

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS E CIÊNCIAS EXATAS
DEPARTAMENTO DE FÍSICA
CAMPUS DE RIO CLARO

ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DO
RESFRIAMENTO CONVECTIVO DE VEGETAIS
CILÍNDRICOS

Autor: *Paulo Rogério Massoni*

Orientador: *Prof. Dr. Jorge Roberto Pimentel*

Dissertação apresentada ao
Programa de Pós-graduação
em Física como requisito para
a obtenção do título de Mestre
na área de concentração em
Física Aplicada.

Rio Claro
S.P. – Brasil
2002

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
"JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS E CIÊNCIAS EXATAS
DEPARTAMENTO DE FÍSICA
CAMPUS DE RIO CLARO

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DO
RESFRIAMENTO CONVECTIVO DE VEGETAIS
CILÍNDRICOS

Autor: **Paulo Rogério Massoni**

Orientador: **Jorge Roberto Pimentel**

Prof. Dr. Jorge Roberto Pimentel

Prof. Dr. Marcos Antonio Sanches Vieira

Prof. Dr. Ricardo Egydio de Carvalho

Rio Claro, julho de 2002.

536.23 Massoni, Paulo Rogério
M419d Estudo numérico e experimental do resfriamento
 convectivo de vegetais cilíndricos / Paulo Rogério Massoni. –
 Rio Claro : [s.n.], 2002
 62 f. : il.

 Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista,
 Instituto de Geociências e Ciências Exatas
 Orientador: Jorge Roberto Pimentel

 1. Calor – Transmissão. 2. Resfriamento. 3. Modelagem
 numérica. I. Título.

Ficha catalográfica elaborada pela STATI – Biblioteca da UNESP
Campus de Rio Claro/SP

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha
esposa e aos meus pais.

Agradecimentos

A Deus, que me guiou, dando-me saúde e disposição para a realização dessa dissertação.

Ao Prof. Dr. Jorge Roberto Pimentel, que é exemplo de profissional a ser seguido, pela orientação e grande amizade que foram importantes, não somente para o desenvolvimento deste trabalho, mas para minha vida pessoal e profissional.

Ao Prof. Dr. Ricardo Egydio de Carvalho, que foi de fundamental importância no desenvolvimento do programa de computador, necessário neste trabalho.

Ao Instituto de Geociências e Ciências Exatas e ao Departamento de Física deste, pelas facilidades concedidas e pela oportunidade da realização do curso de pós-graduação.

Aos meus companheiros do curso de pós-graduação, pela amizade, pelo incentivo e pela jornada de trabalho, na qual nossa união foi mantida.

“Todos os grandes avanços da ciência nasceram
de uma nova audácia da imaginação”

Dewey, educador americano

SUMÁRIO

Capítulo 1 – Introdução	1
Capítulo 2 – Revisão da Literatura	4
Capítulo 3 – Materiais e Métodos	
3.1 – Descrição física do problema	7
3.2 – Equações diferenciais e simplificações	8
3.3 – Condições de contorno e inicial	9
3.4 – Normalização das equações	11
3.5 – Solução numérica e grade de pontos nodais	12
3.5.1 – Desenvolvimento das equações por diferenças finitas	12
3.5.2 – Exatidão da solução em diferenças finitas	17
3.6 – Algoritmo Computacional	18
3.7 – Simulações numéricas	19
3.7.1 – Influência do coeficiente de troca de calor convectivo(h)	19
3.7.2 – Influência do número de Fourier (Fo)	21
3.7.3 – Influência da difusividade térmica (α)	23
3.7.4 – Influência do número de Biot (Bi)	25

Capítulo 4 – Análise Experimental	
4.1 – Montagem experimental	27
4.1.1 – Duto de refrigeração	27
4.1.2 – Sistema de refrigeração do duto	28
4.1.3 – Medição das temperaturas	29
4.1.4 – Líquido refrigerante	31
4.2 – Amostras vegetais utilizadas	32
4.2.1 – Medida das temperaturas nas amostras vegetais	33
4.3 – Erros experimentais	33
4.3.1 – Tipos de erros	33
4.3.2 – Erros sistemáticos das medidas utilizadas	34
4.4 – Resultados experimentais	35
4.5 – Comparações com as previsões do modelo numérico	43
Capítulo 5 – Conclusões	50
5.1 – Modelo numérico	51
5.2 – Resultados experimentais x previsões teóricas	52
5.3 – Sugestões para continuidade do trabalho	53
Referências Bibliográficas	54
Anexo I – Programa em linguagem FORTRAN para a resolução do algoritmo computacional	58

LISTA DE FIGURAS

- 3.1 – Geometria e variáveis utilizadas na formulação do problema.
- 3.2 – Grade de pontos nodais utilizada no modelo numérico.
- 3.3 – Temperaturas na extensão radial num hipotético vegetal cilíndrico (pepino) em função do coeficiente de troca de calor convectivo, após 1800s (meia hora).
- 3.4 – Valores das temperaturas no centro do cilindro (θ_0), num ponto médio (θ_5) e na superfície (θ_{11}) num hipotético vegetal cilíndrico (pepino), após 1800s (meia hora).
- 3.5 – Temperaturas na extensão radial em função da difusividade térmica de cilindros hipotéticos, após 1800s (meia hora).
- 3.6 – Resultados para as temperaturas nos pontos nodais de um hipotético vegetal cilíndrico (pepino) em função do número de Biot, após 1800s (meia hora).
- 4.1 – Seção transversal do duto de refrigeração.
- 4.2 – Esquema do sistema de refrigeração utilizado.
- 4.3 – Foto da montagem experimental utilizada para aquisição de dados.
- 4.4 – Curva de calibração para um dos termopares utilizados nos experimentos.
- 4.5 – Variação da temperatura do líquido refrigerante no reservatório, durante as medidas realizadas.

4.6 – Foto dos termopares inseridos numa das amostras vegetais (berinjela): (a) vista com os termopares inseridos; (b) vista em corte transversal onde estão os termopares.

4.7 – Temperaturas radiais num pepino de raio médio 0,023m, para velocidade do ar resfriado $u_{\infty} = 4,0\text{m/s}$ e $T_{\infty}=20,0^{\circ}\text{C}$, durante 3600s (uma hora).

4.8 – Temperaturas radiais num pepino de raio médio 0,027m, para velocidade do ar resfriado $u_{\infty} = 4,0\text{m/s}$ e $T_{\infty}=21,4^{\circ}\text{C}$, durante 3600s (uma hora).

4.9 – Temperaturas radiais num pepino de raio médio 0,027m, para velocidade do ar resfriado $u_{\infty} = 2,7\text{m/s}$ e $T_{\infty}=20,2^{\circ}\text{C}$, durante 3600s (uma hora).

4.10 – Temperaturas radiais numa berinjela, de raio médio 0,033m, para velocidade do ar resfriado $u_{\infty} = 3,7\text{m/s}$ e $T_{\infty}=21,8^{\circ}\text{C}$, durante 3600s (uma hora).

4.11 – Temperaturas radiais numa abobrinha de raio médio 0,025m, para velocidade do ar resfriado $u_{\infty} = 3,7\text{m/s}$ e $T_{\infty}=22,0^{\circ}\text{C}$, durante 3600s (uma hora).

4.12 – Temperaturas nas superfícies interna e externa da casca de um pepino de raio médio 0,027m, para velocidade do ar resfriado $u_{\infty} = 2,7\text{m/s}$ e $T_{\infty}=20,2^{\circ}\text{C}$ durante 3600s (uma hora).

4.13 – Temperaturas nas superfícies interna e externa da casca de uma berinjela de raio médio 0,033m, para velocidade do ar resfriado $u_{\infty} = 3,7\text{m/s}$ e $T_{\infty}=21,8^{\circ}\text{C}$ durante 3600s (uma hora).

4.14 – Temperaturas nas superfícies interna e externa da casca de uma abobrinha de raio médio 0,025m, para velocidade do ar resfriado $u_{\infty} = 3,7\text{m/s}$ e $T_{\infty}=22,0^{\circ}\text{C}$ durante 3600s (uma hora).

4.15 – Variação da temperatura do ar resfriado (T_{∞}) durante 3600s (uma hora).

4.16 – Resultados numérico e experimental para as temperaturas no centro de um pepino com raio médio 0,027m, submetido a um fluxo de ar resfriado durante 3600s (uma hora) com temperatura média de 20,2°C e velocidade 2,7m/s.

4.17 – Resultados numérico e experimental para as temperaturas num ponto médio entre a casca e o centro de um pepino com raio médio 0,027m, submetido a um fluxo de ar resfriado durante 3600s (uma hora) com temperatura média de 20,2°C e velocidade 2,7m/s.

4.18 – Resultados numérico e experimental para as temperaturas no centro de um pepino com raio médio 0,023m, submetido a um fluxo de ar resfriado durante 3600s (uma hora) com temperatura média de $T_{\infty}=20,0^{\circ}\text{C}$ e velocidade 4,0m/s.

4.19 – Resultados numérico e experimental para as temperaturas num ponto médio entre a casca e o centro de um pepino com raio médio 0,023m, submetido a um fluxo de ar resfriado durante 3600s (uma hora) com temperatura média de $T_{\infty}=20,0^{\circ}\text{C}$ e velocidade 4,0m/s.

LISTA DE TABELAS

3.1 – Propriedades termofísicas do vegetal cilíndrico (pepino) utilizado na simulação numérica.

3.2 – Valores das propriedades termofísicas para a madeira (pinho), vegetal (pepino) e metal (alumínio).

4.1 – Valores dos coeficientes lineares (A) e angulares (B), obtidos nas curvas de calibração dos termopares.

NOMENCLATURA

Grandezas Físicas

Símbolo	Grandeza	Unidade
<i>Gregas</i>		
τ	Tempo adimensionalizado	Adimensional
θ	Temperatura adimensionalizada	Adimensional
α	Difusividade térmica	m^2/s
ρ	Densidade do material	kg/m^3
Δr	Intervalo entre dois pontos nodais subsequentes	m
Δt	Intervalo de tempo	s
<i>Latinas</i>		
Bi	Número de Biot	Adimensional
C_p	Calor específico à pressão constante	$J/kg^\circ C$
Fo	Número de Fourier	Adimensional
h	Coefficiente de transferência de calor convectivo	$W/m^2 \text{ }^\circ C$
k	Condutividade térmica	$W/m^\circ C$
N	Número de pontos nodais	---
q_c	Fluxo de calor convectivo	W/m^2
q_k	Fluxo de calor condutivo	W/m^2
r	Raio	m
b	Raio efetivo do cilindro	m
R	Raio adimensionalizado	Adimensional
t	Tempo	s
T	Temperatura	$^\circ C$
T_∞	Temperatura ambiente	$^\circ C$
T_i	Temperatura inicial	$^\circ C$
z	Coordenada de posição (eixo do cilindro)	m

Índices

Índice	Condição	Descrição
i	Subscrito	Posição genérica dos pontos nodais
$i+1$	Subscrito	Posição posterior do ponto nodal
$i-1$	Subscrito	Posição anterior do ponto nodal
n	Sobrescrito	Tempo atual
$n+1$	Sobrescrito	Tempo posterior
$n-1$	Sobrescrito	Tempo anterior
o	Subscrito	Centro do cilindro

Resumo

MASSONI, P. R., *Estudo Numérico e Experimental do Resfriamento Convectivo de Vegetais Cilíndricos*. 62p. Dissertação (Mestrado em Física Aplicada) – Instituto de Geociências e Ciências Exatas, Universidade Estadual Paulista, Rio Claro, 2002.

O resfriamento de produtos agrícolas, em ambientes com atmosfera controlada, é uma das técnicas que tem sido utilizada por produtores e indústrias do setor, sendo importante se ter informações sobre a influência de parâmetros que atuam durante o processo. Neste trabalho, foi desenvolvido um modelo numérico unidimensional usando-se um método explícito de aproximação das derivadas de equações diferenciais por diferenças finitas, para solucionar a equação da condução de calor em sólidos com alto teor de água e de formato cilíndrico, que estejam submetidos a um fluxo de ar resfriado. Utilizando o modelo, simulou-se a influência de variáveis físicas e geométricas na distribuição das temperaturas radiais em cilindros hipotéticos, obtendo-se resultados coerentes com o comportamento previsto para tal situação. Foram feitas medidas experimentais das temperaturas em diferentes localizações radiais em alguns vegetais com formato aproximadamente cilíndrico e, os resultados dessas medidas, comparados com as previsões numéricas, revelando boa concordância dentro da faixa do erro experimental.

Palavras Chave:

Resfriamento. Modelagem numérica

Abstract

MASSONI, P. R., *Numeric and Experimental Study of the Convective Cooling of Cylindrical Vegetables*. 62p. Dissertation (Mastership in Applied Physics)–Instituto de Geociências e Ciências Exatas, Universidade Estadual Paulista, Rio Claro, 2002.

Cooling in atmosphere controlled environment is one of the methods used in the food preservation and processing industry. For best process improvement information, for example, concerning the influence of different parameters on the internal temperature values are of interest. The present work deals with a simple numeric model developed using a explicit finite-differences scheme for solve the one-dimensional cylindrical transient heat equation. The equation is solved with a field temperature inicial condition, simetry center boundary condition and a pure convection surface boundary condition after normalizing the equation system. A FORTRAN program was develop to solve the resulting matricial system to obtain the transient radial temperature distribution as a function of convective heat coefficient, Fourier number, thermal diffusivity and Biot number. The experimental setup consisted of a retangular duct throught witch cooled air circulated by a blower. Inside the duct fresh approximated cylindrical shapped samples of food products have they radial temperature measured in four different location using iron-constantan thermocouples. The results show that there is a good a agreement between the experimentally measured temperature values and that computed using numeric model.

Key words:

Cooling. Numeric modeling

CAPÍTULO 1

Introdução

A transferência de calor e massa, simultânea ou não, entre materiais e um fluido envolvente, está presente em um grande número de processos naturais e industriais. Desde problemas relacionados com o resfriamento ou aquecimento do solo e das massas de água, com as variações climáticas, com o congelamento ou fusão de materiais, com o controle da temperatura de reatores nucleares e usinas geradoras de eletricidade e nos propulsores de navios e submarinos, até a hidratação ou desidratação convicta de gêneros alimentícios e sua refrigeração, visando o transporte e armazenamento adequados.

Com relação às frutas e hortaliças, sabe-se que, após sua colheita, muitas perdas podem ocorrer se esses produtos não forem transportados e estocados adequadamente. Além disso, o armazenamento permite planejar a oferta do produto ao mercado consumidor, de forma a atender a demanda durante bom tempo após a colheita.

Frutas e verduras transpiram enquanto estão ligados à planta mãe, porém elas têm constante reposição disso que é perdido. Após a colheita, esse processo de transpiração, ou seja, essa perda de água, continua ocorrendo.

Ultrapassando um certo nível dessas perdas no vegetal, ocorrem quedas tanto na qualidade do produto como também no seu peso. Para reduzir essas perdas em padrões aceitáveis de qualidade e por serem produtos muito sensíveis à alterações ambientais, os vegetais necessitam de rápido resfriamento, pois as perdas de qualidade nestes produtos são cumulativas.

Um bom processo de resfriamento, além de amenizar estes problemas, proporciona a longevidade dos vegetais, mantendo suas características tanto estéticas como nutritivas e de sabor. Entre os processos utilizados, citamos:

- (a) a conservação de hortaliças com atmosfera controlada em câmaras frias, cuja técnica combina refrigeração ao controle de processos biológicos inerentes a produto frescos.
- (b) O resfriamento por água gelada, a qual é aspergida sobre o produto ou este é imerso num tanque. Esta aplicação de resfriamento tem características térmicas favoráveis, como a redução do tempo do processo, além de ser de baixo custo.
- (c) O resfriamento por vácuo que é baseado no efeito de resfriamento devido a evaporação da água, utilizando uma câmara especial onde a pressão é reduzida até que atinja um valor desejado. Essa alternativa é interessante para a produção em alta escala.

