



UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO - UEMA
CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS – CCT
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE COMPUTAÇÃO
E SISTEMAS - COMPUTAÇÃO APLICADA

PEDRO BATALHA GONÇALVES FILHO

DESENVOLVIMENTO DE UM CÓDIGO COMPUTACIONAL PARA
CALCULAR A TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM PAREDES
MULTICAMADAS.

São Luís
2019

PEDRO BATALHA GONÇALVES FILHO

**DESENVOLVIMENTO DE UM CÓDIGO COMPUTACIONAL PARA
CALCULAR A TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM PAREDES
MULTICAMADAS.**

Dissertação de Mestrado apresentada ao programa do Mestrado Profissional em Engenharia de Computação e Sistemas da Universidade Estadual do Maranhão como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Computação, sob a orientação do Profº. Me. Henrique Mariano Costa do Amaral.

São Luís

2019

Gonçalves Filho, Pedro Batalha.

Desenvolvimento de um código computacional para calcular a transferência de calor em paredes multicamadas / Pedro Batalha Gonçalves Filho– São Luís, 2019.

90 f

Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia da Computação, Universidade Estadual do Maranhão, 2019.

Orientador: Prof. Me. Henrique Mariano Costa do Amaral.

1.Método dos volumes finitos. 2.Multicamadas. 4.Isolamento térmico.
5.Formulação implícita. 6.Paredes. 7.Convecção. 8.Radiação – Condução.
I.Título

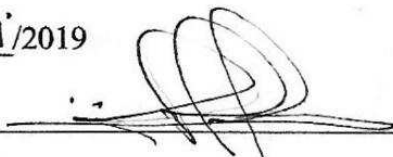
CDU: 004.4'415:66.045

PEDRO BATALHA GONÇALVES FILHO

**DESENVOLVIMENTO DE UM CÓDIGO COMPUTACIONAL PARA
CALCULAR A TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM PAREDES
MULTICAMADAS.**

Dissertação de Mestrado apresentada ao programa do Mestrado Profissional em Engenharia de Computação e Sistemas da Universidade Estadual do Maranhão como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Computação, sob a orientação do Prof.º Me. Henrique Mariano Costa do Amaral.

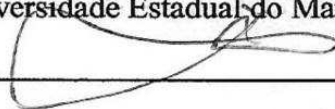
Aprovado em: 29 / 05 / 2019



Prof.º Henrique Mariano Costa do Amaral (Orientador)

Mestre em Engenharia de Sistemas e Computação

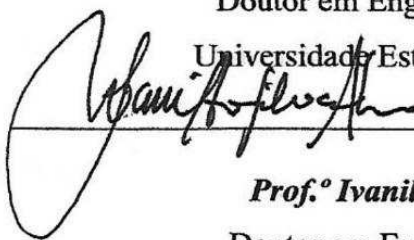
Universidade Estadual do Maranhão



Prof.º Lourival Matos de Sousa Filho (Coorientador)

Doutor em Engenharia Mecânica

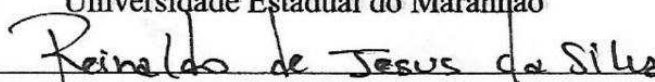
Universidade Estadual do Maranhão



Prof.º Ivanildo Silva Abreu

Doutor em Engenharia Elétrica

Universidade Estadual do Maranhão



Prof.º Reinaldo de Jesus da Silva

Doutor em Informática na Educação

Universidade Estadual do Maranhão

Aos meus pais, Ana Eva Martins Gonçalves e Pedro Batalha Gonçalves.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Henrique Mariano Costa do Amaral, pela oportunidade, compreensão e ensinamentos durante esses anos de mestrado.

Ao meu coorientador, Lourival Matos de Sousa Filho, pela disponibilidade, paciência e instruções.

Aos meus pais, Ana Eva Martins Gonçalves e Pedro Batalha Gonçalves, que sempre fizeram de tudo para que eu pudesse chegar o mais longe possível, pelo incondicional apoio nesse período, pelas alegrias e amor dado.

Aos meus irmãos, Paulo Batalha Gonçalves Sobrinho e Pollyana Martins Gonçalves, que sempre me ajudaram e estiveram presentes quando eu precisei.

À minha namorada, Dandara Vanessa Lima Timóteo, pelo companheirismo, pela atenção e pela ajuda em lidar com os problemas e carinho.

À minha amiga Mavd de Paula Ribeiro Teles, pelos ensinamentos a respeito do presente material e amizade.

Aos meus amigos integrantes do Mestrado PECS 2016.2 e ITA 2017.1, com quem compartilhei muitos momentos de diversão e estudo.

A todos que direta ou indiretamente contribuíram para a realização desta dissertação.

“A dúvida é o princípio da sabedoria”.

Aristóteles

RESUMO

Um bom isolamento térmico residencial implica, na maioria das vezes, em maior conforto térmico e economia de energia para manter o ambiente na temperatura adequada. Infelizmente, a maioria dos locais não possuem um isolamento térmico adequado e o alto custo do uso de equipamentos que convertem trabalho em calor, como bombas de calor e refrigeradores, reduz a disponibilidade para utilização desses, principalmente por aqueles que possuem baixa renda. A fim de contornar esse obstáculo, foi elaborada essa pesquisa cujo objetivo principal é desenvolver um programa, por meio de um código computacional, para analisar o comportamento térmico de paredes submetidas a diversas situações diferentes e, assim, facilitar o projeto de locais com melhor isolamento térmico. No programa, é possível variar a quantidade de camadas na parede com diferentes materiais, alterar a cor da superfície submetida a radiação solar, bem como a orientação da parede em relação ao Sol. Utilizou-se o modelo transiente e unidimensional da equação do calor para resolver o problema. A equação da energia foi discretizada espacialmente pelo Método dos Volumes Finitos e temporal pela Formulação Implícita. Foram analisados quatro (4) exemplos com propriedades diferentes (quantidade de camadas, azimute e absorvidade da superfície). A influência dessas variações foram verificadas em cada caso. Com a análise dos exemplos da simulação, foi verificado, que sem a presença do material isolante (poliestireno), a temperatura interna da parede é consideravelmente mais sensível à temperatura da superfície externa da parede, com $1,4944^{\circ}\text{C}$ de diferença com uma parede com isolamento (Ex 1 e Ex 2). Devido questões óticas da radiação solar, notou-se que diferentes orientações resultam em diferentes temperaturas nas superfícies interna e externa. Além disso, nos resultados também verificou-se que a pintura externa de uma edificação é bastante relevante para a temperatura na parede, sendo as superfícies de menor absorvidade as melhores para a diminuição da temperatura interna em ambiente tropical. Devido às inúmeras propriedades calculadas, conclui-se que o código computacional desenvolvido é uma excelente ferramenta para análise e previsão do comportamento térmico de edificações e pode ser utilizado para diversas finalidades e condições, como em projetos arquitetônicos ou de energia solar.

Palavras-chave: Método dos volumes finitos, multicamadas, isolamento térmico, formulação implícita, paredes, convecção, radiação, condução.

SUMMARY

Good residential thermal insulation often implies greater thermal comfort and energy savings to keep the room at the right temperature. Unfortunately, most locations do not have adequate thermal insulation and the high cost of using equipment that converts work to heat, such as heat pumps and refrigerators, reduces the availability of such equipment, especially by those with low incomes. In order to overcome this obstacle, this research was developed, the main objective of which is to develop a program, through a computer code, to analyze the thermal behavior of walls subjected to different situations and, thus, to facilitate the design of better insulated places thermal. In the program, it is possible to vary the amount of layers in the wall with different materials, to change the color of the surface subjected to solar radiation, as well as the orientation of the wall in relation to the Sun. The transient and one-dimensional model of the heat equation for solve the problem. The energy equation was spatially discretized by the Finite Volume Method and temporal by Implicit Formulation. Four (4) examples with different properties (number of layers, azimuth and surface absorptivity) were analyzed. The influence of these variations was verified in each case. With the analysis of the simulation examples, it was verified that without the presence of the insulating material (polystyrene), the internal temperature of the wall is considerably more sensitive to the temperature of the external surface of the wall, with 1.4944 ° C difference with a wall with insulation (Ex 1 and Ex 2). Due to optical issues of solar radiation, it has been noted that different orientations result in different temperatures on the inner and outer surfaces. Moreover, in the results it was also verified that the exterior painting of a building is very relevant for the temperature in the wall, with the surfaces of lower absorptivity being the best for the reduction of the internal temperature in tropical environment. Due to the numerous calculated properties, it is concluded that the computational code developed is an excellent tool for analysis and prediction of the thermal behavior of buildings and can be used for various purposes and conditions, such as architectural or solar energy projects.

Keywords: Finite volume method, multilayer, thermal insulation, implicit formulation, walls, convection, radiation, conduction.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Dia solar e declinação solar	30
Tabela 2. Comparação dos dados do Veersteg com o do autor	50
Tabela 3. Comparação dos dados analíticos com os dados do autor	51
Tabela 4. Exemplos usados na simulação	55

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Discretização unidimensional	28
Figura 2. Representação física de uma parede com n camadas	35
Figura 3. Problema multicamadas em regime permanente	47
Figura 4. Problema multicamadas regime permanente	48
Figura 5. Transferência de calor em regime transiente	49
Figura 6. Transferência de calor em regime transiente	49
Figura 7. Cálculo do cosseno do ângulo de incidência.....	51
Figura 8. Cálculo de RB	52
Figura 9 - Número de volumes e convergência.....	53
Figura 10 - Passo temporal e convergência	53
Figura 11. Declinação solar x dia solar	54
Figura 12. Distribuição de temperaturas na parede. Ex.1.....	55
Figura 13. Distribuição de temperatura na parede. Ex.2	56
Figura 14. Distribuição de temperatura na parede. Ex.3	57
Figura 15. Distribuição de temperatura na parede. Ex.4	58
Figura 16. Radiação e convecção externa. Ex.1	60
Figura 17. Radiação e convecção externa. Ex.2	60
Figura 18. Radiação e convecção externa. Ex.3	61
Figura 19. Radiação e convecção externa. Ex.4	61
Figura 20. Comparação da radiação horizontal com a radiação dos Exs. 1 e 2	62
Figura 21. Comparação da radiação horizontal com a radiação dos Exs. 3 e 4	62
Figura 22. Temperatura nas paredes externa e interna. Ex.1	63
Figura 23. Temperaturas nas paredes externa e interna. Ex.2	63
Figura 24. Temperaturas nas paredes externa e interna. Ex.3	64
Figura 25. Temperaturas nas paredes externa e interna. Ex.4	64
Figura 26. Radiação, convecção e temperatura da parede externa. Ex.1	65
Figura 27. Radiação, convecção e temperatura da parede externa. Ex.2	65
Figura 28. Radiação, convecção e temperatura da parede externa. Ex.3	66
Figura 29. Radiação, convecção e temperatura da parede externa. Ex.4	66
Figura 30. Fator de inclinação do feixe de radiação. Exs. 1 e 2	67
Figura 31. Fator de inclinação do feixe de radiação. Exs. 3 e 4	67

LISTA DE SIGLAS E SÍMBOLOS

q_{cond}	Taxa de transferência de calor por condução na direção x , (W) ;
k	Condutividade térmica, (W/m.°C) ;
T	Temperatura, (°C) ;
A	Área das superfícies em contato, (m^2) .
q_{conv}	Taxa de transferência de calor por convecção, (W) ;
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção, (W/m ² .°C) ;
T_s	Temperatura da superfície, (°C) ;
T_∞	Temperatura do fluido fora da camada limite térmica, (°C) ;
E_{liq}	Potência emissiva, (W) ;
σ	Constante de Stephan-Boltzman, (W/m ² .°C ⁴) ;
T_{amb}	Temperatura da vizinhança, (°C) ;
T_r	Temperatura absoluta do corpo irradiante, (°C) ;
ε	Emissividade da superfície do objeto, (l) ;
A	Área da superfície do corpo irradiado, (m^2) .
C	Capacidade térmica, (J/°C) ;
Q	Taxa de transferência de calor, (W) ;
T	Temperatura, (°C) ;
c_p	Calor específico a pressão constante, (J/kg.°C) ;
m	Massa do corpo, (kg) ;
α	Difusividade térmica, (m ² /s) ;
δ	Declinação solar, (°) ;
n	Dia solar, (-) ;
θ	Ângulo de incidência, (°) ;
φ	Latitude, (°) ;
β	Inclinação do coletor, (°) ;
γ	Azimute da superfície, (°) ;

RB	Razão de inclinação, (-);
θ_z	Ângulo de incidência de uma superfície horizontal, ($^{\circ}$);
S	Termo fonte, (W / m^2);
Ta	Temperatura da superfície externa da parede, ($^{\circ}$);
T_{ext}	Temperatura ambiente externa, ($^{\circ}$);
G	Radiação de dados meteorológicos, (W/m^2);
α_{abs}	Absortividade da superfície externa, (-);
h_0	Coeficiente de convecção do ambiente externo, ($W/m^2.^{\circ}C$);
Tb	Temperatura da superfície interna da parede, ($^{\circ}C$);
T_{int}	Temperatura ambiente interna, ($^{\circ}C$);
h_1	Coeficiente de convecção do ambiente interno, ($W/m^2.^{\circ}C$);
EDP	Equação Diferencial Parcial
TDMA	<i>Tridiagonal Matrix Algorithm</i>

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO	16
1.1 Justificativa	16
1.2 Objetivos	17
1.2.1 Objetivo geral	17
1.2.2 Objetivos específicos	17
1.3 Organização do trabalho	18
2 REVISÃO DE LITERATURA	19
2.1 Mecanismos de transferência de calor	19
2.1.1 Condução	20
2.1.2 Convecção	21
2.1.3 Radiação Térmica	22
2.2 Propriedades Térmicas dos Materiais	23
2.2.1 Capacidade Térmica e Calor específico	23
2.2.3 Difusividade Térmica	24
2.3 Conforto Térmico	25
2.4 Outros fatores que influenciam na transferência de calor	26
2.4.1 Umidade	26
2.4.3 Vento	27
2.5 Métodos Numéricos	27
2.5.1 Método dos Volumes Finitos (MVF)	28
2.6 Aspectos óticos da radiação solar	29
2.7 Problema de Transferência de Calor em Paredes Multicamadas	33
3 MODELAMENTO FÍSICO E MATEMÁTICO	35
3.1.1 Modelo físico	35
3.2 Formulação matemática	36
3.2.1 Hipóteses	36
3.2.2 Equações óticas	36
3.2.3 Equações térmicas	37
4 ANÁLISE NUMÉRICA	40
4.1 Discretização da equação da energia utilizando MVF:	40
4.2 Discretização das equações de contorno	42
4.3 Algoritmo	45

5 RESULTADOS.....	47
5.1 Comparação dos resultados do programa desenvolvido com outras literaturas	47
5.2 Exemplos de Simulação no Software	52
6 CONCLUSÕES.....	68
7 REFERÊNCIAS	70
ANEXOS.....	73

INTRODUÇÃO

Desde o início da sua existência, o homem procura abrigos para se proteger das agressões do meio. O ser humano, através de um processo de evolução milenar, desenvolveu mecanismos para se obter a adaptação ao meio, a fim de melhorar o seu bem-estar (RUAS, 1999). No entanto, somente as adaptações evolutivas do ser humano não são suficientes para que o devido conforto térmico lhe seja proporcionado. Por essa razão, é importante levar em consideração, nos projetos das edificações, as condições internas e externas.

Existem pessoas residindo em praticamente todas as partes do mundo, e as condições climáticas podem diferir drasticamente de uma região para outra. Em regiões muito frias, é comum o uso de aquecedores para se atingir o conforto térmico, já em regiões quentes, usam-se condicionadores de ar.

O uso de condicionadores de ar é baseado no uso intensivo de energia, e essa, além de dispendiosa, aproxima-se da escassez (CASTRO, 1994). O alto custo do uso de equipamentos que convertem trabalho em calor (bombas de calor e refrigeradores) ocasionam um menor uso, principalmente por aqueles que possuem baixa renda.

O isolamento térmico das edificações é uma pauta que já vem sendo debatida há muito tempo, pois sabe-se que a alta transferência de calor entre as paredes resulta em uma diferença de temperatura pequena entre as partes internas e externas da edificação. Quando os indivíduos se encontram em regiões frias, desejam que a parte interna do recinto esteja a uma temperatura acima da parte externa, e quando esses se encontram em regiões tropicais, almeja-se o oposto. De qualquer maneira, percebe-se que um bom isolamento térmico é crucial para o conforto térmico humano.

1.1 Justificativa

Essa dissertação foi desenvolvida a partir da necessidade de redução do desperdício de energia e aumento do conforto térmico do ser humano, através de melhor isolamento térmico em edificações. Projetos de edificações energeticamente eficientes necessitam de conhecimentos acerca das condições externas e internas dos ambientes, para, assim, criar soluções que associem diferentes materiais e espessuras das camadas (SENGER, 2012). O

estudo da transferência de calor é justificado pela possibilidade de mitigar o desperdício de energia, otimizando o conforto térmico de ambientes não climatizados, como casas populares e espaços públicos, por exemplo (DAGA, 2011).

Assim, utiliza-se de simulação computacional no problema de transferência de calor, uma vez que esse apresenta inúmeras vantagens frente aos métodos analíticos e experimentais. A simulação numérica computacional permite ao usuário representar diversas condições de contorno, espessuras de parede e geração de energia, além de gerar uma economia financeira comparada aos métodos experimentais. Em conjunto com a simulação numérica da transferência de calor, o desenvolvimento de um algoritmo para simulação com interface interativa é bastante proveitoso para o uso mais frequente dessa ferramenta.

A presente dissertação somará mais uma referência no estudo de transferência de calor em paredes compostas. O software desenvolvido poderá prever o comportamento térmico de residências ou instalações industriais quando submetidos a isolamento de paredes compostas, para assim utilizar-se de materiais e espessuras que fornecerão um menor consumo de energia e melhor conforto térmico, além de poder ser utilizado por qualquer indivíduo.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

Essa dissertação tem como principal objetivo o estudo acerca do desenvolvimento de um software para prever o comportamento térmico em paredes multicamadas, submetidas a radiação e convecção dependentes do tempo.

1.2.2 Objetivos específicos

De forma a alcançar o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos foram delineados:

- ✓ Desenvolver uma plataforma que disponha de flexibilidade quanto aos materiais das paredes e suas espessuras;
- ✓ Simular a transferência de calor levando em consideração a radiação solar em diferentes horas do dia;

- ✓ Analisar a transferência de calor em paredes, através dos métodos dos volumes finitos;
- ✓ Adotar a Formulação Implícita no método numérico;
- ✓ Gerar uma referência didática sobre transferência de calor para que esta possa ser utilizada tanto em projetos residenciais quanto industriais;
- ✓ Criar uma interface para facilitar a utilização do usuário;
- ✓ Comparar resultados obtidos pelo software com outras literaturas.

1.3 Organização do trabalho

A dissertação vigente é composta de oito (8) capítulos:

No Capítulo 2, a revisão de literatura é apresentada, em que se exploram conceitos como temperatura e calor, mecanismos de condução, convecção e radiação térmica, propriedades térmicas dos materiais, questões relacionadas ao conforto térmico do ser humano e eficiência térmica em edificações residenciais e industriais.

No Capítulo 3, são apresentadas as modelagens física e matemática do problema, como as equações governantes, condições de fronteira e as hipóteses simplificadoras consideradas na modelagem.

No Capítulo 4, é exposta a utilização do Método dos Volumes Finitos empregado para discretizar a equação da energia e as condições de contorno. O método para resolução do sistema linear utilizado é o *Tridiagonal Matrix Algorithm*. O algoritmo contempla todas as equações e condições de contorno mencionadas acima, assim como os critérios de iteração e de parada.

No Capítulo 5, são retratadas as comparações dos resultados do algoritmo com os de outras literaturas, bem como resultados e discussões de outros quatro exemplos, em que se verifica a variação de azimuth, quantidade de camadas e superfície à radiação.

No Capítulo 6, são apresentados os resultados e discussões a respeito dos fenômenos investigados.

As referências bibliográficas estão presentes no Capítulo 7.

O Anexo apresenta o *script* do software desenvolvido e utilizado no programa.

2 REVISÃO DE LITERATURA

Esta seção tem como objetivo expor literaturas que embasam o estudo sobre transferência de calor em paredes multicamadas, com incidência solar e efeitos convectivos. Essas são necessárias para as suas modelagens físicas e matemáticas, além de posteriores análises numéricas e computacionais.

2.1 Mecanismos de transferência de calor

É sabido que existem três (3) mecanismos de transferência de calor: condução, convecção e radiação. Na condução, a transferência ocorre através da proximidade física entre as partículas, em que aquelas com maior energia cinética, ou seja, maior temperatura, tendem a colidir com as menos agitadas, de forma que o sistema mais energético cede calor e o menos energético absorve. O processo de condução está relacionado com as atividades atômicas e moleculares e deve ser visto como a passagem de energia devido às suas interações (INCROPERA et al, 2008).

Já o processo de convecção é a união do processo de condução associado ao movimento de um fluido (ÇENGEL, 2012). O fenômeno da convecção abrange dois mecanismos: uma transferência microscópica devido ao movimento molecular aleatório e outra devido ao movimento macroscópico do fluido (INCROPERA et al, 2008).

Assim como a condução, a convecção necessita do contato físico entre os sistemas, porém esse fenômeno não ocorre em sólidos. A medida que um sistema cede energia para um líquido ou gás, esse, em geral, tende a se expandir e diminuir sua densidade, de modo que a massa do fluido com menor densidade se eleve devido ao empuxo, dando lugar a uma massa de fluido mais densa e menos energética, provocando assim uma maior diferença de temperatura entre os sistemas. Logo, a convecção é uma transferência de calor mais eficaz que a condução pura.

Radiação é a energia emitida por um corpo com uma temperatura acima do zero absoluto (INCROPERA E DEWITT, 2008). O processo de radiação, ao contrário da condução e convecção, não necessita de um meio para se propagar (ÇENGEL, 2012), o fenômeno se dá através da emissão de ondas eletromagnéticas de corpos aquecidos. Essas radiações, por sua vez, quando em contato com outros corpos, realizam o processo inverso, ou seja, a absorção de radiação aumenta o grau de agitação das moléculas.

O fluxo de calor pode ser comparado com a corrente elétrica e com o fluxo de fluido em um sistema hidráulico. Para esses casos, nota-se que o fluxo é o quociente da diferença de potencial pela resistência a passagem do fluxo, em que o potencial elétrico é a voltagem, o potencial hidráulico é a pressão, e o térmico, a temperatura (KERN, 1999).

Assim, se o problema de transferência for dependente do tempo, é chamado de transiente; se for não dependente, é chamado de estacionário; se o problema possuir apenas uma coordenada espacial, é chamado de unidirecional; se depender de duas ou três coordenadas, são chamados de bi e tridimensional, respectivamente (FRANK, 2003).

2.1.1 Condução

A condução é um fenômeno submicroscópico complexo, no qual átomos colidem de forma elástica e inelástica (FRANK, 2003). "A condução de calor em um meio é, em geral, tridimensional, dependente do tempo e da temperatura do meio, que varia com posição e com tempo"(ÇENGEL, 2012, p.63).

No aspecto da engenharia, não é tão relevante compreender todas as complexidades desse fenômeno, pois a propagação do calor por condução pode ser prevista pela Lei de Fourier (FRANK, 2003).

