades da face.

4.3 Análise de erros no método numérico

A análise de erros do método numérico, foi realizada variando-se a função de fase, a quadratura, o número de volumes e o número de direções do espalhamento da

radiação. Os tipos de função de fase utilizados nesta análise foram a de Henyey-Greenstein com a ponderação de Nicolau (1994) e a isotrópica; as quadraturas utilizadas foram a de Radau e Nicolau, conforme Moura (1998); o número de volumes foi variado em 3, 5, 7, 11, 41, 101, 301 e 501; e o número de direções do espalhamento da radiação, tanto na região de difusão, quanto na região de retrodifusão foi variado em 6, 12, 16, 24, 72 e 150.

O erro, nesta análise, é considerado como sendo a variação da temperatura no volume $x = 0,5 \cdot L$, em relação a uma temperatura de referência, feita para um grande intervalo de tempo, com o objetivo de se atingir o regime permanente, conforme a seção 4.1. A análise do erro é verificada desta maneira em virtude de não ter sido encontrado uma solução analítica para esta condição. Esta temperatura de referência T_{ref} foi estabelecida para função de fase de Henyey-Greenstein com a ponderação de Nicolau (1994), para quadratura de Radau, para 501 volumes e 150 direções de espalhamento da radiação. O cálculo do erro é feito conforme a equação 4.10:

$$Erro(\%) = \left| \frac{T_{ref} - T_{cal}}{T_{ref}} \right| \cdot 100 \quad (4.10)$$

Onde T_{cal} é a temperatura calculada pelo o método numérico variando-se a função de fase, quadratura número de volumes e direções. As propriedades termofísicas e radiativas utilizadas nesta verificação estão listadas nas tabelas 3.1 e 3.2, respectivamente e as temperaturas nas fronteiras utilizadas foram: $T_{fw} = 350 K$ e $T_{fe} = 200 K$.

Na figura 4.12 são mostrados os resultados das 192 simulações realizadas. Pode-se verificar que para 501 volumes, variando-se a função de fase, a quadratura e as direções do espalhamento da radiação, a variação dos erros é insignificante, sendo os valores próximos a zero, em relação à temperatura de referência T_{ref} . Para este número de volumes, o erro máximo observado na simulação foi de 0,05 %, que ocorreu para a função de fase isotrópica, a quadratura de Radau e 6 direções do espalhamento da radiação.

Para 301, 101 e 41 volumes, a variação do erro é pequena, sendo que, seus

valores, estão próximos de zero, conforme ocorre para 501 volumes. Com a simulação numérica utilizando 301, 101 e 41 volumes, os erros máximos observados foram de 0,12 %, 0,14 % e 0,17 %, respectivamente, sendo que, para estes casos, os erros máximos ocorreram para a função de fase isotrópica, a quadratura de Radau e 6 direções do espalhamento da radiação.

Para 11 volumes, o valor do erro determinado através da simulação, passa a ser significativo, sendo que, a variação do erro entre as diversas combinações, para este número de volumes é grande, conforme mostra a figura 4.12. Neste caso, o erro máximo observado foi de 2,4 %, que ocorreu para a função de fase isotrópica, a quadratura de Nicolau e 6 direções do espalhamento da radiação. O mesmo comportamento foi observado para 7, 5 e 3 volumes, sendo que os erros máximos observados para estes casos foram respectivamente de 3,6 %, 4,2 % e 4,2 %.

Com essa simulação, observou-se que, para o método numérico desenvolvido para este problema, independentemente do tipo da função de fase, do tipo da quadratura e do número de direções do espalhamento da radiação, a utilização de um número de volumes pequeno, influencia na ocorrência de erros, conforme pode ser observado na figura 4.12. Para que o erro das simulações seja pequeno, conforme observações desta simulação, o número mínimo de volumes a ser utilizados é de 41, já que para esse número de volumes, o erro máximo observado foi de 0,17%.

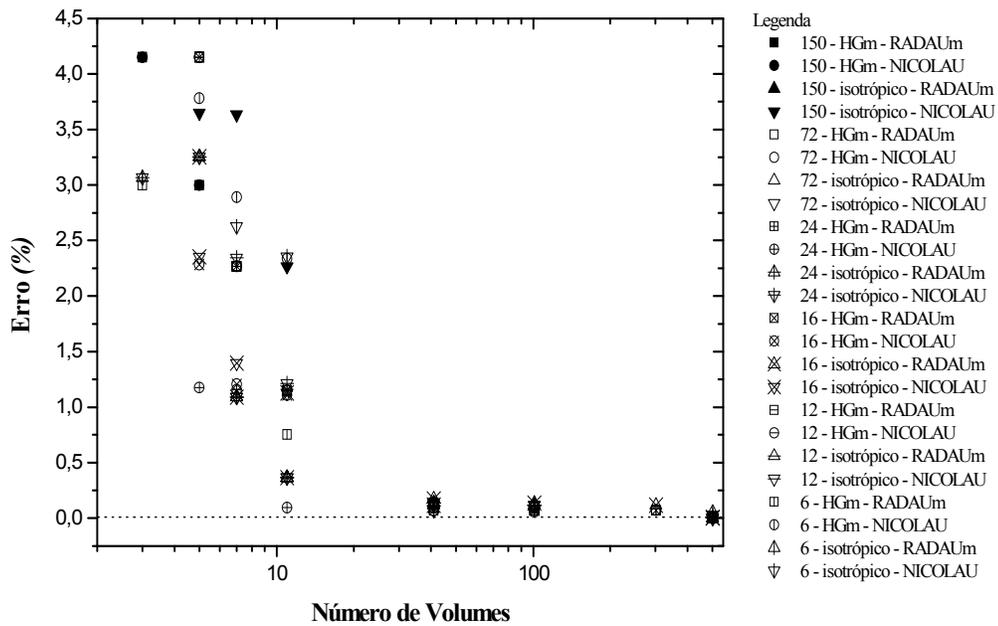


Figura 4.12 Erro no método numérico em função da função de fase, do tipo de quadratura, do número de volumes e do número de direções do espalhamento da radiação, considerando $\tau_0 = 37$ e $\omega = 0,201$.

4.4 Análise do tempo de simulação do método numérico

A análise do tempo de simulação do método numérico, variando-se a função de fase, o tipo de quadratura, o número de volumes e o número de direções do espalhamento da radiação, para um grande intervalo de tempo, foi feita em um computador Pentium® 4, CPU 3 GHz e 1 GB de RAM do Laboratório de Ciências Térmicas da PUCPR.

Na figura 4.13 são mostrados os resultados das 192 simulações realizadas. Pode ser verificado que o tempo de simulação é proporcional ao número de volumes e ao número de direções do espalhamento da radiação. Para 501 volumes, o tempo máximo observado foi de 22531 segundos para a função de fase isotrópica, a quadratura de Radau e 150 direções e o menor tempo observado foi de 119 segundos para a função de fase isotrópica, a quadratura de Nicolau e 6 direções. Para 41

direções, o tempo máximo observado foi de 1250 segundos para a função de fase isotrópica, a quadratura de Radau e 150 direções e o menor tempo observado foi de 5 segundos para a função de fase isotrópica, ambas as quadraturas, a de Nicolau e a de Radau e 6 direções do espalhamento da radiação.