Essas aplicações são caracterizadas pelas diferentes temperaturas na extensão do produto, na medida em que o calor é liberado ou absorvido de seu interior.

Em algumas situações mais específicas, como no caso de hortaliças de forma cilíndrica – que é o enfoque deste estudo – pode ocorrer transferência convectiva e condutiva de calor, havendo, antes de um equilíbrio térmico, temperaturas variáveis, em especial, na sua extensão radial.

As condições de contorno referidas para o problema, vão desde a superfície do cilindro até seu centro e, assumindo que suas propriedades físicas como densidade, calor específico e condutividade térmica sejam constantes em toda sua extensão, pode-se fazer

boa aproximação nas determinações dos valores dessas temperaturas que variam ao longo do raio do cilindro, sem perda considerável de precisão.

A presença de convecção na região interna do produto onde existe líquido, aumenta a complexidade matemática do problema. Este fluxo de calor convectivo tem influência, principalmente na velocidade de seu resfriamento, porém essa influência é pequena.

A utilização de um modelo condutivo para um estudo como este, faz com que haja uma diminuição nessa complexidade matemática sem interferir muito na exatidão dos resultados.

CAPÍTULO 2

Revisão da Literatura

A aplicação de resfriamento em frutas e hortaliças é de grande interesse prático, porém esse tipo de problema apresenta uma não linearidade matemática, que limitam soluções exatas. Na impossibilidade de soluções exatas, métodos aproximados semi-analíticos ou numéricos, têm sido utilizados, conforme ÖZISIK (1993).

Vários autores têm se dedicado a desenvolver modelos matemáticos para prever resultados experimentais e outros a desenvolver montagens adequadas para medir propriedades e coeficientes de interesse, relacionados com a transferência de massa e calor em alimentos e produtos agrícolas.

Dentre eles, MASMOUNDI e PRAT (1991) trataram numericamente os processos de transferência entre um meio poroso e não saturado submetido a um fluxo de ar, estudando o comportamento dos coeficientes de transferência de calor e massa na interface sólido-líquido, durante a simulação de um processo de secagem.

A modelagem acoplada da transferência de calor e massa em meios porosos capilares não saturados, foi desenvolvida, por exemplo, por BORIES (1988) e um modelo matemático para processos de secagem, foi proposto por CHEN e PEI (1989).

Problemas envolvendo fusão e solidificação foram estudados por CHO e SUNDERLAND (1969), que propuseram uma solução exata para a distribuição de temperatura num corpo semi-infinito e por TIEN e GEIGER (1967), que estudaram a solidificação de um sistema eutético binário.

A secagem de materiais porosos foi analisada por ILIC e TURNER (1986) e a de madeira por PLUMB et al (1985).

A análise experimental da transferência de calor e massa em materiais porosos foi desenvolvida por BORIES et al (1984) e também por MASMOUDI e PRAT (1988).

Os mecanismos de transferência de calor e massa em materiais biológicos, foram estudados por MITRA et al (1995), utilizando carne processada industrialmente. Eles mostraram experimentalmente a natureza ondulatória da propagação de calor naquele tipo de carne e modelaram matematicamente o processo de produção de calor.

A análise matemática da transferência de calor e massa para sólidos contendo grande teor de água, quando expostos a um fluxo de ar refrigerado, foi tratada por ANSARI (1998). Ele propôs um modelo matemático baseado num esquema de aproximação das equações diferenciais por diferenças finitas, aplicável a sólidos infinitos, com formato regular. O modelo permite verificar os efeitos devido ao resfriamento convectivo e à evaporação de umidade na secagem de alimentos.

DINCER & AKARYILDIZ (1993), estudou a distribuição transiente da temperatura interna, em produtos com formato esférico, apresentando geração de calor e transpiração.

Os efeitos do resfriamento nos coeficientes de transferência de calor em frutas e hortaliças, foram abordados, por exemplo, nos trabalhos de GAFNEY et al (1985), GUEMES et al (1988), HAYAKAWA e SUCCAR (1982) e SASTRY et al (1985).

A estocagem frigorificada de frutas e hortaliças, tem sido objeto de análise de vários autores. A utilização de câmaras frias na hortifruticultura, com o objetivo de diminuir as perdas pós-colheita, ocasionadas pela perda de qualidade e peso dos produtos, quando expostos ao meio ambiente, foi examinada por DI RIENZO (2001), que discutiu os efeitos do resfriamento, da umidificação do ar e da temperatura, na armazenagem e manutenção das qualidades nutricionais desses produtos.

Os efeitos das propriedades do ar resfriado e de características do produto a ser resfriado, bem como da taxa de evaporação de água (transpiração) na redução da temperatura e na perda de peso desses produtos, durante seu armazenamento, foi tratada por NEVES FILHO (2001). Ele discutiu, também a influência do formato e do tipo das câmaras de refrigeração utilizadas.

GUIMARÃES E CHAGAS (2001), examinaram a importância da conservação de frutas em ambientes com atmosfera controlada (AC), entendidos como ambientes nos quais é possível manter uma composição gasosa diferente da atmosfera. Tais ambientes possibilitam controlar processos biológicos e fisiológicos, como atividade respiratória de frutas e hortaliças, aumentando seu tempo de estocagem sem ocasionar prejuízo em sua qualidade comercial. As características de câmaras de atmosfera controlada e dos sistemas de refrigeração, bem como os efeitos de gases como o oxigênio, gás carbônico e etileno dos processos biológicos e fisiológicos de frutas, também foram abordados por eles.

O congelamento rápido ou supercongelamento de hortaliças, frutas e alimentos, foi tratado por PINHEIRO (2001), que apresentou vários sistemas utilizados industrialmente para essa finalidade.

Devido ao grande interesse em analisar e entender o processo de resfriamento, bem como os mecanismos e a influência das variáveis que o envolvem, o mesmo foi estudado teórica e experimentalmente, utilizando um modelo unidimensional. O modelo trabalha com geometria cilíndrica e admite que a transferência de calor interna no material é puramente condutiva. Simulando diferentes condições para o problema, foram feitas comparações dos resultados experimentais com as previsões teóricas e os resultados discutidos.

CAPÍTULO 3

Materiais e Métodos

3.1 – Descrição Física do Problema

Para estudar o comportamento da temperatura interna de vegetais cilíndricos quando resfriados por uma corrente de ar, considerou-se um cilindro longo, de raio b e difusividade térmica α . Supôs-se o cilindro, inicialmente, à uma temperatura uniforme T_i e que, num instante $t = 0$, uma corrente de ar resfriado escoasse longitudinalmente sobre ele.

Suficientemente distante do cilindro para não ser perturbado pelo mesmo, a corrente de ar resfriado tem temperatura T_∞ , enquanto o coeficiente de troca de calor convectivo entre o cilindro e a corrente de ar tem o valor h .

Uma vez iniciado o resfriamento, supôs-se que o calor fluísse unicamente por condução (q_k) do interior do cilindro para sua superfície externa, desprezando-se as contribuições convectiva e radiativa. Da superfície externa para a corrente de fluido refrigerante supôs-se a convecção (q_c) como sendo o mecanismo dominante da transmissão de calor e desconsiderou-se o efeito radiativo.

Como resultado do efeito combinado desses processos, a temperatura radial do cilindro, medida em diferentes localizações, varia com o tempo.

A figura (3.1) mostra a geometria, utilizada na formulação do problema.

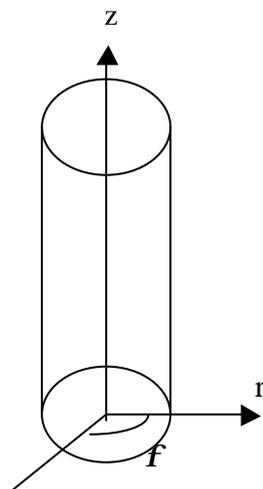


Figura 3.1 – Geometria e variáveis utilizadas na formulação do problema.

3.2 – Equações diferenciais e simplificações

Com a finalidade de estabelecer a equação diferencial e as respectivas condições inicial e de contorno adequadas ao problema, partiu-se da equação geral para a condução de calor, em coordenadas cilíndricas, usando-se a representação sugerida por ÖZISIK (1993):

$$\nabla T^2 = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial f^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{g}{k} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad 3.1$$

Nesta equação, a temperatura T é função das variáveis cilíndricas e do tempo, de forma que:

$$T = T(r, f, z, t) \quad 3.2$$

Uma vez que o cilindro foi suposto ser longo, os efeitos de borda e as variações da temperatura nas coordenadas θ e z foram desconsiderados, de forma que o Laplaciano foi expresso somente em termos da sua componente radial. Disto resultou que a temperatura interior do cilindro depende apenas de duas variáveis: a coordenada radial e o tempo transcorrido, isto é:

$$T = T(r,t) \quad 3.3$$

Além disso, admitiu-se a não existência de fontes internas de calor, de forma que o calor gerado por unidade de volume é nulo na equação geral (3.1). Assim:

$$g = 0 \quad 3.4$$

Considerando-se as simplificações adotadas, o problema passou a ser descrito pela seguinte equação diferencial:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad 3.5$$

Para sua solução adequada, esta equação requer duas condições de contorno e uma condição inicial, que foram estabelecidas conforme descrito a seguir.

3.3– Condições de contorno e inicial

De uma forma geral, as condições de contorno para as equações de condução de calor são classificadas em três espécies dependendo do que se conhece ou é especificado no contorno do problema. São chamadas de primeira espécie se o valor da temperatura é conhecido, de segunda espécie caso se conheça o fluxo de calor e de terceira espécie se ocorre convecção no contorno.

Para a solução da equação diferencial do problema, admitiu-se a existência de uma condição de contorno convectiva (terceira espécie) na superfície externa do cilindro ($r = b$). A conservação da energia aplicada nessa superfície, relacionando o calor transferido por condução do interior do cilindro (q_k) com o calor convectivo transferido para o fluido resfriado (q_c) resulta na seguinte equação:

$$q_k = q_c = h(T - T_\infty)\Big|_{r=b} = -k \frac{\partial T}{\partial r}\Big|_{r=b} \quad 3.6$$

O centro do cilindro ($r = 0$) constitui um ponto de singularidade na equação (3.5). Isto foi contornado definindo-se uma condição de contorno adequada para ele. Assumiu-se que no centro do cilindro o fluxo de calor condutivo é nulo ($q_k=0$), o que é equivalente a uma condição de simetria, representada como:

$$\frac{\partial T}{\partial r}\Big|_{r=0} = 0 \quad 3.7$$

A condição inicial mais adequada para representar fisicamente o problema consiste em estabelecer um valor inicial constante para a temperatura do cilindro no início do processo.

Esta condição foi descrita pela equação:

$$T(r,t) = T_i \quad \text{em } 0 \leq r \leq b \quad \text{para } t = 0 \quad 3.8$$

Em resumo, o problema foi descrito por meio do seguinte conjunto de equações:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{em } 0 < r < b \quad \text{para } t > 0 \quad 3.9$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=0} = 0 \quad \text{em } r = 0 \quad \text{para } t > 0 \quad 3.10$$

$$h(T - T_{\infty}) \Big|_{r=b} = -k \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=b} \quad \text{em } r = b \quad \text{para } t > 0 \quad 3.11$$

$$T(r,t) = T_i \quad \text{em } 0 \leq r \leq b \quad \text{para } t = 0 \quad 3.12$$

3.4 – Normalização das equações

No processo de solucionar equações diferenciais, em muitos casos torna-se conveniente recorrer inicialmente à sua normalização. Normalizar a equação diferencial tem com objetivo combinar parâmetros de forma que resultem razões ou produtos que tenham significado físico. Dessa forma, o número de parâmetros tanto na equação quanto em sua solução, é reduzido. Outra vantagem associada com a normalização é que ela conduz a soluções generalizadas do problema.

Para a normalização das equações do problema utilizaram-se as seguintes variáveis adimensionais:

$$\text{Coordenada radial :} \quad R = r / b \quad 3.13$$

$$\text{Temperaturas :} \quad T = \frac{[T(r, t) - T_{\infty}]}{T_i - T_{\infty}} \quad 3.14$$

$$\text{Tempo :} \quad \tau = \alpha \cdot t / b^2 \quad 3.15$$

$$\text{Número de Biot:} \quad Bi = h \cdot b / k \quad 3.16$$

Substituindo-se essas variáveis nas equações do problema, as mesmas resultaram num novo conjunto de equações:

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial \Theta}{\partial R} \right) = \frac{\partial \Theta}{\partial \tau} \quad \text{em } 0 < R < 1 \quad \text{para } \tau > 0 \quad 3.17$$

$$\frac{\partial \Theta}{\partial R} = 0 \quad \text{em } R = 0 \quad \text{para } \tau > 0 \quad 3.18$$

$$\frac{\partial T}{\partial R} + Bi = 0 \quad \text{em } R = 1 \quad \text{para } \tau > 0 \quad 3.19$$

$$\Theta = 1 \quad \text{em } 0 \leq R \leq 1 \quad \text{para } t = 0 \quad 3.20$$

3.5 – Solução numérica e grade de pontos nodais

Para permitir o estudo do processo de resfriamento com diferentes condições de contorno e sem limitação de tempo, foi desenvolvido o modelo numérico, descrito a seguir.

3.5.1 – Desenvolvimento das equações por diferenças finitas

Para a situação física considerada, a solução de (3.17) com as condições (3.18), (3.19) e (3.20) requer a aplicação de algum método numérico, uma vez que não pode ser resolvido analiticamente.

Neste trabalho, optou-se por aproximar as derivadas das equações diferenciais por diferenças finitas, utilizando-se, em seguida, uma formulação explícita para representar as temperaturas futuras nos pontos nodais.

No desenvolvimento do modelo numérico dividiu-se o domínio cilíndrico (r,t) em pequenos intervalos iguais, Δr e Δt , conforme mostrado na figura (3.2), de modo que:

$$r = i \Delta r \quad 3.21$$

onde: $i = 0, 1, 2, \dots, N$

$$t = n \Delta t \quad 3.22$$

onde: $n = 0, 1, 2, \dots$

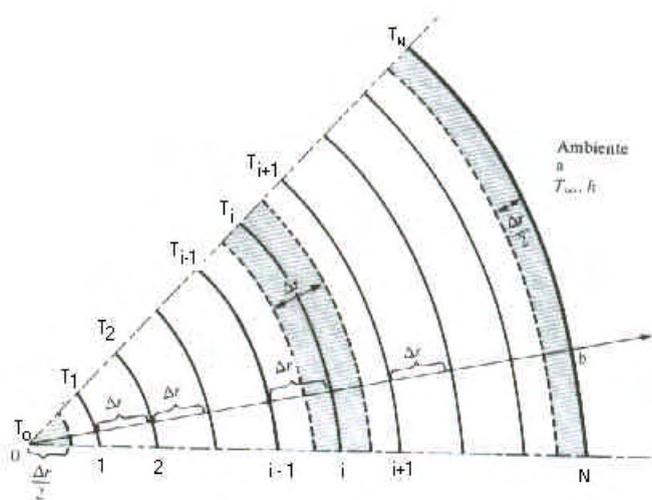


Figura 3.2 – Grade de pontos nodais utilizada no modelo numérico.

Utilizou-se uma rede fixa de pontos nodais. A seção transversal do cilindro de raio b foi dividida em N fatias de espessura Δr , cada uma correspondendo a um ponto nodal, de modo que:

$$N\Delta r = b \quad 3.23$$

A temperatura em um determinado ponto nodal $(i\Delta r)$ e num certo instante $(n\Delta t)$, foi representada da seguinte forma:

$$T(i\Delta r, n\Delta t) = T_i^n \quad 3.24$$

Os valores da temperatura em um tempo futuro e num anterior foram indicados, respectivamente, por $(n+1)$ e $(n-1)$. De forma semelhante, $(i+1)$ e $(i-1)$ representaram, respectivamente, valores da temperatura em uma posição anterior e posterior, em relação à considerada.

