

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM SISTEMA DE ARMAZENAMENTO DE CALOR EM  
ESTUFAS DE PLASTICULTURA

por

Mauro César Rabuski Garcia

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Março de 2001

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM SISTEMA DE ARMAZENAMENTO DE CALOR EM  
ESTUFAS DE PLASTICULTURA

por

Mauro César Rabuski Garcia  
Eng. Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Horácio Antonio Vielmo

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Paulo S. Schneider (PROMEC / UFRGS)

Prof. Dr. Arno Krenzinger (PROMEC / UFRGS)

Prof. Dr. Lígia D. F. Marczak (PPGEQ / UFRGS)

Prof. Dr. Alberto Tamagna  
Coordenador do PROMEC

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos os amigos que me incentivaram na realização deste trabalho, em especial ao Prof. Dr. Horácio Antonio Vielmo pela orientação deste trabalho e constante auxílio neste período. Agradeço também ao apoio financeiro da CAPES, aos professores e funcionários do PROMEC pela cordial convivência desenvolvida ao longo destes anos.

## RESUMO

Apresentar um modelo para simular um sistema de armazenamento de calor no solo em estufas para plasticultura é o objetivo do presente trabalho.

O sistema consiste num feixe de tubos enterrados no solo. A convecção forçada de ar no seu interior realiza a troca térmica necessária para manter as estufas sob faixas desejadas de temperatura.

O objetivo do modelo é investigar os efeitos no calor armazenado e a influência das variáveis, tais como diâmetro, comprimento, espaçamento entre os tubos e a velocidade de ar no canal provocam no sistema.

O solo é tratado como um meio difusivo e avalia-se a contribuição do termo de condensação e evaporação da água contida no ar em escoamento nos tubos.

A equação da energia é resolvida para o solo e para o ar. Os tubos de seção transversal circular são modelados como tubos de seção transversal quadrada com o objetivo de que as simulações possam ser processadas em coordenadas cartesianas.

O programa resolve situações tridimensionais, transientes e emprega o Método dos Volumes Finitos para integrar as equações diferenciais governantes.

O modelo original é baseado no modelo de Gauthier et al., 1997, tendo sido os resultados do mesmo foram usados para a validação do presente estudo.

Um circuito de água quente é também projetado e apresentado para o aquecimento das estufas. A água circula através de mangueiras sobre o solo e é aquecida por um sistema de queimadores a gás liquefeito de petróleo ou óleo combustível, transferindo assim calor para o interior da mesma. O projeto de aquecimento foi realizado através de um programa de parceria entre a Ufrgs, Sebrae, Fapergs e a Agropecuária Clarice.

## ABSTRACT

A computational model to simulate a heat storage system in the soil of greenhouses for plasticulture is the objective of the present work.

The system consists of an array of tubes buried in the soil. The forced convection of air in its interior accomplishes the necessary heat transfer to maintain the greenhouses under the desired range of temperature.

The objective of the model is to investigate the effects and the influence of the variables, such as diameter, length, spacing between the tubes and the air velocity in the channel.

The soil is treated as a diffusive medium and the contribution of the condensation and evaporation term of the water contained in the air flowing in the tubes is evaluated.

The energy equation is solved for the soil and for the air. The tubes of circular shape are modeled as square tubes, in order to permit simulations in Cartesian Coordinates.

The program solves three-dimensional situations, unsteady and making use of the Finite Volumes Method for the integration of the governing differential equations.

The original model is based on the model of Gauthier et al., 1997, having the results of the same been used for the validation of the present study.

A hot water circuit is also designed and presented for the heating of greenhouses. The water circulates through hoses on the soil and it is heated by a system of burners of petroleum liquefied gas or fuel oil, transferring this heat to the interior of the greenhouse. The heating project was accomplished through a program of partnership among Ufrgs, Sebrae, Fapergs and Clarice Agricultural.