Através desta simulação, demonstra que, com a utilização de 501 volumes e 150 direções do espalhamento da radiação, que apresentaria um menor erro, conforme a seção 4.3, geraria dificuldades ao método numérico com relação ao tempo de simulação, já que neste trabalho são várias as condições de contorno, conforme ilustra as figuras 3.3 e 3.4.

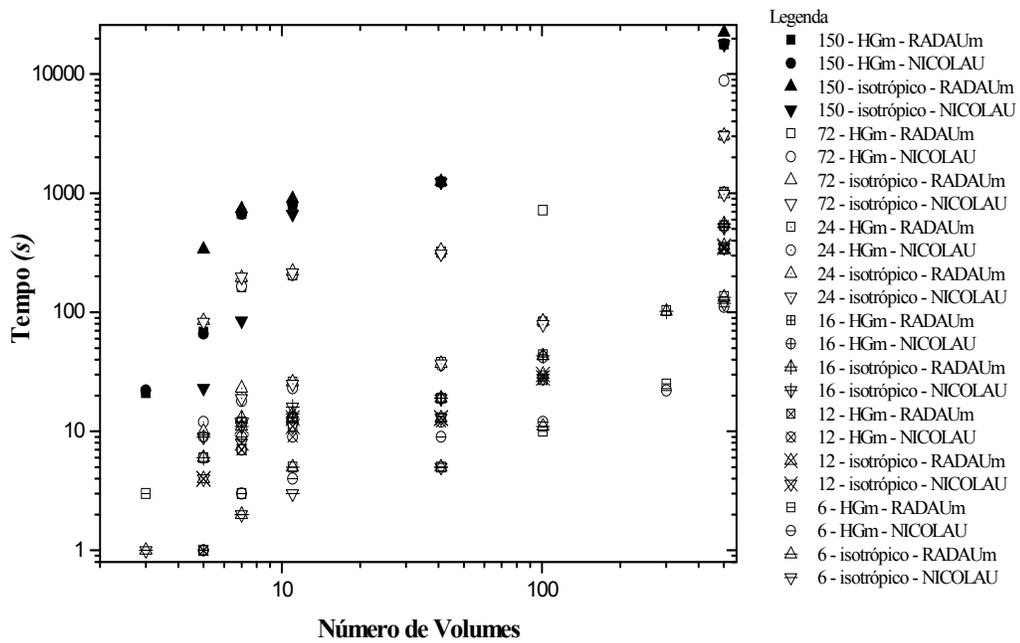


Figura 4.13 Tempo de simulação do método numérico em função da função de fase, do tipo de quadratura, do número de volumes e do número de direções do espalhamento da radiação, considerando $\tau_0 = 37$ e $\omega = 0,201$.

4.5 Comparação do método numérico com os resultados de Harris *et al.* (2003)

Com base nos resultados das seções 4.3 e 4.4, para esta análise é utilizada a

configuração com 41 volumes e 24 direções do espalhamento da radiação, considerando a quadratura de Radau e a função de fase a de Henyey-Greenstein com a ponderação de Nicolau (1994), conforme a seção 2.3.6, pois o erro desta combinação é baixo, sendo de 0,1% e o tempo de simulação de 38 segundos, com o intuito de comparar os valores com o modelo de Harris *et al.* (2003).

Na simulação de Harris *et al.* (2003), a função de fase utilizada foi a isotrópica, a quadratura foi a de Gauss, o número de nós utilizados foi 33 e o número de direções do espalhamento da radiação foi 16. Os valores dos fluxos de calor obtidos pelo método numérico de Harris *et al.* (2003), são apresentados como sendo o fluxo total de calor, ou seja, a soma das parcelas de transferência de calor por condução, por radiação e a transferência de umidade, pois não constavam os valores parciais dos fluxos neste trabalho.

As propriedades termofísicas e radiativas da lã de vidro utilizadas nesta simulação estão listadas nas tabelas 3.1 e 3.2, respectivamente e as condições de contorno, as temperaturas prescritas, são as apresentadas nas figuras 3.3 e 3.4. A espessura da lã de vidro considerada foi de 10 cm, conforme Harris *et al.* (2003). Com base nos dados do coeficiente de extinção da lã de vidro de Harris *et al.* (2003) e espessura da lã de vidro, a espessura ótica, neste caso, é $\tau_0 = 37$. Os resultados dos fluxos foram obtidos para o volume próximo a parte interna da residência, ou seja, para o volume N . Estabeleceu-se que para os valores negativos dos fluxos representam que o mesmo está entrando no interior da residência, seguindo o feito por Harris *et al.* (2003).

A figura 4.14 demonstra os fluxos de calor por condução, por radiação e fluxo total de calor, ao longo do dia típico de verão, determinado pelo modelo numérico desenvolvido para este problema. Pode ser observada que uma parcela do fluxo total de calor é devido a radiação, mas a maior parcela do fluxo total de calor é devido a condução. A energia acumulada no interior da residência, vinda do ático residencial, com a transferência de calor através da lã de vidro, ficou distribuída em 37,8 % devido a radiação e em 62,2 % devido a condução. Com base nos valores da condutividade térmica k , calculada pela equação 2.29, do coeficiente de extinção β e da temperatura da fronteira acima do isolante T_{fw} , conforme a figura 3.3, o parâmetro condução-radiação N , calculado pela equação 4.7, ao longo do dia típico

de verão é próximo a 1. Através desta observação e com base nos resultados da seção 4.2, onde se verificou que para $N=10$ a parcela de condução tem grande preponderância sobre a parcela de radiação e para $N=0,1$ a parcela de radiação é maior do que a parcela de condução, pode-se afirmar que os resultados observados na figura 4.14 são coerentes.

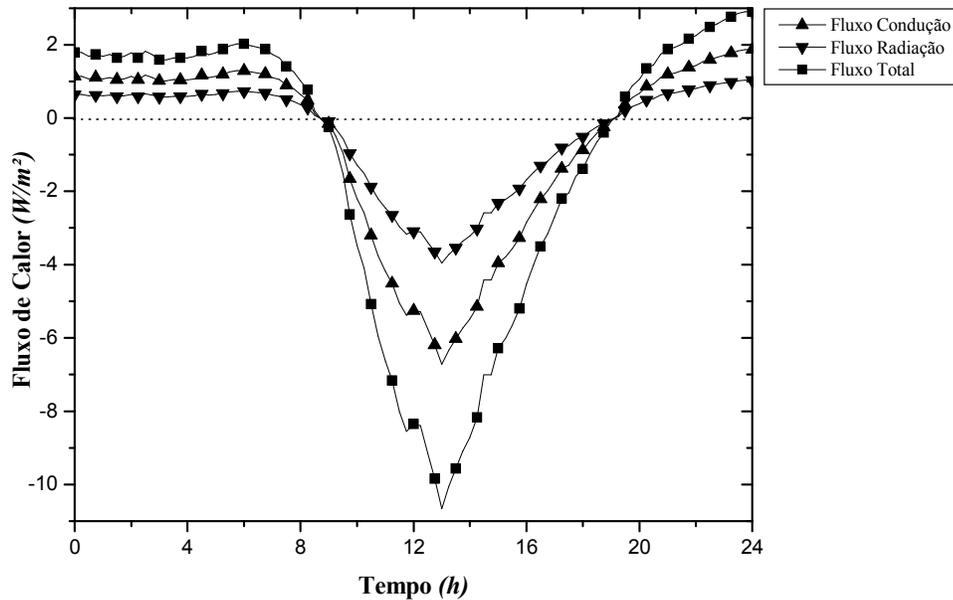


Figura 4.14 Fluxo de calor por condução, por radiação e fluxo total de calor para o dia típico de verão, através do método numérico, considerando $\tau_0 = 37$.