Quando se utiliza uma formulação explícita, o valor futuro da temperatura desconhecida, T^{n+1}_i , é expresso diretamente em termos de valores conhecidos das temperaturas atuais do ponto nodal de interesse e de seus dois vizinhos mais próximos, T^{n}_{i-1} , T^n_i e T^n_{i+1} .

O procedimento adotado, constitui em expressar a componente radial do Laplaciano da equação (3.5) em todos os pontos nodais, em termos dos valores das temperaturas e de seus vizinhos mais próximos. Isso é feito exceto nos pontos nodais da superfície externa e nos do centro, que têm expressões diferenciadas.

Para isso a temperatura foi expandida em série de Taylor, em torno do ponto nodal de interesse, desprezando-se os termos contendo derivadas de ordem igual ou superior a três, obtendo-se a equação (3.25) para representar a aproximação para frente do Laplaciano e a equação (3.26) para representar a aproximação para trás.

$$T_{i+1} = T_i + \Delta r \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_i + \frac{(\Delta r)^2}{2!} \left. \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right|_i + o(\Delta r)^3 \dots \quad 3.25$$

$$T_{i-1} = T_i - \Delta r \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_i + \frac{(\Delta r)^2}{2!} \left. \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right|_i - o(\Delta r)^3 \dots \quad 3.26$$

Para obter a aproximação do Laplaciano nos pontos nodais internos, utilizou-se a técnica dos coeficientes indeterminados, executando-se os seguintes passos:

Inicialmente as equações (3.25) e (3.26) foram multiplicadas por coeficientes arbitrários.

Em seguida as expressões resultantes foram somadas membro a membro, de modo a agrupar os termos contendo derivadas de mesma ordem.

A expressão resultante foi comparada com o Laplaciano unidimensional em coordenadas cilíndricas, determinando-se os valores dos coeficientes utilizados.

Esses valores foram então substituídos nas equações iniciais, obtendo-se a equação (3.27) para representar a aproximação do Laplaciano nos pontos nodais internos.

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right|_i + \frac{1}{r} \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_i = \frac{1}{(\Delta r)^2} \left[T_{i+1} \left(1 + \frac{1}{2i} \right) + T_{i-1} \left(1 - \frac{1}{2i} \right) - 2T_i \right] \quad 3.27$$

Técnica semelhante foi aplicada para os pontos nodais dos contornos, correspondentes à superfície externa e ao centro do cilindro.

Na superfície externa, a condição de contorno devido à convecção, definida pela equação (3.6), foi associada a uma expansão em séries de Taylor para trás, resultando na seguinte aproximação para o Laplaciano:

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \right|_N + \frac{1}{r} \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_N = \frac{2}{(\Delta r)^2} \left[(T_{N-1} - T_N) + \frac{h\Delta r}{k} \left(1 + \frac{1}{2N} \right) (T_\infty - T_N) \right] \quad 3.28$$

No centro do cilindro, a condição de simetria, conforme a equação (3.7), associada com uma expansão em série de Taylor para frente, resultou em:

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial t^2} \right|_{r=0} + \frac{1}{r} \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=0} = \frac{2}{(\Delta t)^2} (T_1 - T_0) + o(\Delta t) \quad 3.29$$

A derivada temporal foi aproximada, usando-se a diferença entre os valores futuro (n+1) e atual (n) da temperatura no ponto nodal de interesse, resultando a seguinte representação genérica:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial t} \right|_i = \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \quad 3.30$$

Combinando-se os resultados anteriores, obteve-se o seguinte conjunto de equações algébricas representativas da equação diferencial para o problema:

- Pontos nodais internos:

$$\frac{1}{(\Delta r)^2} \left[T_{i+1}^n \left(1 + \frac{1}{2i} \right) + T_{i-1}^n \left(1 - \frac{1}{2i} \right) - 2T_i^n \right] = \frac{1}{a} \frac{T_i^{n+1} - T_i^n}{\Delta t} \quad 3.31$$

- Superfície externa:

$$\frac{2}{(\Delta r)^2} \left[(T_{N-1} - T_N) + \frac{h\Delta r}{k} \left(1 + \frac{1}{2N} \right) (T_\infty - T_N) \right] = \frac{1}{a} \frac{T_N^{n+1} - T_N^n}{\Delta t} \quad 3.32$$

- Centro do cilindro:

$$\frac{2}{(\Delta r)^2} (T_1^n - T_0^n) = \frac{1}{a} \frac{T_0^{n+1} - T_0^n}{\Delta t} \quad 3.33$$

Introduzindo-se o número de Fourier (critério de convergência da solução que é resultado da relação entre α , Δt , e Δr : $Fo = \alpha \cdot \Delta t / (\Delta r)^2$), essas equações foram escritas nas seguintes formas alternativas:

- Pontos nodais internos:

$$T_i^{n+1} = Fo \left[T_{i+1}^n \left(1 + \frac{1}{2i} \right) + T_{i-1}^n \left(1 - \frac{1}{2i} \right) \right] + T_i^n (1 - 2Fo) \quad 3.34$$

- Superfície externa:

$$T_N^{n+1} = (1 - 2Fo\beta_N) T_N^n + 2Fo [(\beta_N - 1)T_\infty - T_{N-1}^n] \quad 3.35$$

onde:

$$\beta_N = 1 + \frac{h\Delta r}{k} \left(1 + \frac{1}{2N} \right) \quad 3.36$$

- Centro do cilindro:

$$T_0^{n+1} = (1 - 2Fo)T_0^n + 2FoT_1^n \quad 3.37$$

A solução dessas equações algébricas, permite determinar valores futuros da temperatura de um certo material, especificando-se os intervalos de tempo (Δt), a separação entre os pontos da rede nodal (Δr) e os valores iniciais de temperatura.

Entretanto, a solução numérica de equações explícitas, apresenta uma limitação no intervalo de tempo máximo que pode ser usado. Uma vez fixado o número de pontos nodais que serão utilizados na construção da rede de pontos nodais (e portanto fixada a separação entre eles), a solução só é estável enquanto a seguinte condição, segundo SMITH (1978), for satisfeita:

$$0 < Fo = \frac{a^2 t}{(\Delta r)^2} \leq \frac{1}{2} \quad 3.38$$

Isto significa que, para uma determinada separação entre os pontos nodais, existe um valor máximo que pode ser usado para o intervalo de tempo. Se esse critério for violado, serão obtidos valores oscilatórios para as temperaturas, que não correspondem a um comportamento real do sistema.

3.5.2 – Exatidão da Solução em Diferenças Finitas

Para aumentar a precisão da solução por diferenças finitas, deve-se reduzir a dimensão da malha de pontos nodais. Há porém um limite para essa diminuição. O aumento do número de pontos nodais acarreta um aumento do número de cálculos que o computador deverá fazer que, por sua vez, provoca um aumento de erros de arredondamento no mesmo.

Devido a isso, deve-se começar os cálculos, utilizando uma malha com poucos pontos nodais e, gradativamente, refinar as dimensões da malha de pontos.

Foram feitas simulações, variando-se o número de pontos nodais na extensão radial de um cilindro hipotético, verificando-se pouca diferença entre os resultados.

3.6 – Algoritmo computacional

Para escrever um algoritmo computacional adequado à solução numérica do problema, as equações (3.34), (3.35) e (3.37), foram escritas no seguinte formato matricial:

$$\begin{pmatrix} T_0^{n+1} \\ T_1^{n+1} \\ \vdots \\ \vdots \\ T_{N-1}^{n+1} \\ T_N^{n+1} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1-2Fo & 2Fo & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ Fo(1-1/2i) & 1-2Fo & Fo(1+1/2i) & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & 0 \\ \vdots & 0 \\ \vdots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & Fo(1-1/2i) & 1-2Fo & Fo(1+1/2i) & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 2Fo & 1-2Fo\beta_N & \dots & 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} T_0^n \\ T_1^n \\ \vdots \\ \vdots \\ T_{N-1}^n \\ T_N^n \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \\ (h\Delta r/k)(1+1/2N)(T_\infty - T_N) \end{pmatrix} \quad 3.39$$

O sistema (3.39) possui (N+1) equações algébricas para as (N+1) temperaturas futuras desconhecidas.

Inicia-se a solução, atribuindo um valor para as temperaturas nos vários pontos nodais ($T_0^0, T_1^0, \dots, T_N^0$) e, em seguida, as temperaturas futuras ($T_0^1, T_1^1, \dots, T_N^1$), para um intervalo de tempo Δt , são calculadas.

Encontrado esses valores, utiliza-os para calcular as temperaturas num intervalo de tempo posterior e assim sucessivamente.

Uma vez que o sistema (3.39) envolve um produto de matrizes, foi desenvolvido um algoritmo apropriado para calculá-lo, usando-se a linguagem de programação FORTRAN.

Esquemáticamente, o programa executa as seguintes operações:

$$A=(BxC)+D \quad 3.40$$

Onde B é a matriz dos coeficientes obtidos com as aproximações, usando diferenças finitas e a matriz C, envolve a temperatura calculada em diferentes tempos. A cada iteração, o valor de A é armazenado na matriz resultante C.

O algoritmo desenvolvido está apresentado no anexo I.

3.7 - Simulações numéricas

Para verificar o comportamento do modelo numérico frente a mudanças em grandezas importantes no processo, foram desenvolvidos vários conjuntos de simulações, aplicadas a cilindros hipotéticos. As simulações permitiram analisar a influência do número de Fourier (critério de convergência), da difusividade térmica do material, do raio do cilindro e do coeficiente de troca de calor convectivo, na distribuição radial de temperaturas.

Em todas as simulações desenvolvidas foram utilizados valores adequados para os degraus de tempo, de forma que a duração do processo fosse 1 800 segundos e utilizou-se uma rede de 11 pontos nodais.

3.7.1 – Influência do coeficiente de troca de calor convectivo (h)

Para verificar de que forma o coeficiente de troca de calor convectivo influencia os valores das temperaturas radiais, foi usado um hipotético vegetal cilíndrico com 0,025 m

de raio. Supôs-se sua temperatura inicial igual a 26°C ($\theta = 1$) e que a temperatura do fluido escoando sobre a superfície externa do cilindro fosse 21°C ($\theta = 0$).

Nas simulações utilizaram-se diferentes valores para o coeficiente convectivo. As temperaturas dos pontos nodais, obtidas para o coeficiente convectivo igual a $15\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$, $50\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $123\text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$, estão apresentadas na figura (3.3).

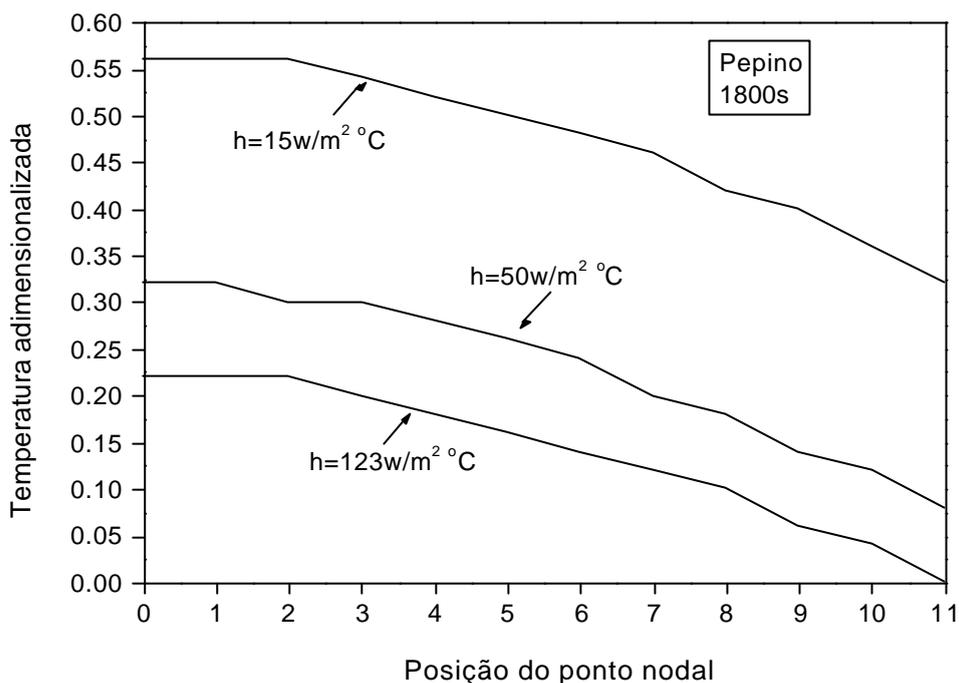


Figura 3.3 – Temperaturas na extensão radial num hipotético vegetal cilíndrico (pepino), em função do coeficiente de troca de calor convectivo, após 1 800 segundos (meia hora).

Os resultados mostram que, após 1800 segundos, as temperaturas dos três primeiros pontos nodais permaneceram praticamente constantes, independente do valor admitido para o coeficiente convectivo. Isto indica que a condição de contorno não influenciou as temperaturas nesses locais até o tempo escolhido para a duração do processo (1800 segundos).

Aumentando-se os valores do coeficiente convectivo as temperaturas dos pontos nodais diminuem acentuadamente. A temperatura do último ponto nodal tende para o valor admitido para o fluido refrigerante (a temperatura ambiente, onde está o cilindro

hipotético). Nas condições da simulação, essa situação foi obtida quando considerou-se o coeficiente convectivo igual a $123 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

É importante registrar o fato de que a utilização de valores maiores do que $123 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ para o coeficiente convectivo, geraram temperaturas menores do que a do fluido refrigerante, configurando-se uma situação fisicamente incorreta. Assim, esse valor revelou-se um limite superior para a utilização deste modelo, nas condições dessa simulação.

3.7.2 – Influência do número de Fourier (Fo)

A influência do número de Fourier, conforme definido na equação (3.29), foi testada nesse mesmo hipotético cilindro de vegetal admitindo-se as mesmas temperaturas inicial e do fluido refrigerante e utilizando-se os valores das propriedades termofísicas propostos por ANSARI (1998) e apresentados na tabela (3.1).

Tabela 3.1 - Propriedades termofísicas do vegetal cilíndrico (pepino) utilizadas na simulação numérica.

Propriedade	Pepino
$k \text{ [W/m } ^\circ\text{C]}$	0.55
$\rho \text{ [kg/m}^3\text{]}$	969
$C_p \text{ [J/kg } ^\circ\text{C]}$	4060
$\alpha \text{ [m}^2\text{/s]}$	1.4×10^{-7}

Uma vez que nas simulações o número de pontos nodais foi mantido igual a 11, valores diferentes para o número de Fourier implicam em diferentes valores para os degraus de tempo Δt .

A figura (3.4) mostra os resultados obtidos para as temperaturas adimensionais em três localizações arbitrárias: no centro do cilindro (θ_0), num ponto médio (θ_5) e em sua superfície exterior (θ_{11}), em função do número de Fourier.