## ÍNDICE

	Pág.
1. Introdução.....	1
1.1 Motivação.....	1
1.2 Revisão bibliográfica.....	3
1.3 Escopo da dissertação.....	11
2. Estufas passivas.....	12
2.1 Classificação das estufas solares passivas.....	13
2.1.1 Estufas solares passivas com armazenamento em água.....	14
2.1.2 Estufas solares passivas com material de mudança de fase.....	14
2.1.3 Estufas solares passivas com leito de pedras.....	15
2.1.4 Estufas solares passivas com tubos enterrados.....	15
2.1.5 Outros meios armazenadores de calor para estufas passivas.....	15
3. Sistema de aquecimento aplicado a estufas na Serra Gaúcha.....	17
4. Apresentação do modelo de Carol Gauthier.....	22
4.1 Estudo paramétrico.....	29
5. Implementação do modelo de Gauthier et al.....	31
6. Resultados e discussões.....	38
7. Conclusões e sugestões.....	50
Apêndice.....	52
Referências bibliográficas.....	60

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A_Q$	área do quadrado	$[m^2]$
$A_C$	área da circunferência	$[m^2]$
$A_1$	área do corpo 1	$[m^2]$
$A_2$	área do corpo 2	$[m^2]$
$A_s$	área da seção transversal do duto	$[m^2]$
$a_E$	coeficiente leste	$[W/m\ K, W/m^2\ K]$
$a_W$	coeficiente oeste	$[W/m\ K, W/m^2\ K]$
$a_N$	coeficiente norte	$[W/m\ K, W/m^2\ K]$
$a_S$	coeficiente sul	$[W/m\ K, W/m^2\ K]$
$a_P$	coeficiente no ponto em questão	$[W/m\ K, W/m^2\ K]$
$a_B$	coeficiente anterior	$[W/mK, W/m^2K]$
$a_T$	coeficiente posterior	$[W/mK, W/m^2K]$
$a_p^o$	coeficiente para o termo transiente	$[W/m\ K]$
$b_P$	termo fonte	$[W/m^3]$
$C$	capacidade volumétrica de calor	$[J/m^3K]$
$C_1$	constante que representa o termo $\rho c_p \bar{V}A$ e $\frac{4Dxh}{\rho_{ar} C_p VB}$	$[W/K]$
$C_2$	constante que representa o termo $\frac{h_L}{c_p}$	$[K]$
$C_{Cte}$	capacidade volumétrica de calor do ar seco	$[J/m^3K]$
$C_\theta$	constante de proporcionalidade entre a capacidade volumétrica de calor e o conteúdo de umidade do solo	$[J/m^3K]$
$c_p$	calor específico a pressão constante	$[J/kg\ K]$
$D$	espaçamento entre os tubos e diâmetro do duto	$[m]$
$E$	ponto vizinho ao leste	
$g$	aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
$h_L$	calor latente de vaporização da água	$[MJ/kg]$
$h$	coeficiente de troca de calor por convecção	$[W/m^2\ K]$
$h_i$	coeficiente de transferência de calor no interior da estufa e tubos	$[W/m^2\ K]$
$h_s$	coeficiente de transferência de calor entre a sup. solo e a estufa	$[W/m^2\ K]$
$H$	entalpia volumétrica do ar úmido	$[J/m^3]$