A figura 4.15 mostra um comparativo entre o fluxo total obtido pelo modelo numérico e o fluxo total obtido por Harris *et al.* (2003) através do isolante em lã de vidro do tipo $R-19$, sendo 40% do peso de resina fenólica, para o dia típico de verão. Pode ser observado que, apesar de que em ambos os casos, os comportamentos dos fluxos serem parecidos, existem diferenças entre os resultados para os valores de fluxo positivo, onde a residência perde energia para o ático, sendo que no modelo numérico estes valores são maiores. Observou-se que, no intervalo de tempo entre 0 e 8 horas, o fluxo de total calor, calculado por Harris *et al.* (2003) é próximo de zero, apesar do gradiente de temperatura entre as faces, conforme pode ser observado na

figura 3.3. Para este intervalo de tempo, o modelo numérico desenvolvido para este problema apresenta valores mais coerentes. Uma análise mais detalhada sobre esta diferença torna-se mais difícil, pois nos resultados de Harris *et al.* (2003) não são apresentadas as parcelas que formam o fluxo total de calor, ou seja, a parcela de condução, de radiação e a parcela devido o transporte de umidade. A diferença entre os modelos pode estar associada ao transporte de umidade, sendo necessário analisar os efeitos do transporte de umidade no modelo numérico desenvolvido para este problema em trabalhos futuros. Para a região de fluxo negativo, onde a residência ganha energia vinda do ático, em ambos os casos os valores estão próximos.

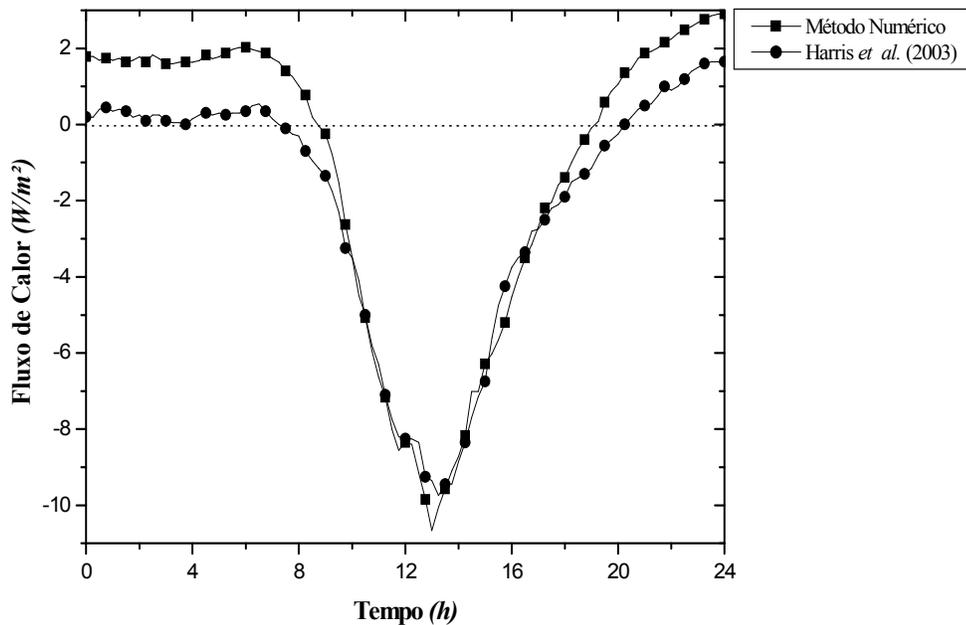


Figura 4.15 Comparação do fluxo total de calor calculado pelo modelo numérico e o fluxo total de calor obtido por Harris *et al.* (2003), para o dia típico de verão.

A figura 4.16 demonstra os fluxos de calor por condução, por radiação e fluxo total de calor, ao longo do dia típico de inverno, determinado pelo modelo numérico desenvolvido pra este problema. Pode ser observado que uma parcela do fluxo total de calor é devido a radiação, mas a maior parcela do fluxo total de calor é devido a condução, conforme ocorre na figura 4.14 para o dia típico de verão. A energia

acumulada no ático, vinda do interior da residência, com a transferência de calor através da lâ de vidro, ficou distribuída em 34,1 % devido a radiação e em 65,9 % devido a condução. Estes valores são coerentes, pois conforme ocorre na figura 4.14, o parâmetro condução-radiação N ao longo do dia típico de inverno é próximo de 1.

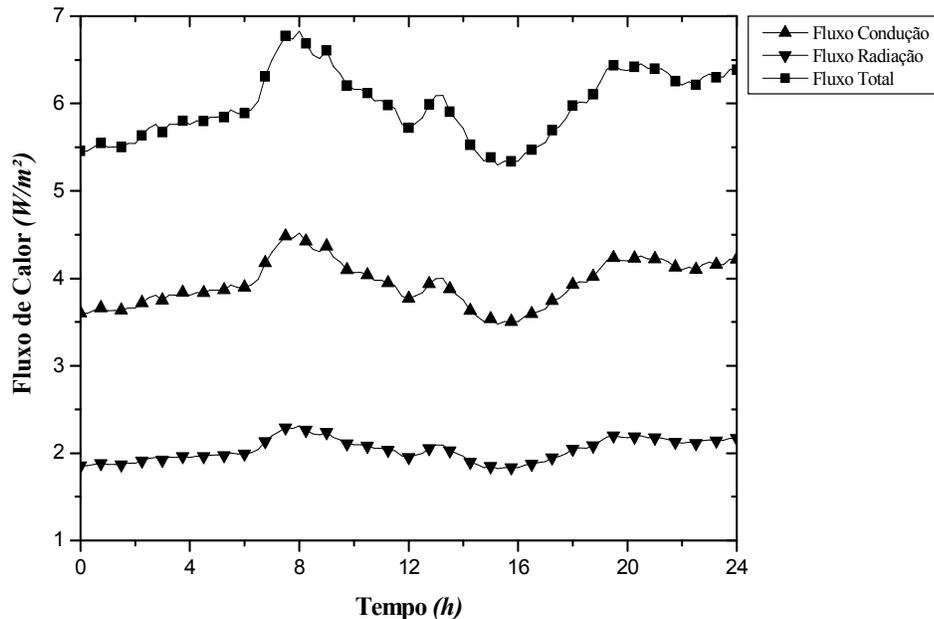


Figura 4.16 Fluxo de calor por condução, por radiação e fluxo total de calor para o dia típico de inverno, através do método numérico, considerando $\tau_0 = 37$

A figura 4.17 mostra um comparativo entre o fluxo total obtido pelo modelo numérico e o fluxo total obtido por Harris *et al.* (2003) através do isolante em lâ de vidro do tipo $R-19$, sendo 40% do peso de resina fenólica, para o dia típico de inverno. Conforme ocorre na figura 4.15 para o dia típico de verão, os comportamentos dos fluxos são parecidos, como por exemplo, as regiões de picos em ambos os casos, ocorrem no mesmo instante de tempo, mas existem diferenças entre os resultados do método numérico e os resultados de Harris *et al.* (2003), sendo que os resultados do método numérico são maiores. Como ocorre no dia típico de verão, uma melhor análise desta diferença torna-se difícil, pois em Harris *et al.* (2003) não são apresentadas as parcelas que formam o fluxo total de calor. A hipótese para esta

diferença pode estar associada ao transporte de umidade, sendo necessário analisar os efeitos deste fenômeno no modelo numérico desenvolvido para este problema em trabalhos futuros.