A lei de Fourier, equação (1.0), na direção x , é dada por:

$$q_{cond} = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1)$$

onde:

q_{cond} = taxa de transferência de calor por condução na direção x , (W) ;

k = condutividade térmica, (W/m.K);

T = temperatura, (°C);

A = área das superfícies em contato, (m^2).

Ao avaliar a equação (1.0), nota-se que a transferência de calor depende diretamente da área de contato entre as superfícies que estão trocando calor, ou seja, quanto maior a área, maior a transferência de calor, o que ocorre em todos os seus processos.

Prosseguindo a análise da equação (1.0), verifica-se que o termo dx é a variação infinitesimal da sua coordenada espacial. Conclui-se que, quanto maior a variação da espessura/comprimento da região de propagação de calor, menor a transferência de energia.

Dessa forma, o sinal de menos na equação (1.0) é devido ao calor ser transferido no sentido de diminuição da temperatura, da maior para a menor temperatura (INCROPERA; DEWITT, 2008).

2.1.2 Convecção

"A convecção inclui transferência de energia pelo movimento global do fluido (advecção) e pelo movimento aleatório das moléculas do fluido (condução ou difusão)" (INCROPERA; DEWITT, 2008, p. 221). Embora o fenômeno de convecção seja complexo, esse é muito bem modelado pela Lei de Resfriamento de Newton (ÇENGEL, 2012). Equação (2.0), dada por:

$$q_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \quad (2)$$

onde:

q_{conv} = taxa de transferência de calor por convecção, (W) ;

h = coeficiente de transferência de calor por convecção, ($W/m^2\text{ }^\circ C$);

T_s = temperatura da superfície, ($^\circ C$);

T_∞ = temperatura do fluido fora da camada limite térmica, ($^\circ C$);

Embora a equação (2.0) aparente ser simples, o coeficiente de transferência de calor por convecção depende de inúmeros fatores cujas determinações são muito complexas (ÇENGEL, 2012).

O mecanismo de convecção pode ser natural ou forçado. No natural, o movimento do fluido é causado por meios naturais, como o empuxo, enquanto na convecção forçada, o movimento do fluido é causado por meios externos como ventiladores e bombas (ÇENGEL, 2012). Através do estudo da convecção forçada, é possível compreender porque ventiladores são usados para melhorar a sensação térmica: quando a velocidade de escoamento aumenta, o coeficiente de transferência de calor também aumenta, otimizando-a.

Quando um fluido passa por um corpo, a distribuição de velocidades e temperaturas tem forte influência na transferência de calor convectiva (ÖZISIK, 1990). Já quando um fluido em velocidade entra em contato com um corpo, surge uma região, próxima ao corpo, onde a sua viscosidade interfere na velocidade de escoamento (FRANK, 2003). A velocidade do fluido infinitamente próxima do corpo é nula, e vai aumentando a medida que se distancia dessa região, denominada camada limite (ÇENGEL, 2012).

2.1.3 Radiação Térmica

A teoria da radiação foi formulada em 1864 pelo físico James Clerk Maxwell que afirmava que cargas elétricas aceleradas ou desaceleradas geram campos elétricos e magnéticos, cujo movimento rápido é chamado de radiação eletromagnética (ÇENGEL, 2012). Quando um corpo está com temperatura acima do zero absoluto, as partículas contidas nele estão vibrando e, conseqüentemente, as cargas elétricas estão sendo aceleradas e desaceleradas.

A energia térmica transmitida pelos corpos, via radiação, está compreendida nos intervalos de onda $\lambda = 0,1\mu m$ e $\lambda = 100\mu m$, e a radiação compreendida nesse intervalo é denominada de radiação térmica (ÖZISIK, 1990).

Quando o ser humano está, por exemplo, perto de uma fogueira, há uma troca de calor por radiação, em que a temperatura desse tende a aumentar e a da fogueira, a diminuir (HALLIDAY; RESNICK, 2009).

Se um corpo estiver a uma temperatura maior que a sua vizinhança, e encontrar-se isolado de forma que exista vácuo ao seu redor, esse não poderá transmitir calor por condução ou convecção. Contudo, sabe-se que a temperatura do corpo tenderá a se igualar com a da vizinhança, através de troca de calor por radiação, pois o mesmo corpo que transmite radiação, também absorve de sua vizinhança. (INCROPERA; DEWITT, 2008)

A taxa líquida de troca de energia por radiação, é o resultado da diferença da taxa de energia absorvida pela taxa de energia transferida (HALLIDAY; RESNICK, 2009). Equação (3.0), dada por:

$$E_{liq} = \sigma \varepsilon A (T_{amb}^4 - T_r^4) \quad (3)$$

onde:

E_{liq} = potência emissiva, (W) ;

σ = constante de Stephan-Boltzman, ($W/m^2{}^{\circ}C^4$);

T_{amb} = temperatura da vizinhança, ($^{\circ}C$);

T_r = temperatura absoluta do corpo irradiante, ($^{\circ}C$);

ε = emissividade da superfície do objeto, (1) ;

A = área da superfície do corpo irradiado, (m^2) .

Se a Equação (3.0) apresentar valores negativos, indica que o corpo está cedendo calor; se apresentar valores positivos, indica que o corpo está recebendo calor (HALLIDAY; RESNICK, 2009)

A radiação é proporcional a constante de Stephan-Boltzman, que tem valor $\sigma=5,67 \times 10^{-8} W/(m^2{}^{\circ}C^4)$.

O símbolo ε da Equação (3.0) representa a emissividade da superfície do corpo, que pode ter valores entre 0 e 1. Quando esse possui valor 1, é denominado de radiador de corpo negro (HALLIDAY; RESNICK, 2009). O corpo negro é um trocador de calor ideal, pois ao mesmo tempo em que transfere a máxima quantidade de radiação, também a absorve a máxima quantidade da vizinhança (FRANK, 2003).

2.2 Propriedades Térmicas dos Materiais

As Propriedades Termofísicas são classificadas em propriedades de transporte e termodinâmicas. As propriedades de transporte, como o nome sugere, estão relacionadas com a transferência de energia, como, por exemplo, a condutividade térmica k . Já as propriedades termodinâmicas estão relacionadas com o equilíbrio do sistema, dentre elas, a densidade ρ e o calor específico c_p (INCROPERA; DEWITT, 2008).

2.2.1 Capacidade Térmica e Calor específico

Quando um material absorve energia do ambiente, sua temperatura aumenta, fenômeno esse que pode ser quantificado pela capacidade térmica do objeto (SHACKELFORD, 2008) e

mede a tendência que um corpo tem de absorver energia de um meio externo (CALLISTER, 2008).

A capacidade calorífica ou capacidade térmica é dada pela equação (4):

$$C = \frac{\partial Q}{\partial T} \quad (4)$$

onde:

C = capacidade térmica, $(J/^{\circ}C)$;

Q = taxa de transferência de calor, (J) ;

T = temperatura, $(^{\circ}C)$.

Na maioria dos sólidos, a absorção de energia ocorre pelo aumento da energia vibracional dos átomos, que, por sua vez, vibram em uma frequência alta e em uma amplitude baixa (CALLISTER, 2008).

A capacidade térmica de um corpo depende de sua massa, e não exclusivamente de seu material. Há uma propriedade que caracteriza a absorção térmica para cada material independente de sua massa, propriedade essa chamada de calor específico (HALLIDAY; RESNICK, 2009), dado pela equação (5):

$$c_p = \frac{C}{m} \quad (5)$$

onde:

c_p = calor específico a pressão constante, $(J/kg.^{\circ}C)$;

m = massa do corpo, (kg) .

2.2.3 Difusividade Térmica

Uma importante propriedade termofísica é a difusividade térmica, que é expressa pela razão entre a condutividade térmica k e a capacidade térmica do material ρc_p (INCROPERA; DEVITT, 2008) e mede a velocidade que o calor é transferido a outro sistema (ÇENGEL, 2012), dada pela equação (6):

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (6)$$

em que:

$$\alpha = \text{difusividade térmica, } \left(\frac{m^2}{s} \right)$$

k = condutividade térmica no eixo x , $(W/m.^\circ C)$.

A condutividade térmica quantifica a taxa de passagem de calor por tempo, enquanto a capacidade térmica quantifica o calor armazenado por unidade de volume (ÇENGEL, 2012). Percebe-se que quanto maior a capacidade térmica, menor a difusividade térmica, pois a energia térmica que poderia ser transferida a outro sistema é armazenada.

2.3 Conforto Térmico

Os seres humanos não possuem uma proteção térmica tão eficaz quanto a dos animais, como ursos e raposas. Por essa razão, o homem, desde seus primórdios, tenta encontrar meios para contornar esse desconforto (ÇENGEL, 2012).

Conforto térmico pode ser definido como a sensação de bem-estar do ser humano quando se encontra em combinações adequadas entre temperatura radiante média, temperatura do ambiente, velocidade relativa do ar e umidade relativa (RUAS, 1999).

Além disso, o conforto térmico depende de fatores como a saúde do indivíduo, sua idade, vestimenta, temperatura do ar, umidade relativa do ambiente, dentre outros (STOCKER; JONES, 1985). A sensação de bem-estar varia de pessoa para pessoa, contudo define-se conforto térmico como as condições ambientais que satisfazem o maior número de pessoas (RUAS, 1999).

O homem é um ser homeotérmico, isto é, a temperatura de seu corpo tende a permanecer constante independente da temperatura do meio externo (LAMBERTS et al, 2004). Embora a temperatura do ser humano tenda a permanecer constante, esse gasta muita energia para mantê-la em equilíbrio a medida em que a temperatura externa difere-se da temperatura corporal, além do incômodo térmico quando isso ocorre.

Para amenizar os fenômenos da incomodidade térmica, é necessário que se faça um estudo detalhado sobre o isolamento das habitações, a fim de otimizar o ambiente térmico em que se encontra.

É interessante que as habitações possuam um isolamento térmico adequado, assim como um sistema de ventilação natural, para que se possa economizar energia e melhorar o conforto térmico humano. Em algumas regiões, o clima pode ser muito rigoroso, o que inviabiliza a utilização de sistemas passivos de resfriamento (LAMBERTS et al, 2004). Nesses casos, recomenda-se o uso de ar condicionado.

O isolamento térmico deve ser composto de material de baixa condutividade térmica. Muitas vezes, utiliza-se o aprisionamento de ar ou de um outro gás para diminuir a condutividade térmica entre duas regiões. No entanto, deve-se levar em consideração a espessura do fluido contido, visto que os efeitos convectivos podem se tornar bem relevantes e aumentar a troca de calor. Os principais tipos de materiais isolantes são os fibrosos, celulares e granulares (FRANK, 2003).

2.4 Outros fatores que influenciam na transferência de calor

2.4.1 Umidade

Trocas térmicas são classificadas em secas e úmidas. As secas correspondem aos processos de condução, convecção e radiação, enquanto as úmidas são devidas a evaporação e condensação (SCHIFFER; FROTA, 2001).

A umidade presente no ambiente é devido à evaporação da água contida nos rios, mares e lagos, além da evapotranspiração da flora (LAMBERTS et al, 2004).

A baixa umidade acelera a troca de calor no ser humano, pois permite que a umidade da pele seja absorvida rapidamente, aumentando a troca de calor (RUAS, 1999). Em altas umidades, o ser humano tem mais dificuldade em evaporar o suor, aumentando assim a sensação de desconforto térmico (LAMBERTS et al, 2004).

A umidade presente no ar atenua a transferência de calor por radiação, uma vez que as partículas de água absorvem, refletem e distribuem no ambiente uma parte considerável da radiação solar (LAMBERTS et al, 2004).

Em locais com baixa umidade, os períodos diurnos são mais quentes e as noites tendem a ser mais frias (LAMBERTS et al, 2004). Isso ocorre porque a água possui uma alta capacidade calorífica, diminuindo as variações térmicas ao longo do dia.

Se a pressão de vapor do ar estiver menor que a pressão de vapor na superfície de um corpo, haverá uma transferência de massa (vapor d'água) da região de maior concentração para a de menor. Se ocorre condensação, o calor deve ser cedido; se ocorre evaporação, o calor deve ser absorvido (STOECKER; JONES, 1985).

2.4.3 Vento

O vento é causado pela diferença de temperatura entre as massas de ar. A região com menor temperatura e maior densidade tende a ocupar o espaço da região com maior temperatura e menor densidade (LAMBERTS et al, 2004).

Quando um fluido escoar sobre um sólido, a distribuição de velocidades e temperaturas na região suficientemente próxima da superfície influencia diretamente na transmissão convectiva de calor (ÖZISIK, 1990). A ventilação possibilita a circulação de ar, renovando-a, removendo as impurezas e regulando a umidade (SCHIFFER; FROTA, 2001).

A remoção da massa de ar aumenta significativamente a troca de calor. Se a temperatura de um corpo é maior que a temperatura do ambiente, a ventilação removerá a massa de ar quente na proximidade do objeto e a substituirá por uma massa de ar da temperatura ambiente, resultando numa maior diferença de temperatura entre os sistemas. Por outro lado, se a temperatura do ambiente for maior que a do objeto, a ventilação removerá a massa de ar mais fria e a substituirá pela massa de ar quente do ambiente. De qualquer forma, a ventilação tenderá a aumentar a diferença de temperatura entre os sistemas e, conseqüentemente, a troca de calor.

2.5 Métodos Numéricos

Os problemas encontrados possuem geometrias complicadas e condições de contorno complexas, e só podem ser resolvidos através de métodos numéricos (ÇENGEL, 2012), cuja função é resolver uma equação diferencial, substituindo a equação diferencial por uma equação algébrica, de modo que essas envolvam a função incógnita (MALISKA, 1995).

Métodos numéricos são utilizados constantemente para resolução de problemas com geometrias complexas ou condições de contorno e propriedades térmicas complicadas (ÖZISIK, 1990). Enquanto a solução analítica da equação do calor gera solução para todos os pontos do domínio analisado, o método numérico gera n soluções discretas (ÇENGEL, 2012).

Como não se pode obter soluções numéricas para um meio contínuo, devido aos seus infinitos pontos, é necessário discretizar a equação, ou seja, dividi-las em pontos nos quais as soluções serão obtidas (FORTUNA, 2000).

Os métodos numéricos mais utilizados para a solução de problemas de fluxo de calor são o método das diferenças finitas, dos volumes finitos e dos elementos finitos.

2.5.1 Método dos Volumes Finitos (MVF)

A ideia básica da formulação por volume de controle é fácil de compreender e leva a uma direta interpretação física (PATANKAR, 1980). Quando se discretiza uma EDP integrando a equação diferencial em uma região do espaço, denomina-se de Método dos Volumes Finitos (FORTUNA, 2000). O domínio calculado é dividido em volumes não sobrepostos, de forma que há um volume de controle rodeado de cada ponto da malha (PATANKAR, 1980). A Figura (1) ilustra a discretização por volumes de controle para um problema unidirecional.

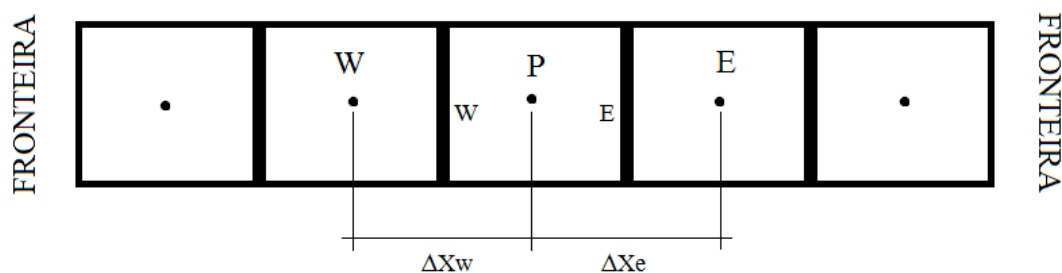


Figura 1 - Discretização unidimensional

O primeiro passo do MVF é dividir o domínio em volumes de controle discretos (MALALASEKERA, 2007). Segundo Shalom (2013), há quatro passos para se resolver um problema pelo método:

- Identificar o domínio ou os limites da região em que o fenômeno ocorre;
- Discretizar as equações, para localizar o centroide de cada volume;
- Integrar a equação diferencial em cada volume de controle;
- Aplicar o método numérico na solução do problema;

Além desses passos, é interessante ressaltar que para se obter a solução, é necessário a utilização do método de solução de sistemas de equações, quer seja o TDMA, Gauss Seidel ou qualquer outro.

2.6 Aspectos óticos da radiação solar

Quando se trabalha com radiação solar, é preciso primeiramente se considerar alguns aspectos. A sua variação durante o dia é devida a uma série de fatores em sua intensidade e em sua direção.

O Sol varia a sua posição em relação à Terra em dois ciclos: o diário e o anual (TELES, 2018). Os seus movimentos relativo não são simples, mas podem ser previsíveis (KALOGIROU, 2014). O movimento mais óbvio do Sol é o movimento através de um arco no céu, alcançando seu ponto mais alto ao meio dia (KALOGIROU, 2014) e para a maioria das aplicações de energia solar, necessita-se saber onde esse estará no céu, em um determinado horário e dia do ano (KALOGIROU, 2014).

Esses fatores são compreendidos por outros aspectos, como a declinação solar, que está relacionada com o movimento que a Terra faz com o Sol durante o ano. Assim existem diferentes radiações durante o ano devido a esse movimento. A declinação solar é a posição angular do sol ao meio-dia solar em relação ao plano do equador, e pode ser obtida por meio da Equação (7) (DUFFIE, 2013). A Tabela (1) exemplifica a conversão de dia do ano em dia solar e as diferentes declinações solares durante o ano.

$$\delta = 23,45 \cdot \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \quad (7)$$

Em que:

δ =declinação solar, (*rad*)

n =dia solar.

Mês	Dia do mês	Dia médio do mês		
		Data	N	δ (graus)
Janeiro	i	17	17	-20,92
Fevereiro	31+i	16	47	-12,95
Março	59+i	16	75	-2,42
Abril	90+i	15	105	9,41
Maio	120+i	15	135	18,79
Junho	151+i	11	162	23,09
Julho	181+i	17	198	21,18
Agosto	212+i	16	228	13,45
Setembro	243+i	15	258	2,22
Outubro	273+i	15	288	-9,6
Novembro	304+i	14	318	-18,91
Dezembro	334+i	10	344	-23,05

Tabela 1. Dia solar e declinação solar

O ângulo horário é o ângulo que representa a variação da radiação solar durante o dia, pois sabe-se que o Sol, devido a esses fatores, apresenta diferentes radiações ao longo do dia. É o deslocamento angular do Sol a leste ou oeste do meridiano local, devido à rotação da Terra em seu eixo, a 15° por hora (DUFFIE, 2013) e pode ser obtido através da Eq. (8).

$$\omega = \left(\left(\frac{t}{3600} \right) - 12 \right) 15 \quad (8)$$

onde:

ω = ângulo horário, (rad)

t = tempo (s).

A orientação da superfície submetida à radiação solar, também conhecida como azimute, é outro fator importante. Se a superfície estiver orientada para o leste, receberá boa parte da radiação durante o turno matutino, e se estiver orientada para o oeste, durante o turno vespertino.

A inclinação da superfície, β , é a posição angular entre o plano da superfície em questão e a horizontal (DUFFIE, 2013). A superfície que estiver orientada para baixo, $\beta > 90^\circ$, quase

não receberá radiação solar em momento algum do dia. Se a superfície estiver voltada para cima, $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$, receberá radiação solar durante quase todo o dia.

O ângulo de incidência representa a união de todos os ângulos solares e leva em consideração a relação da orientação do coletor solar com a orientação do Sol. É o ângulo que se procura quando deseja-se trabalhar com ângulos solares. Ângulo de incidência é o ângulo entre o feixe de radiação e a normal da superfície, ou seja, quando o cosseno do ângulo de incidência é igual a um, é obtido o máximo de radiação solar na superfície (DUFFIE, 2013). Por isso, os coletores solares procuram ajustar sua inclinação de forma que o cosseno do ângulo de incidência seja o mais próximo de um, expresso pela equação (9).

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \sin(\delta)\sin(\varphi)\cos(\beta) - \sin(\delta)\cos(\varphi)\sin(\beta)\cos(\gamma) \\ & + \cos(\delta)\cos(\varphi)\cos(\beta)\cos(\omega) + \cos(\delta)\sin(\varphi)\sin(\beta)\cos(\gamma)\cos(\omega) \\ & + \cos(\delta)\sin(\beta)\sin(\gamma)\sin(\omega) \end{aligned} \quad (9)$$

Em que:

θ = ângulo de incidência, (*rad*);

φ = latitude, (*rad*);

β = inclinação do coletor, (*rad*);

γ = azimute da superfície, (*rad*).

O dado mais comum disponível é o da radiação total por horas ou dias na superfície horizontal, enquanto há ausência de dados acerca do feixe de radiação no plano de um coletor (DUFFIE, 2013). Devido a maioria dos dados meteorológicos serem coletados em uma superfície horizontal e os coletores solares terem alguma inclinação, é necessário realizar a conversão da radiação oriunda de uma estação meteorológica horizontal, para uma radiação inclinada para poder prever o efeito da radiação na superfície em questão. O coeficiente em questão é calculado por meio do quociente do cosseno do ângulo de incidência da superfície inclinada pelo cosseno do ângulo de incidência da superfície horizontal. A Eq. (10) demonstra a razão da superfície inclinada.

$$RB = \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)} \quad (10)$$

Em que:

RB = razão de inclinação, (-);

θ_z = ângulo de incidência de uma superfície horizontal, (*rad*).

2.7 Problema de Transferência de Calor em Paredes Multicamadas

Wang e Liu (1988) realizaram uma análise numérica da transferência de calor em paredes multicamadas com condições de contorno dependentes do tempo.

Castro (1991) desenvolveu o conceito de isolamento térmico utilizando técnicas de armazenamento de calor térmico latente. A solução numérica utilizada por ele foi a das Diferenças Finitas, comparando-a com os resultados obtidos experimentalmente em laboratório.

Lacarrière et al (2005) elaborou uma análise experimental da transmissão de calor em uma parede de tijolo com furos verticais, composta por camadas alternadas de ar e cerâmica.

Simões e Tadeu (2005) calcularam a condução e convecção transiente através do piso composto por várias camadas e submetido à fontes de calor variadas, encontrando a solução do domínio da frequência e depois utilizando a transformada inversa de Fourier.

Aydın (2005) efetuou uma análise numérica da transferência de calor conjugada através de duas camadas de vidro com ar entre esses, cujo objetivo era determinar a espessura crítica de ar para cada uma das quatro cidades por ele analisadas. Ele constatou que, ao preencher a camada intermediária com um gás que tenha uma condutividade térmica inferior ao ar, reduziu-se o isolamento térmico.

Silva (2008) produziu um estudo analítico-numérico de transferência de calor em tubos multicamadas em coordenadas cilíndricas com geração de calor. Utilizou-se o Método das Diferenças Finitas com avanço temporal implícito para simular a distribuição de temperatura ao longo do tubo. Em seu trabalho utilizou os métodos de otimização: MOGT, MOSA e ARMOGA, para encontrar a melhor isolamento térmica.

Armando et al (2009) fez uma análise da transferência de calor numa parede de forno com multicamadas incluindo uma camada de ar, estudando a espessura crítica da camada de ar, em que se verificou o início do processo de convecção.

Varnier (2010) utilizou o Método do Problema Inverso para determinar as propriedades térmicas de paredes compostas, notando que o poliestireno expandido apresentava o melhor desempenho térmico.