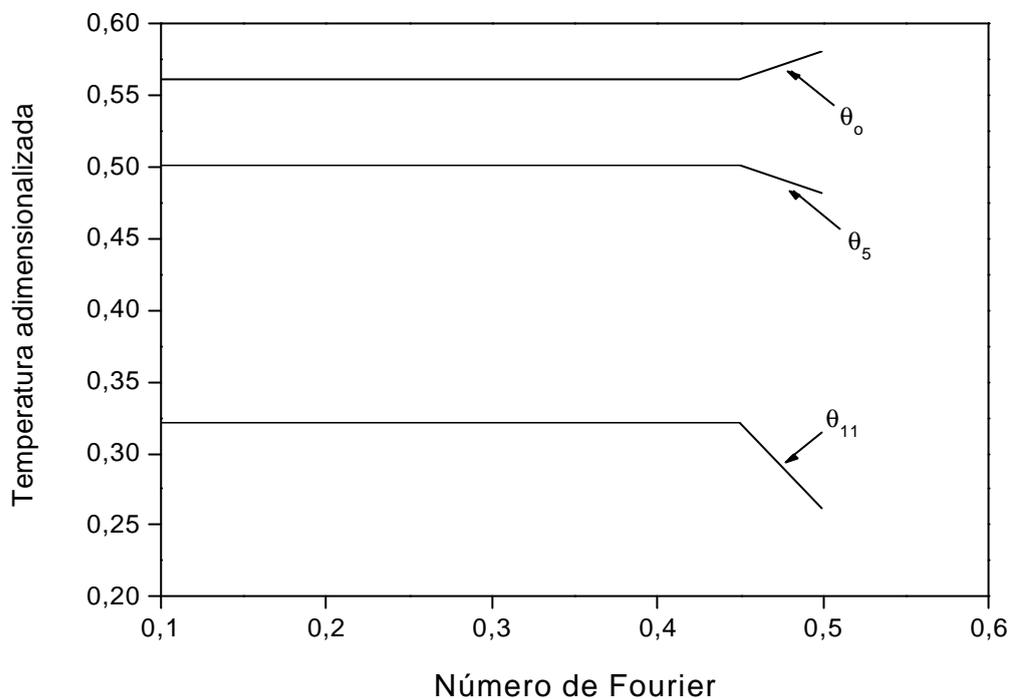


Figura 3.4 - Valores das temperaturas no centro do cilindro (θ_0), num ponto médio (θ_5) e na superfície (θ_{11}), num hipotético vegetal cilíndrico (pepino), após 1800s (meia hora).

Verifica-se que os valores obtidos para as temperaturas no centro, num ponto médio e na superfície exterior praticamente não variaram, enquanto o critério de convergência manteve-se menor ou igual a 0,5.

Entretanto, um ligeiro aumento desse valor para 0,52 provocou grande divergência nos valores dessas temperaturas. Embora não indicados no gráfico, os valores obtidos foram $T_0 = 174^\circ\text{C}$ ($\theta_0 = 30,6$), $T_5 = -161^\circ\text{C}$ ($\theta_5 = -36,4$) e $T_{11} = -318^\circ\text{C}$ ($\theta_{11} = -67,8$), indicando que a utilização desse modelo numérico para valores do número de Fourier maiores que 0,50 conduzem a resultados fisicamente irrealistas.

O mesmo teste foi realizado para outras posições diferentes dessas três, conduzindo a resultados semelhantes ao descrito, quando o número de Fourier ultrapassou 0,50.

Esses testes permitiram verificar que o modelo numérico desenvolvido comportou-se adequadamente em relação ao critério de convergência definido pela equação (3.29).

Em decorrência desses resultados optou-se por escolher o número de Fourier igual a 0,40 sempre que o modelo numérico foi utilizado.

3.7.3 – Influência da difusividade térmica (a)

A influência da difusividade térmica foi verificada simulando-se o resfriamento de cilindros hipotéticos com 0,025 m de raio e feitos com três materiais de difusividades térmicas bem diferentes, durante 1 800 segundos. Os valores das propriedades termofísicas utilizadas foram obtidos de HOLMAN (1983) e ANSARI (1998) e estão apresentados na tabela (3.2)

Tabela 3.2 - Valores das propriedades termofísicas para madeira (pinho), vegetal (pepino) e metal (alumínio).

Propriedade	Madeira (pinho)	Vegetal (pepino)	Metal (alumínio)
k [W/m °C]	0.11	0.55	204
ρ [kg/m ³]	420	969	2707
C_p [J/kg °C]	2720	4060	896
α [m ² /s]	$9,6 \times 10^{-8}$	$1,4 \times 10^{-7}$	$8,4 \times 10^{-5}$

Como anteriormente, a temperatura inicial do cilindro foi suposta valer 26 ° C ($\theta = 1$), enquanto a temperatura do fluido refrigerante 21 ° C ($\theta = 0$). O número de Fourier foi mantido igual a 0,40.

Os resultados dos valores das temperaturas radiais, em função dos pontos da malha nodal, estão mostrados na figura (3.5).

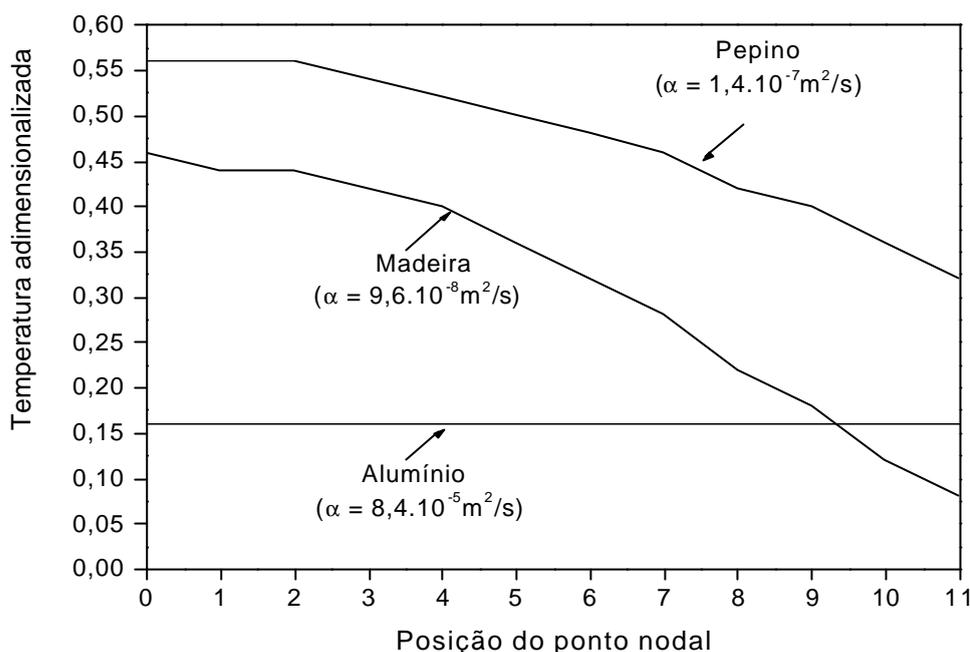


Figura 3.5 - Temperaturas na extensão radial em função da difusividade térmica de cilindros hipotéticos, após 1800 segundos (meia hora).

Os resultados mostram que o cilindro metálico (alumínio) que tem o maior valor para a condutividade térmica (no qual $\alpha = 8,4 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$), praticamente entrou em equilíbrio térmico no intervalo de tempo considerado, uma vez que os valores de sua temperatura radial, em qualquer ponto nodal, são os mesmos.

No cilindro com a menor condutividade térmica, o de madeira ($\alpha = 9,6 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$), as temperaturas têm diferentes valores em diferentes posições, indicando que ele ainda não atingiu a condição de equilíbrio térmico. Já no pepino (vegetal cilíndrico de $\alpha = 1,4 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$), que apresenta condutividade térmica de valor intermediário entre os outros dois, as temperaturas também resultaram diferentes para cada posição, porém com valores maiores do que os obtidos para a madeira.

Esses resultados mostram que o modelo numérico prevê temperaturas radiais fisicamente adequadas, quando diferentes valores de difusividade térmica são usados nas simulações.

3.7.4 – Influência do número de Biot (Bi)

Para verificar as alterações que ocorrem nos valores das temperaturas radiais, previstas pelo modelo numérico, quando se varia o número de Biot (que é uma grandeza adimensional e função do raio do cilindro), foram simulados processos de resfriamento em cilindros de vegetal (pepino) apresentando diferentes valores para o raio. Como feito anteriormente, o processo foi simulado até 1800 segundos, considerando-se a temperatura inicial do cilindro igual a 26 °C ($\theta = 1$), a do fluido refrigerante 21 °C ($\theta = 0$) e o coeficiente de troca de calor convectivo $15\text{w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$. Tais simulações estão representadas na figura (3.6).

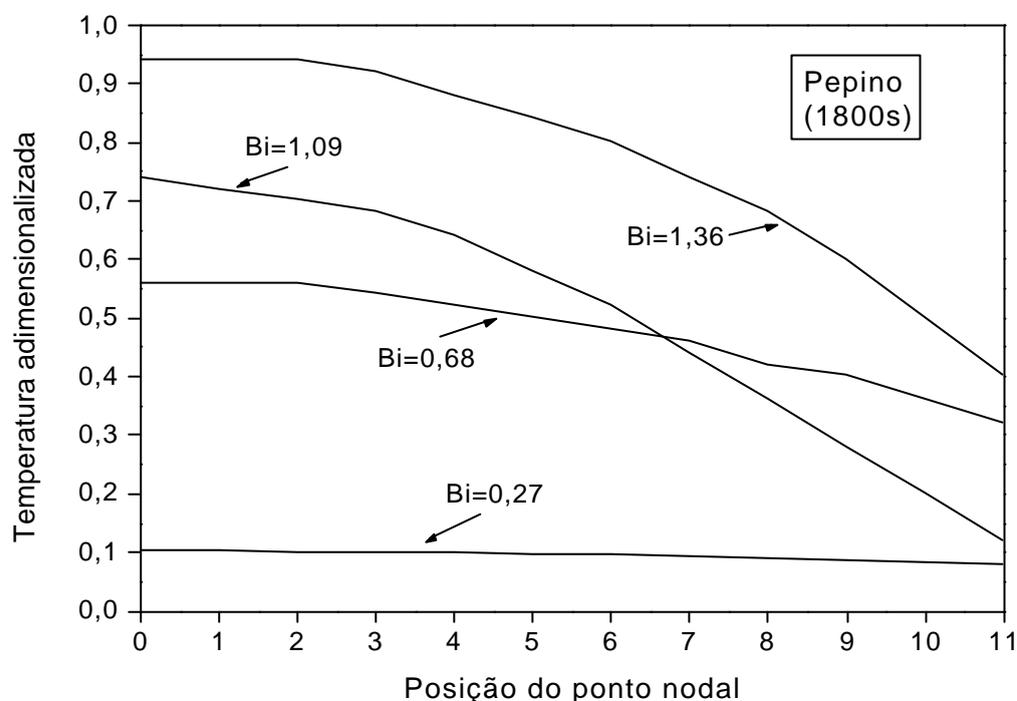


Fig. 3.6 - Resultados para as temperaturas nos pontos nodais de hipotético vegetal cilíndrico (pepino), em função do número de Biot, após 1 800 segundos (meia hora).

Novamente os resultados mostram que a aplicação do modelo numérico conduz a um comportamento fisicamente coerente para os resultados obtidos.

Transcorridos 1 800 segundos, o cilindro com maior número de Biot, equivalente àquele de maior raio (0,05 m), apresentou temperaturas maiores do que todos os demais. Nesse tempo, a temperatura em seu centro (ponto nodal igual a zero) está ligeiramente

abaixo do valor inicial de $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\theta = 1$), enquanto que em sua superfície (ponto nodal igual a 11) a temperatura é aproximadamente $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\theta = 0,4$).

As temperaturas no cilindro com menor número de Biot, são as menores e ligeiramente diferentes para os pontos nodais, obtendo-se $21,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\theta = 0,1$) no centro do cilindro e $21,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($\theta = 0,04$) em sua superfície.

Os resultados anteriores serviram para confirmar que o modelo numérico desenvolvido apresenta coerência em prever o comportamento fisicamente esperado para os valores das temperaturas radiais, resultantes do processo de resfriamento convectivo de cilindros, quando são alteradas variáveis e propriedades de importância.

Capítulo 4

Análise Experimental

4.1 – Montagem Experimental

A montagem experimental desenvolvida, permitiu submeter amostras vegetais de constituições e dimensões diferentes, às condições estabelecidas na formulação teórica. Ela é constituída por um duto retangular de refrigeração instrumentado convenientemente e descrito a seguir.

4.1.1 – Duto de Refrigeração

O duto de refrigeração, mostrado em corte transversal na figura (4.1), tem 0,9m de comprimento e foi construído com seção transversal quadrada de 0,25m. Suas paredes foram feitas usando-se chapas de madeira compensada de 0,015m de espessura. Interiormente foi revestido por isopor com espessura de 0,01m, com a finalidade de promover isolamento térmico.

Na parede lateral do duto foi feito um orifício para a passagem dos termopares inseridos nas amostras colocadas dentro do túnel. Para acomodação das amostras, foi construído um suporte composto de base de madeira dotada de duas hastes metálicas verticais onde as amostras eram dispostas.

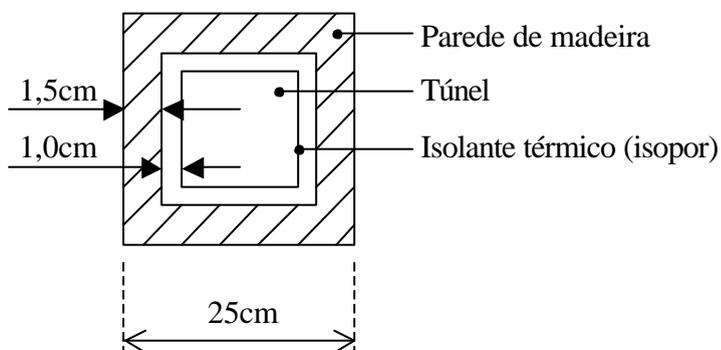
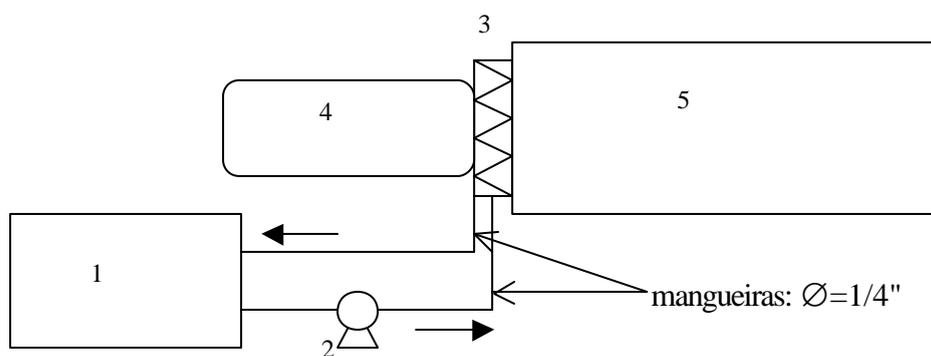


Figura 4.1: Seção transversal do duto de refrigeração.

4.1.2 – Sistema de refrigeração do duto

O sistema utilizado para a refrigeração do duto, esquematizado na figura (4.2), é constituído basicamente de um ventilador e um trocador de calor.



- | | |
|--|--------------------------|
| 1 – reservatório de líquido refrigerante | 2 – bomba de circulação |
| 3 – trocador de calor | 4 – ventilador |
| | 5 – duto de refrigeração |

Figura 4.2 – Esquema do sistema de refrigeração utilizado.

Numa das extremidades do duto, foi instalado um trocador de calor através do qual circulava o fluido refrigerante. Esse fluido (álcool resfriado) vinha de um banho térmico com refrigeração (MASTERLINE, modelo2095) e era constituído por uma mistura de álcool e água (92 °GL).

Um ventilador com velocidade controlável foi instalado na frente do trocador de calor, permitindo obter um fluxo de ar resfriado, com diferentes velocidades.

A figura (4.3) retrata a montagem experimental, constituída do banho térmico, ventilador e do duto de refrigeração que foi utilizada na coleta de dados experimentais.



Figura 4.3: Foto da montagem experimental utilizada para a aquisição de dados.

4.1.3 – Medição das temperaturas

Para as medidas das temperaturas, empregaram-se termopares tipo J, de ferro-constantan, com os fios isolados de 0,0005m de diâmetro (AWG24), que foram fundidos entre si com descarga elétrica, resultando em junções com diâmetro aproximado de 0,001m. Esses termopares são adequados para a faixa de temperaturas medidas.

Para a calibração de sensores de temperatura, existem muitos métodos e cuidados a serem tomados, conforme BENEDICT (1984). Utilizou-se um banho térmico com aquecimento (MLW, modelo U2-C), submetendo os termopares à variação crescente e estabilizada de temperatura. As temperaturas registradas pelos termopares, foram comparadas com os valores indicados por um termômetro de precisão de mercúrio e bulbo de vidro (INCOTERM, nº 77708), com precisão de $0,1^{\circ}\text{C}$.