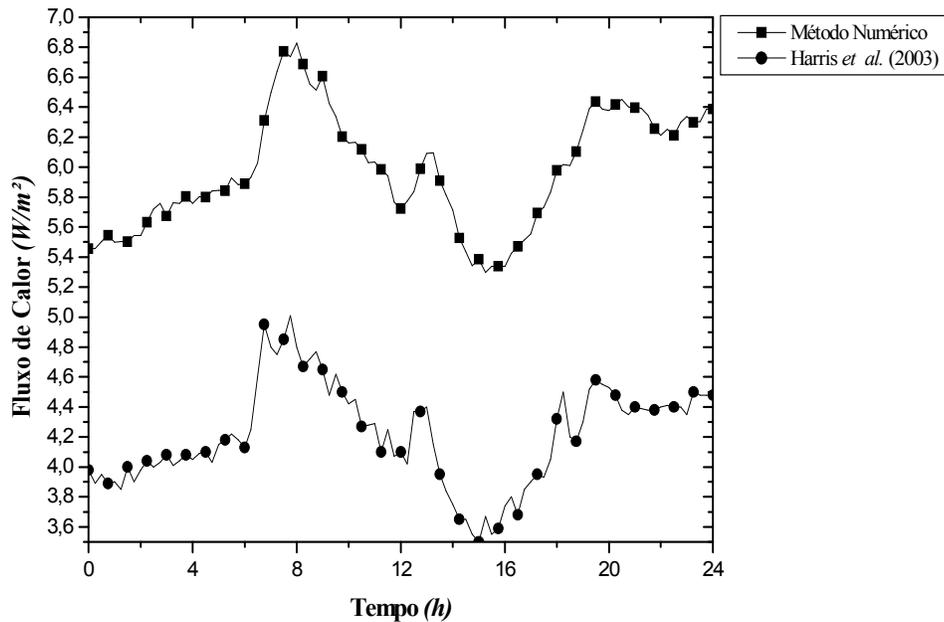


Figura 4.17 Comparação do fluxo total de calor calculado pelo modelo numérico e o fluxo de total de calor obtido por Harris *et al.* (2003), para o dia típico de inverno.

4.6 Simulação da transferência de calor através da lã de vidro com as propriedades obtidas por Moura (1998)

Para esta simulação, foram utilizados 41 volumes e 24 direções do espalhamento da radiação, considerando a quadratura de Radau e a função de fase a de Henyey-Greenstein com a ponderação de Nicolau (1994), conforme a seção 4.5.

Em uma análise experimental, Moura (1998) determinou as propriedades radiativas da lã de vidro para a faixa entre 1 e 15 μm do espectro de ondas eletromagnéticas, sendo esta faixa uma parcela correspondente à radiação infravermelha. Na tabela 4.1 são listadas os valores médios obtidos nesta análise

experimental.

Tabela 4.1 Valores médios das propriedades da lã de vidro, segundo Moura (1998).

Propriedade	Valor	Unidade
Densidade (ρ)	86	$\frac{kg}{m^3}$
Albedo (ω)	0,8	-
Coefficiente de absorção volumétrica (κ)	800	m^{-1}
Coefficiente de extinção (β)	4000	m^{-1}

As demais propriedades termofísicas e radiativas, utilizados nesta simulação, são as correspondentes as tabelas 3.1 e 3.2. Com base nos dados do coeficiente de extinção e espessura da lã de vidro, a espessura ótica, neste caso, é $\tau_0 = 400$.

A figura 4.18 demonstra os fluxos de calor por condução, por radiação e fluxo total de calor, ao longo do dia típico de verão, determinado pelo modelo numérico, com as propriedades da lã de vidro segundo Moura (1998). Pode ser observado que, para este caso, a maior parte do fluxo total de calor é devido a condução, sendo que a radiação pouco influencia no fluxo total de calor. A energia acumulada no interior da residência, vinda do ático residencial, com a transferência de calor através da lã de vidro, ficou distribuída em 7,5 % devido a radiação e em 92,5 % devido a condução. Com base nos valores da condutividade térmica k , calculada pela equação 2.29, do coeficiente de extinção β e da temperatura da fronteira acima do isolante T_{fw} , conforme a figura 3.3, o parâmetro condução-radiação N , calculado pela equação 4.7, ao longo do dia típico de verão é próximo a 10. Através desta observação, pode-se afirmar que os resultados observados na figura 4.18 são coerentes.

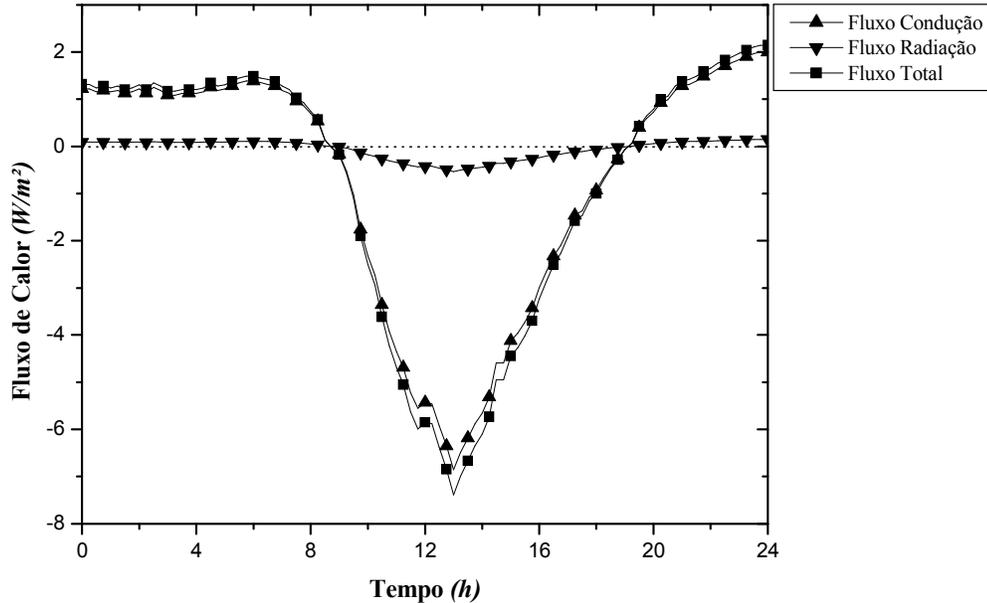


Figura 4.18 Fluxo de calor por condução, por radiação e fluxo total de calor para o dia típico de verão, com as propriedades da lã de vidro segundo Moura (1998), sendo a $\tau_0 = 400$.