Daga (2011) calculou o fluxo de calor em paredes compostas (reboco, tijolo e poliestireno), utilizando dados experimentais de aquecimento e os comparou com um modelo matemático 3D. Para solucionar o método numérico, utilizou o Método das Diferenças Finitas com esquema de avanços temporais explícito.

Senger (2012) utilizou o Método dos Elementos Finitos para determinar as propriedades térmicas de paredes compostas e calcular a distribuição em diferentes tipos de paredes, constatando que a parede com camada de ar apresentou um melhor desempenho de isolamento térmica frente aos outros materiais testados.

Em seu trabalho sobre o isolamento de paredes externas, Tingley et al (2014) estudou a eficiência térmica do poliestireno expandido, da espuma fenólica e do isolamento de lã mineral, assim como os impactos ambientais desde a extração do material à manufatura do isolamento.

Dias, Sousa Filho e Fonseca (2018) investigaram o gradiente de temperatura em paredes com duas camadas, com diferentes materiais de isolamento, submetidas a temperatura ambiente e radiação solar variáveis.

3 MODELAMENTO FÍSICO E MATEMÁTICO

O modelamento matemático do problema de transferência de calor multicamadas será mostrado nesse capítulo, que consiste em apresentar as equações da conservação da energia, as condições de contorno, balanço de energia entre as camadas, hipóteses e simplificações que representam o processo de transferência de calor em sistemas multicamadas.

3.1.1 Modelo físico

Para se melhor compreender a formulação matemática é necessário compreender o modelo físico do sistema. Na Figura (2) é apresentado um esquema do fluxo de calor em uma parede composta. Nota-se no esquema que uma das paredes está submetida a radiação solar que depende do tempo, representada por uma função $G(t)$, assim como a convecção, representada pela coeficiente de convecção h_0 e a temperatura exterior é $T_\infty(t)$. Na parede do lado direito, nota-se que esta está submetida apenas à convecção, e sua temperatura é $T_{int}(t)$. Existem n camadas intermediárias, diferentes materiais e espessuras. O comprimento total da parede é L .

Por meio do balanço de energia nas fronteiras, obtém-se as condições de contorno do problema. Na parede externa, constata-se que o fluxo de calor por radiação e convecção são iguais ao fluxo de calor por condução. Nas camadas intermediárias, o fluxo de calor por condução oriundo de uma camada qualquer i é igual ao fluxo por condução na camada $i+1$. Na parede interna o fluxo de calor por condução na camada n é igual ao fluxo de calor por convecção.

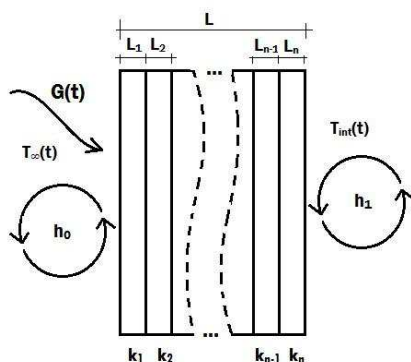


Figura 2. Representação física de uma parede com n camadas

3.2 Formulação matemática

3.2.1 Hipóteses

Para o desenvolvimento matemático são utilizadas as seguintes suposições:

- As propriedades físicas das camadas da parede são constantes e independem da temperatura;
- Problema unidimensional em relação às coordenadas cartesianas;
- Não é considerado o efeito da radiação na parede interna;
- Não há geração de energia nas camadas das paredes;

3.2.2 Equações óticas

Sabe-se que a radiação solar possui variações ao longo do dia e ao longo do ano. A Eq. (11) representa o ângulo horário, que é o responsável pela variação da radiação ao longo do dia e a Eq. (12) representa a declinação solar, que é responsável pela variação da radiação solar ao longo do ano.

$$\omega = \left(\left(\frac{t}{3600} \right) - 12 \right) 15 \quad (11)$$

$$\delta = 23,45 \cdot \sin \left(360 \frac{284 + n}{365} \right) \quad (12)$$

Como o presente trabalho trata da estimativa de transferência de calor em edificações de São Luís – MA, a latitude, que também tem grande influência na intensidade da radiação no local, considerada foi $\varphi = -2,53073^\circ$.

Os dados meteorológicos coletados de radiação e temperatura ambiente, dos meses, março, junho, setembro e dezembro de 2018 são de uma superfície horizontal, porém os dados necessários para a análise necessitam ser da superfície vertical, que representam mais fielmente

a realidade da radiação em uma parede. Para uma superfície vertical $\beta=90^\circ$ o cosseno do ângulo de incidência é ilustrado na Eq. (13)

$$\begin{aligned} \cos(\theta) = & \sin(\delta)\cos(\varphi)\cos(\gamma) + \cos(\delta)\sin(\varphi)\cos(\gamma)\cos(\omega) \\ & + \cos(\delta)\sin(\gamma)\sin(\omega) \end{aligned} \quad (13)$$

Para uma superfície horizontal, o cosseno do ângulo de incidência é dado pela Eq. (14).

$$\cos(\theta_z) = \sin(\delta)\cos(\varphi)\cos(\omega) + \sin(\varphi)\sin(\delta) \quad (14)$$

Para haver a conversão da radiação em uma superfície horizontal (dados meteorológicos) para uma superfície vertical, é necessário multiplicar a radiação da estação meteorológica pelo fator RB , que para valores positivos de $\frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)}$, é representado pela Eq. (15).

$$RB = \frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)} \quad (15)$$

Valores negativos de RB causam resultados irreais e não são interessantes para a análise da presente pesquisa. Para valores negativos de $\frac{\cos(\theta)}{\cos(\theta_z)}$ se considera a Eq. (16).

$$RB = 0 \quad (16)$$

3.2.3 Equações térmicas

A equação da energia tridimensional, em regime transiente, coordenadas cartesianas, com geração de energia; é dada pela Eq. (17.1). Já que o trabalho tem por objetivo estudar o problema de transferência de calor em sólidos, no caso paredes multicamadas, é resolvida a equação da energia para o domínio sólido. Dessa maneira, os termos convectivos da equação foram desprezados, permanecendo apenas o termo transiente e os termos difusivos. Nota-se que as parcelas de geração de energia e as de difusão no eixo y e z também foram desprezadas devido ao atendimento das hipóteses da formulação matemática.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) + \underbrace{\frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)}_{=0} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)}_{=0} \right] + S_{=0} \quad (17.1)$$

Onde:

S = termo fonte, (W / m^2) .

Neste caso, a Eq. (17.2) reduz a uma equação em coordenadas cartesianas da forma:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \right] \quad (17.2)$$

A superfície externa da parede é a qual incide radiação solar variável devido a intensidade e angulação; e recebe convecção oriunda de um temperatura ambiente variante no tempo. As condições de contorno na parede externa envolvem radiação, convecção e condução na parede como mostra a Eq. (18).

A transferência de calor entre o contato com as paredes é definida por uma condição de contorno de 4ª espécie. Onde os corpos são considerados em perfeito contato. Os fluxos de calor através das superfícies para o presente problema é representado na Eq. (19).

Já na superfície interna da parede, não foi considerado o efeito da radiação, bem como a temperatura ambiente considerada é constante. O equacionamento da condição de contorno da superfície interna pode ser verificada na Eq. (20).

$$-k(1) \frac{\partial T(1)}{\partial x(1)} = h_0(T_{ext} - Ta) + \alpha_{abs} G(t)RB \quad (18)$$

Onde:

Ta = temperatura da superfície externa da parede, $(^{\circ}C)$;

T_{ext} = temperatura ambiente externa, $(^{\circ}C)$;

G = radiação de dados meteorológicos, (W/m^2) ;

α_{abs} = absorvidade da superfície externa, $(-)$.

h_0 = coeficiente de convecção do ambiente externo, $(W/m^2^{\circ}C)$.

$$-k(i) \frac{\partial T(i)}{\partial x(i)} = -k(i+1) \frac{\partial T(i+1)}{\partial x(i+1)} \quad (19)$$

$$-k(n) \frac{\partial T(n)}{\partial (n)} = h_1 (Tb - T_{int}) \quad (20)$$

Onde:

Tb = temperatura da superfície interna da parede, ($^{\circ}C$);

T_{int} = temperatura ambiente interna, ($^{\circ}C$);

h_1 = coeficiente de convecção do ambiente interno, ($W/m^2 \cdot ^{\circ}C$).

4 ANÁLISE NUMÉRICA

Este capítulo apresenta a o procedimento utilizado para discretizar as equações governantes e as condições de contorno do problema. Houve discretização espacial através dos Métodos dos Volumes Finitos e para os termos transientes, houve também a discretização temporal utilizando a formulação implícita.

4.1 Discretização da equação da energia utilizando MVF:

A principal equação do trabalho, sem dúvidas, é a equação da difusão, ela possui derivadas parciais em relação ao espaço e tempo. Para dar continuidade à resolução do problema pelo MVF é necessário integrar a equação no volume de controle, como também integrar no tempo. Ao integrar a equação no domínio desejado, a derivada de mesma grandeza da integral deixará de existir, uma vez que integral e derivada são operações inversas. Ao realizar a integração no espaço, necessita-se decidir se os termos calculados no espaço são de temperaturas no instante atual, $t + \Delta t$ (formulação implícita), no instante anterior, t (formulação explícita), ou uma média dos dois (formulação de Cranck Nicholson), foi utilizado a formulação implícita. A equação da energia possui uma derivada espacial de ordem 2, ou seja, após haver a integração espacial, ainda sobrá uma derivada de primeira ordem. Nesse caso, utiliza-se uma aproximação por diferenças na derivada de ordem 1, substituindo a derivada por um Δ (delta), uma diferença finita. As Eq. (21) fornecem o passo a passo da discretização da equação da energia.

$$\int_w^e \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dt dx = \int_w^e \int_t^{t+\Delta t} \alpha \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \right] dt dx \quad (21.1)$$

$$\int_w^e \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dt dx = \int_t^{t+\Delta t} \alpha \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_e - \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_w \right] dt \quad (21.2)$$

$$(T_P - T_P^0) \Delta x = \int_t^{t+\Delta t} \alpha \left[\left(\frac{T_E - T_P}{\delta_{xe}} \right) - \left(\frac{T_P - T_W}{\delta_{xw}} \right) \right] dt \quad (21.3)$$

$$(T_P - T_P^0) \frac{\Delta x}{\Delta t} = \alpha \left[\left(\frac{T_E - T_P}{\delta_{xe}} \right) - \left(\frac{T_P - T_W}{\delta_{xw}} \right) \right] \quad (21.4)$$

$$T_P \frac{\Delta x}{\alpha \Delta t} - T_P^0 \frac{\Delta x}{\alpha \Delta t} = \frac{T_E}{\delta_{xe}} - \frac{T_P}{\delta_{xe}} - \frac{T_P}{\delta_{xw}} \frac{T_W}{\delta_{xw}} \quad (21.5)$$

$$T_P \underbrace{\left(\frac{\Delta x}{\alpha \Delta t} + \frac{1}{\delta_{xe}} + \frac{1}{\delta_{xw}} \right)}_{Ap} = T_P^0 \underbrace{\left(\frac{\Delta x}{\alpha \Delta t} \right)}_{Ap^0} + T_E \underbrace{\left(\frac{1}{\delta_{xe}} \right)}_{Ae} + T_W \underbrace{\left(\frac{1}{\delta_{xw}} \right)}_{Aw} \quad (21.6)$$

Os termos, Ap , Ap^0 , Ae , Aw , são, para o presente caso, constantes que multiplicam a temperatura no ponto, a temperatura no ponto no instante anterior, a temperatura do volume à direita e a temperatura à esquerda, respectivamente. A utilização desses é interessante para melhor compreensão do problema, facilitando a implementação e gerando adaptações mais fáceis. Como a distância entre nós nos volumes centrais é diferente da distância dos volumes na extremidade, os termos terão três valores diferentes. Para os nós centrais da camada $\delta_x = \delta_{xe} = \delta_{xw}$, os termos são representados na Eq. (21.7). Os nós extremos à esquerda das camadas $\delta_{xw} = \delta_x / 2$ e $\delta_{xe} = \delta_x$ são representados na Eq. (21.8) e os nós extremos à direita das camadas $\delta_{xe} = \delta_x / 2$ e $\delta_{xw} = \delta_x$ na Eq. (21.9).

$$T_P \underbrace{\left(\frac{\Delta x}{\alpha \Delta t} + \frac{1}{\delta_x} + \frac{1}{\delta_x} \right)}_{Ap} = T_P^0 \underbrace{\left(\frac{\Delta x}{\alpha \Delta t} \right)}_{Ap^0} + T_E \underbrace{\left(\frac{1}{\delta_x} \right)}_{Ae} + T_W \underbrace{\left(\frac{1}{\delta_x} \right)}_{Aw} \quad (21.7)$$

$$T_P \underbrace{\left(\frac{\Delta x}{\alpha \Delta t} + \frac{1}{\delta_x} + \frac{2}{\delta_x} \right)}_{Ap} = T_P^0 \underbrace{\left(\frac{\Delta x}{\alpha \Delta t} \right)}_{Ap^0} + T_E \underbrace{\left(\frac{1}{\delta_x} \right)}_{Ae} + T_W \underbrace{\left(\frac{2}{\delta_x} \right)}_{Aw} \quad (21.8)$$

$$T_P \left(\underbrace{\frac{\Delta x}{\alpha \Delta t} + \frac{2}{\delta_x} + \frac{1}{\delta_x}}_{Ap} \right) = \underbrace{T_P^0 \left(\frac{\Delta x}{\alpha \Delta t} \right)}_{Ap^0} + \underbrace{T_E \left(\frac{2}{\delta_x} \right)}_{Ae} + \underbrace{T_W \left(\frac{1}{\delta_x} \right)}_{Aw} \quad (21.9)$$

4.2 Discretização das equações de contorno

Para a discretização da condição de contorno da parede externa, substituiu-se a derivada do termo difusivo por diferenças no gradiente de temperatura, de forma que $\partial = \Delta$. Através das Eq. (22), encontra-se a temperatura na superfície externa, Ta , que é dependente de todos os processos de transferência de calor envolvidos nessa parede e representa a condição de contorno à esquerda da sua primeira camada.

$$-k(1) \frac{\partial T(1)}{\partial x(1)} = h_0(T_{ext} - Ta) + \alpha_{abs} G(t)RB \quad (22.1)$$

$$-k(1) \left(\frac{T(1) - Ta}{\frac{\delta_x}{2}} \right) = h_0(T_{ext}(t) - Ta) + \alpha_{abs} G(t)RB \quad (22.2)$$

$$-\frac{2k(1)}{\delta_x} T(1) + \frac{2k(1)}{\delta_x} Ta = h_0 T_{ext}(t) - h_0 Ta + \alpha_{abs} G(t)RB \quad (22.3)$$

$$Ta \left(\frac{2k(1)}{\delta_x} + h_0 \right) = h_0 T_{ext}(t) + \alpha_{abs} G(t)RB + \frac{2k(1)}{\delta_x} T(1) \quad (22.4)$$

$$Ta = \frac{h_0 T_{ext}(t) + \alpha_{abs} G(t)RB + \frac{2k(1)}{\delta_x} T(1)}{\frac{2k(1)}{\delta_x} + h_0} \quad (22.5)$$

A condição de contorno na interface é de grande importância para o cálculo de difusão em sistemas multicamadas. Aplicando as discretizações, encontra-se a temperatura de contato Ti entre as duas superfícies, que representam todas as condições de contorno presentes no interior da parede. As Eq. (23) ilustram a discretização da condição de contorno de 4ª espécie, bem como a determinação da temperatura da interface em questão.

$$-k(i) \frac{\partial T(i)}{\partial x(i)} = -k(i+1) \frac{\partial T(i+1)}{\partial x(i+1)} \quad (23.1)$$

$$k(i) \frac{T(i) - T(i)}{\frac{\delta x(i)}{2}} = k(i+1) \frac{T(i+1) - Ti(i)}{\frac{\delta x(i)}{2}} \quad (23.2)$$

Em que:

Ti = temperatura entre camadas, ($^{\circ}C$).

$$Ti(i) \left(\frac{k(i)}{\delta x(i)} \right) - T(i) \left(\frac{k(i)}{\delta x(i)} \right) = T(i+1) \left(\frac{k(i+1)}{\delta x(i+1)} \right) - Ti(i) \left(\frac{k(i+1)}{\delta x(i+1)} \right) \quad (23.3)$$

$$Ti(i) = \frac{T(i+1) \left(\frac{k(i+1)}{\delta x(i+1)} \right) + T(i) \left(\frac{k(i)}{\delta x(i)} \right)}{\left(\frac{k(i)}{\delta x(i)} + \frac{k(i+1)}{\delta x(i+1)} \right)} \quad (23.4)$$

A condição de contorno do recinto, no entanto, é mais simples, uma vez que não há presença de radiação solar e a temperatura do ambiente é constante. As Equações (24) demonstram o desenvolvimento das equações e a quantificação da temperatura da superfície interna, Tb . Essa temperatura é a condição de contorno à direita da enésima camada da parede.

$$-k(n) \frac{\partial T(n)}{\partial (n)} = h_1 (Tb - T_{int}) \quad (24.1)$$

$$-k(n)\frac{Tb-T(n)}{\frac{\delta_x(n)}{2}}=h_1(Tb-T_{int}) \quad (24.2)$$

$$h_1Tb+\left(\frac{2k(n)}{\delta_x(n)}\right)Tb=T_{int}h1+\left(\frac{2k(n)}{\delta_x(n)}\right)T(n) \quad (24.3)$$

$$Tb=\frac{T_{int}h1+\left(\frac{2k(n)}{\delta_x(n)}\right)T(n)}{\left(\frac{2k(n)}{\delta_x(n)}\right)+h1} \quad (24.4)$$

4.3 Algoritmo

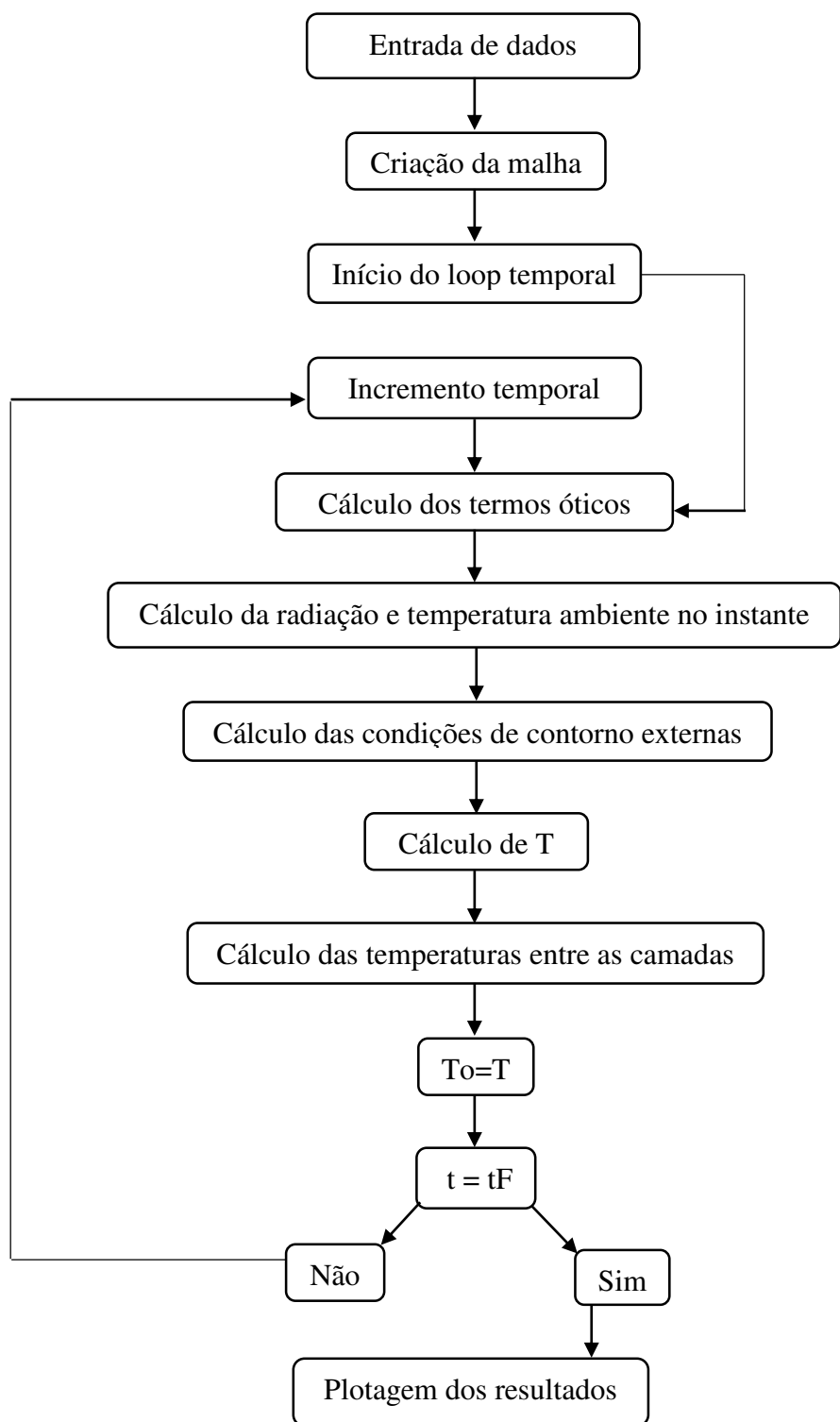
O programa é ativado ao definir-se, conjuntamente, a quantidade de volumes em cada camada do objeto de análise e as horas inicial e final do processo.

Para maior precisão acerca da incidência solar, delimitam-se o mês (março, junho, setembro ou dezembro), o dia, o azimuth (norte, sul, leste ou oeste) e a superfície da parede (chapa de alumínio (nova e brilhante), chapa de alumínio (oxidada), chapa de aço (galvanizada), concreto aparente, tijolo aparente, reboco claro, pintura branca, pintura amarela, pintura verde-claro, pintura alumínio, pintura verde-escura, pintura vermelha, pintura preta).

Em seguida, indicam-se a quantidade de camadas, a temperatura interna ($^{\circ}\text{C}$), o coeficiente de convecção externo ($\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$), o coeficiente de convecção interno ($\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$) e a distribuição inicial de temperatura na parede ($^{\circ}\text{C}$). Definem-se, ainda, os materiais de cada camada, cujas possibilidades são: tijolo (comum), reboco de gesso branco e areia, argamassa de cimento, vidro celular, poliestireno (pérolas moldadas), poliestireno extrudado (R-12) ou outro material (especificar).

Depois de adicionada a espessura de camada (m), define-se o passo temporal. Por fim, surgem os resultados em forma de gráficos (da distribuição da temperatura nas multicamadas, da variação da temperatura externa da parede com a convecção externa e radiação absorvida, do comparativo da temperatura na superfície interna da parede com a externa, do comparativo da temperatura ambiente (externo) com a do recinto (interno), da comparação da radiação em, superfície horizontal, da parede vertical e do coeficiente de conversão da superfície inclinada), acompanhados dos parâmetros de entrada, da temperatura nas interfaces e do erro temporal.

O Fluxograma (1) ilustra o procedimento usado no algoritmo para chegar aos resultados da pesquisa.



Fluxograma 1. Estágios do algoritmo

5 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos sobre os cálculos da transferência de calor em multicamadas, em que verificou-se os diferentes fluxos de calor e temperaturas obtidas nas superfícies submetidas a diferentes condições de contorno.