Durante a calibração, os termopares foram ligados a um indicador de temperatura compatível (termômetro digital, modelo IOP THERM 400 – CE12). Este mesmo indicador foi utilizado para a leitura das temperaturas durante os experimentos.

No processo de calibração, as leituras foram feitas em intervalos de temperatura de $0,5^{\circ}\text{C}$, iniciando-se com $24,5^{\circ}\text{C}$ até chegar em 30°C , fornecendo um bom número de pontos para as curvas de calibração. Os pontos foram ajustados a uma reta, usando-se o método de regressão linear, obtendo assim expressões matemáticas que foram usadas na conversão da leitura dos termopares, após efetuadas as medidas experimentais.

A figura (4.4) mostra uma curva típica de calibração dos termopares utilizados:

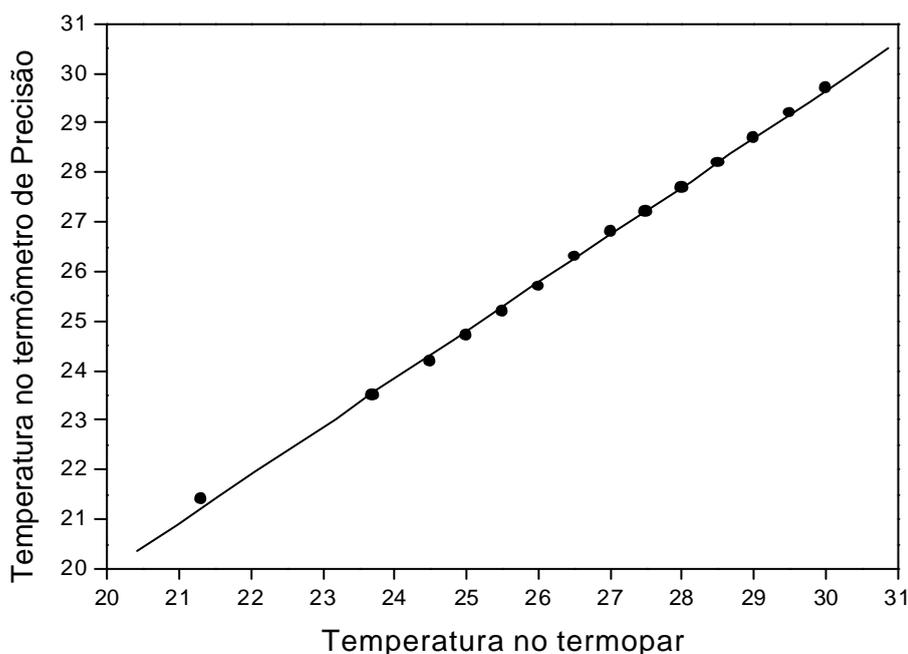


Figura 4.4 – Curva de calibração para um dos termopares utilizados nos experimentos.

Para cada termopar constituiu-se curva de calibração característica que possibilitou a obtenção de expressões matemáticas relacionando o valor indicado pelo termômetro digital com a temperatura real correspondente. A equação geral (4.1), foi usada para converter as temperaturas indicadas pelos termopares:

$$T_c = A + B.T \quad 4.1$$

Nessa equação, T_c representa a temperatura corrigida do termopar, T é a temperatura lida no indicador digital e A e B são constantes que representam os coeficientes lineares e angulares das curvas de calibração dos termopares, obtidas pelo processo de regressão linear.

Os valores de A e B , obtidos para os termopares calibrados, estão apresentados na tabela (4.1).

Tabela 4.1 – Valores dos coeficientes lineares (A) e angulares (B) obtidos das curvas de calibração dos termopares.

Termopar	A	B
1	0,56	0,97
2	0,28	0,97
3	0,24	0,98
4	0,02	0,99
5	0,16	0,98

4.1.4 – Líquido refrigerante

Para obter o fluxo de ar resfriado, utilizou-se uma mistura de álcool e água (álcool 89°GL) que teve sua temperatura diminuída banho térmico MASTERLINE.

A mistura líquida (álcool e água) utilizada, possibilitou-a a atingir temperaturas com valores menores do que -30°C , sem ocorrer congelamento.

Por meio de uma bomba acoplada ao banho térmico, o líquido refrigerante circulou no trocador de calor colocado na entrada do duto de refrigeração.

Instalado frontalmente ao trocador de calor, um ventilador dotado de controle de velocidade, permitiu a criação de um fluxo de ar resfriado, cuja velocidade foi medida com um anemômetro de hélice (Minipa, modelo MDA-10).

A figura (4.5) mostra a variação de temperatura média do líquido refrigerante, durante o transcorrer de duas medidas experimentais, em função da velocidade de escoamento do ar no duto (u_{∞}).

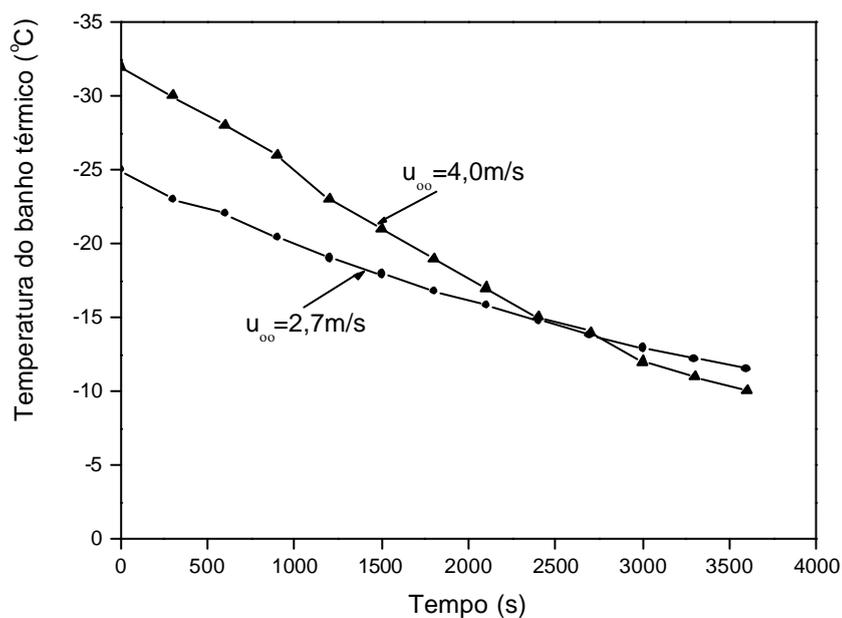


Figura 4.5 – Variação da temperatura do líquido refrigerante no reservatório, durante as medidas realizadas em duas velocidades.

Verifica-se que a temperatura não se mantém constante durante todo o tempo, aumentando de valor enquanto o líquido circula pelo trocador de calor.

Além do fator tempo, a velocidade de escoamento do ar também influenciou o valor da temperatura do líquido refrigerante. Aumentando velocidade do ventilador, a temperatura e sua taxa de crescimento, representada pela inclinação da curva, aumentam de valor.

4.2 – Amostras vegetais utilizadas

Na escolha dos vegetais para o experimento, optou-se por espécies cilíndricas diferentes (diferentes raios e propriedades termofísicas). Para serem resfriados, foram escolhidos pepinos de diâmetros diferentes, berinjela e abobrinha.

4.2.1 – Medida das temperaturas nas amostras vegetais

Para as medidas de temperatura foram utilizados cinco termopares, indicados por números de 1 a 5.

Os termopares foram inseridos na amostra nas quatro seguintes posições: na superfície externa da casca, na superfície interna, num ponto intermediário entre a superfície e o centro e no centro. O termopar 5 foi utilizado para medir a temperatura no duto de refrigeração.

As leituras das temperaturas na amostra, no túnel e no banho térmico foram feitas a cada 300 segundos e durante uma hora.

A figura (4.6) mostra a forma como foram inseridos os termopares nos vegetais para a realização dos experimentos.

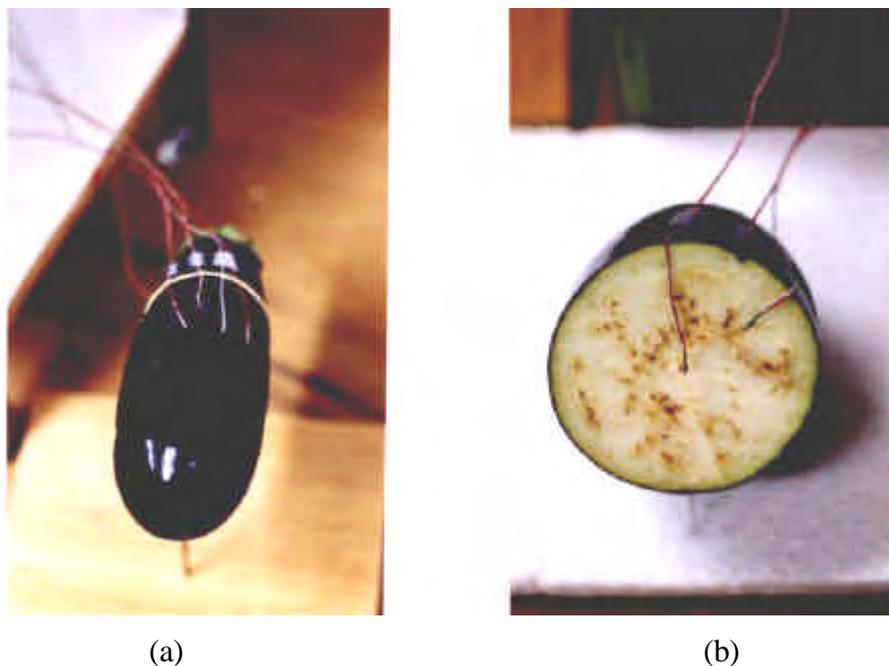


Figura 4.6: Foto dos termopares inseridos numa das amostras vegetais (berinjela): (a) vista com os termopares inseridos; (b) vista em corte transversal onde estão os termopares.

4.3 – Erros experimentais

O valor de qualquer grandeza física, determinado experimentalmente, sempre está associado a uma incerteza. Por melhor que sejam os instrumentos de medida e as técnicas utilizadas, todo o resultado é sempre afetado por vários tipos de erros.

4.3.1 – Tipos de erros

Segundo VUOLO (1992), pode-se classificar os erros em três grupos: erros grosseiros, erros acidentais e erros sistemáticos.

Os erros grosseiros são cometidos pelo operador, tanto no processo de medida, quanto na realização dos cálculos. Esses erros não devem ocorrer e, no caso de ocorrerem, devem ser totalmente eliminados.

Os erros acidentais ocorrem quando não se pode ter o controle durante o processo de medida. Por exemplo, as condições flutuantes de temperatura, falha no funcionamento dos equipamentos, entre outros.

Esses erros foram minimizados, examinando-se o funcionamento de toda a montagem, antes de cada medida. A coleta de dados, as leituras dos equipamentos, foram feitas cuidadosamente e, quando haviam dúvidas na execução das mesmas, eram repetidas.

Os erros sistemáticos podem ocorrer por diversos motivos mas, normalmente, são erros instrumentais por exemplo, na calibração dos instrumentos, erros teóricos, pelas aproximações feitas no uso de fórmulas ou em valores de constantes físicas e erros de observação.

4.3.2 – Erros sistemáticos das medidas realizadas

Quando uma medida é feita com algum instrumento, o resultado obtido é sempre afetado por um erro sistemático, chamado de erro de calibração. No caso de não haver informações sobre o instrumento (que deveriam ser fornecidas pelo fabricante) e, admitindo que não existam outros erros sistemáticos significativos, pode-se assumir como regra geral, que o erro de calibração numa medida, é igual à metade da menor divisão da escala do instrumento.

De acordo com os instrumentos utilizados, foram admitidos os seguintes valores para erros de calibração:

Calibração de termopares: para medir a temperatura do banho térmico usado na calibração dos termopares, empregou-se um termômetro de precisão cuja menor divisão é de $0,1^{\circ}\text{C}$ e, para visualizar a posição da coluna de mercúrio no termômetro, foi utilizada uma lupa. Então cada termopar apresentou um erro mínimo de $0,05^{\circ}\text{C}$.

Leitura dos termopares: o indicador digital de temperatura permitiu a leitura de décimos de grau. Durante as medidas, o indicador apresentou flutuação de $0,1^{\circ}\text{C}$. Considerou-se então, por ser maior do que o erro anterior, o erro mínimo de $0,1^{\circ}\text{C}$, cometido na leitura final da temperatura, indicada pelos termopares.

Localização dos termopares: para marcar a posição de inserção dos termopares na amostra e para a medida do raio médio da mesma, foi utilizado um paquímetro graduado em milímetros, com nônio de 10 divisões. A menor leitura que pode ser efetuada nesse instrumento é de 1mm. Considerou-se então um erro de calibração de 0,5mm na localização dos termopares.

Tempo: para a medição do tempo, utilizou-se um cronômetro digital, cuja menor leitura fornecida por ele foi de 1s, admitindo um valor de 0,5s como erro de calibração. Os valores das temperaturas dos 5 termopares utilizados, foram lidos no indicador de temperatura, o qual é composto por teclas seletoras. Cada termopar era representado por uma tecla. O intervalo de tempo gasto para acionar as teclas e o registro das indicações correspondentes em cada leitura foi de, aproximadamente, 10s. O erro por admitir que essas leituras foram simultâneas, foi reduzido a medida que o experimento era realizado em tempo muito grande, comparado na escala de segundos.

4.4 – Resultados experimentais

Para as medidas experimentais, utilizaram-se diferentes amostras cilíndricas com dimensões e propriedades termofísicas diferentes. A superfície externa foi submetida à troca de calor por convecção. O ar escoando no duto de refrigeração, tinha velocidade u_{∞} , medida com um anemômetro de hélice (Minipa, modelo MDA-10).

As temperaturas dos termopares foram medidas a cada 300 segundos, e cada experimento teve a duração de uma hora.

As figuras (4.7) e (4.8) mostram os resultados de medidas das temperaturas radiais em dois pepinos, com raios ligeiramente diferentes, submetidos a um fluxo de ar resfriado com velocidade igual a 4m/s.

Nas figuras estão representadas as temperaturas em duas localizações: no centro do vegetal e num ponto localizado logo abaixo da casca.

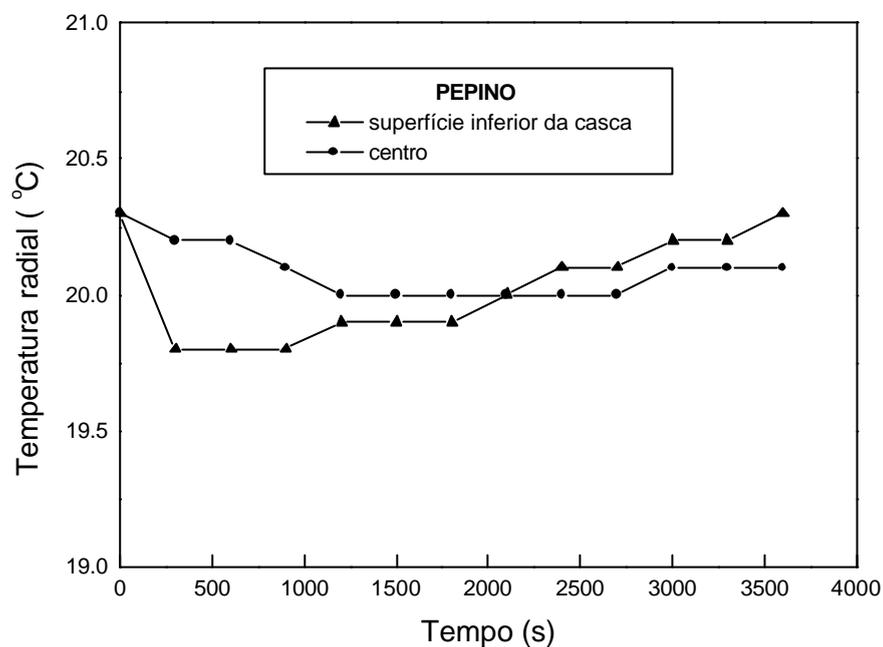


Figura 4.7 – Temperaturas radiais num pepino de raio médio 0,023m, para velocidade do ar resfriado $u_{\infty}=4,0\text{m/s}$ e $T_{\infty}=20,0^{\circ}\text{C}$, durante 3600s (uma hora) .