A figura 4.19 demonstra os fluxos de calor por condução, por radiação e fluxo total de calor, ao longo do dia típico de inverno, determinado pelo modelo numérico., com as propriedades da lã de vidro segundo Moura (1998). Pode ser observado que, para este caso, a maior parte do fluxo total de calor é devido a condução, sendo que a radiação pouco influencia no fluxo total de calor, conforme ocorre na figura 4.18 para o dia típico de verão. A energia acumulada no ático, vinda do interior da residência, com a transferência de calor através da lã de vidro, ficou distribuída em 6,3 % devido a radiação e em 93,7 % devido a condução. Estes valores são coerentes, pois conforme ocorre na figura 4.18, o parâmetro condução-radiação N ao longo do dia típico de inverno é próximo de 10.

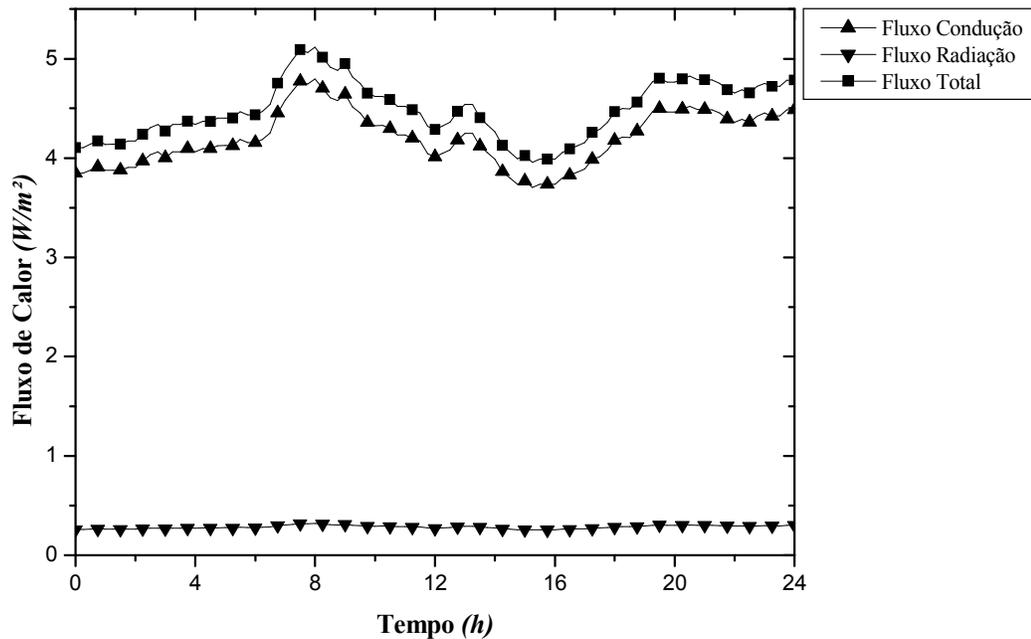


Figura 4.19 Fluxo de calor por condução, por radiação e fluxo total de calor para o dia típico de inverno, com as propriedades da lã de vidro segundo Moura (1998), sendo a $\tau_0 = 400$.

Com o intuito de demonstrar possíveis diferenças nos resultados da transferência de calor através da lã de vidro, devido às propriedades radiativas, é apresentada na figura 4.20 uma comparação entre os fluxos de calor por condução, radiação e fluxo de calor total, determinados pelo método numérico, considerando as propriedades descritas por Harris *et al.* (2003) e considerando as propriedades determinadas por Moura (1998), para o dia típico de verão. Os resultados da energia acumulada no interior da residência devido ao fluxo de calor por condução, em ambos os casos, estão muito próximos, sendo que a diferença é apenas 1,0 %, favorável à simulação que considera as propriedades propostas por Moura (1998). Essa diferença é devido à densidade ρ . Em se tratando de energia acumulada no interior da residência devido ao fluxo de calor por radiação, a diferença entre ambos os casos, é de 645,2 %, favorável à simulação que considera as propriedades propostas por Harris *et al.* (2003), pois neste caso, a espessura ótica é menor, em comparação a lã de vidro de Moura (1998). Com isso, a diferença de energia

acumulada no interior da residência, devido ao fluxo total de calor, é de 47,2%, favorável à simulação com as propriedades propostas por Harris *et al.* (2003).

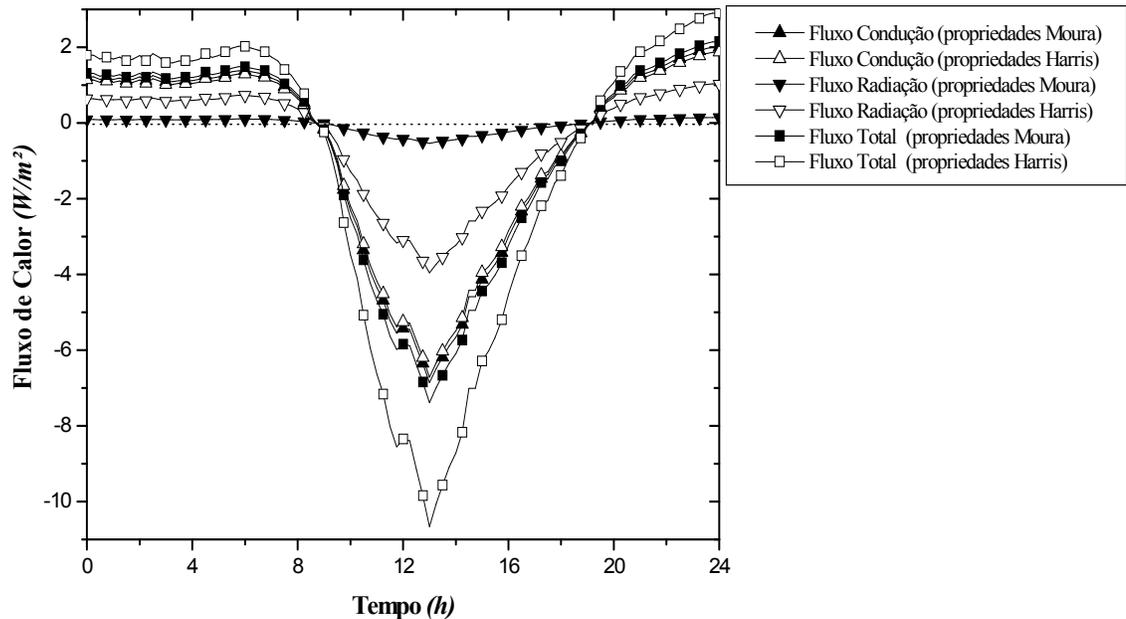


Figura 4.20 Comparação dos fluxos de calor, considerando as propriedades da lã de vidro segundo Harris *et al.* (2003) e segundo Moura (1998), para o dia típico de verão.

Na figura 4.21 é apresentada uma comparação entre os fluxos de calor por condução, radiação e fluxo de calor total, determinados pelo método numérico, considerando as propriedades descritas por Harris *et al.* (2003) e considerando as propriedades determinadas por Moura (1998), para o dia típico de inverno. Como ocorre na figura 4.20, os resultados para este caso segue a mesma tendência. A diferença da energia acumulada no ático residencial, devido ao fluxo de calor por condução, em ambos os casos, estão muito próximos, sendo que a diferença é apenas 6,1 %, favorável à simulação que considera as propriedades propostas por Moura (1998). Em se tratando de energia acumulada no ático residencial, devido ao fluxo de calor por radiação, a diferença entre ambos os casos, é de 617,2 %, favorável à simulação que considera as propriedades propostas por Harris *et al.* (2003), pois a

espessura ótica é menor, como pode ser observado nas propriedades radiativas. Com isso, a diferença de energia acumulada no ático residencial, vindo do interior da residência, devido ao fluxo total de calor, é de 33,4%, favorável à simulação com as propriedades propostas por Harris *et al.* (2003).