5.1 Comparação dos resultados do programa desenvolvido com outras literaturas

Çengel e Ghajar, em sua obra *Transferência de calor e massa – uma abordagem prática*, 4ª Ed, pág. 145, tratam de um problema de transferência de calor em regime permanente em uma janela de painel duplo, composta por duas placas de vidro ($k = 0,78W / m.K$) de 4mm de espessura, separadas por um espaço de ar estagnado ($k = 0,026W / m.K$) de 10mm de largura. A superfície interna se encontra a 20°C enquanto a temperatura externa a -10°C, em que os coeficientes de convecção são $h_1 = 10W / m^2.K$ e $h_2 = 40W / m^2.K$, e incluem os efeitos da radiação. O esquema do problema pode ser visualizado na Figura (3).

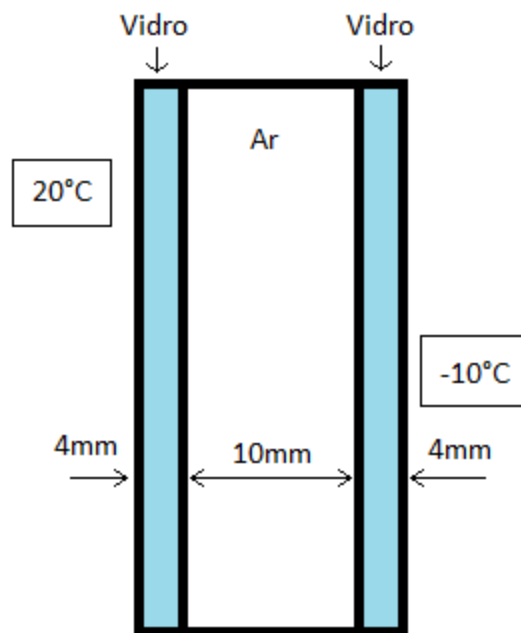


Figura 3. Problema multicamadas em regime permanente

Como o supracitado programa elaborado trata de transferência de calor em regime permanente, foi preciso aumentar a duração do processo de forma que a distribuição de

temperaturas não varia mais com o tempo. Adaptando e colocando todos os dados no programa, chegou-se ao resultado que pode ser verificado na Figura (4).

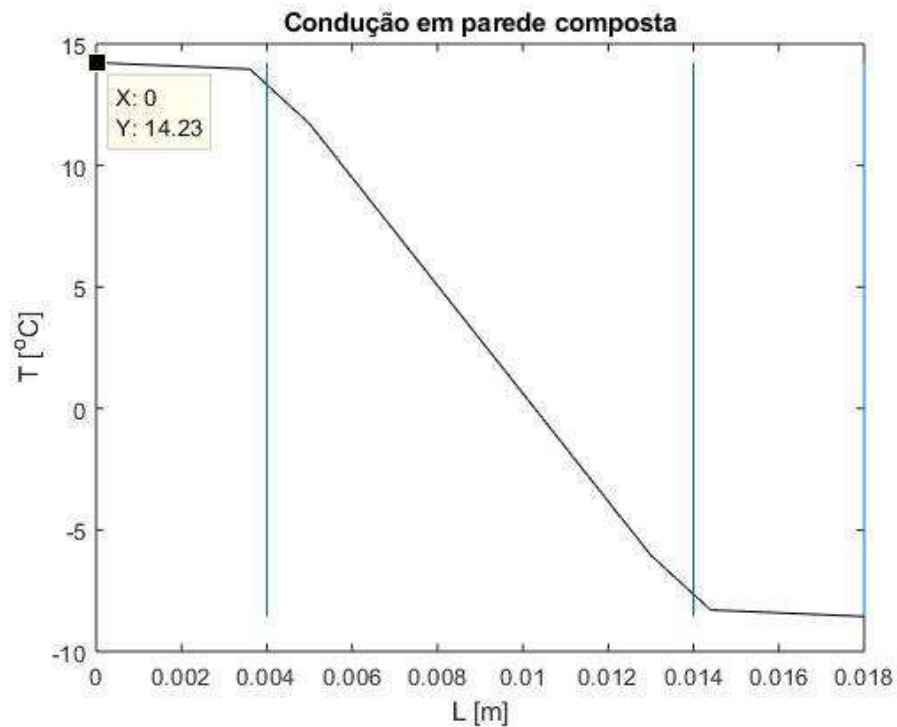


Figura 4. Problema multicamadas regime permanente

Segundo a obra de Çengel e Ghajar, a temperatura na parede interna será de $14,2^{\circ}\text{C}$, enquanto a temperatura obtida no programa foi de $14,2293^{\circ}\text{C}$. Evidencia-se que o programa está compatível com os cálculos de transferência de calor multicamadas, em regime permanente, com condições de contorno de 3ª espécie.

Versteeg e Malalasekera, em sua obra *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*, 2ª ed., pg. 267, lidam com um problema de difusão térmica de uma placa fina, de 2cm de comprimento, $k = 10 \text{ W/mK}$ e $\rho c = 10^7 \text{ J/m}^3\text{K}$, com temperatura inicial de 200°C . Quando $t > 0$, a superfície do lado leste é reduzida a 0°C , ao passo que a outra superfície é isolada. A Figura (5) ilustra a comparação do resultado numérico obtido pelos autores com os resultados analíticos.

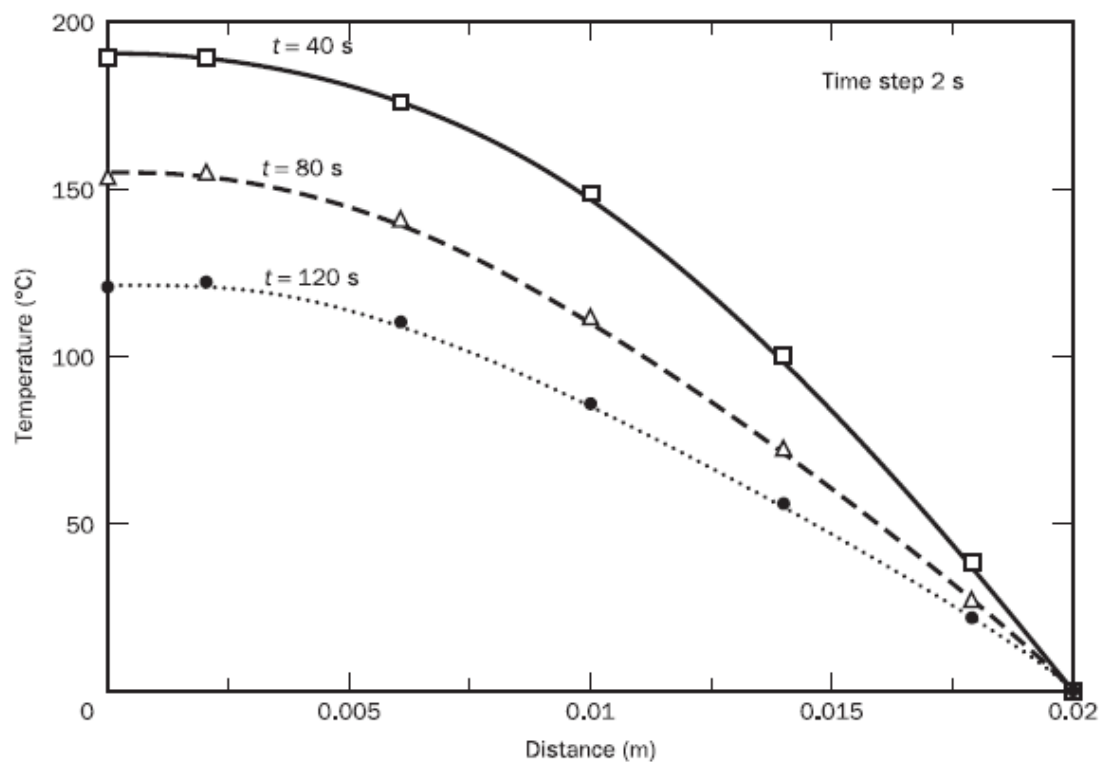


Figura 5. Transferência de calor em regime transiente

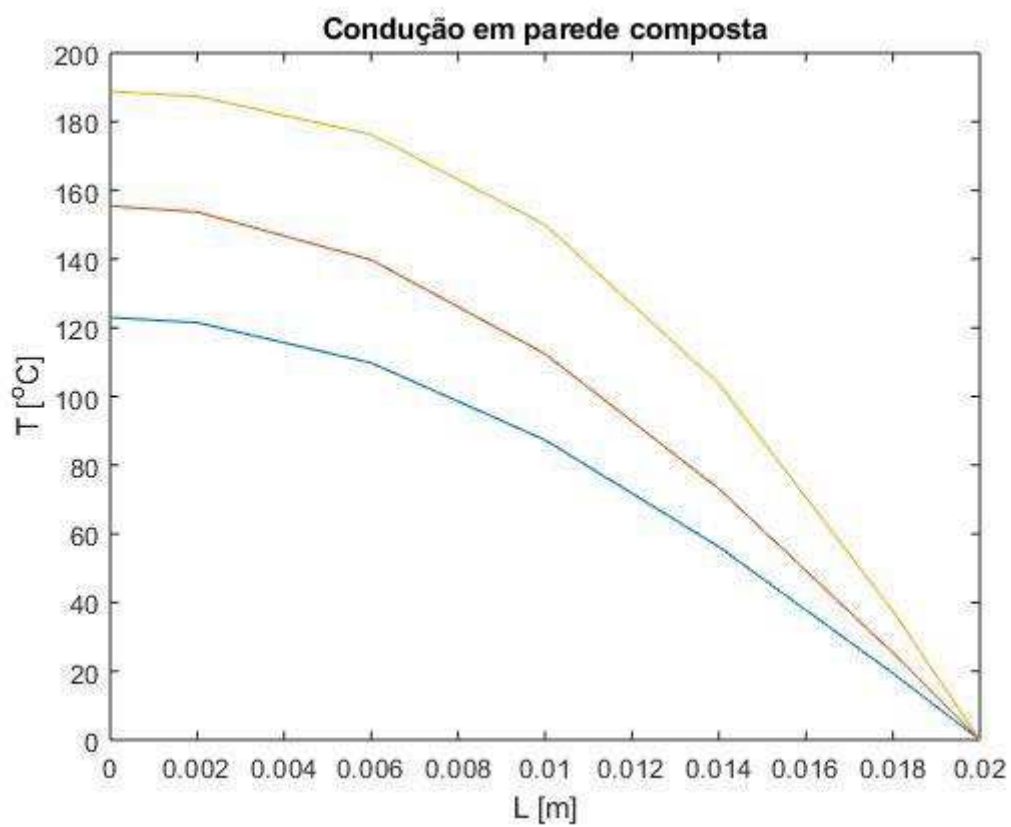


Figura 6. Transferência de calor em regime transiente

Adaptando o programa e inserindo os mesmos parâmetros utilizados pelos autores Versteeg e Malalasekera, chegamos aos resultados obtidos na Figura (6).

As Tabelas 2 e 3 demonstram o comparativo dos resultados obtidos do programa desenvolvido com o trabalho do Versteeg e Malalasekera e os resultados analíticos, respectivamente. Através delas, pode-se verificar a efetividade do programa em fazer cálculos em regime transiente de 1ª espécie e 2ª espécie.

t = 40s			
Nó	Veersteg & Malalasekera	Autor	Erro
1	188,64	187,4199	-0,00651
2	176,41	176,2874	-0,0007
3	148,29	150,0385	0,011654
4	100,76	103,6979	0,028331
5	35,94	37,5139	0,041955
t = 80s			
Nó	Veersteg & Malalasekera	Autor	Erro
1	152,33	153,7195	0,009039
2	139,05	139,7903	0,005296
3	111,29	112,3854	0,009747
4	72,06	73,0945	0,014153
5	24,96	25,3882	0,016866
t = 120s			
Nó	Veersteg & Malalasekera	Autor	Erro
1	120,53	121,5247	0,008185
2	108,82	109,7875	0,008812
3	86,47	87,3315	0,009865
4	55,58	56,2011	0,011051
5	19,16	19,39	0,011862

Tabela 2. Comparação dos dados do Veersteg com o do autor

Na obra de Duffie, *Solar Engineering oh Thermal Processes, 4th Ed*, na página 15, o Exemplo 16.1 trata do ângulo de incidência e seu cosseno, cujos parâmetros de entrada são: 10:30 (horário solar), dia 13 de fevereiro, superfície inclinada a 45°, azimuth de 15° em Madison, Wisconsin (latitude = 43°N).

Ao entrar com os parâmetros no programa, verificou-se que os seus resultados e os do exemplo de Duffie foram iguais, $\cos(\theta) = 0,817$, como ilustra a Figura (7).

t = 40s			
Nó	Autor	Analítico	Erro
1	187,4199	188,39	0,005149424
2	176,2874	175,76	-0,003000683
3	150,0385	147,13	-0,019768232
4	103,6979	99,5	-0,04218995
5	37,5139	35,38	-0,060313737
t = 80s			
Nó	Autor	Analítico	Erro
1	153,7195	152,65	0,006957478
2	139,7903	138,36	0,010231754
3	112,3854	110,63	0,015619467
4	73,0945	71,56	0,020993372
5	25,3882	24,77	0,024349895
t = 120s			
Nó	Autor	Analítico	Erro
1	121,5247	119,87	-0,013804121
2	109,7875	108,21	-0,014578135
3	87,3315	85,96	-0,015955095
4	56,2011	55,25	-0,01721448
5	19,39	19,05	-0,017847769

Tabela 3. Comparação dos dados analíticos com os dados do autor

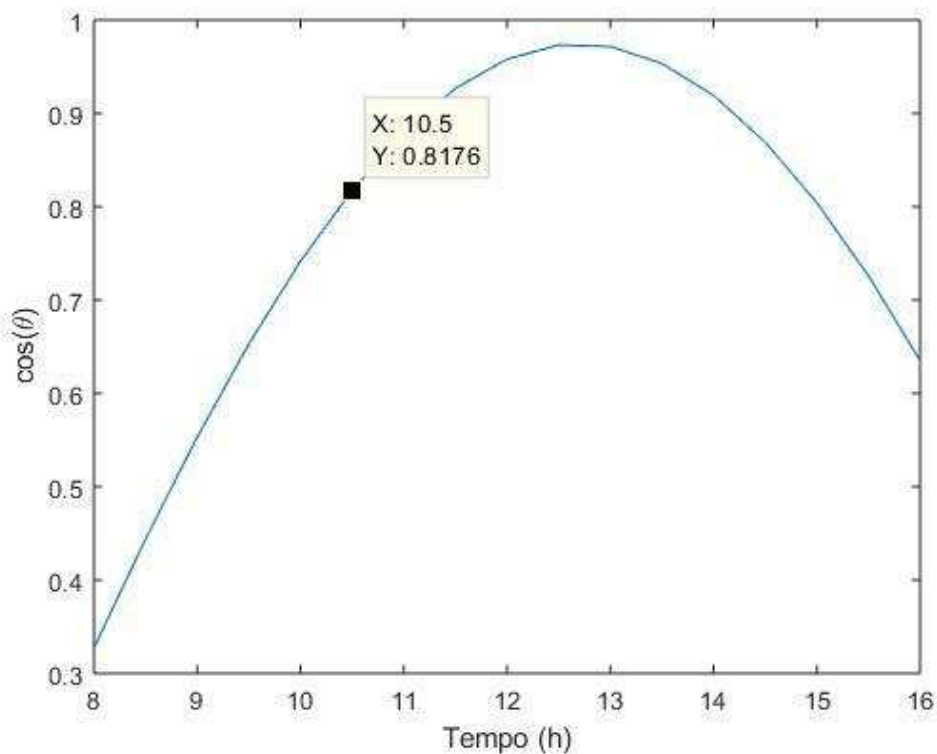


Figura 7. Cálculo do cosseno do ângulo de incidência

No Exemplo 1.8.1, Duffie calcula a razão da inclinação do feixe de radiação comparado com uma superfície horizontal. Os resultados foram similares, sendo 1,67 o do livro e 1,664 o do programa, ilustrado na Figura (8).

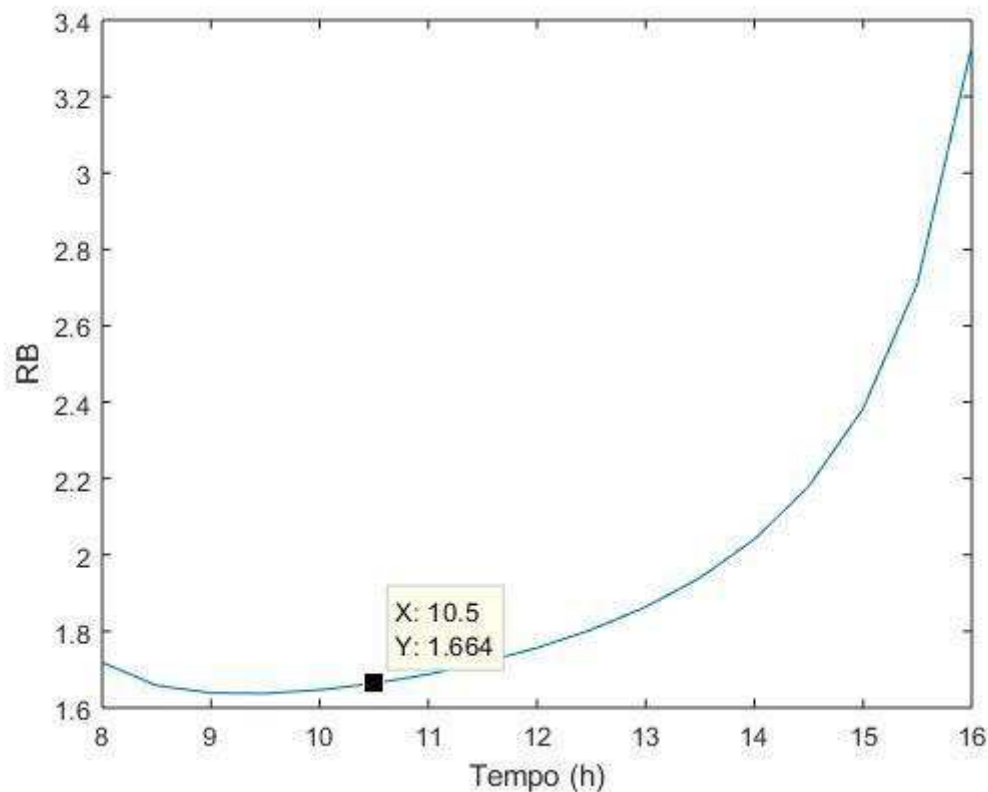


Figura 8. Cálculo de RB

5.2 Exemplos de Simulação no Software

Antes de dar início aos exemplos, foi feita uma análise do passo espacial e do passo temporal para que os resultados obtivessem menos erros.

A metodologia utilizada para se escolher o passo espacial é testar várias quantidades de volumes e verificar a convergência desses, quando o aumento do número de volumes não representar uma mudança gráfica no resultado, utiliza-se esse valor. Na Figura (9) pode-se perceber a variação no resultado versus a variação de volumes. Após a verificação da convergência, foi definido o uso de 10 volumes de controle para cada camada de material.

Para se verificar o passo temporal, usa-se uma metodologia similar à da escolha do número de volumes, diminui-se o passo temporal até verificar que a diminuição não acarreta

mais numa mudança gráfica do resultado. A Figura (10) mostra a variação do passo temporal com o resultado obtido. A partir deste foi definido um passo temporal de 0,1 segundos.

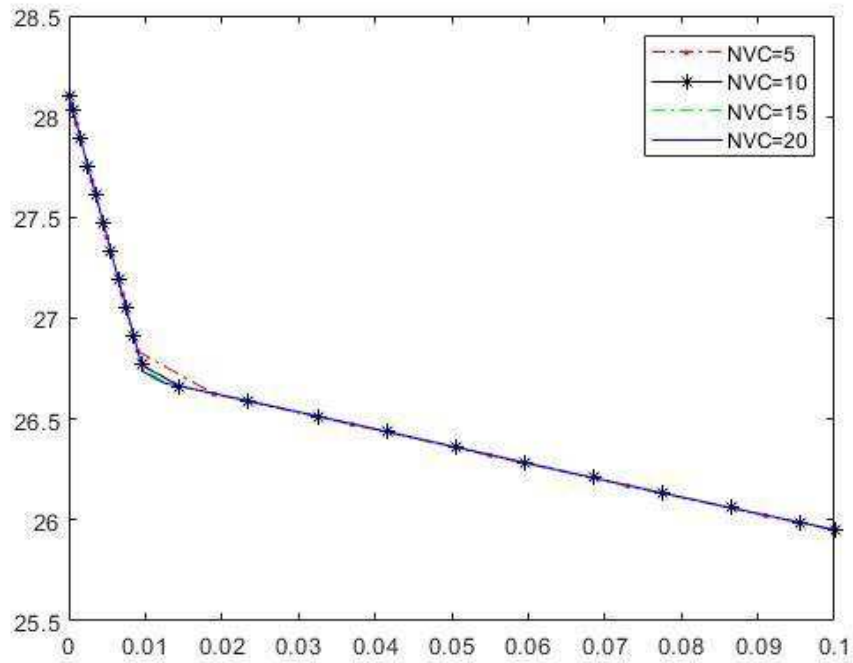


Figura 9 - Número de volumes e convergência

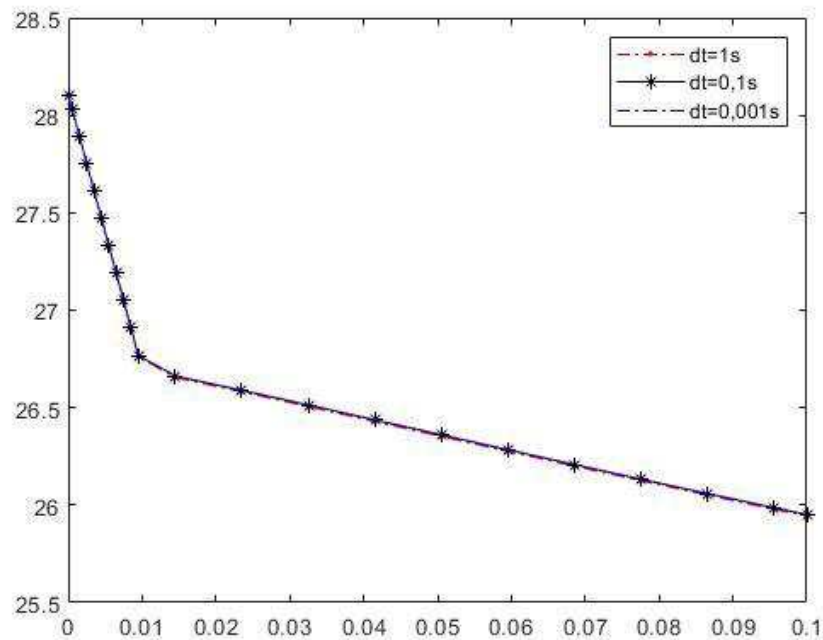


Figura 10 - Passo temporal e convergência

Para a realização dos exemplos, escolheu-se o dia vinte e dois (22) de março (dia solar = 81), pois nesse dia a declinação solar é nula. Dessa forma, a radiação em uma parede voltada para o leste é ainda maior pela manhã, pois o azimute do Sol e da parede coincidem até o meio dia. Para a parede voltada ao oeste, haverá radiação maior após o meio dia, enquanto paredes voltadas para o norte ou sul terão radiação nula. A Figura (11) ilustra a relação da declinação solar com o dia solar.