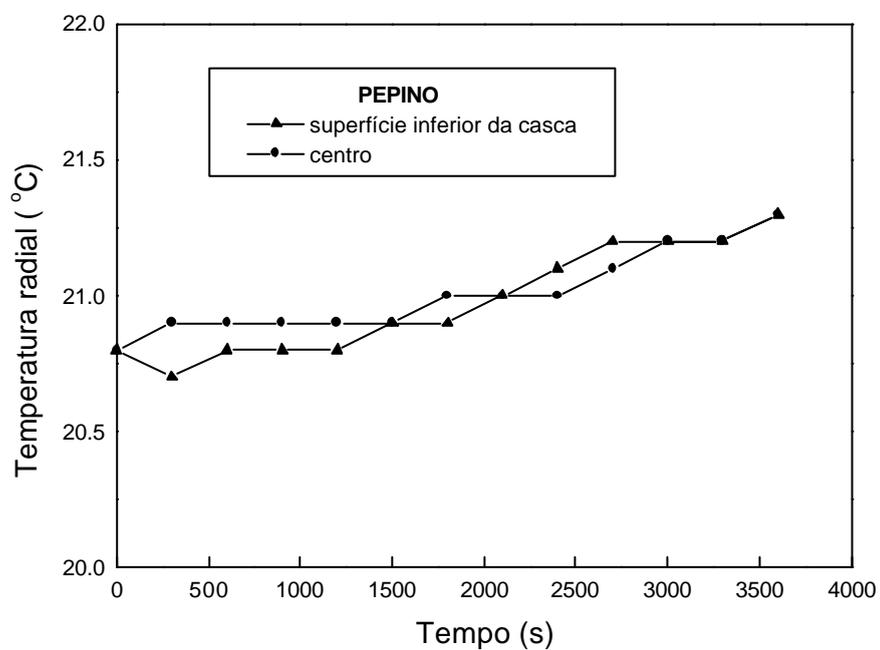


Figura 4.8 – Temperaturas radiais num pepino de raio médio 0,027m, para velocidade do ar resfriado $u_{\infty}=4,0\text{m/s}$ e $T_{\infty}=21,4^{\circ}\text{C}$, durante 3600s (uma hora) .

Analisando os dois casos verifica-se que, no início do processo, as temperaturas diminuem de valor, ocorrendo um ligeiro aumento no transcorrer do tempo.

Esses resultados podem ser entendidos como indicativos de um limite na capacidade de refrigeração do sistema (trocador de calor – fluido refrigerante) que foi utilizado. Quando a velocidade do fluxo de ar que atravessa o trocador de calor é alta (no caso 4m/s), o sistema não consegue manter a temperatura do ar resfriado suficientemente baixa o tempo todo. Após aproximadamente 2000 segundos (35 minutos), a temperatura da amostra aumenta (nos dois experimentos) ligeiramente de valor.

Os resultados mostram, também, que o vegetal com raio ligeiramente menor (0,023m), foi mais sensível às variações de temperatura do que aquele com raio maior (0,027m).

A figura (4.9) mostra os resultados experimentais das temperaturas radiais medidas em um pepino de raio médio igual a 0,027m, em três localizações: na superfície interna da casca, num ponto médio entre o centro e a casca e no centro do vegetal. A velocidade de escoamento do ar resfriado foi de 2,7m/s.

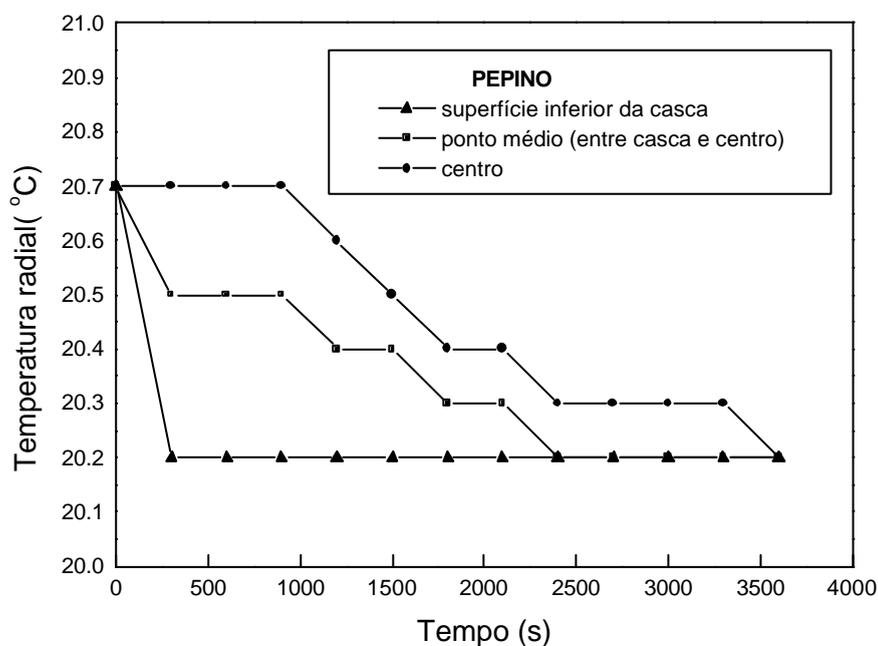


Figura 4.9 – Temperaturas radiais num pepino de raio médio 0,027m, para velocidade do ar resfriado $u_{\infty}=2,7\text{m/s}$ e $T_{\infty}=20,2^{\circ}\text{C}$, durante 3600s (uma hora).

Verifica-se que as temperaturas mais baixas foram registradas logo abaixo da casca, diminuindo de valor no início do processo e mantendo-se constantes até o final, enquanto que as temperaturas nas outras localizações diminuíram progressivamente com o passar do tempo.

Esses resultados mostram que, para a velocidade de escoamento do ar resfriado igual a 2,7m/s, o processo de resfriamento global do vegetal ocorrem o tempo todo.

As figuras (4.10) e (4.11) mostram os resultados experimentais das temperaturas medidas na superfície interna da casca e no ponto médio entre a casca e o centro, em uma berinjela de raio médio igual a 0,033m e em abobrinha com 0,025m de raio médio, submetidas a um fluxo de ar resfriado com velocidade igual a 3,7m/s.

Nos dois casos verifica-se que as temperaturas diminuem de valor logo no início do processo, porém tendem a estabilizarem-se após decorridos cerca de 1500s (25 minutos) novamente indicando que o sistema de refrigeração que foi utilizado, tem seu desempenho diminuído em função do aumento da velocidade de escoamento do ar resfriado.

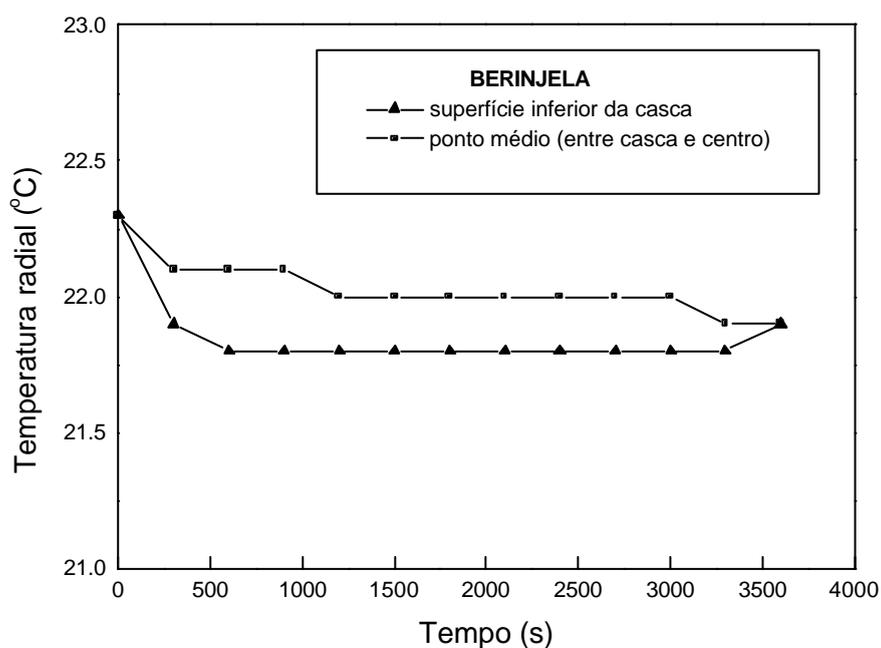


Figura 4.10 – Temperaturas radiais numa berinjela de raio médio 0,033m, para velocidade do ar resfriado $u_{\infty}=3,7\text{m/s}$ e $T_{\infty}=21,8^{\circ}\text{C}$, durante 3600s (uma hora).

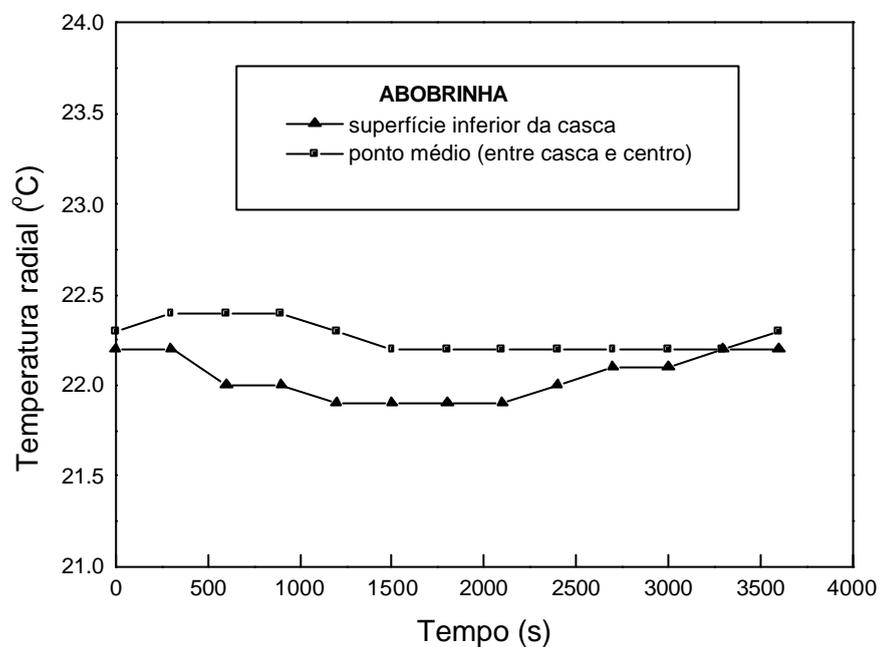


Figura 4.11 – Temperaturas radiais numa abobrinha de raio médio 0,025m para velocidade do ar resfriado $u_{\infty}=3,7\text{m/s}$ e $T_{\infty}=22,0^{\circ}\text{C}$, durante 3600s (uma hora).

Para verificar a influência da casca no processo de troca de calor, mediram-se as temperaturas de três vegetais (pepino, berinjela e abobrinha) com termopares previamente instalados em duas localizações: na superfície externa e logo abaixo da casca.

A figura (4.12) mostra o resultado para o pepino, com velocidade do ar resfriado igual a 2,7m/s.

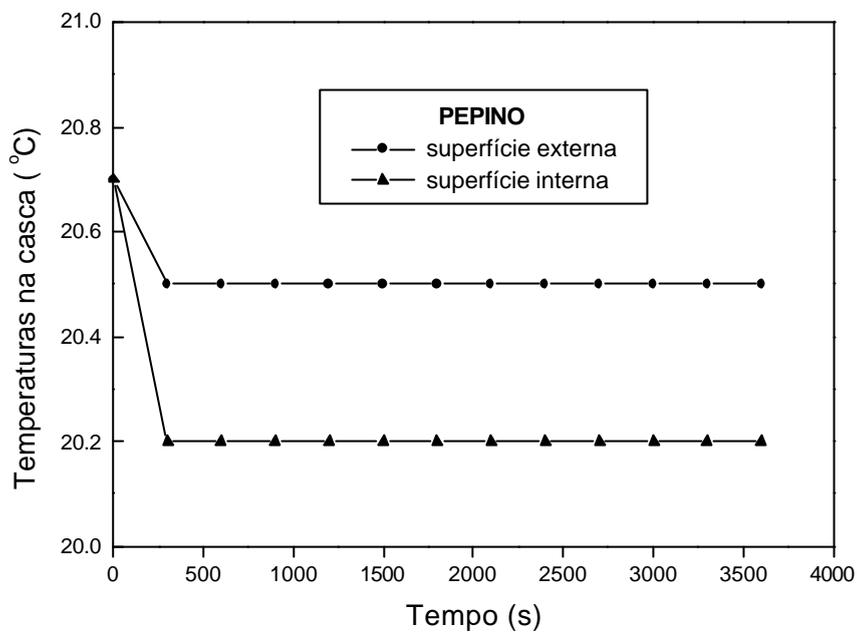


Figura 4.12 – Temperatura nas superfícies interna e externa da casca de um pepino de raio médio 0,027m, para velocidade do ar resfriado $u_{\infty}=2,7\text{m/s}$ e $T_{\infty}=20,2^{\circ}\text{C}$, durante 3600s (uma hora).

Verifica-se que as temperaturas mantêm-se estáveis durante todo o tempo que a presença da casca provocou uma diferença de, aproximadamente, $0,3^{\circ}\text{C}$ nas temperaturas.

As figuras (4.13) e (4.14) mostram os resultados para uma berinjela e uma abobrinha, com a velocidade do ar resfriado mais alta, sendo ela igual a 3,7m/s.

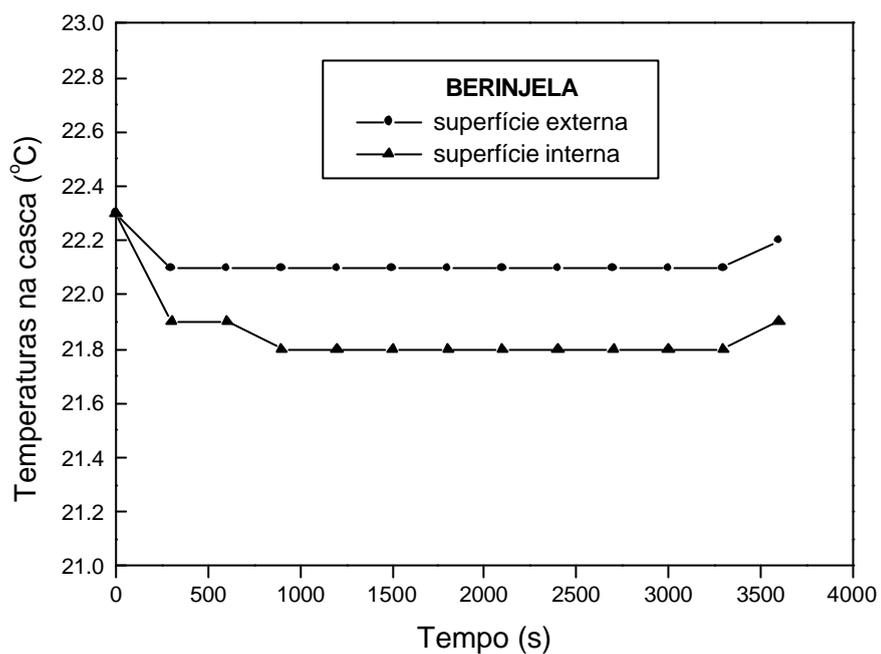


Figura 4.13 – Temperatura nas superfícies interna e externa da casca de uma berinjela, de raio médio 0,033m, para velocidade do ar resfriado $u_{\infty}=3,7\text{m/s}$ e $T_{\infty}=21,8^{\circ}\text{C}$, durante 3600s (uma hora).