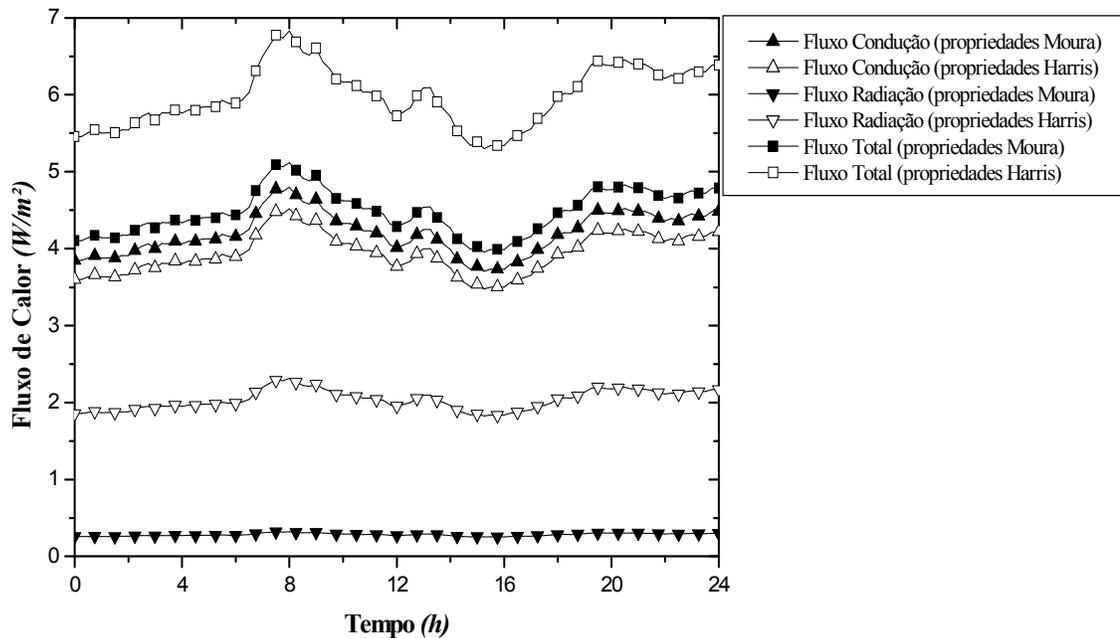


Figura 4.21 Comparação dos fluxos de calor, considerando as propriedades da lã de vidro segundo Harris *et al.* (2003) e segundo Moura (1998), para o dia típico de inverno.

4.7 Comparativo da transferência de calor através da lã de vidro com alguns materiais utilizados na construção civil

Nesta seção é apresentada a determinação do fluxo de calor através de alguns materiais utilizados na construção civil em comparação com a transferência de calor através da lã de vidro, considerando as condições de contorno e espessura iguais.

Os materiais escolhidos foram o concreto, o gesso, a madeira compensada e madeira de lei, comumente utilizados em coberturas de obras residenciais e o isopor,

comumente utilizado como isolante térmico. O concreto, o gesso, madeira compensada e madeira de lei são materiais opacos para a radiação térmica e como simplificação, considerou-se que o isopor como um material opaco a radiação térmica.

Na tabela 4.2 são apresentados as propriedades termofísicas dos materiais acima listados, correspondente a temperatura de 300 K e a pressão de 1 atm , segundo Incropera e DeWitt (1998), necessários para a determinação do fluxo de calor para a comparação com o fluxo de calor através da lã de vidro.

Os resultados do fluxo de calor para os materiais foram adimensionalizados em função do maior fluxo de calor observado ao longo do dia em questão.

Tabela 4.2 Propriedades termofísicas de alguns materiais utilizados na construção civil, segundo Incropera e DeWitt (1998).

Material	Calor Específico (c)	Condutividade Térmica (k)	Densidade (ρ)
Concreto	880	1,4	2300
Gesso	1215	0,17	800
Madeira Compensada	1300	0,16	1000
Madeira de Lei	1255	0,16	720
Isopor	1210	0,040	16
Unidade	$\frac{J}{kg \cdot K}$	$\frac{W}{m \cdot K}$	$\frac{kg}{m^3}$

Na figura 4.22 são apresentados os fluxos de calor para os materiais listados na tabela 4.2 e para a lã de vidro, utilizando as propriedades radiativas obtidas por Moura (1998), considerando espessuras iguais, para o dia típico de verão. Os resultados mostram que, para a cobertura em concreto, o fluxo de calor tem altos valores, em relação aos demais materiais. Comparando os dois materiais isolantes, a lã de vidro e o isopor, a lã de vidro se mostrou mais eficiente, tendo portanto, um menor fluxo de calor.

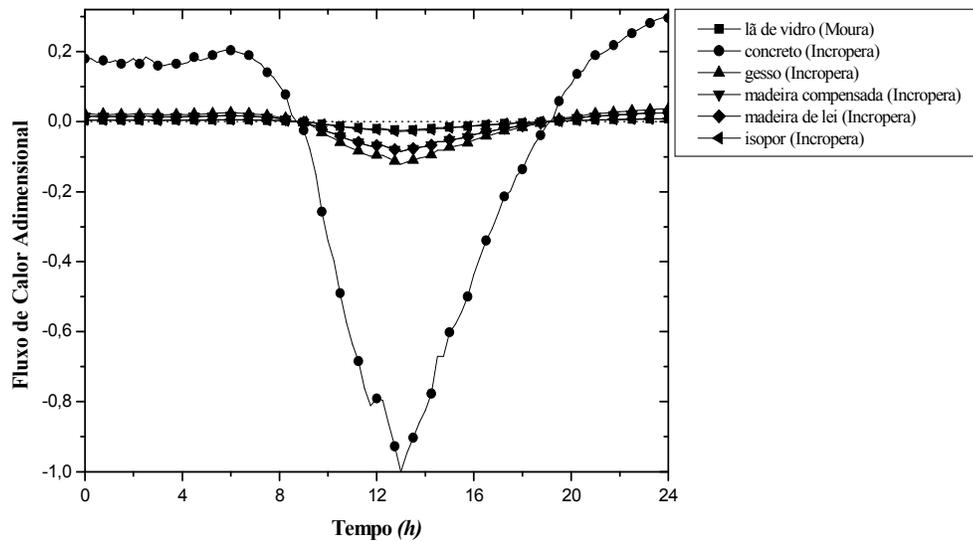


Figura 4.22 Simulação da transferência de calor de alguns materiais utilizados na construção civil, para o dia típico de verão.