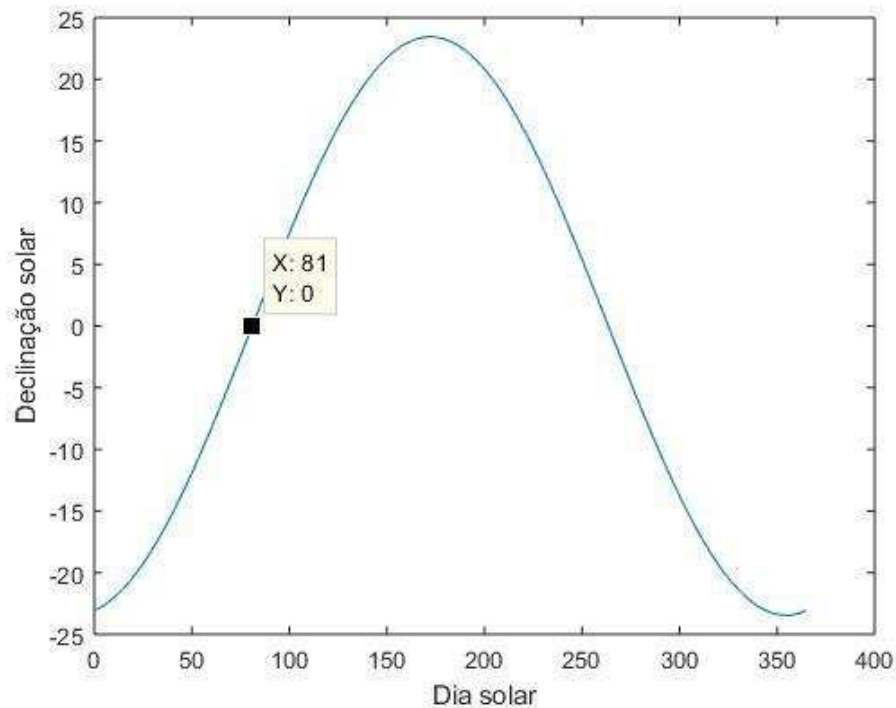


Figura 11. Declinação solar x dia solar

Os dados coletados acerca da temperatura ambiente, da radiação e da latitude são a respeito da cidade de São Luís – MA e foram coletados do Instituto Nacional de Meteorologia INMET.

Para cada simulação, foram utilizados dez (10) volumes em cada camada. O tempo do processo foi das 8:00h às 16:00h, a temperatura interna foi 25°C, o coeficiente de convecção externo $28W / m^2 K$ e o interno $6W / m^2 K$, com passo temporal de 0,1s.

Ao todo, foram realizados cinco (5) exemplos diferentes, em que os parâmetros de entrada foram variados para se avaliar a relação causa e efeito das propriedades. A Tabela (4) mostra os diferentes parâmetros de entrada para cada exemplo.

	Azimute da parede	Superfície	1ª camada	2ª camada	3ª camada
Ex. 1	270º	Pintura branca	0,09m	—	—
			Tijolo		
Ex. 2	270º	Pintura branca	0,01m	0,09m	0,01m
			Poliestireno, pérolas		
Ex. 3	90º	Pintura branca	0,01m	0,09m	0,01m
			Poliestireno, pérolas		
Ex. 4	90º	Pintura preta	0,01m	0,09m	0,01m
			Poliestireno, pérolas		

Tabela 4. Exemplos usados na simulação

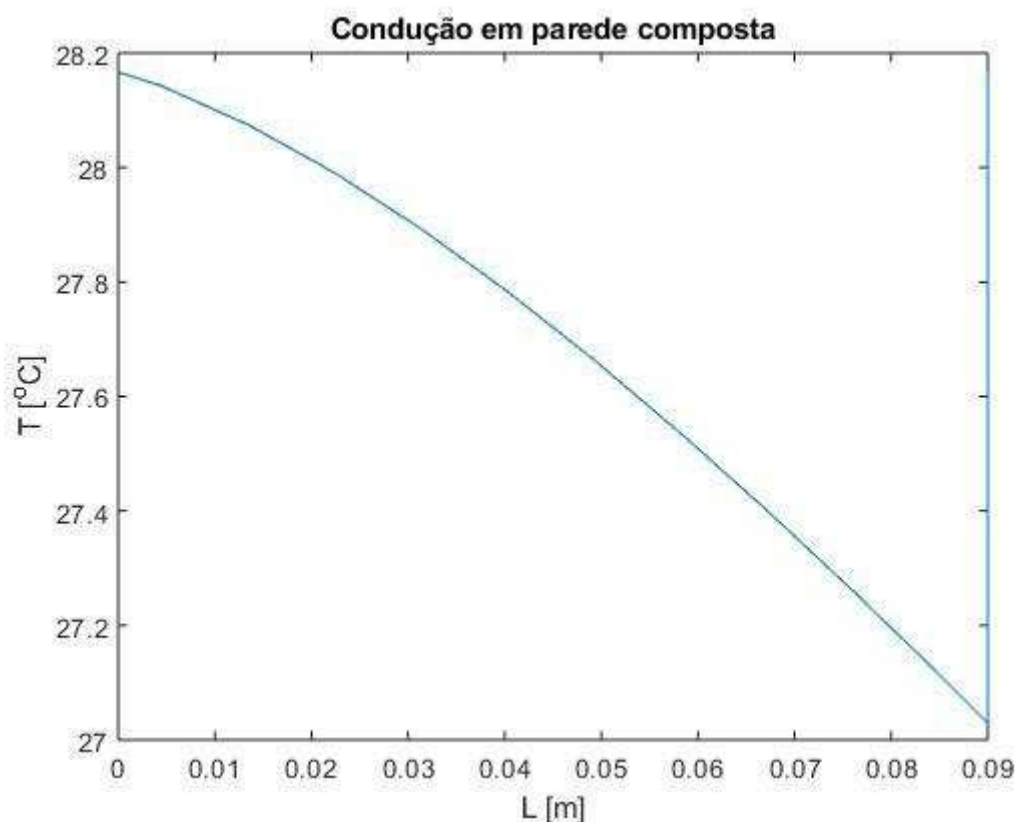


Figura 12. Distribuição de temperaturas na parede. Ex.1

Por meio dos Exemplos 1 e 2, é possível analisar as temperaturas e a sua diferença entre a superfície externa e a interna com a variação de camadas na parede. Os Exemplos 2 e 3 evidenciam a diferença no isolamento térmico com diferente orientação da parede em relação ao Sol. Já no comparativo entre os Exemplos 3 e 4 destaca-se as alterações nas temperaturas com a mudança da superfície de insolação.

A distribuição de temperaturas do Exemplo 1 está ilustrada na Figura (12). No Exemplo 1, a temperatura na parede externa ficou 28,1667°C e na interna 27,0295°C, enquanto as

temperaturas do Exemplo 2 ficaram $28,1297^{\circ}\text{C}$ e $25,5351^{\circ}\text{C}$. Houve uma redução na parede interna de $1,4944^{\circ}\text{C}$, com um decréscimo de $5,5287\%$ da temperatura com a inclusão de 2cm (1 cm em cada superfície) de poliestireno, pérolas. A Figura (13) ilustra a distribuição de temperaturas no Exemplo 2.

Comparando a Figura (12) com a (13) nota-se que a presença de um material isolante torna a queda de temperatura entre dois pontos mais súbita, evidenciando o isolamento térmico e a maior diferença de temperatura entre as superfícies, uma diferença de $1,4944^{\circ}\text{C}$ na temperatura da superfície interna.

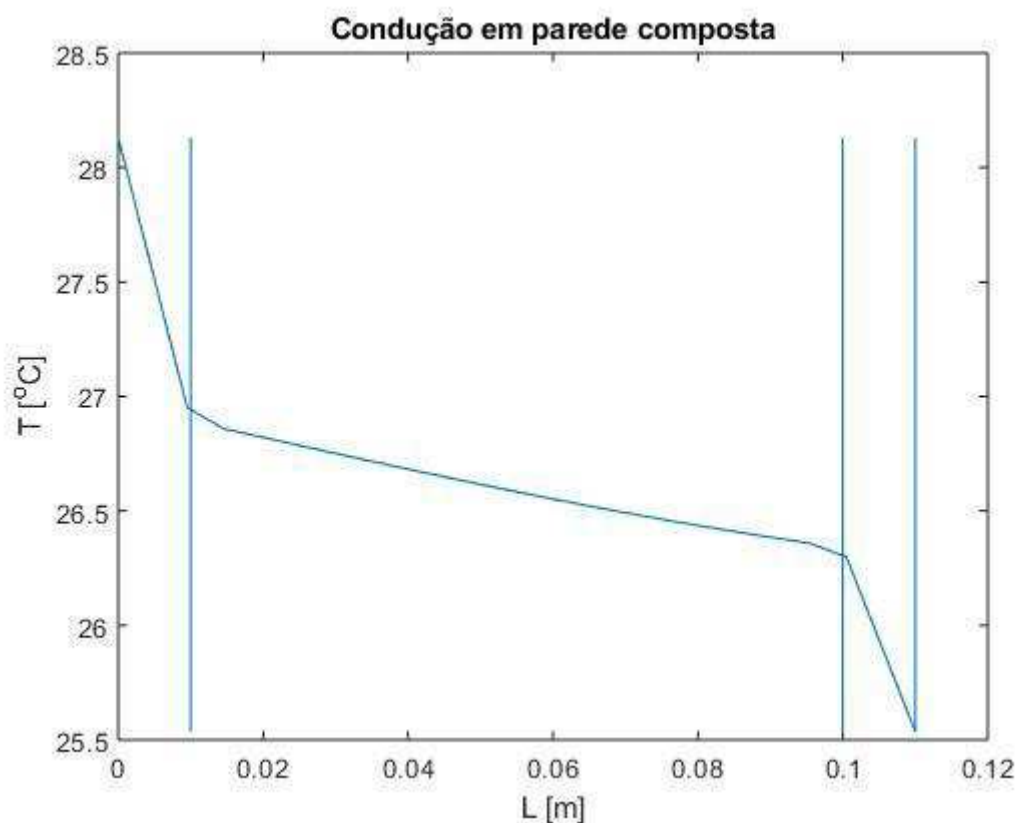


Figura 13. Distribuição de temperatura na parede. Ex.2

Quando se compara a distribuição de temperaturas entre o Exemplo 2 e Exemplo 3, Figura (13) e Figura (14), repara-se uma tremenda diferença entre as duas temperaturas externas, $28,1297^{\circ}\text{C}$ no Exemplo 2 e $32,7606^{\circ}\text{C}$ no Exemplo 3. No Exemplo 2, a parede está voltada para o leste, ou seja, está voltada para o nascer do Sol, logo, essa recebe uma grande quantidade de radiação solar até o meio dia e, a partir daí, a incidência de radiação é nula. A parede do Exemplo 3, no entanto, está voltada para o oeste (pôr do Sol), por essa razão, recebe

radiação nula no turno matutino. Em contrapartida, recebe uma alta radiação no turno vespertino. O programa é finalizado às 16:00h, horário no qual há radiação nula na parede do Exemplo 2 e uma alta radiação no Exemplo 3.

Vale ressaltar que, embora haja uma diferença considerável de temperatura nas superfícies externas, as superfícies internas do Ex. 2 e Ex.3 foram respectivamente: 25,5351 °C e 25,6111 °C, com erro de 0,2967%, evidenciando a efetividade do isolamento com poliestireno, pérolas.

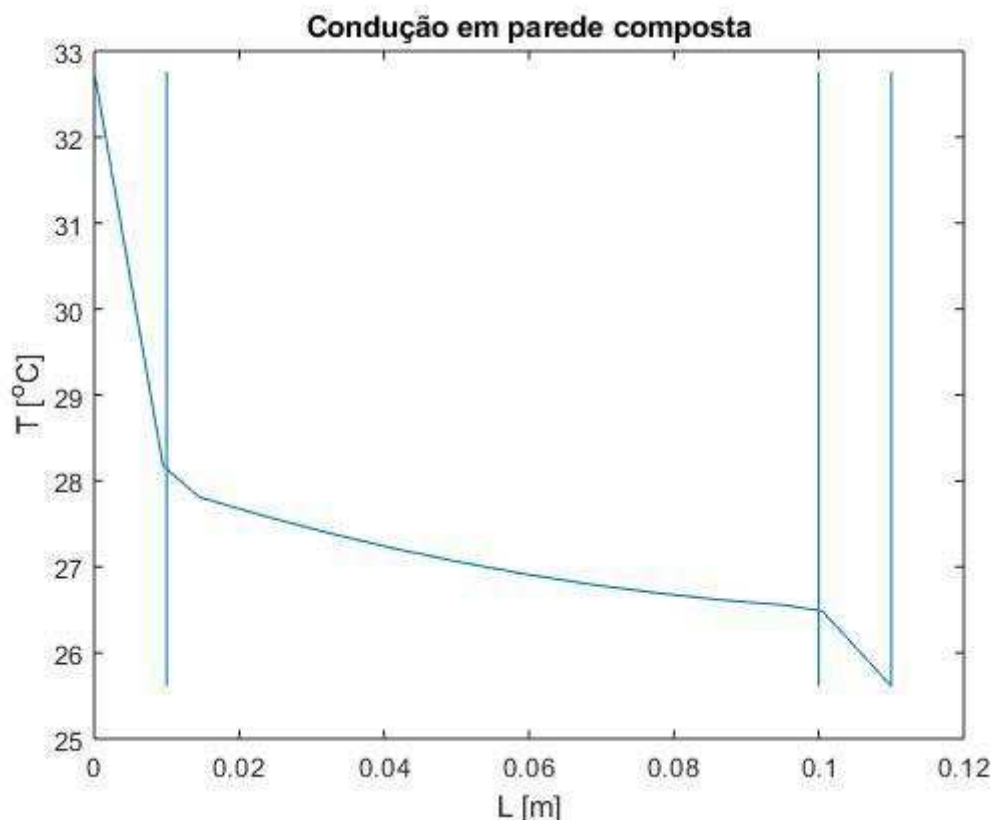


Figura 14. Distribuição de temperatura na parede. Ex.3

A partir dos Exemplos 3 e 4, Figura (14) e Figura (15), podemos comparar as diferentes distribuições de temperatura para paredes com superfícies diferentes. A superfície branca, submetida a radiação, absorve uma pequena parcela de 20%, enquanto o restante é refletido. Do contrário, a superfície preta absorve 97% de radiação. Essa discrepância entre as absorvidades das superfícies influencia diretamente no gradiente de temperatura da parede, principalmente nas superfícies externas. A parede externa do Ex.3 possui uma temperatura externa de 32,7606 °C, contra 50,6815 °C do Ex.4, uma diferença de 35,3598%. Já a diferença

percentual das superfícies internas foi de 2,3114%, contraste esse que reafirma a capacidade de isolamento do isolante térmico.

Quando compara-se a temperatura da superfície externa do Ex.2 e do Ex.4, mesmo as duas superfícies se encontrando no mesmo ambiente, as condições da superfície e orientação podem ter grande influência nos aspectos térmicos. A diferença percentual entre as duas é de 44,4971%.

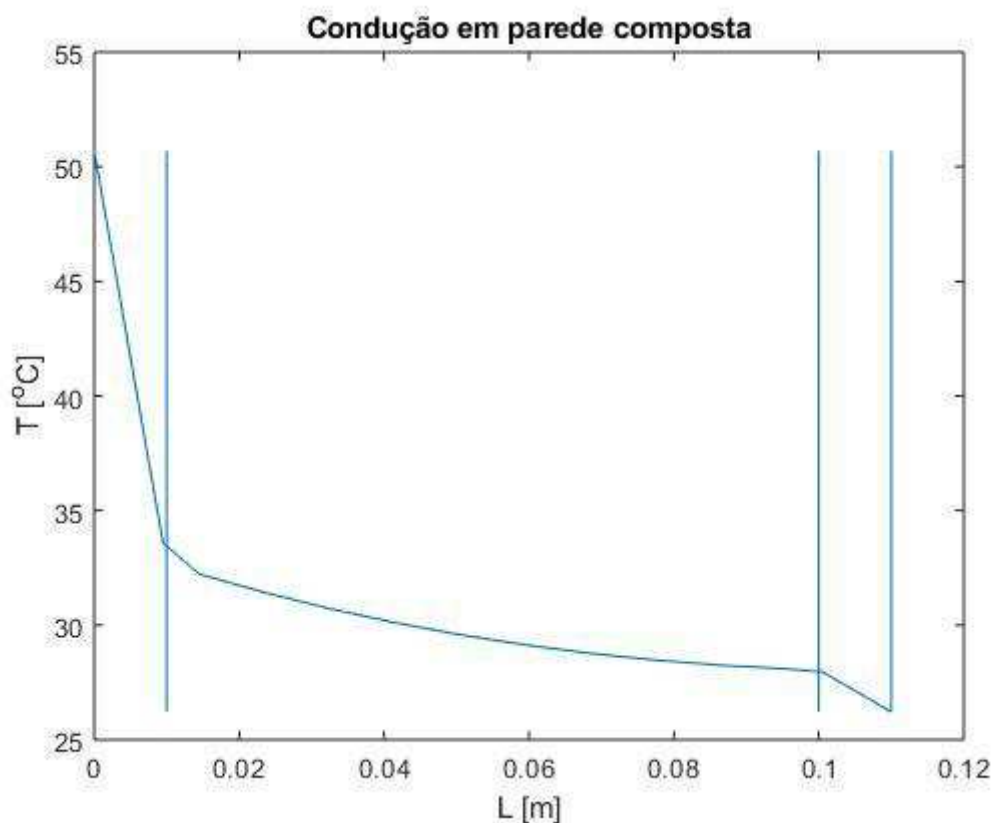


Figura 15. Distribuição de temperatura na parede. Ex.4

As Figuras (16) e (17) mostram a relação da convecção na superfície externa e radiação nos Exemplos 1 e 2, respectivamente. Nota-se que ambos possuem quantidade de radiação absorvida positiva até o meio dia, mas após torna-se nula, devido à orientação da parede, que recebe efetivamente radiação até o meio dia, onde os raios solares se encontram paralelos à parede.

Como a convecção depende sempre da diferença de temperaturas, de certa forma, essa opõe-se ao efeito da radiação. Quando os efeitos da radiação aumentarem a temperatura da parede, os efeitos convectivos forçarão a temperatura a se igualar com a temperatura ambiente

externa, de forma que haverá momentos em que a convecção será negativa, ou seja, a parede estará cedendo calor para o ambiente.

Ao contrário dos Exemplos 1 e 2, os Exemplos 3 e 4, Figura (18) e f O ângulo de incidência Figura (19), respectivamente, possuem radiação positiva após o meio dia. Como no Exemplo 4 a superfície é preta, a radiação é 4,85 vezes maior que no Exemplo 3. Dessa maneira, a convecção no Exemplo 4, após o meio dia, será consideravelmente menor, pois essa tenta manter a superfície em equilíbrio térmico com a temperatura ambiente.

A Figura (20) ilustra o comparativo da radiação que chega em uma superfície horizontal com a radiação que incide na parede dos Exemplos 1 e 2. Por meio da Figura, é possível perceber a diferença da radiação oriunda de uma estação meteorológica (superfície horizontal) com uma parede voltada para o leste. A Figura (19) ilustra o comparativo da radiação horizontal com a radiação que chega na parede voltada para o oeste.

As Figuras (22), (23), (24) e (25) comparam as temperaturas interna e externa dos Exemplos 1, 2, 3, 4 respectivamente, com o decorrer do tempo. É possível observar que, em todas, há um ponto de inflexão no tempo $t=12$ horas, pois é o momento onde a radiação deixa (leste) ou começa (oeste) a existir e ser relevante na transferência de calor na superfície.

As Figuras (30) e (31) ilustram o cosseno do ângulo de incidência da parede e de uma superfície horizontal, respectivamente. Nota-se que o cosseno do ângulo de incidência de uma superfície voltada para o leste é diferente do de uma superfície voltada para o oeste. Enquanto a voltada para o leste possui valores positivos pela manhã, a voltada para o oeste possui valores positivos pela tarde. O fator de inclinação de feixe de radiação (RB) converte a radiação horizontal na radiação na parede.