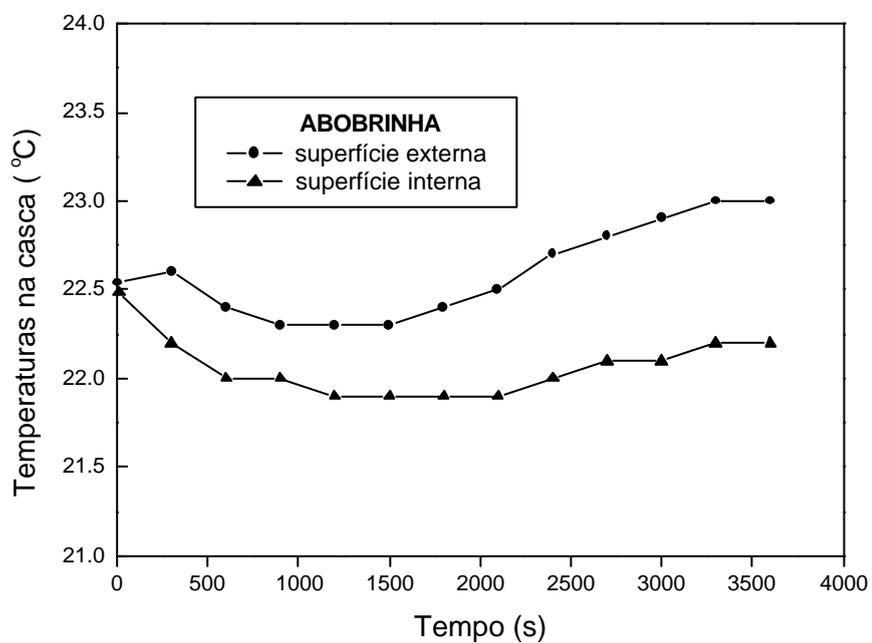


Figura 4.14 – Temperatura nas superfícies interna e externa da casca de uma abobrinha, de raio médio 0,025m, para velocidade do ar resfriado $u_{\infty}=3,7\text{m/s}$ e $T_{\infty}=22,0^{\circ}\text{C}$, durante 3600s (uma hora).

Para a berinjela, as temperaturas mantiveram-se estáveis durante todo o tempo e a casca provocou uma diferença de temperatura de aproximadamente $0,4^{\circ}\text{C}$ nas temperaturas medidas.

Para a abobrinha, durante os primeiros 1500 segundos (25 minutos), as temperaturas mantiveram-se estáveis e com uma diferença de $0,4^{\circ}\text{C}$ entre elas. Após esse tempo, as temperaturas aumentaram de valor, em decorrência das limitações do sistema de resfriamento utilizado, porém a diferença entre elas cresceu, ultrapassando 1°C de diferença no final do processo.

Os resultados mostram que a condutividade térmica da casca desses vegetais, impõem uma resistência térmica à retirada de seu calor interno e que, aparentemente, a casca do pepino é a que interfere menos no processo de troca de calor.

A figura (4.15), a seguir, mostra a variação da temperatura no duto de refrigeração com o passar do tempo.

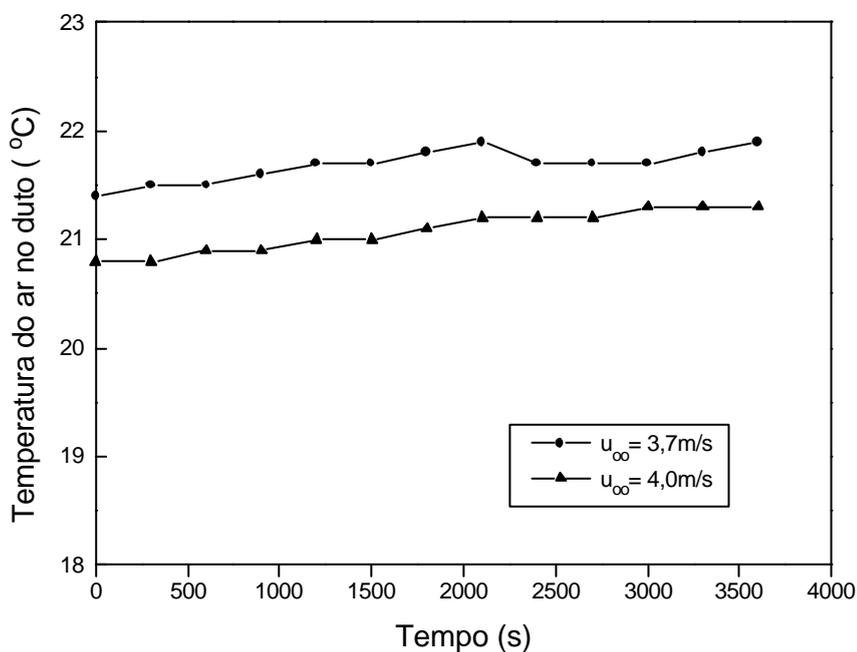


Figura 4.15 – Variação da temperatura do ar resfriado (T_{∞}) durante 3600s (uma hora).

4.5– Comparação com as previsões do modelo numérico

Com o objetivo de verificar a validade das previsões do modelo numérico, foram comparadas as medidas experimentais de temperatura para duas amostras de mesmas propriedades termofísicas, porém de raios diferentes, com seus respectivos resultados numéricos.

Uma das amostras foi um pepino de raio médio 0,027m e temperatura inicial de 20,7°C, submetido a um fluxo de ar resfriado com velocidade de 2,7m/s e temperatura de 20,2°C. A outra foi um pepino menor de raio médio 0,023m e temperatura inicial de 20,3°C. Esse foi submetido a um fluxo de ar a 20,0°C e velocidade de escoamento 4,0m/s.

A variação da temperatura do ar resfriado, escoando no duto de refrigeração no transcorrer do tempo, para dois valores da velocidade de escoamento u_{∞} , é mostrado na figura (4.15). Nela verifica-se que a temperatura mantém-se praticamente constante quando a velocidade é de 2,7m/s. Aumentando-se a velocidade para 4,0m/s (a partir de 1500s), a temperatura aumenta de valor progressivamente, indicando que o sistema de refrigeração não está dimensionado de forma adequada para trabalhar com velocidades relativamente altas para o ar resfriado.

Para os cálculos numéricos, foram utilizados os valores da tabela (3.1), referentes às propriedades termofísicas do pepino.

A figura (4.16) mostra a comparação entre os resultados numérico e experimental para a variação da temperatura, medida no centro de um pepino de raio 0,027m.

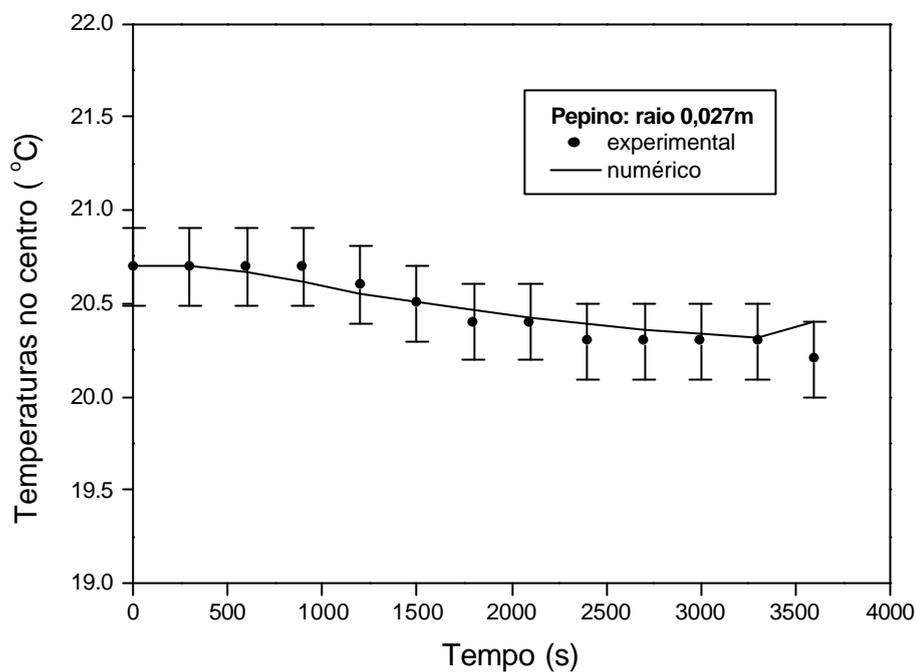


Figura 4.16– Resultados numérico e experimental para as temperaturas no centro de um pepino com raio médio 0,027m, submetido a um fluxo de ar resfriado durante 3600s (uma hora) com temperatura média de 20,2°C e velocidade de 2,7m/s.

Verifica-se que os resultados experimentais concordam bem com as previsões numéricas, tanto com relação aos valores, quanto à sua variação no transcorrer do tempo. Nota-se que os resultados estão dentro do intervalo de erro relativo (1%).

A figura (4.17) mostra os resultados para a variação da temperatura, medida no ponto médio entre a casca e o centro de um pepino de raio médio 0,027m.

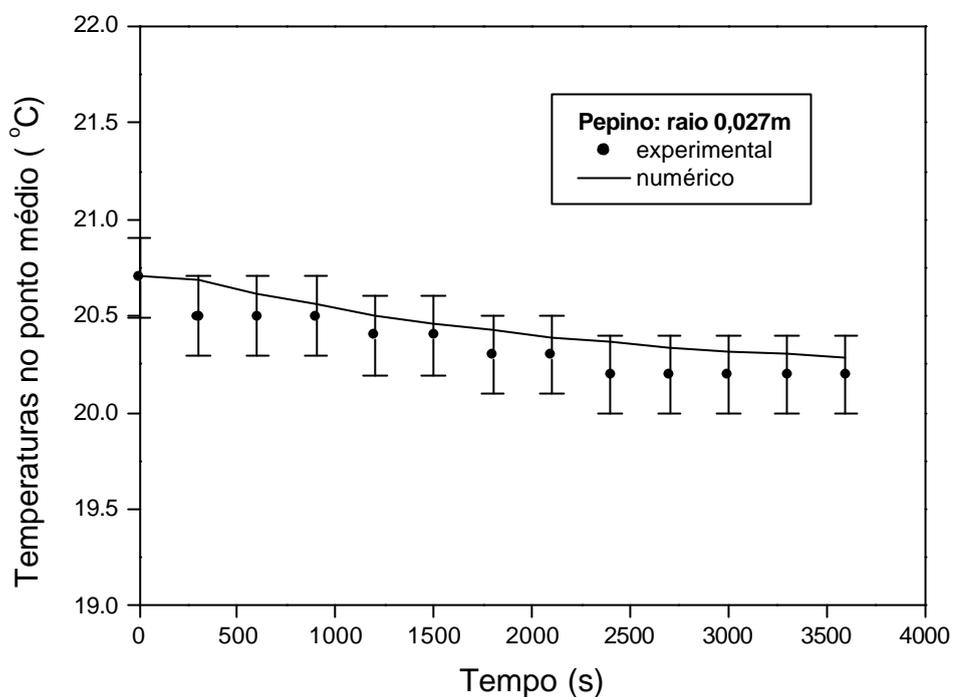


Figura 4.17– Resultados numérico e experimental para as temperaturas num ponto médio entre a casca e o centro de um pepino com raio médio 0,027m, submetido a um fluxo de ar resfriado durante 3600s (uma hora) com temperatura média de 20,2°C e velocidade de 2,7m/s.

Verifica-se que a variação da temperatura prevista pelo modelo numérico concorda razoavelmente bem com aquela resultante das medidas experimentais. O modelo numérico porém, forneceu valores um pouco superiores àqueles medidos. Isto pode estar relacionado, por exemplo, com o posicionamento não muito preciso do termopar respectivo, inserido no vegetal num ponto médio entre a casca e o centro, o que levaria a temperatura medida, não ser exatamente a desse ponto.

Na figura (4.18), tem-se o resultado para a variação da temperatura no centro do pepino de raio médio igual a 0,023m.

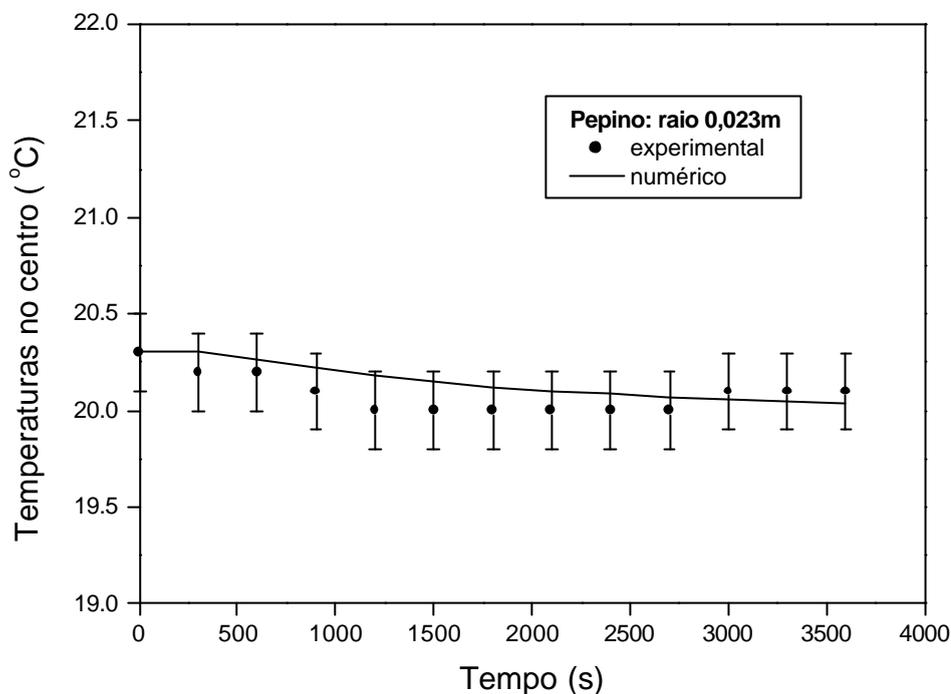


Figura 4.18– Resultados numérico e experimental para as temperaturas no centro de um pepino com raio médio 0,023m, submetido a um fluxo de ar resfriado durante 3600s (uma hora) com temperatura média de 20,0°C e velocidade de 4,0m/s.

Verifica-se que as medidas experimentais diferem um pouco tanto no comportamento previsto quanto nos valores fornecidos pelo modelo numérico. Enquanto o modelo numérico prevê uma diminuição progressiva da temperatura, as medidas experimentais mostram que, a partir de 1500 segundos, ocorre uma estabilização seguida de um aumento da mesma.

A figura (4.19) mostra o comportamento para a temperatura num ponto intermediário entre a casca e o centro desse mesmo vegetal.