$H_T$	entalpia no volume posterior	[J/m <sup>3</sup> ]
$H_B$	entalpia no volume anterior	[J/m <sup>3</sup> ]
$H_{in}$	entalpia na entrada do duto e do volume de controle do duto	[J/m <sup>3</sup> ]
$H_{out}$	entalpia na saída do volume de controle do duto	[J/m <sup>3</sup> ]
$k$	condutividade térmica	[W/m K]
$k_E$	condutividade térmica na interface oeste	[W/m K]
$k_W$	condutividade térmica na interface leste	[W/m K]
$k_P$	condutividade térmica no volume P para o ar e do polietileno	[W/m K]
$k_{PS}$	condutividade térmica no volume para o solo	[W/m K]
$k_S$	condutividade térmica na interface sul	[W/m K]
$k_N$	condutividade térmica na interface norte	[W/m K]
$k_B$	condutividade térmica na interface anterior	[W/m K]
$k_T$	condutividade térmica na interface posterior	[W/m K]
$k_{Cte}$	condutividade térmica do solo seco	[W/m K]
$k_\theta$	constante de proporcionalidade entre a condutividade térmica e o conteúdo de umidade	[W/m K]
$l$	lado do quadrado	[m]
$L$	comprimento do duto	[m]
$\dot{m}$	fluxo de massa	[kg/s]
$N$	ponto vizinho ao norte	
$Nu_D$	número de Nusselt em relação ao diâmetro	
$Nu_L$	número de Nusselt em relação a altura da estufa	
$n$	vetor unitário normal as superfícies	
$P$	perímetro da seção transversal do canal, ponto de estudo	[m]
$P_Q$	perímetro do quadrado	[m]
$P_C$	perímetro da circunferência	[m]
$Pr$	número de Prandtl	
$p_{am}$	pressão atmosférica	[Pa]
$p_v$	Pressão parcial do vapor na mistura	[Pa]
$p_g$	Pressão de saturação do vapor na mistura	[Pa]
$q$	fluxo de calor	[W]
$q'$	fluxo de calor entre o solo e o ar	[W/m]

$q''$	fluxo de calor entre o solo e o ar	[W/m <sup>2</sup> ]
$q_P$	fluxo de calor entre o solo e o ar	[W/m]
$q_{CV}$	calor perdido por convecção	[W]
$q_{1-2}$	calor perdido do corpo 1 para o corpo 2	[W]
$Q$	calor armazenado no solo por m <sup>3</sup>	[MJ/m <sup>3</sup> ]
$r_i$	raio interno do tubo	[m]
$r_e$	raio externo do tubo	[m]
$Ra_D$	número de Rayleigh em relação ao diâmetro	
$Ra_L$	número de Rayleigh em relação a altura	
$Re$	número de Reynolds	
$S$	termo fonte	[W/m <sup>3</sup> ]
$S$	ponto vizinho ao sul	
$T$	temperatura	[°C]
$T_P$	temperatura no centro do volume de controle para o ar	[°C]
$T_{PS}$	temperatura do solo	[°C]
$T_{vizinhança}$	temperatura da vizinhança	[°C]
$t$	tempo	[s]
$T_1$	temperatura do corpo 1	[°C]
$T_2$	temperatura do corpo 2	[°C]
$T_e$	temperatura na entrada do tubo	[°C]
$T_s$	temperatura na saída do tubo	[°C]
$T_{ext}$	temperatura externa ao tubo	[°C]
$T_E$	temperatura no ponto leste	[°C]
$T_W$	temperatura no ponto oeste	[°C]
$T_N$	temperatura no ponto norte	[°C]
$T_S$	temperatura no ponto sul	[°C]
$T_B$	temperatura no ponto anterior	[°C]
$T_T$	temperatura no ponto posterior / temperatura somente térmico	[°C]
$T_L$	temperatura considerando termo latente	[°C]
$T_W$	temperatura no ponto oeste/temperatura da parede	[°C]
$T_P^o$	temperatura do tempo anterior	[°C]
$T_{ar}$	temperatura do ar	[°C]

$T_i$	temperatura num ponto qualquer e temperatura interna no tubo	[°C]
$U$	coeficiente global de troca de calor	[W/m <sup>2</sup> K]
$V$	velocidade no duto	[m/s]
$\bar{V}$	velocidade média do ar no duto	[m/s]
$W$	ponto vizinho ao oeste	
$x$	coordenada espacial	[m]
$y$	coordenada espacial	[m]
$z$	coordenada espacial	[m]

o	tempo anterior
'	fluxo de calor por m
”	fluxo de calor por m <sup>2</sup>

## **SUBÍNDICES**

B	ponto anterior
Cte	solo seco
c	coeficiente
D	diâmetro
E	ponto leste
g	saturação
i	ponto genérico
in	entrada
L	latente
N	ponto norte
P	ponto de estudo
S	ponto sul
s	seção transversal
t	transiente
T	ponto anterior
v	vapor
W	ponto oeste
1	número de constante / corpo 1
2	número de constante / corpo 2