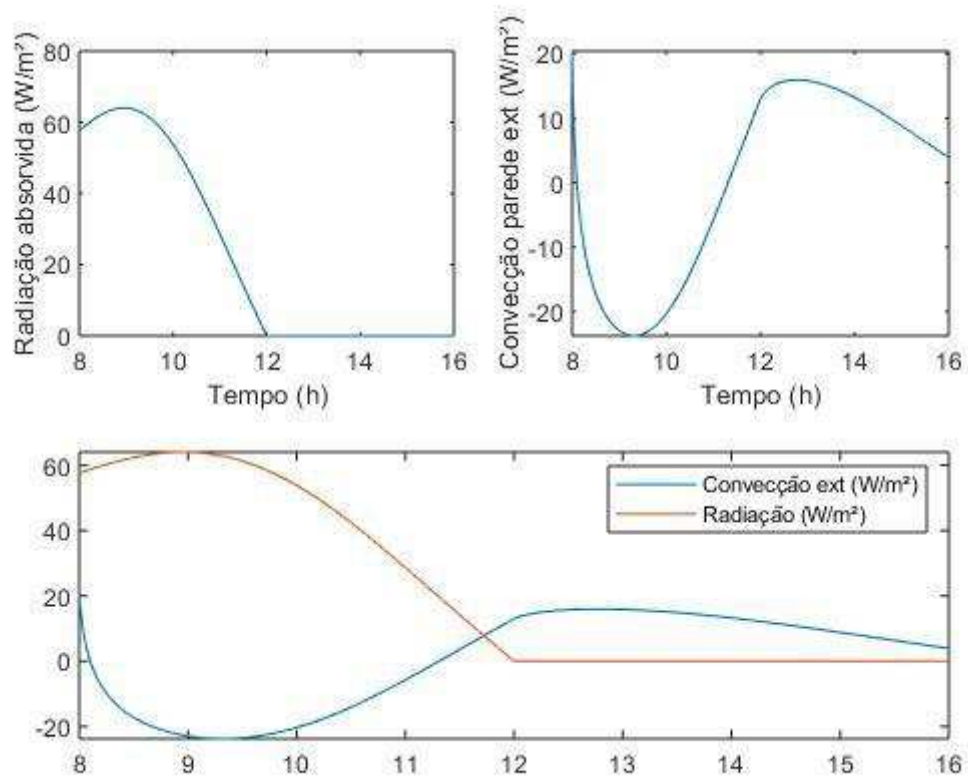


Figura 16. Radiação e convecção externa. Ex.1

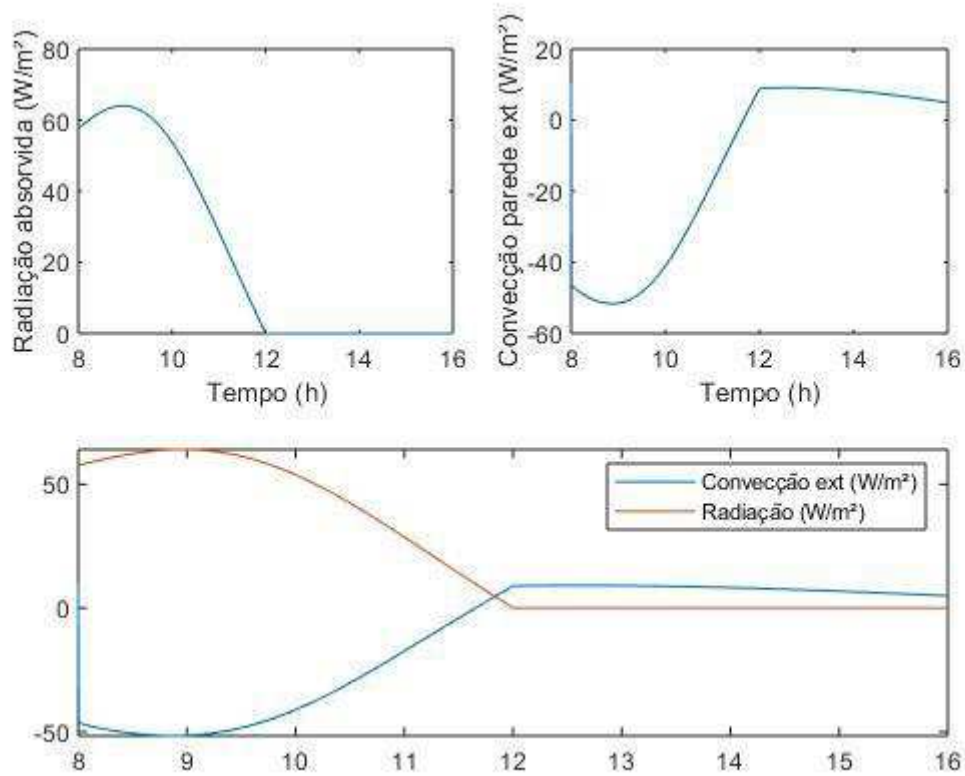


Figura 17. Radiação e convecção externa. Ex.2

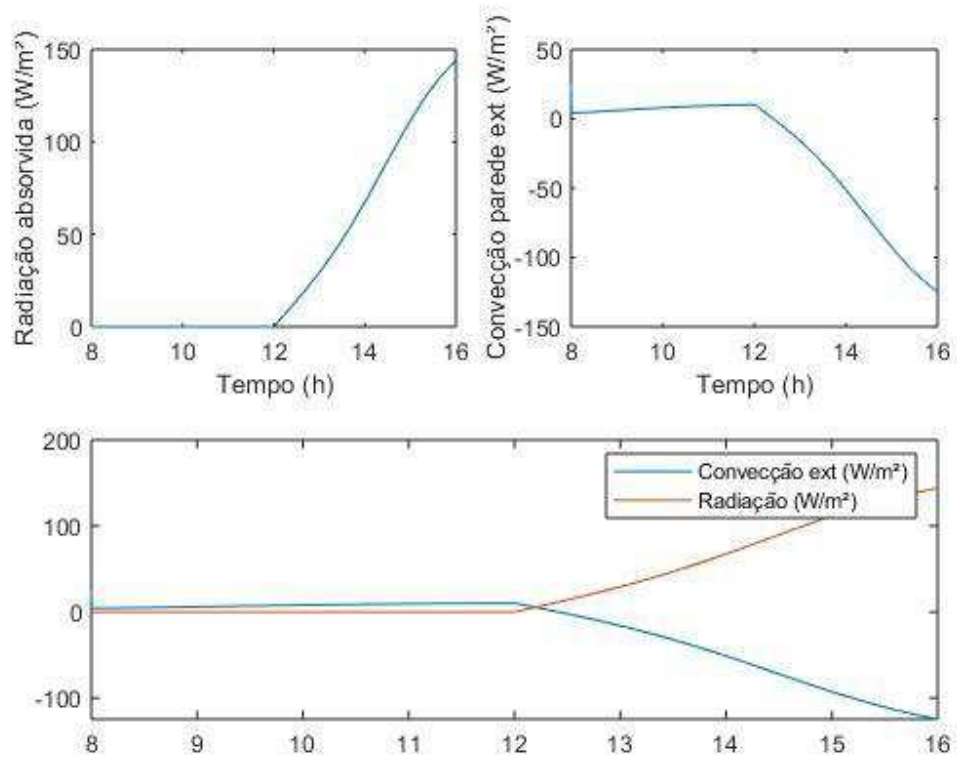


Figura 18. Radiação e convecção externa. Ex.3

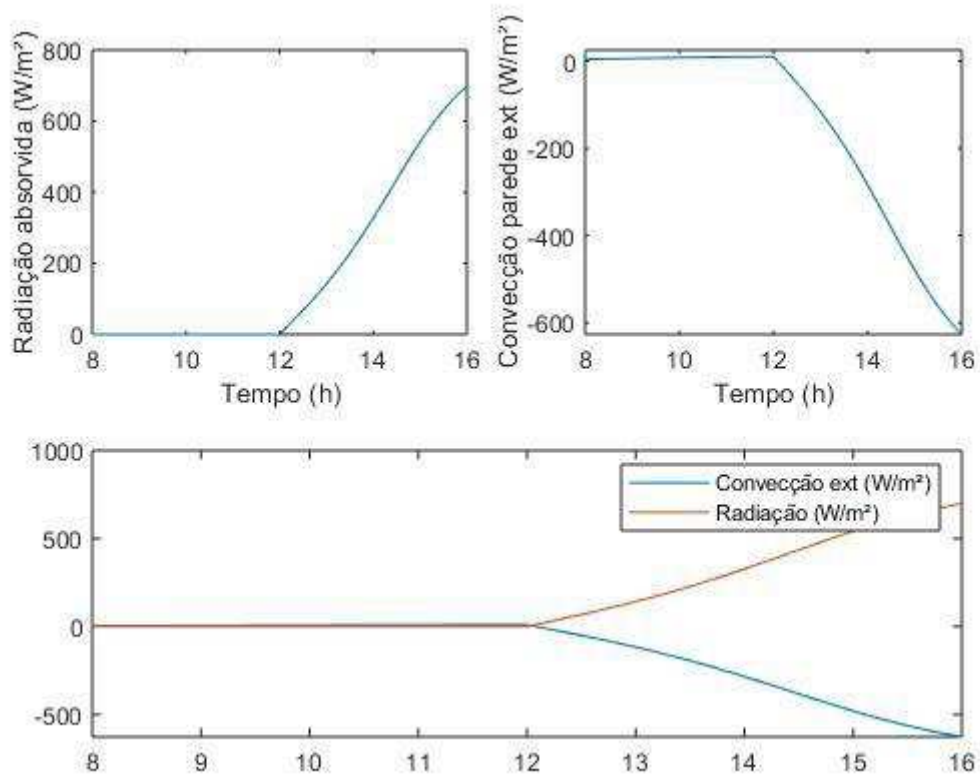


Figura 19. Radiação e convecção externa. Ex.4

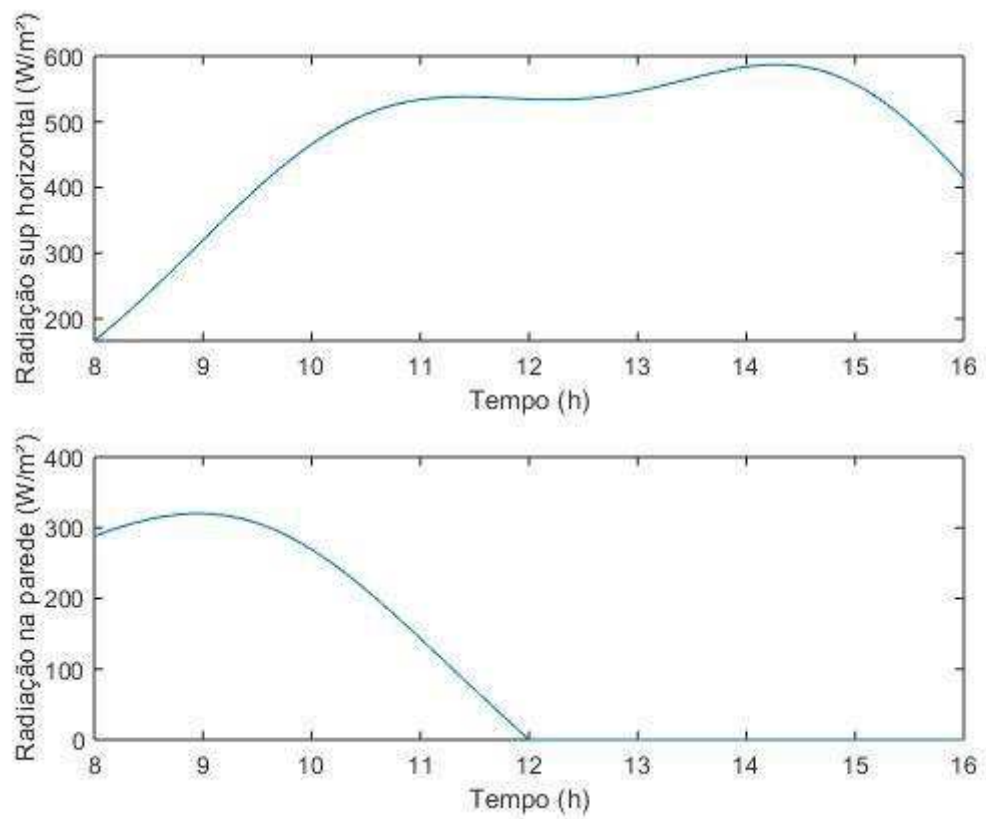


Figura 20. Comparação da radiação horizontal com a radiação dos Exs. 1 e 2

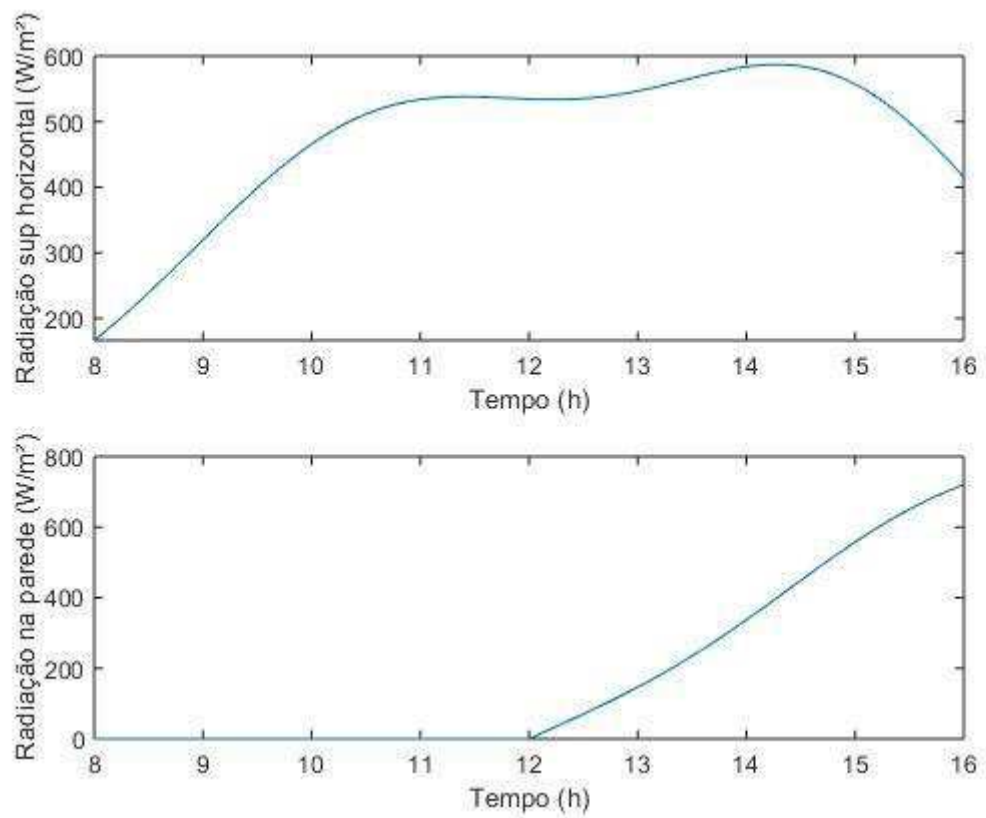


Figura 21. Comparação da radiação horizontal com a radiação dos Exs. 3 e 4

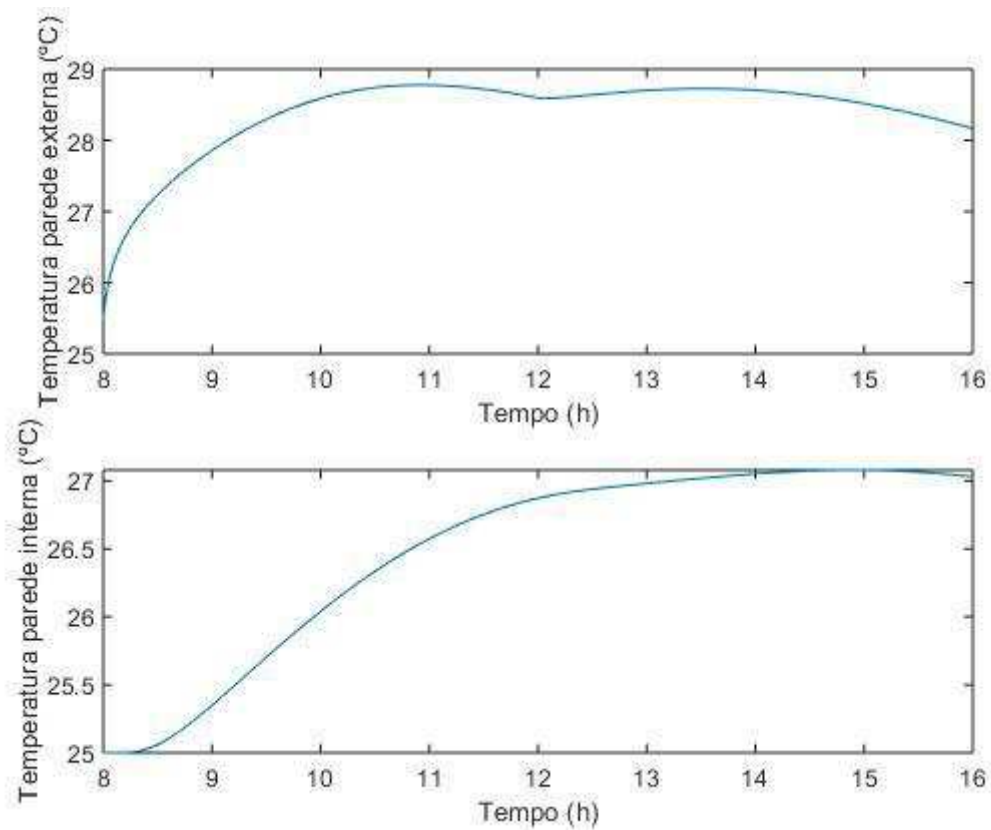


Figura 22. Temperatura nas paredes externa e interna. Ex.1

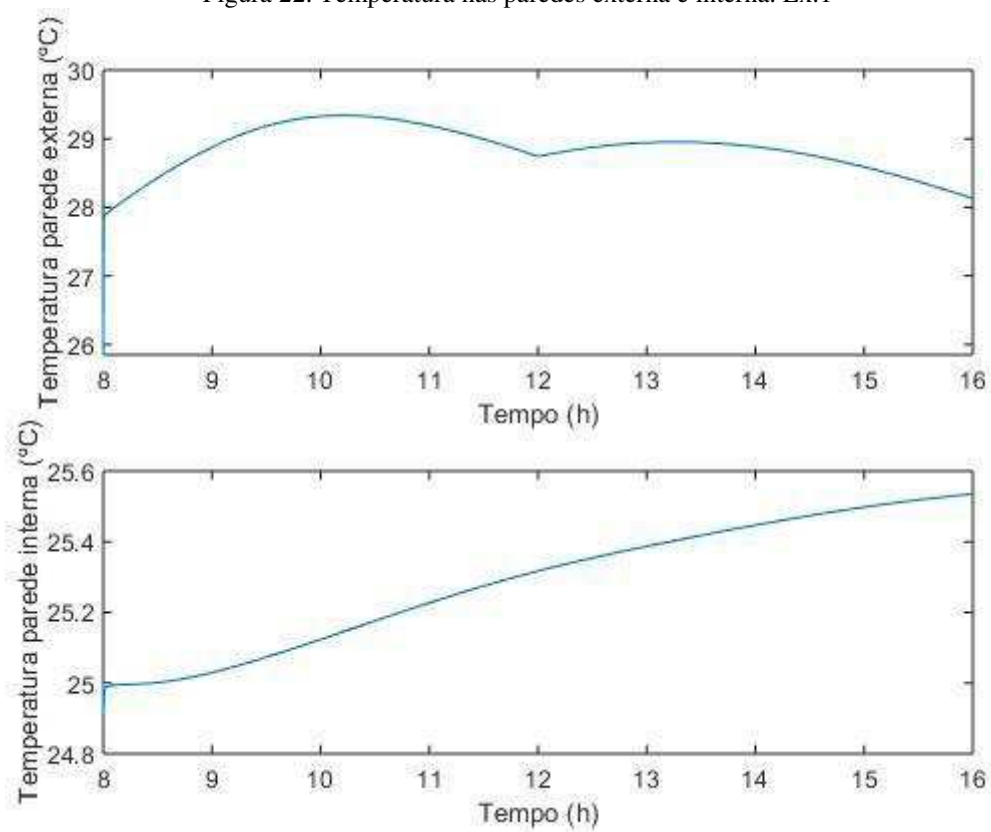


Figura 23. Temperaturas nas paredes externa e interna. Ex.2

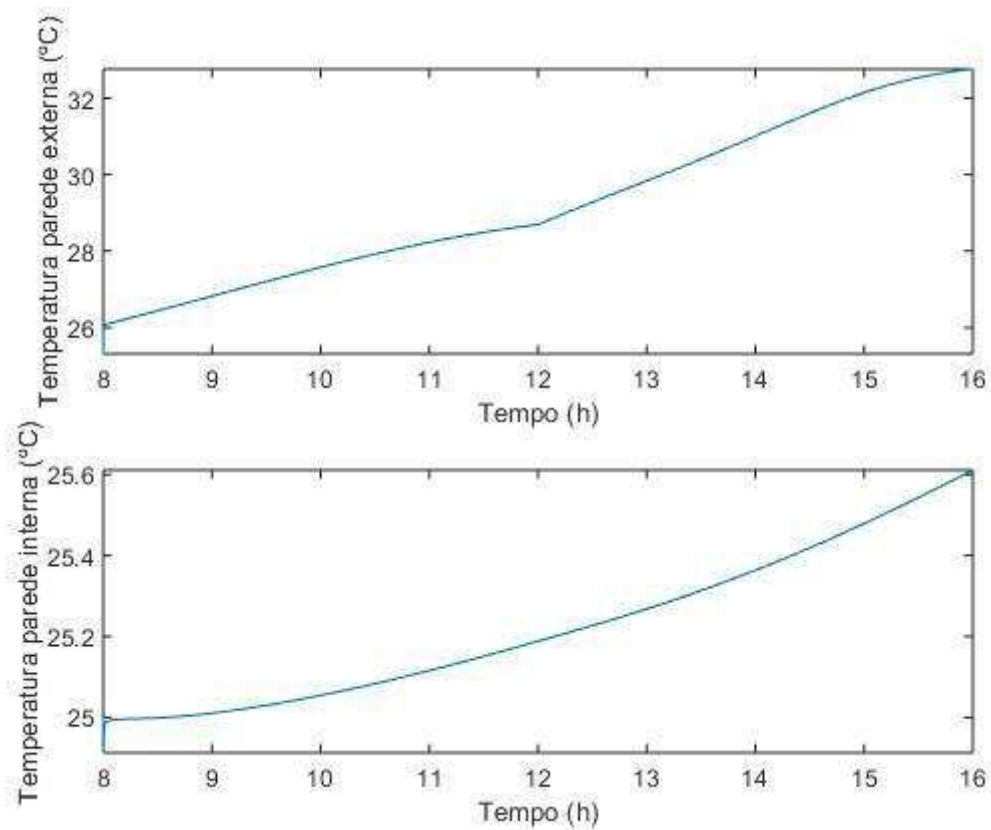


Figura 24. Temperaturas nas paredes externa e interna. Ex.3

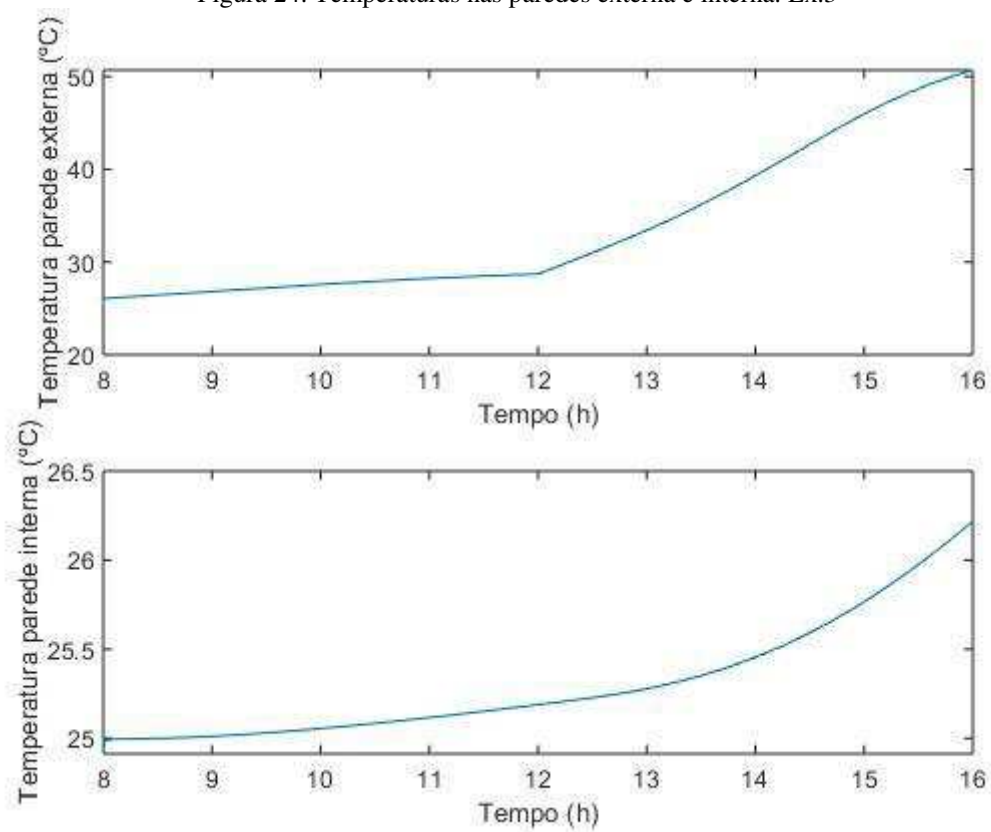


Figura 25. Temperaturas nas paredes externa e interna. Ex.4

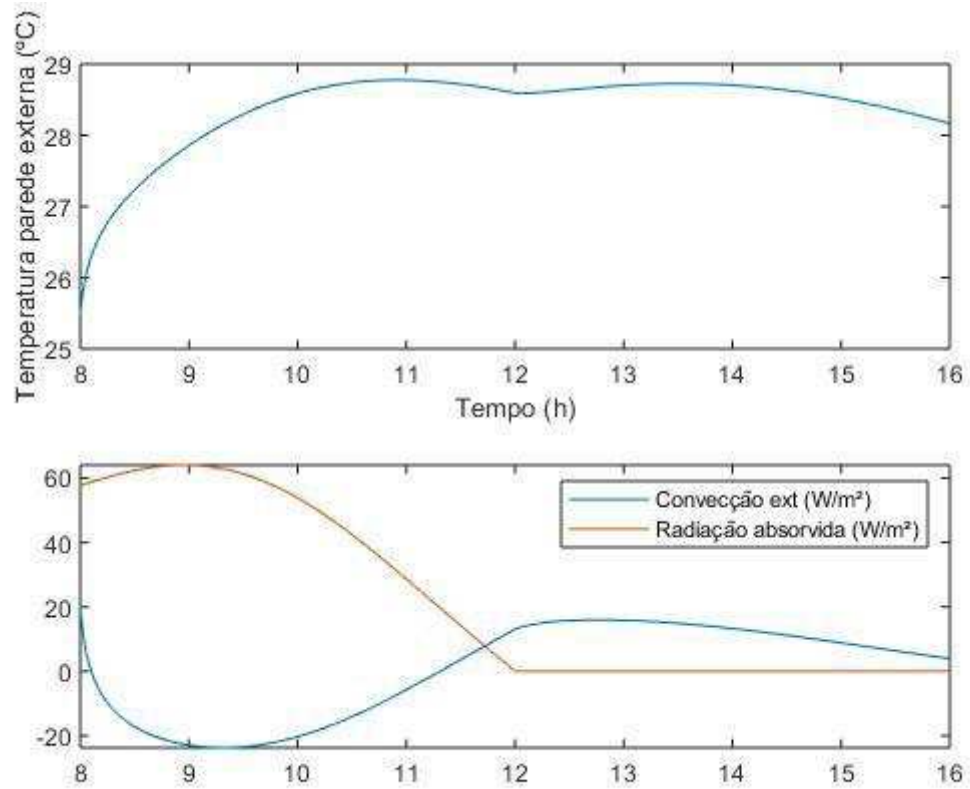


Figura 26. Radiação, convecção e temperatura da parede externa. Ex.1

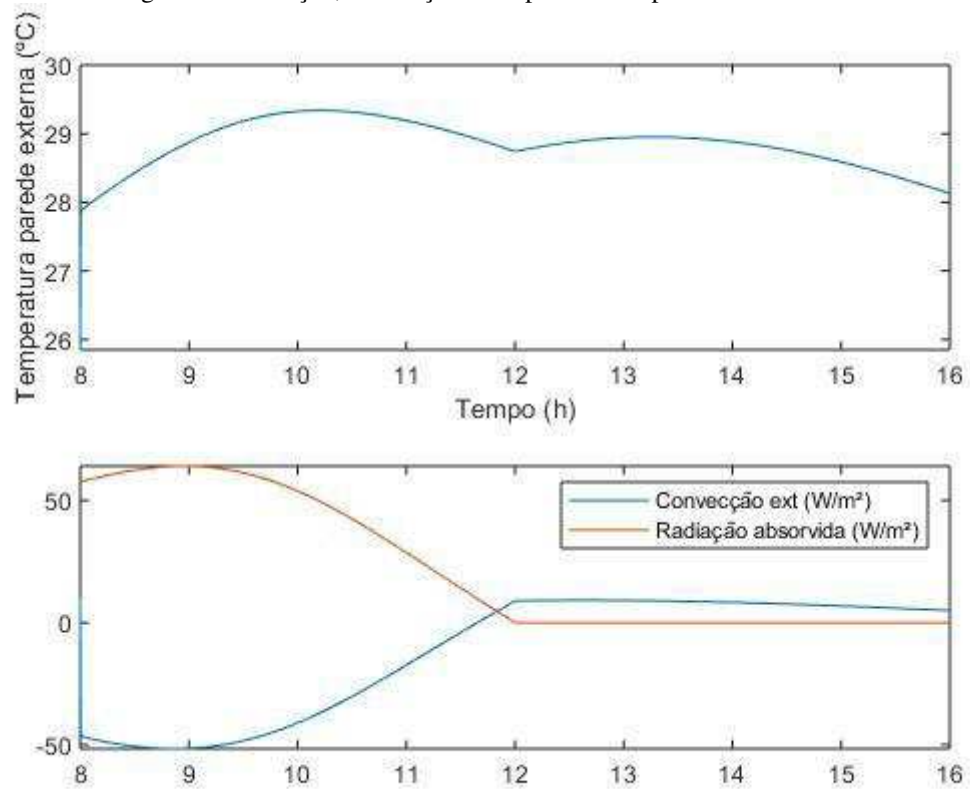


Figura 27. Radiação, convecção e temperatura da parede externa. Ex.2

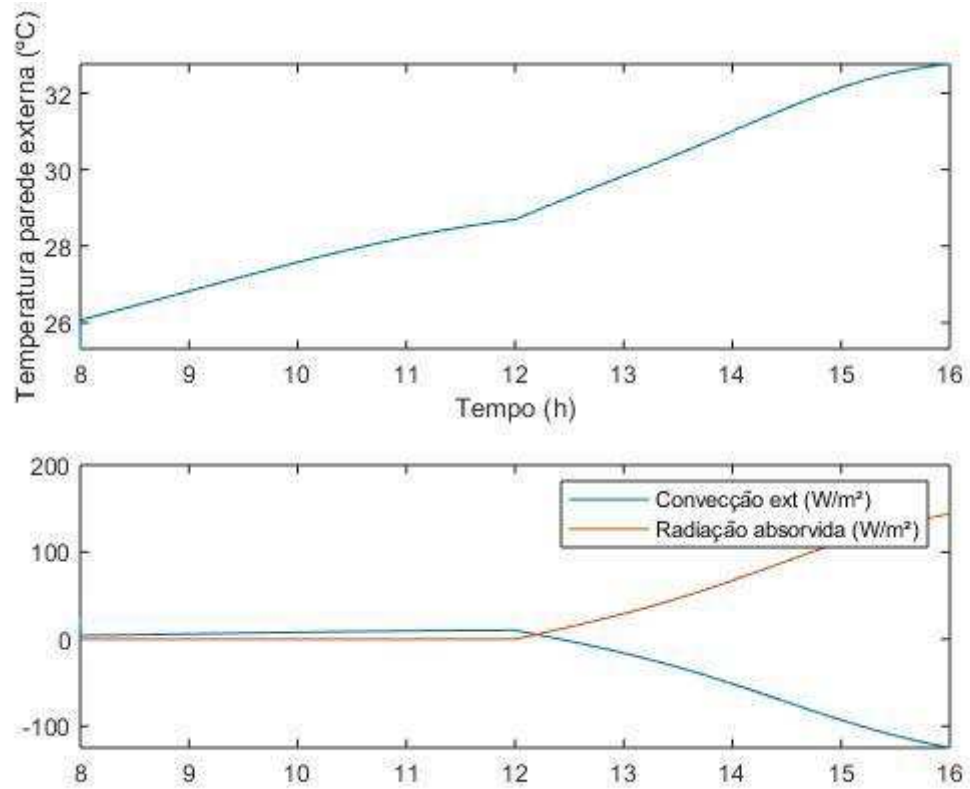


Figura 28.Radiação, convecção e temperatura da parede externa. Ex.3

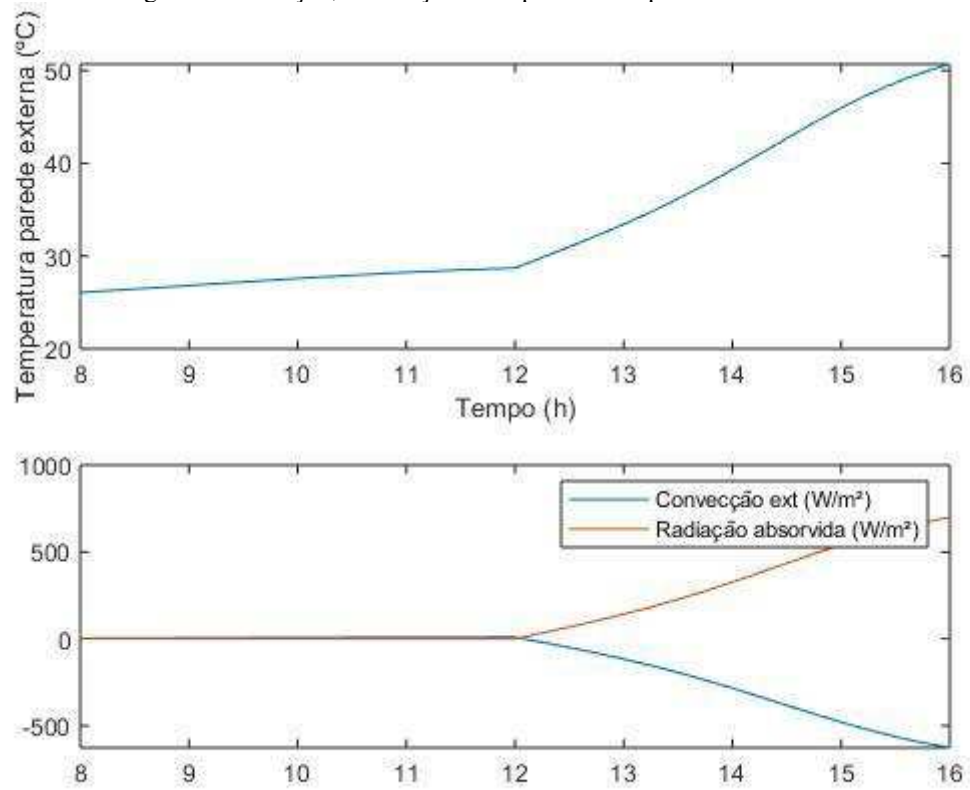


Figura 29.Radiação, convecção e temperatura da parede externa. Ex.4

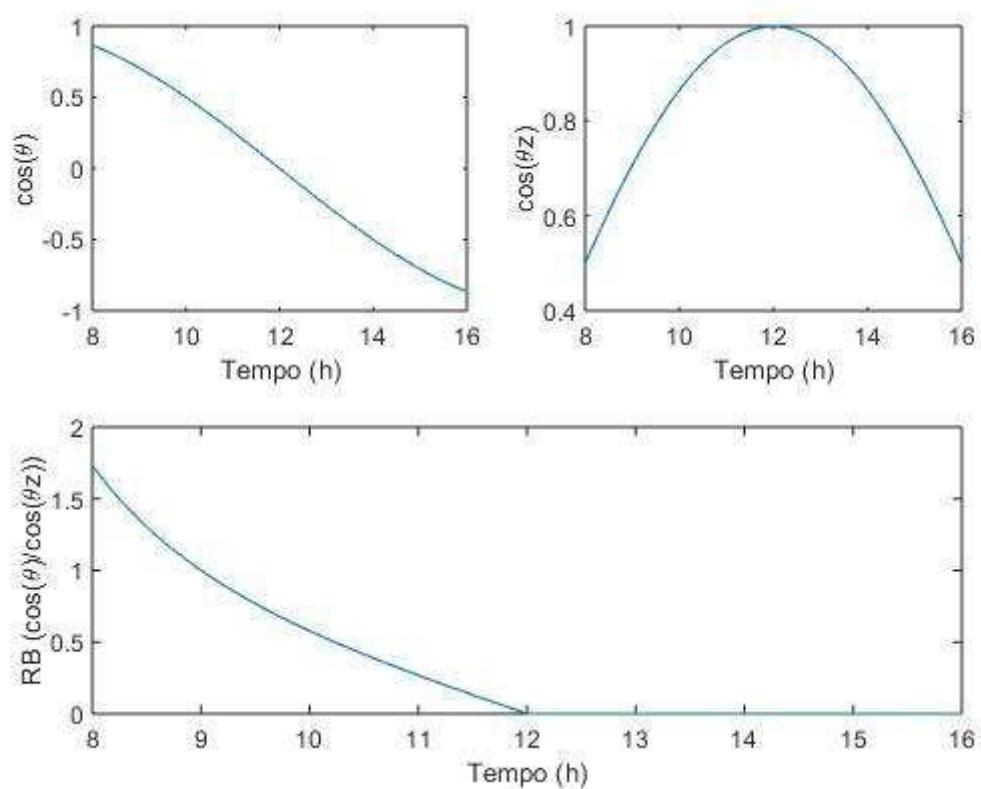


Figura 30. Fator de inclinação do feixe de radiação. Exs. 1 e 2

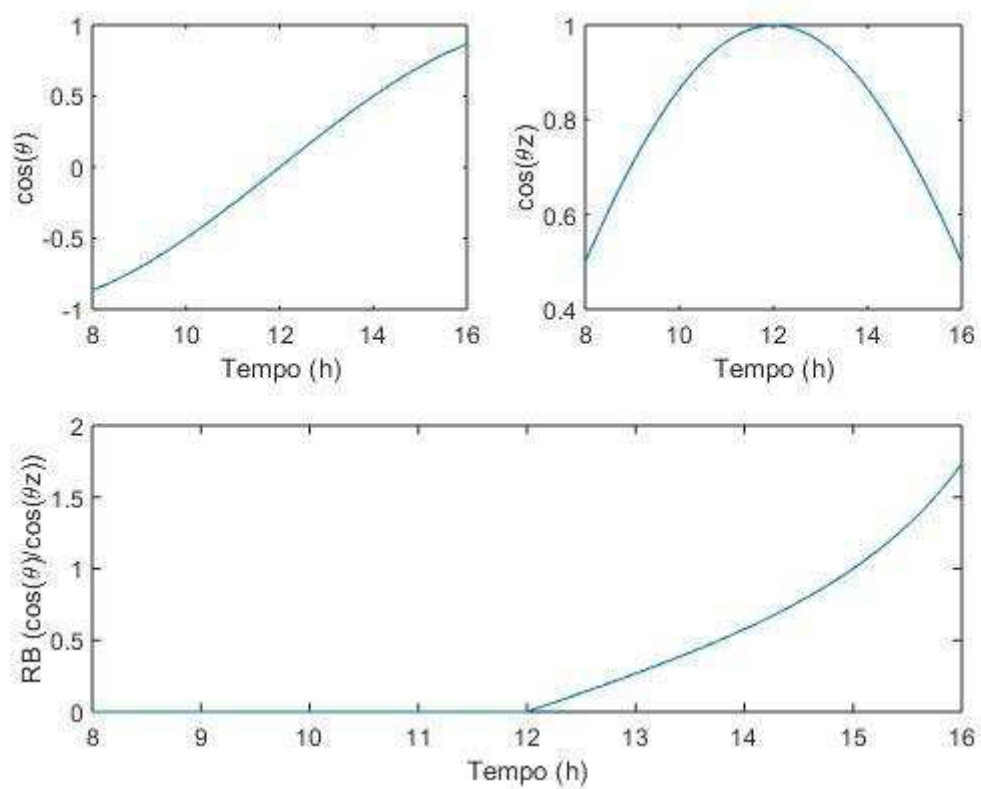


Figura 31. Fator de inclinação do feixe de radiação. Exs. 3 e 4

6 CONCLUSÕES

Nesta dissertação desenvolveu-se um estudo numérico-computacional sobre o comportamento da temperatura em paredes multicamadas. Foram analisados quatro (4) exemplos com propriedades diferentes (quantidade de camadas, azimuth e absortividade da superfície).

Os resultados obtidos indicaram que:

- Sem a presença do material isolante (poliestireno), a temperatura interna da parede é consideravelmente mais sensível à temperatura da superfície externa da parede, com $1,4944^{\circ}\text{C}$ de diferença com uma parede com isolamento (Ex 1 e Ex 2).
- A presença de duas camadas (uma em cada lado da parede) de poliestireno pérolas contribuiu de forma relevante no isolamento térmico da parede, gerando notável diferença de temperatura entre as superfícies externa e interna, sob as mais diversas situações.
- Devido questões óticas da radiação solar, notou-se que diferentes orientações resultam em diferentes temperaturas nas superfícies interna e externa, sendo, na declinação solar nula, a maior incidência solar pela manhã na parede voltada para o leste e maior radiação solar pela tarde em paredes voltadas para o oeste, além radiação nula em paredes voltadas para o norte ou sul.
- Enquanto a radiação solar em uma superfície horizontal é máxima ao meio dia, a superfície horizontal (parede) terá sempre radiação nula.
- Por conta da declinação da parede ser de 90° , independentemente do azimuth, cada parede permanecerá poucas horas durante o dia sofrendo radiação solar direta.
- A pintura externa de uma edificação é bastante relevante para a temperatura na parede, sendo as superfícies de menor absortividade as melhores para a diminuição da temperatura interna em ambiente tropical.
- O efeito da convecção tende a se opor ao efeito da radiação quando essa está com maior intensidade. A convecção faz a parede ceder o calor que ganhou da radiação para o meio quando a temperatura desse é menor do que a da parede.

Tendo em vista a importância de cada propriedade analisada, ou seja, do azimuth da parede, da radiação solar, da absortividade da parede, do material das camadas, das temperaturas externas e internas, dos coeficientes de convecção e da quantidade e espessura

de camadas da parede, conclui-se que o código computacional desenvolvido é uma excelente ferramenta para análise e previsão do comportamento térmico de edificações e pode ser utilizado para diversas finalidades e condições, como em projetos arquitetônicos ou até mesmo em projetos de energia solar.

Para um entendimento mais abrangente do comportamento da transferência de calor em paredes multicamadas, os seguintes estudos são sugeridos:

- Utilizar a Equação do Calor Tridimensional.
- Flexibilizar a quantidade de condições de contorno nas fronteiras.