Na figura 4.23 são apresentados os fluxos de calor para os materiais listados na tabela 4.2 e para a lã de vidro, utilizando as propriedades radiativas obtidas por Moura (1998), considerando espessuras iguais, para o dia típico de inverno. Novamente o concreto se mostrou ineficiente com relação a isolamento térmico. Residências com esse material em sua cobertura, teria elevadas perdas de energia para o ático, o que influencia nas condições de conforto dos ocupantes. A utilização de materiais isolantes se mostrou eficiente, comparativamente ao concreto, comumente utilizado em coberturas residenciais, sendo que a lã de vidro obteve o menor fluxo de calor.

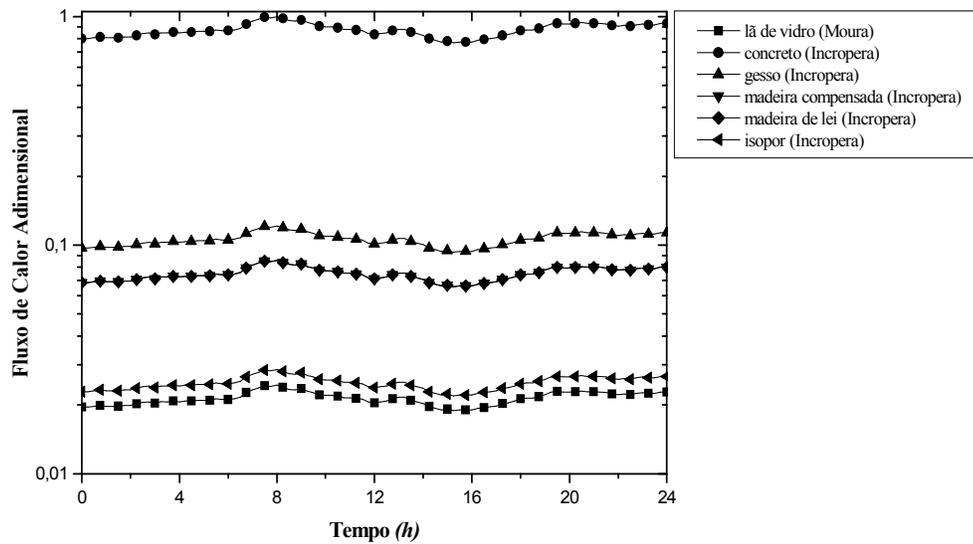


Figura 4.23 Simulação da transferência de calor de alguns materiais utilizados na construção civil, para o dia típico de inverno.

A tabela 4.3 mostra a energia acumulada no interior da residência, para o dia típico de verão e a energia perdida para o ático residencial, para o dia típico de inverno, considerando os materiais listados na tabela 4.2 e um comparativo com os valores obtidos para a lã de vidro. Para ambos os dias, a utilização da lã de vidro se mostrou mais eficiente, em relação aos demais materiais, sendo que, em uma residência a qual o usuário deseje utilizar um sistema de ar condicionado, a carga térmica através deste material é menor, o que favorece em um sistema de refrigeração menor. No caso de uma residência sem um sistema de ar condicionado, pode-se dizer que a utilização da lã de vidro favorece um maior conforto térmico dos usuários, pois em ambos os dias, a residência tem menores trocas térmicas com o ático residencial. Na construção civil, a lã de vidro normalmente é executada com um outro material, como por exemplo o concreto, mas esta comparação considerou o material individualmente.

Tabela 4.3 Comparativo da energia acumulada devido à transferência de calor, para alguns materiais utilizados na construção civil.

Período	Material	Aumento (%)
dia típico de verão	Lã de Vidro	
	Isopor	10,2
	Madeira Compensada	230,6
	Madeira de Lei	230,6
	Gesso	368,3
	Concreto	3756,8
dia típico de inverno	Lã de Vidro	
	Isopor	16,8
	Madeira Compensada	250,5
	Madeira de Lei	250,5
	Gesso	396,5
	Concreto	3988,8

O Custo Unitário Base da construção civil, segundo o Sindicato da Indústria da Construção Civil do Estado do Paraná, em consulta ao site: <http://www.sinduscon-pr.com.br/>, no dia 06/08/2005, é de R\$ 842,22/m². O custo unitário da lã de vidro, considerando espessura de 10 cm, segundo a Empresa Tecnotermo Isolantes Térmicos Ltda., em consulta ao site: <http://www.tecnotermo.com.br/>, no dia 09/08/2005, é de R\$ 10,82/m², sendo este preço referência para São Paulo – SP. Fazendo uma analogia entre os custos unitários da construção civil e da lã de vidro, chega-se a conclusão que, em uma nova construção residencial, o custo de implantação deste material isolante representaria aproximadamente 1,3% a mais do preço final por m², o que demonstra a viabilidade do uso deste material, principalmente em edificações climatizados. Um outro ponto importante a ser analisado seriam as trocas térmicas através das paredes laterais.

Capítulo 5

Conclusão

Neste trabalho foi verificada a transferência de calor por condução e radiação, através da lã de vidro utilizada no isolamento térmico de um ático residencial, para dois dias distintos: dia típico de verão e dia típico de inverno.

Primeiramente descreveu-se o modelo matemático para a determinação da transferência de calor por condução e radiação, em regime transiente e em um espaço unidimensional, através da lã de vidro. Para a solução do problema, considerou que este material isolante estava no interior de um ático residencial e através desta consideração, utilizou-se as temperaturas medidas de um modelo experimental para a solução da mesma. Este modelo pode ser aplicado na determinação da transferência de calor para qualquer outro material semitransparente, sendo exigido, como condições de contorno as temperaturas prescritas das faces.

Nas simulações preliminares, verificaram-se o código desenvolvido para a condução, considerando uma geração interna devido à radiação e o acoplamento de ambos os códigos numéricos. Foi demonstrado que os resultados do código desenvolvido para a condução convergem para a solução analítica em regime permanente e os resultados do acoplamento de ambos os códigos são semelhantes a trabalhos existentes na literatura.

Com o intuito de aperfeiçoar a simulação dos casos, foi analisado o erro devido ao método numérico e o tempo de simulação, para que, com base nestes

resultados pudesse se ter uma simulação em um menor intervalo de tempo e com resultados coerentes.

Na análise das propriedades radiativas com relação ao comportamento no meio, verificou-se que o valor do albedo do meio exerce influência no perfil de temperatura, sendo que quanto maior for o albedo, o perfil de temperatura tende a se tornar linear, conforme o caso de difusão pura. Com relação a espessura ótica, foi verificado que sua variação tem o comportamento inverso do fluxo de calor, ou seja, quanto menor for a espessura ótica, maior será o valor do fluxo de calor e vice-versa. A emissividade das faces exerce influência no valor do fluxo total de calor para casos onde a radiação tem predominância sobre a condução, onde se observou uma diferença de 70,1% entre os casos. Para os casos onde a condução tem predominância sobre a radiação, citando o caso da lâ de vidro, a variação da emissividade das faces exerce pouca influência o valor a transferência total de calor, sendo que esta diferença diminui para 1,8%. O tipo de função de fase para o espalhamento da radiação tem pouca influência sobre a transferência total de calor, para qualquer caso, sendo que a diferença máxima observada foi de 4,1%, para o caso onde a radiação é preponderante.