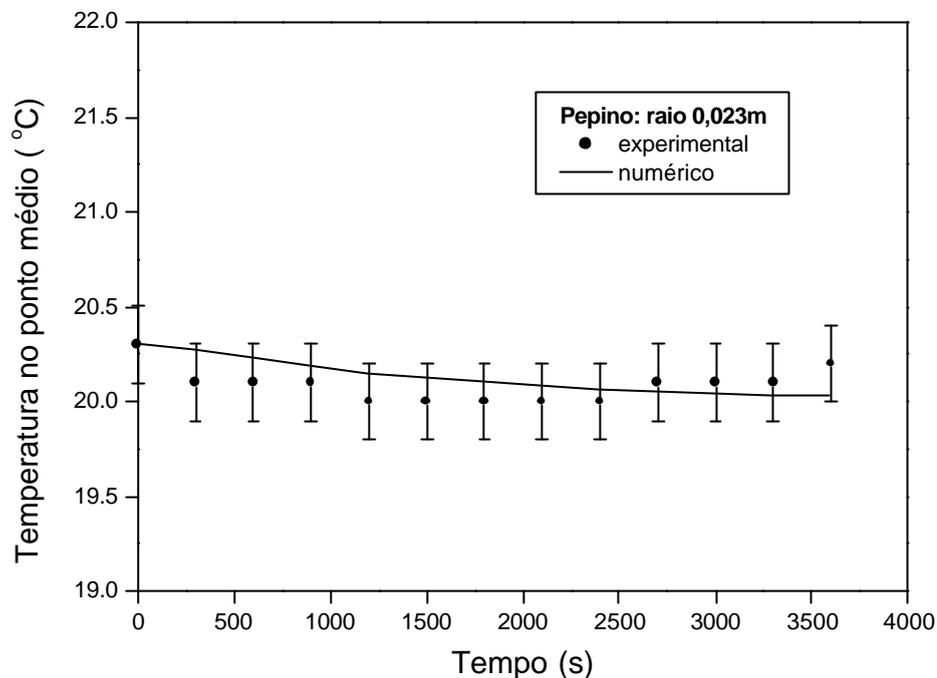


Figura 4.19– Resultados numérico e experimental para as temperaturas num ponto médio entre a casca e o centro de um pepino com raio médio 0,023m, submetido a um fluxo de ar resfriado durante 3600s (uma hora) com temperatura média de 20,0° e velocidade de 4,0m/s.

Novamente verifica-se que as previsões numéricas diferem em pouco dos resultados experimentais e que, no final do processo, os valores experimentais da temperatura tendem à estabilização seguida de um aumento, fato esse não previsto numericamente.

Os dois resultados anteriores podem ser entendidos considerando-se duas hipóteses.

Uma delas refere-se à localização não muito precisa dos dois termopares, que indicariam as leituras das temperaturas feitas em locais diferentes que não o centro e o ponto médio do vegetal.

A outra, que acredita-se ser a mais significativa, relaciona-se com o dimensionamento do sistema de refrigeração utilizado, que não conseguiria manter uma taxa constante de extração de calor, durante a duração do experimento. Dessa forma, após algum tempo, os valores das temperaturas internas do vegetal tenderiam a aumentar, conforme indicam as medidas.

Por não dispormos, presentemente, dos valores correspondentes às propriedades termofísicas da berinjela e da abobrinha, não foram feitas as comparações entre as previsões do modelo numérico e as medidas experimentais desses vegetais.

Capítulo 5

Conclusões

Neste trabalho foi solucionada numericamente a equação diferencial da condução de calor unidimensional dependente do tempo, em coordenadas cilíndricas, juntamente com uma condição de contorno convectiva, de forma a se obter os valores da temperatura radial para diferentes localizações e em função do tempo.

Desenvolveu-se um modelo numérico, baseado numa formulação explícita de aproximar as derivadas da equação diferencial por diferenças finitas que foi aplicado a uma rede fixa de 11 pontos nodais, bem como um programa de linguagem FORTRAN, que possibilitou fazer simulações com o objetivo de verificar a influência de algumas variáveis na solução do problema.

Para testar as previsões teóricas com os resultados experimentais, utilizou-se uma montagem constituída por um sistema de refrigeração e um duto de seção retangular, adequadamente instrumentalizados, de forma a permitir a leitura de temperaturas radiais em vegetais com formato aproximadamente cilíndrico, possibilitando comparações entre os resultados teórico e experimental.

5.1 – Modelo numérico

As principais conclusões relacionadas com o modelo numérico e com as medidas experimentais, foram:

i) Influência do coeficiente de troca de calor convectivo (h).

- À medida em que o coeficiente de troca de calor convectivo aumenta de valor, o modelo prevê diminuição dos valores das temperaturas nos diferentes pontos nodais;
- Constatou-se a existência de um valor limite desse coeficiente ($h = 123 \text{ w/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$) a partir do qual as temperaturas geradas pelo modelo numérico são fisicamente incorretas.

ii) Influência do número de Fourier:

- Os testes realizados mostraram que o modelo numérico desenvolvido comporta-se muito bem quando o número de Fourier é mantido menor ou igual a 0,5, conforme recomendado na literatura. Os valores das temperaturas em diferentes localizações, mantêm-se estáveis e somente verificam-se divergência nesses valores quando são utilizados valores maiores do que 0,5, como por exemplo 0,52.

iii) Influência da difusividade térmica

Simulações feitas com diferentes valores de difusividades térmicas mostram que o modelo prevê, após 1800s, temperaturas constantes para todos os pontos nodais, se o cilindro considerado tiver elevado valor de condutividade térmica, indicando o estabelecimento de uma condição final de equilíbrio.

Para materiais com valores menores da difusividade térmica, as temperaturas resultantes diminuem progressivamente de valor de exterior para o centro do cilindro.

iv) Influência do número de Biot:

Em simulações feitas, usando-se as propriedades termofísicas de um vegetal, o modelo previu numa localização fixa, temperaturas progressivamente maiores enquanto o número de Biot (função direta do raio do cilindro) aumentava.

Esses resultados mostram que o modelo numérico desenvolvido prevê, de forma coerente, o comportamento físico esperado para cilindros submetidos a um processo de resfriamento convectivo.

5.2 – Resultados experimentais x previsões teóricas

A análise comparativa entre os resultados experimentais, obtidos com o pepino, e as previsões do modelo numérico mostrou que:

- Os valores das temperaturas previstas numericamente concordam bem com os resultados experimentais, quando a velocidade de escoamento do fluxo de ar resfriado é relativamente baixa (2,7m/s).
- Para valores maiores dessa velocidade (por exemplo, 4m/s) as previsões numéricas fornecem temperaturas maiores do que os valores experimentais, fato esse que pode estar relacionado com um dimensionamento inadequado do sistema de refrigeração utilizado, que não conseguiu manter a temperatura do ar suficientemente baixa durante os experimentos.

5.3 – Sugestões para continuidade do trabalho

Entre as possíveis sugestões para continuidade desse trabalho temos:

As propriedades termofísicas de outros vegetais devem ser pesquisadas para que se possa comparar os demais resultados experimentais com as temperaturas previstas numericamente a fim de verificar a eficácia do modelo.

A equação diferencial pode ser solucionada por outros métodos de aproximação por diferenças finitas como, por exemplo, o método Cranck-Nicolson que apresenta a vantagem de ser estável para qualquer valor do número de Fourier.

Outras geometrias podem ser investigadas, possibilitando estudar o resfriamento de vegetais com formatos diferentes do cilíndrico.

A montagem experimental pode ser refeita com melhor dimensionamento do sistema de refrigeração, inclusive possibilitando controlar a umidade do ambiente.

Finalmente, deve-se destacar a importância que o conhecimento dos mecanismos de transferência de calor têm no processo de resfriamento durante o armazenamento de vegetais, sugerindo que uma situação de interesse prático possa ser tratado com a utilização da modelagem proposta nesse trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSARI, F. A. Simplified and Acurated Mathematical Model For The Analysis of Heat end Moisture Transfer From Food Commodities. **J. Heat Transfer**. v. 120, pp. 530-533, 1998.

BENEDICT, R. P. **Fundamentals of temperature pressure and flow measurements**. 3. ed. New York: John Wiley & Sons, 1984, 532p.

BORIES, S. BACON, G. RECAN, M. Experimental and numerical study of coupled heat and mass transfer in porous materials. **Proc. 4th. Int. Drying Symp.** pp159-164, 1988.

BORIES, S. Recent advances in modelisation of coupled heat and mass transfer in capillary-porous bodies. **Proc. Sixth Int. Drying Symp.** pp. 44-61, 1988.

CHEN, P. PEI, D. A mathematical model of drying process. **Int J. Heat and Mass Transfer** . v. 32, pp.297 – 310, 1989.

CHO, S. H. SUNDERLAND, J.E. Heat conduction problems with melting or freezing. **J. Heat Transfer**. v.91c, pp.421 – 26, 1969.

DINCER, I. AKARYILDIZ, E. Transiente temperature distributions within spherical products with internal heat generation and transpiration: experimental and analytical results. **Int. J. Heat and Mass Transfer**. v. 36, pp. 1998-2003, 1993.

DI RIENZO, CRISTIANE. A Importância das Câmaras Frias Hortifruticultura. **Tecnologia da refrigeração**. n. 5, pp. 16-22, 2001.

GAFFNEY, J. J. BAIRD, C. D. CHAN, K. V. Influence of air flow rate, respiration, evaporative cooling and other factors affecting weight loss calculations for fruits and vegetables. **Ashrae Transactions**. v. 91, pp. 690-707, 1985.

GUEMES, D. R. PIROVANI, M. E. DI PENTIMA, J. H. Heat transfer characteristics during air cooling of strawberries. **Int. J. Refrig**. v. 12, pp. 169-173, 1988.

GUIMARÃES, A.L. CHAGAS, J.A.C. Condições ideais para estocagem de maçãs, parte I de II. **Tecnologia da refrigeração**. n. 5, pp. 30-34, 2001.

GUIMARÃES, A.L. CHAGAS, J.A.C. Condições ideais para estocagem de maçãs, parte II de II. **Tecnologia da refrigeração**. n. 6, pp. 28-31, 2001.

HAYAKAWA, K. SUCCAR, J. Heat transfer and moisture loss of spherical food produce. **J. Food Science**. v. 47, pp. 595-605, 1982.

HOLMAN, J. P. **Transferência de calor**. São Paulo: Makron Books do Brasil. 1983, 639 p.

ILIC, M. TURNER, I.W. Drying of a wet porous material. **J. Appl. Math. Modelling**. v.10, pp. 16-24, 1986.

JANNA, WILLIAMS. **Engineering heat transfer**. 2 ed. New York: CRC Press LLC. s.p. 2000.

KREITH, F. **Princípios da transmissão de calor**. São Paulo: Edgard Blucher, 1981, 550 p.

LAILOLO, F. M. O Segredo das frutas maduras. **Revista Pesquisa Fapesp**, pp. 26-28, ago. 2000.

MASMOUNDI, W. PRAT, M. Experimental study of the drying of porous media by means of micromodels. **Proc. Sixth. Int. Drying Symp.** pp. 5-11, 1988.

MASMOUNDI, W. Contribution a l'étude fondamentale du séchage des matériaux capillaro-poreux. **Thèse INPT**, 1990.

MITRA, K. et al. Experimental evidence of hyperbolic heat conduction in processed meat. **J. Heat Transfer.**, v.117, pp568-573, 1995.

NEVES F^º , L. C. Aspectos Na Estocagem Frigorificada de Frutas e Hortaliças, parte I de II. **Tecnologia da Refrigeração**, n. 5, pp. 23-29, 2001.

NEVES F^º , L. C. Aspectos Na Estocagem Frigorificada de Frutas e Hortaliças, parte II de II. **Tecnologia da Refrigeração**, n. 6, pp. 23-27, 2001.

ÖZISIK, M. N. **Boundary value problems of heat conduction**. New York: Dover Publications Inc., 1989. 504p.

ÖZISIK, M. N. **Heat conduction**. 2. ed. New York: John Wiley & Sons, 1993. 692p.

ÖZISIK, M. N. **Transferência de calor: um texto básico**. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan S.A. s.p. 1990.

PIMENTEL, J. R. **Contribuição ao estudo da mudança de fase em meios porosos planos saturados com líquido**. 1995. 129 f. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia Mecânica, Unicamp, Campinas, 1995.

PINHEIRO, ANA P.B. Tecnologias ganham mercado no processo de congelamento rápido. **Tecnologia da refrigeração**. n. 6, pp. 32-37, 2001

PLUMB, O. A. SPOLEK, G.A. OLMSTEAD, B.A. Heat and mass transfer in wood during drying. **Int. J. Heat and Mass Transfer**. v.28, pp 1669-1678, 1985.

SASTRY, S. K. ZURITZ, C. A., ANANTHESWARAN, A. Interaction between heat and mass transfer in foods. **Ashrae transactions**. v. 91, pp. 353-370, 1985.

SMITH, G. D. **Numerical solution of partial differential equations: finite difference methods**. 2 ed. London: Oxford University Press, 1978, 304p.

STOECKER, W. F. JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: Mc Graw Hill do Brasil, 1985.

THIEN, R.H. GEIGER,G.Z. A heat transfer analysis of the solidification of a binary eutectic system. **J. Heat Transfer**. v. 89, pp230, 1967.

VUOLO, J. H. **Fundamentos da teoria de erros**. São Paulo: Edgar Blucher, 1992.

ANEXO I

Programa em linguagem FORTRAN para a resolução do algoritmo computacional.

Para resolver o algoritmo computacional foi escrito um programa, em linguagem FORTRAN, utilizando os coeficientes obtidos no sistema matricial 3.39.

O comentário, apresentado entre os asteriscos no início do programa, tem o objetivo de esclarecer as ações que serão executadas no mesmo.

C Programa para calcular a distribuição radial de temperatura
 C num cilindro. Solução numérica explícita.

```
IMPLICIT REAL*8 (A-H,K,O-Z)
```

```
PARAMETER(MMAX=11)
```

```
PARAMETER(RAIO=4.0D-2,H=55.D0,K=0.55D0,RO=969.D0,CP=4060.D0)
```

```
DIMENSION A(0:MMAX),B(0:MMAX,0:MMAX),C(0:MMAX)
```

```
R=0.4D0
```

```
TINF=21.D0
```

```
TINIC=26.D0
```

```
ALFA=K/(RO*CP)
```

```
write(*,*)"ALFA=",ALFA
```

```
DELTAR=RAIO/(DFLOAT(MMAX))
```

```
write(*,*)"DELTAR=",DELTAR
```

```
DELTAT=(R*(DELTAR**2))/ALFA
```

```
write(*,*)"DELTAT=",DELTAT
```

```
write (*,*)"R=",R
```

```
BETAM=((1.D0/dfloat(MMAX))+2.D0)*(DELTAR*H/K)
```

```
99 write(*,*)"Qual o valor do numero de iterações Nmax?"
```

```
read(*,*)NMAX
```

```
DO i=0,MMAX
```

```
DO j=0,MMAX
```

```

B(i,j)=0.d0

END DO

END DO

DO 10 M=0,MMAX

IF(M.EQ.0.or.M.EQ.MMAX)THEN

IF(M.EQ.0)THEN

B(M,M)=1.D0-2.D0*R

B(M,M+1)=2.D0*R

B(M+1,M)=R*(1.D0-(1.D0/(2.D0*DFLOAT(M+1))))

ELSE IF(M.EQ.MMAX)THEN

B(M,M)=(1.D0-2.D0*R-2.D0*R*BETAM)

B(M,M-1)=2.D0*R

END IF

ELSE

B(M,M)=(1.D0-2.D0*R)

B(M+1,M)=R*(1.D0-(1.D0/(2.D0*DFLOAT(M+1))))

B(M,M+1)=R*(1.D0+(1.D0/(2.D0*DFLOAT(M))))

```

```
END IF
10  END DO
    DO 9 N=0,NMAX
    IF(N.EQ.0)THEN
    DO I=0,MMAX
    C(I)=TINIC
c   WRITE(*,*)C(I)
    END DO
    ELSE
    DO I=0,MMAX
    C(I)=A(I)
    END DO
    END IF
    DO 11 I=0,MMAX
    A(I)=0.D0
    DO 12 L=0,MMAX
    A(I)=A(I)+B(I,L)*C(L)
12  END DO
    IF(I.EQ.MMAX)A(I)=A(I)+(2.D0*R*BETAM*TINF)
11  END DO
    IF(N.EQ.NMAX)then
    DO I=0,MMAX
    WRITE(*,*)I,A(I)
```

END DO

write(*,*)"Tempo transcorrido (segundos)=",N*DELTAT

END IF

9 END DO

WRITE(*,*)"Se deseja calcular novamente, digite 0 e tecle ENTER"

READ(*,*)ic

IF(ic.EQ.0)GO TO 99

END