- Permitir a utilização de camadas não sólidas, principalmente para se averiguar o efeito do ar atmosférico como isolante térmico.
- Permitir a utilização de camadas com materiais em mudança de fase.
- Estudar a relação entre a temperatura das paredes e sua influência na temperatura do recinto.
- Considerar as propriedades físicas da parede dependentes da temperatura.

7 REFERÊNCIAS

- AMARAL, HENRIQUE MARIANO C. **Introdução aos Fenômenos de Transportes**, 2017.
- AYDIN, ORHAN. **Conjugate Heat Transfer Analysis of Double Pane Windows**. Elsevier pp 109-116, 2006.
- CALLISTER, WILLIAM D JR. **Ciência e Engenharia de Materiais: uma introdução**. 07 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.
- ÇENGEL, Yunus A.; GHAJAR, AFSHIN J. **Transferência de Calor e Massa: Uma abordagem prática**. 04 ed. São Paulo: AMGH, 2012
- Corporation, 1980.
- DAGA, OJANES MARIA BAGIO DA. **Modelagem Matemática da Transferência de Calor em Paredes Multicamadas de Edificações de Três Dimensões**. Dissertação de Mestrado, UNIJUÍ. Ijuí, 2011.
- DE CASTRO, JOSÉ NEDILO CARRINHO. **Paredes Térmicas**. Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, 1991.
- DUFFIE, John A.; BECKMAN, William A. **Solar Engineering of Thermal Process**. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2013.
- E. WANG, W. LIU, **Unsteady Heat Transfers through a Multi-layer Wall**, Applied Energy, vol. 31, pp. 83-99, 1988.
- Elsevier, 2014.
- FORTUNA, ARMANDO DE OLIVEIRA. **Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos: Conceitos Básicos e Aplicações**. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 2000.
- G. ARMANDO, B. ARMANDO, V. CHRISTIAN, R. HERNÁNDEZ, J. FLORES. **Analysis of the Conjugate Heat Transfer in a Multi-layer Wall Including an Air Layer**, Applied Thermal Engineering, vol. 30, pp. 599-604, 2010.
- HALLIDAY D.; RESNICK R. **Fundamentos de Física: Gravitação, Ondas e Termodinâmica**. 08 ed. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2009.

INCROPERA, FRANK P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 06 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

INMET- **Instituto Nacional de Meteorologia**. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/por>

KALOGIROU, Soteris A. **Solar Energy Engineering: Processes and Systems**, Oxford:

KERN, Donald Q. "**Procesos de Transferencia de Calor**".31 ed. Colonia San Juan Tlihuaca: McGrawHill, 1999.

KREITH, FRANK. **Princípios de Transferência de Calor**. São Paulo: Pineira Thomson Learning, 2003.

LAMBERTS, R. et al. **Eficiência Energética na Arquitetura**. 03 ed. Rio de Janeiro: Ministério de Minas e Energia, 2004.

MALISKA, CLOVIS R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional: fundamentos e coordenadas generalizadas**. Santa Catarina: LTC, 1995.

OUTHWAITE, AARON. **Numerical Solutions for 1D Conduction using the Finite Volume Method**. Department of Process Engineering and Applied Sciences, Dalhousie University.

ÖZISIK, M. N. **Transferência de Calor: Um texto básico**. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan, 1990.

P. F. L. DIAS, L. M. SOUSA FILHO, W. D. P. FONSECA, **Numerical Investigation of Heat Transfer in a Multi-Layer Wall Used in Brazilian Buildings**, Heat and Mass Transfer, pp. 115, 2018.

PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. USA: Hemisphere Publishing

RUAS, Álvaro César. **Conforto Térmico no Ambiente de Trabalho**. Fundacentro, 1999.

São Pauli: McGrawHill do Brasil, 1985.

SCHIFFER, SUELI RAMOS.; FROTA, ANÉSIA BARROS. **Manual do Conforto Térmico**. 5. ed. São Paulo : Studio Nobel, 2001.

SENGER, SANDRA CRISTINA TELLES. **Determinação das Propriedades Térmicas de Materiais de Construção Através do Método do Regime Regular e Sua Aplicação na Transferência de Calor em Paredes**. Dissertação de Mestrado, UNIJUÍ. Ijuí, 2012.

SHACKELFORD, JAMES F. **Ciência dos Materiais**. 06 ed. São Paulo : Pearson Prentice Hall, 2008.

STOECKER, WILBERT F.; JONES, JEROLD W. **Refrigeração e Ar Condicionado**.

tal/index.php?r=home2/page&page=estacoesDoAno>. Acesso em: 02 Jan. 2018.

TELES, MAVD DE PAULA RIBEIRO. **Análise Óptica e Térmica de um Coletor Solar de Tubo Evacuado**. Dissertação de Mestrado, UNICAMP, Campinas, 2018.

VARNIER, ROSANE. **Determinação de Propriedades Térmicas de Materiais em Paredes Compostas Utilizando o Método do Problema Inverso**. Dissertação de Mestrado, Ijuí, 2010.

VEERSTEG H. K., MALALASEKERA W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method**. 2^a ed. England, Pearson Education, 2007.