Os resultados da simulação da transferência de calor, através da lâ de vidro, em comparação com os resultados para uma mesma simulação existente em literatura, onde se considera os efeitos de transporte de umidade foram poucos conclusivos, pois apesar de para ambos os casos, os fluxos total de calor terem comportamentos parecidos, foi verificado uma diferença nos valores em situações onde o fluxo era positivo, ou seja, onde a residência perde calor para o ático. Esta diferença era um valor esperado, devido ao modelo numérico não considerar os efeitos de transporte de umidade, mas se esperava que os resultados do modelo fossem menores do que aos resultados da literatura. Melhores conclusões poderão ser feitas seao inserir no modelo numérico, desenvolvido para este problema, um código que se considera o transporte de umidade.

A lâ de vidro, se mostrou eficiente, com relação a transferência de calor, em comparação aos materiais de construção utilizados na construção civil, sendo que, pode-se afirmar que a lâ de vidro favorece um melhor conforto térmico dos usuários de uma residência que utilize este material e para ambientes climatizados o seu

auxílio é em um menor dimensionamento do sistema de climatização.

Para trabalhos futuros são sugeridos:

- Acoplamento do código numérico desenvolvido para a transferência de calor por condução e radiação com os efeitos da transferência de umidade ao longo do isolante térmico;

- Inclusão dos efeitos de convecção nas condições de contorno;

- Inclusão do fator geométrico do ático residencial no código numérico;

- Análise dos efeitos da transferência de calor através das paredes da edificação.

Referências Bibliográficas

- AL-HOMOUD, M. S. **Performance Characteristics and Pratical Applications of Common Building Thermal Insulation Materials.** Building and Environment, V. 40, p. 353-366, 2005.
- ANDERSEN, F. M. B. and DYRBOL, S. **Comparison of Radiative Heat Transfer Models in Mineral Wool at Room Temperature.** Proceedings of International Symposium on Radiative Transfer, Kusodasi – Turkey, 1997.
- BRITO FILHO, J. P. **Análise da Transferência de Calor em uma Parede Dotada de Tubos de Calor.** Anais do XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Uberlândia – M. G. – Brasil, 2001.
- CHARVAT, P.; JAROS, M.; KATOLICKY, J. and SVORCIK, P. **Numerical Modeling of Airflow and Temperature Fields in a Glazed Attic.** Proceedings of Seventh International IBPSA Conference, Rio de Janeiro – Brazil, 2001.
- FURMANSKI, P. and WISNIEWSKI, T. S. **Radiative and Conductive Heat Transfer Through Thermal Insulations with Foil Barriers.** Proceedings of the Twelfth International Heat Transfer Conference, V. 1, p. 729-734, Grenoble – France, 2002.
- GLASS, D. E.; ÖZISIK, M. N. and McRAE, D. S. **Combined Conduction and Radiation with Flux Boundary Condition for a Semitransparent Medium Covered by Thin Radiating Layers.** Journal Quant. Spectrosc. Radiat. Transfer, V. 38, N. 3, p. 201-208, 1987.

- HARRIS, K. T.; ROUX, J. A. and McCARTY, T. A. **Phenolic Binder Content Impact on Total Heat Transfer for Fibrous Insulation Batts**. Journal of Thermal Envelope and Building Science, V. 26, N. 4, p. 237-257, 2003.
- HEASLET, M. A. and WARMING, R. F. **Radiative Transport and Wall Temperature Slip in an Absorbing Planar Medium**. International Journal of Heat and Mass Transfer, V. 8, p. 979-994, 1965.
- HEINEMANN, U. and CAPS, R. **Radiation – Conduction Interaction: An Investigation on Silica Aerogels**. International Journal of Heat and Mass Transfer, V. 39, N. 10, p. 2115-2130, 1996.
- HOUSTON, R. L. and KORPELA, S. A. **Heat Transfer Through Fiberglass Insulation**. Proceedings of Seventh International Heat Transfer Conference, München, V. 2, p. 499-504, 1982.
- INCROPERA, F. P e DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, 4ª ed., Rio de Janeiro: LTC Editora, 1998.
- KINOSHITA, I.; KAMIUTO, K. and HASEGAWA, S. **Study of Simultaneous Conductive and Radiative Heat Transfer in High Porosity Materials**. Proceedings of Seventh International Heat transfer Conference, München, V. 2, p. 505-510, 1982.
- LALLEMAND, M. **Experimental Techniques for Semi-transparent Media**. Eurotherm Proceedings Seminar., Villeurbanne – France, N. 21, 1992.
- LAMBERTS, R. **Eficiência Energética na Arquitetura**. Roberto Lamberts, Luciano Dutra e Fernando Oscar Ruttkay Pereira. São Paulo: PW Editores, 1997. 192p.
- LAN, C. H.; EZEKOYE, O. A. and HOWELL, J. R. **Radiative Combined Mode Heat Transfer in a Rectangular Participating Medium Using Spectral Methods**. Proceeding of 34th National Heat Transfer Conference, Pittsburgh – Pennsylvania, 2000.

- MEDINA, M. A. **On the Performance of Radiant Barriers in Combination with Different Attic Insulation Levels.** Energy and Buildings, V. 33, p. 31-40, 2000.
- MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional.** Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., 1995. 424p.
- MERRIKH, A. A. and MOHAMAD, A. A. **High Rayleigh Number, Transient Natural Convection in Tall Enclosures Filled with Fluid Saturated Porous Media.** Proceedings of 34th National Heat Transfer Conference, Pittsburgh – Pennsylvania, 2000.
- MIRANVILLE, F.; BOYER, H. and MARA, T. **On the Thermal Behaviour of Roof-Mounted Radiant Barriers under Tropical and Humid Climatic Conditions: Modelling and Empirical Valitadion.** Energy and Buildings, V. 35, p. 997-1008, 2003.
- MODEST, M. F. **Radiative Heat Transfer.** McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, 1993. 832p.
- MOURA, L. M. **Determinação das Propriedades Radiativas de Materiais com Índice de Refração Diferente da Unidade.** Monografia Apresentada para a Obtenção do Título de Professor Titular da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba – Paraná, 2002.
- MOURA, L. M. **Identification des Propriétés Radiatives des Matériaux Semi-Transparents Diffusants en Situation de Non-Symétrie Azimutale du Camp Radiatif.** Thèse de Doctorat, 98ISAL0059, INSA Lyon, France, 1998.
- NICOLAU, V. P. **Indentification des Propriétés Radiatives des Matériaux Semi-Transparents Diffusants.** Thèse de Doctorat, 94ISAL0001, INSA Lyon, France, 1994.

- NICOLAU, V. P. **Radiação e Condução Combinadas em um Meio Semitransparente com Absorção e Difusão Isotrópica.** Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Belo Horizonte – MG, 1995.
- POULIKAKOS, D. **Conduction Heat Transfer.** Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1994. 353p.
- RUPERTI JR., N. J. **Etude du Problème Inverse de Conduction-Rayonnement de la Chaleur.** Thèse de Doctorat, 96ISAL0041, INSA Lyon, 152p., 1996.
- SIEWERT, C. E. **An Improved Iterative Method for Solving a Class of Coupled Conductive – Radiative Heat Transfer Problems.** Journal Quant. Spectrosc. Radiative Transfer, V. 54, N. 4, p. 599-605, 1995.
- WINIARSKI, W. W. and O'NEAL, D. L. **A Quasi-Steady-State Model of Attic Heat Transfer with Radiant Barriers.** Energy and Buildings, V. 24, p 183-194, 1996.