ANEXOS

Programa principal (implementação no *MatLab*):

```
clc; close all;

%% UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO - UEMA
% CENTRO DE CIÊNCIAS TECNOLÓGICAS - CCT
% PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE COMPUTAÇÃO E
SISTEMAS -
% COMPUTAÇÃO APLICADA
%
% MESTRANDO: PEDRO BATALHA GONÇALVES FILHO
%% PARÂMETROS COMPUTACIONAIS %%NBR 15220
defans={'10','8','16'};
info={'Defina a quantidade de volumes em cada camada:', 'Hora inicial [h]', 'Hora final [h]:'};
ansx=inputdlg(info, '[1 35]', defans);
n=str2double(ansx{1}); % Número de volumes por camada;
tI=str2double(ansx{2});
tI=tI*3600;
tF=str2double(ansx{3}); % Tempo total do processo [h]
tF=tF*3600; % Convertendo horas em segundos
TABa=sprintf('%d volumes em cada camada', n);
TABBA=sprintf('Hora inicial: %.2fs (%.2fh)', tI, tI/3600);
TABBBA=sprintf('Hora final: %.2fs (%.2fh)', tF, tF/3600);
%% CONDIÇÕES DO LOCAL
% ans3=inputdlg({'Entre com o dia do mês:'}, 'BLA', [1 25], {'6','15'});
% %hora=str2num(ans3{1}); %
% d=str2num(ans3{1}); %
dia = listdlg('PromptString', {'Dia do
mês:'}, 'ListString', {'1','2','3','4','5','6','7','8','9','10','11','12','13','14','15','16','17','18','19','20','21',
'22','23','24','25','26','27','28','29','30','31'}, ...
'SelectionMode', 'single', 'ListSize', [120 70]);
switch dia
```

case 1
d=1;
case 2
d=2;
case 3
d=3;
case 4
d=4;
case 5
d=5;
case 6
d=6;
case 7
d=7;
case 8
d=8;
case 9
d=9;
case 10
d=10;
case 11
d=11;
case 12
d=12;
case 13
d=13;
case 14
d=14;
case 15
d=15;
case 16
d=16;

```
case 17
    d=17;
case 18
    d=18;
case 19
    d=19;
case 20
    d=20;
case 21
    d=21;
case 22
    d=22;
case 23
    d=23;
case 24
    d=24;
case 25
    d=25;
case 26
    d=26;
case 27
    d=27;
case 28
    d=28;
case 29
    d=29;
case 30
    d=30;
case 31
    d=31;
end
mesesd={'Março','Junho','Setembro','Dezembro'};
```

```

mes = listdlg('PromptString',{ 'Entre com o mês do ano:',''},'ListString',mesesd,...
'SelectionMode','single','ListSize',[120 70]);
switch mes
    case 1
        diasol=59+d;% Março
    case 2
        diasol=151+d;% Junho
    case 3
        diasol=243+d;% Setembro
    case 4
        diasol=334+d;% Dezembro
end
TABB=sprintf('%d de %s de 2018 - São Luís - MA',d,mesesd{mes});
azimute = listdlg('PromptString',{ 'Parede voltada para
o:',''},'ListString',{ 'Norte','Sul','Leste','Oeste'},...
'SelectionMode','single','ListSize',[120 70]);
switch azimute
    case 1 %Norte
        Zs=180;
    case 2 %Sul
        Zs=0;
    case 3 %Leste
        Zs=270;
    case 4 %Oeste
        Zs=90;
end
Lat=-2.53073 ;% Latitude do local
TABC=sprintf('Azimute da parede: %.2d°',Zs);
decli=23.45*sind(360*(284+diasol)/365);% Declinação solar em radianos
%% ABSORTIVIDADE DA SUPERFÍCIE EXTERNA
tntrs={'Chapa de alumínio (nova e brilhante)','Chapa de alumínio oxidada',...

```

```
'Chapa de aço galvanizada','Concreto aparente (valor médio)','Tijolo aparente (valor médio)',...
```

```
'Reboco claro (valor médio)','Pintura branca','Pintura amarela','Pintura verde clara',...
```

```
'Pintura "alumínio','Pintura verde escura','Pintura vermelha','Pintura preta'};
```

```
superficie = listdlg('PromptString',{'Superfície à radiação solar :';'},...
```

```
'ListString',tntrs,'SelectionMode',...
```

```
'single','ListSize',[200 200]);
```

```
switch superficie
```

```
case 1
```

```
abso=0.05;% Chapa de alumínio (nova e brilhante)
```

```
case 2
```

```
abso=0.15;% Chapa de alumínio oxidada
```

```
case 3
```

```
abso=0.25;% Chapa de aço galvanizada
```

```
case 4
```

```
abso=0.725;% Concreto aparente (valor médio)
```

```
case 5
```

```
abso=0.725;% Tijolo aparente (valor médio)
```

```
case 6
```

```
abso=0.4;% Reboco claro (valor médio)
```

```
case 7
```

```
abso=0.20;% Pintura branca
```

```
case 8
```

```
abso=0.30;% Pintura amarela
```

```
case 9
```

```
abso=0.40;% Pintura verde clara
```

```
case 10
```

```
abso=0.40;% Pintura "alumínio"
```

```
case 11
```

```
abso=0.70;% Pintura verde escura
```

```
case 12
```

```
abso=0.74;% Pintura vermelha
```

```

        case 13
            abso=0.97;% Pintura preta
        end

        TABD=sprintf('Superfície à radiação: %s',tntrs{superficie});
%% PARÂMETROS DAS CAMADAS
        %fprintf('Defina a quantidade de camadas:')
        defans1={'3','25','28','6','25'};
        info1={'Defina a quantidade de camadas:',...
            'Defina a temperatura interna [°C]:',...
            'Defina o coeficiente de convecção externo [W/(m²K)]:','Defina o coeficiente de convecção
            interno [W/(m²K)]:',...
            'Defina a distribuição inicial de temperatura na parede [°C]:'};
        ans1=inputdlg(info1,"",1,defans1);
        Q=str2double(ans1{1});% Quantidade de camadas
        Tf2=str2double(ans1{2}); % Temperatura do recinto [°C]
        h1=str2double(ans1{3}); % Coeficiente de convecção da área externa [?]
        h2=str2double(ans1{4}); % Coeficiente de convecção do recinto [?]
        Tinic=str2double(ans1{5});% Temperatura inicial da parede [°C]
        To=ones(1,n*Q)*Tinic;
        TABE=sprintf('%d camada(s) / Temperatura do recinto %.2f°C ',...
            Q,Tf2);
        TABBE=sprintf('Coeficiente de convecção ext %.2f W/(m²K)',...
            h1);
        TABBBE=sprintf('Coeficiente de convecção int %.2f W/(m²K)',...
            h2);
        k=zeros(1,Q);
        rhoa=zeros(1,Q);
        Cpa=zeros(1,Q);
        roc=zeros(1,Q);
        L=zeros(1,Q);
        infmacao=zeros(1,Q);
        for m=1:Q

```

```
mtrls={'Tijolo, comum','Reboco de gesso branco e areia','Argamassa de cimento','Vidro celular','Poliestireno, pérolas moldadas','Poliestireno, extrudado (R-12)','Outro material (especificar)'};
```

```
material = listdlg('PromptString',{sprintf('Defina o material da %dª camada:',m)},...  
'ListString',mtrls,...
```

```
'SelectionMode','single','ListSize',[200 125]);
```

```
switch material
```

```
case 1
```

```
k(m)= 0.72;    % Condutividade térmica do material [W/m.K]
```

```
rhoa(m) = 1920; % Massa especifica [kg/m³]
```

```
Cpa(m) = 835;  % Calor específico [J/kg.K]
```

```
roc(m)=rhoa(m)*Cpa(m);
```

```
case 2
```

```
k(m)= 0.22;    % Condutividade térmica do reboco [W/mK]
```

```
rhoa(m) = 1680; % Massa especifica [kg/m³]
```

```
Cpa(m) = 1085; % Calor específico [J/kg.K]
```

```
roc(m)=rhoa(m)*Cpa(m);
```

```
case 3
```

```
k(m)= 0.72;    % Condutividade térmica do reboco [W/mK]
```

```
rhoa(m) = 1860; % Massa especifica [kg/m³]
```

```
Cpa(m) = 780;  % Calor específico [J/kg.K]
```

```
roc(m)=rhoa(m)*Cpa(m);
```

```
case 4
```

```
k(m)= 0.058;   % Condutividade térmica do reboco [W/mK]
```

```
rhoa(m) = 145; % Massa especifica [kg/m³]
```

```
Cpa(m) = 1000; % Calor específico [J/kg.K]
```

```
roc(m)=rhoa(m)*Cpa(m);
```

```
case 5
```

```
k(m)= 0.04;    % Condutividade térmica do reboco [W/mK]
```

```
rhoa(m) = 16;  % Massa especifica [kg/m³]
```

```
Cpa(m) = 1210; % Calor específico [J/kg.K]
```

```
roc(m)=rhoa(m)*Cpa(m);
```

```

case 6
    k(m)= 0.027;    % Condutividade térmica do reboco [W/mK]
    rhoa(m) = 55;   % Massa especifica [kg/m³]
    Cpa(m) = 1210;  % Calor específico [J/kg.K]
    roc(m)=rhoa(m)*Cpa(m);
otherwise
    ans2=inputdlg({'Insira a condutividade térmica [W/mK]','Insira a massa especifica [kg/m³]',...
        'Insira o calor específico [J/kg.K]'});
    k(m)=str2double(ans2{1});%input("");
    rhoa(m)=str2double(ans2{2});
    Cpa(m)=str2double(ans2{3});
    roc(m)=rhoa(m)*Cpa(m);
end
infmacao(m)=material;
TER(m)=inputdlg({sprintf('Espessura da %dª camada [m]:',m)},"",1,{ '0.09'});
L(m)=str2double(TER{m});
end
for i=1:Q
    S{i}=sprintf('%dª camada - %.2fm - %s',i,L(i),mtrl{s{infmacao(i)}});
end
%% PASSO ESPACIAL
dx=zeros(1,Q);
for i=1:Q
    dx(i)=L(i)/n;
end
%% PASSO TEMPORAL
varte = questdlg('Defina o passo temporal:', ...
    ", ...
    'Valor automático','0.1s','0.01s','Valor automático');
switch varte
    case 'Valor automático'

```

```

    dt=(min(rhoa)*min(Cpa)*(min(dx)^2))/(2*max(k));
case '0.1s'
    dt=0.1;
case '0.01s'
    dt=0.01;
end

%% EXIBIÇÃO DOS DADOS DE ENTRADA
TABF='S';
TABBBBE=sprintf('Passo temporal: %.4fs',dt);
TTTT={TABA;";TABBA;";TABBBA;"; TABB;"; TABC;"; TABD;"; TABE ;"; TABBE;";
TABBBE;";TABBBBE;"};
TYTY=vertcat(TTTT,TABF);
msgbox(TYTY,'ENTRADA')

%% CRIAÇÃO DO VETOR POSIÇÃO X
%A malha da primeira camada tem a conFiguração abaixo independente do
%número de camadas
x=zeros(1,(Q*n)+2);
for i=1:n+2
    if (i==1)
        x(i)=0;           %EXTREMO À ESQUERDA
    elseif (i==2)
        x(i)=dx(1)/2;      %PRIMEIRO NÓ
    elseif (i>2) && (i<n+2)
        x(i)=x(i-1)+dx(1); %NÓS INTERMEDIÁRIOS
    end
end
end

if (Q>1)%Se o número de camadas for igual a 1 a geração de malhas muda um pouco
for m=2:Q
    for i=((m-1)*n)+2:(m-1)*(2*n)+2
        if (i==((m-1)*n)+2)
            x(i)=x(i-1)+(dx(m-1)/2)+(dx(m)/2);           %EXTREMO À ESQUERDA
        elseif (i>((m-1)*n)+2) && (i<((m-1)*n)+2+n)

```

```

        x(i)=x(i-1)+dx(m);           %NÓS INTERMEDIÁRIOS
    end
end
end
end
%
x((Q*n)+2)=sum(L); %ÚLTIMO NÓ
%% CONTAGEM
contad=0;
Ti=zeros(1,Q+1);%Iniciando a matriz de temperaturas intermediárias.
t1=zeros(1,round((tF-tI)/dt));
anghoraplot=zeros(1,round((tF-tI)/dt));
costetaplot=zeros(1,round((tF-tI)/dt));
costetazplot=zeros(1,round((tF-tI)/dt));
RBplot=zeros(1,round((tF-tI)/dt));
Tf1plot=zeros(1,round((tF-tI)/dt));
Tf2plot=zeros(1,round((tF-tI)/dt));
Gplot=zeros(1,round((tF-tI)/dt));
Gincliplot=zeros(1,round((tF-tI)/dt));
Taplot=zeros(1,round((tF-tI)/dt));
Tbplot=zeros(1,round((tF-tI)/dt));
qconvext=zeros(1,round((tF-tI)/dt));
A=zeros(Q*n,Q*n);
B=zeros(1,Q*n);
Li=zeros(1,Q+1);
for t=tI:dt:tF+dt
%% ASPECTOS ÓTICOS
contad=contad+1;
t1(contad)=t;
beta=90;
decli=(23.45*sind(360*((284+diasol))/365));
%decliplot(contad)=decli;

```

```

anghora=(((t/3600)-12)*15));% subs hora=t/3600 Angulo horário
anghoraplot(contad)=anghora;
costeta=(sind(Lat)*sind(decli)*sind(beta))-(cosd(Lat)*sind(decli)*sind(beta)*cosd(Zs))+...
(cosd(Lat)*cosd(decli)*cosd(anghora)*cosd(beta))+(sind(Lat)*cosd(decli)*cosd(anghora)*sin
d(beta)*cosd(Zs))+...
(cosd(decli)*sind(anghora)*sind(beta)*sind(Zs));
costetaplot(contad)=costeta;
costetaz=sind(Lat)*sind(decli)+cosd(Lat)*cosd(decli)*cosd(anghora);
costetazplot(contad)=costetaz;

if (costeta/costetaz>=0) %Desconsiderar efeito de transmissão de radiação
    RB=costeta/costetaz;
else
    RB=0;
end

RBplot(contad)=RB;

%%% RADIAÇÃO E TEMPERATURA AMBIENTE
if mes==1
    %%% MARÇO
    AA1 = 1909;% (1693, 2125)
    BB1 = 14.74;% (14.38, 15.1)
    CC1 = 2.454;% (2.152, 2.756)
    AA2 = 1756;% (1575, 1937)
    BB2 = 10.71;% (10.29, 11.14)
    CC2 = 2.61;% (2.243, 2.978)
    G=(AA1*exp(-(((t/3600)-BB1)/CC1).^2) + AA2*exp(-(((t/3600)-BB2)/CC2).^2))/3.6;
    a0a = 26.65;% (26.46, 26.85)
    a1a = -1.816;% (-2.218, -1.415)
    b1b = -1.065;% (-2.05, -0.08099)
    a2a = 0.5872;% (0.1639, 1.01)
    b2b = 0.1546;% (-0.2261, 0.5353)
    ww = 0.2622;% (0.2225, 0.302)

```

Tf1 = a0a + a1a*cos((t/3600)*ww) + b1b*sin((t/3600)*ww) + a2a*cos(2*(t/3600)*ww) + b2b*sin(2*(t/3600)*ww);

elseif mes==2

%% JUNHO

AA1 = 1728;% (1394, 2061)

BB1 = 10.46;% (10.06, 10.86)

CC1 = 2.301;% (1.99, 2.612)

AA2 = 1685;% (1488, 1882)

BB2 = 14.26;% (13.71, 14.82)

CC2 = 2.796;% (2.332, 3.261)

G = (AA1*exp(-(((t/3600)-BB1)/CC1)^2) + AA2*exp(-(((t/3600)-BB2)/CC2)^2))/3.6;

a0a = 26.49;% (26.27, 26.7)

a1a = -2.533;% (-2.99, -2.076)

b1b = -1.486;% (-2.432, -0.5405)

a2a = 0.6502;% (0.22, 1.08)

b2b = 0.323;% (0.05002, 0.5959)

ww = 0.2738;% (0.2457, 0.3019)

Tf1 = a0a + a1a*cos((t/3600)*ww) + b1b*sin((t/3600)*ww) + a2a*cos(2*(t/3600)*ww) + b2b*sin(2*(t/3600)*ww);

elseif mes==3

%% SETEMBRO

AA1 = -4.527e+07;% (-1.746e+16, 1.746e+16)

BB1 = 12.53;% (-3498, 3523)

CC1 = 2.972;% (-1.514e+04, 1.515e+04)

AA2 = 4.528e+07;% (-1.746e+16, 1.746e+16)

BB2 = 12.53;% (-3498, 3523)

CC2 = 2.972;% (-1.514e+04, 1.514e+04)

G = (AA1*exp(-(((t/3600)-BB1)/CC1)^2) + AA2*exp(-(((t/3600)-BB2)/CC2)^2))/3.6;

a0a = 27.12;% (26.94, 27.31)

a1a = -2.49;% (-2.808, -2.173)

b1b = -1.214;% (-2.177, -0.2505)

a2a = 0.8286;% (0.2651, 1.392)

```

b2b = 0.5214;% (0.1075, 0.9353)
ww = 0.2696;% (0.2413, 0.2979)
Tf1 = a0a + a1a*cos((t/3600)*ww) + b1b*sin((t/3600)*ww) + a2a*cos(2*(t/3600)*ww) +
b2b*sin(2*(t/3600)*ww);
elseif mes==4
%% DEZEMBRO
AA1 = 674.9;% (173.5, 1176)
BB1 = 9.493;% (8.988, 9.999)
CC1 = 2.085;% (1.367, 2.804)
AA2 = 1847;% (1665, 2028)
BB2 = 13.01;% (12.35, 13.67)
CC2 = 3.541;% (3.013, 4.07)
G = (AA1*exp(-(((t/3600)-BB1)/CC1)^2) + AA2*exp(-(((t/3600)-BB2)/CC2)^2))/3.6;
a0a = 26.33;% (26.24, 26.42)
a1a = -1.736;% (-1.902, -1.569)
b1b = -0.9829;% (-1.352, -0.6138)
a2a = 0.5259;% (0.3912, 0.6606)
b2b = 0.06221;% (-0.08084, 0.2053)
ww = 0.2681;% (0.2521, 0.2842)
Tf1 = a0a + a1a*cos((t/3600)*ww) + b1b*sin((t/3600)*ww) + a2a*cos(2*(t/3600)*ww) +
b2b*sin(2*(t/3600)*ww);
end
Tf1plot(contad)=Tf1;
Gplot(contad)=G;
Tf2plot(contad)=Tf2;
Gincli=G*RB;
Gincliplot(contad)=Gincli;
%% CONDIÇÕES DE CONTORNO NAS PAREDES EXTERNA E INTERNA
Ta=((Tf1*h1)+(To(1)*(k(1)/(dx(1)/2)))+(abso*Gincli))/(h1+(k(1)/(dx(1)/2)));
Taplot(contad)=Ta;
Tb=((Tf2*h2)+(To(Q*n)*(k(Q)/(dx(Q)/2)))/(h2+(k(Q)/(dx(Q)/2)));
Tbplot(contad)=Tb;

```

```

Ti(1)=Ta;
Ti(Q+1)=Tb;
qconvext(contad)=h1*(Tf1-Ta); %Calor convecção externa (W/m²)
    for m=1:Q %Varredura em cada camada;
%% CONSTRUÇÃO DA MATRIZ A E B ( A*T=B )
        for i= ((m-1)*n)+1:((m-1)*n)+n
            if (i==((m-1)*n)+1)
                aW=0;          %ok
                aE=(k(m))/dx(m); %ok
                sP=(2*k(m))/dx(m); %ok
                aP0=roc(m)*(dx(m)/dt);% ok
                aP=aW+aE+aP0+sP;
            % PREENCHER A MATRIZ DE TEMPERATURA DO NÓ 1:
                A(i,i)=aP; %ok
                A(i,i+1)=-aE; %ok
            % PREENCHER A MATRIZ FONTE DO NÓ 1:
                B(i,1)=(aP0*To(i))+(Ti(m)*sP); %%%%% CONDIÇÃO INICIAL À ESQUERDA
            elseif (i>((m-1)*n)+1) && (i<((m-1)*n)+n)
                aW=(k(m))/dx(m); %ok
                aE=(k(m))/dx(m); %ok
                sP=0;          %ok
                aP0=roc(m)*(dx(m)/dt);%ok
                aP=aP0+aW+aE+sP; %ok
            % PREENCHER A MATRIZ DE TEMPERATURA DOS NÓS INTERMEDIÁRIOS:
                A(i,i-1)=-aW;
                A(i,i)=aP;
                A(i,i+1)=-aE;
            % PREENCHER A MATRIZ FONTE DOS NÓS INTERMEDIÁRIOS:
                B(i,1)=aP0*To(i);
            elseif (i==((m-1)*n)+n)
                aW=(k(m))/dx(m); % ok
                aE=0;          % ok

```

```

sP=(2*k(m))/dx(m); % ok
aP0=roc(m)*(dx(m)/dt);% ok
aP=aW+aE+aP0+sP;    %ok
% PREENCHER A MATRIZ DE TEMPERATURA DO NÓ 5:
A(i,i)=aP;
A(i,i-1)=-aW;
% PREENCHER A MATRIZ FONTE DO NÓ 5:
B(i,1)=(Ti(m+1)*sP)+(aP0*To(i)); %%% CONDIÇÃO DE CONTORNO ENTRE
CAMADAS
end
end
end
T= TDMA(A,B); %%% DEPOIS DE OBTIDO O VALOR DE A E B, PODE-SE
ENCONTRAR T (A*T=B)
%% CONDIÇÕES DE CONTORNO ENTRE CAMADAS
for h=1:Q-1

Ti(h+1)=(((k(h)/dx(h))*T(h*n))+((k(h+1)/dx(h+1))*T((h*n)+1)))/((k(h)/dx(h))+k(h+1)/dx(h
+1))); %ok
end
if t<tF % NA ULTIMA INTERAÇÃO NÃO SE ATUALIZA A TEMPERATURA, POIS
DESEJA-SE ENCONTRAR O ERRO
To=T; % ATUALIZANDO O TEMPO ANTERIOR COM O TEMPO ATUAL
else
break
end
end
%% PLOTAR GRÁFICO PRINCIPAL
T1=[Ta;T;Tb];
plot(x,T1,'MarkerFaceColor','k'); % PLOTANDO A DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA
NA PAREDE
xlabel('L [m]');
ylabel('T [°C]');
title('Condução em parede composta');

```



```

xlabel('Tempo (h)')
ylabel('Temperatura ambiente (°C)')
subplot(2,1,2);
plot(t1./3600,Tf2plot)
xlabel('Tempo (h)')
ylabel('Temperatura do recinto (°C)')
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
figure
subplot(2,1,1);
plot(t1./3600,Gplot)
xlabel('Tempo (h)')
ylabel('Radiação sup horizontal (W/m²)')
subplot(2,1,2);
plot(t1./3600,Gincliplot)
xlabel('Tempo (h)')
ylabel('Radiação na parede (W/m²)')
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
figure
subplot(2,1,1);
plot(t1./3600,Taplot)
xlabel('Tempo (h)')
ylabel('Temperatura parede externa (°C)')
subplot(2,1,2);
plot(t1./3600,Tbplot)
xlabel('Tempo (h)')
ylabel('Temperatura parede interna (°C)')
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
figure
subplot(2,1,1);
plot(t1./3600,Taplot)
xlabel('Tempo (h)')
ylabel('Temperatura parede externa (°C)')

```

```

subplot(2,1,2);
plot(t1./3600,qconvext)
hold on
plot(t1./3600,Gincliplot*abso)
legend('Convecção ext (W/m²)', 'Radiação absorvida (W/m²)')
hold off

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
figure
subplot(2,2,1);
plot(t1./3600,costetaplot)
xlabel('Tempo (h)')
ylabel('cos(\theta)')
subplot(2,2,2);
plot(t1./3600,costetazplot)
xlabel('Tempo (h)')
ylabel('cos(\theta_z)')
subplot(2,2,[3 4]);
plot(t1./3600,RBplot)
xlabel('Tempo (h)')
ylabel('RB (cos(\theta)/cos(\theta_z))')

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Algoritmo TDMA
function [X] = TDMA(A,b)
m = length(b);
X = zeros(m,1);
A(1,2) = A(1,2)./A(1,1);
b(1) = b(1)./A(1,1);
for i = 2:m-1
temp = A(i,i)-A(i,i-1).*A(i-1,i);
A(i,i+1) = A(i,i+1)./temp;
b(i) = (b(i)-A(i,i-1).*b(i-1))./temp;
end

```

```
i=m;  
X(m) = (b(i)-A(i,i-1).*b(i-1))./(A(i,i)-A(i,i-1).*A(i-1,i));  
for i = m-1:-1:1  
    X(i) = -A(i,i+1).*X(i+1)+b(i);  
end  
end
```