## **LETRAS GREGAS**

$\delta$	distância da malha	[m]
$\Delta z$	comprimento do volume controle em z	[m]
$\phi$	umidade relativa	
$\rho$	massa específica	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\theta$	conteúdo volumétrico de umidade do solo	[m <sup>3</sup> água/m <sup>3</sup> solo]
$\omega$	umidade absoluta	
$\mu$	viscosidade absoluta	[Ns/m <sup>2</sup> ]
$\nu$	volume específico e viscosidade cinemática	[m <sup>3</sup> /kg] e [m <sup>2</sup> /s]
$\alpha$	difusividade térmica	[m <sup>2</sup> /s]
$\beta$	coeficiente de expansão térmica	[K <sup>-1</sup> ]
$\tau$	transmissividade do plástico	
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann	[W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> ]
$\varepsilon$	emissividade dos vegetais	

## ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
3.1	Posicionamento das mangueiras sobre o solo no pé das roseiras..... 18
3.2	Circuitos de distribuição de água quente..... 19
3.3	Vista da plataforma contendo aquecedores, tanque de expansão e bomba ..... 20
3.4	Mangueiras de plástico sobre os canteiros de roseiras ..... 21
4.1	Sistema trocador-armazenador de calor no solo ..... 22
4.2	Balanco de energia para a equação 4.6..... 24
4.3	Representação do plano x-y da discretização do volume de controle do solo ..... 26
4.4	Volume de controle do tubo no solo ..... 27
4.5	Representação esquemática de um arranjo infinito de tubos no plano x-y ..... 30
5.1	Esquema mostrando os parâmetros geométricos do problema ..... 31
5.2	Volume de controle na direção z para dedução da equação para o ar ..... 32
5.3	Volumes de controle no plano x-y ..... 32
5.4	Volumes de interface entre o solo e o ar ..... 34
6.1	Varição da temperatura do ar com o tempo para $D=0,25m$ , $L=5m$ , situação A..... 40
6.2	Varição da temperatura do ar com o comprimento do duto para $D=0,25m$ , $L=5m$ , A ..... 40
6.3	Varição da temperatura do ar com o tempo para $D=0,40m$ , $L=10m$ , situação B ..... 41
6.4	Varição da temperatura do ar com o comprimento do duto para $D=0,40m$ , $L=10m$ , B..... 42
6.5	Varição da temperatura do ar com o tempo para $D=0,40m$ , $L=20m$ , situação C ..... 43
6.6	Varição da temperatura do ar com o comprimento do duto para $D=0,40m$ e $L=20m$ , C..... 44
6.7	Varição da temperatura do ar com o tempo para $D=0,40m$ , $L=10m$ , situação B ..... 44
6.8	Varição da umidade relativa com o tempo para $D=0,40m$ , $L=10m$ , situação B..... 45
6.9	Varição da umidade absoluta com o tempo para $D=0,40m$ , $L=10m$ , situação B ..... 46
6.10	Campo de temperaturas na entrada do duto, $D=0,40m$ , $L=10m$ , $t=13$ horas ..... 47
6.11	Campo de temperaturas a 5m da entrada do duto, $D=0,40m$ , $L=10m$ , $t=13$ horas ..... 47
6.12	Campo de temperaturas na entrada do duto, $D=0,40m$ , $L=10m$ , $t=17$ horas ..... 48
6.13	Campo de temperaturas na entrada do duto, $D=0,40m$ , $L=10m$ , $t=21$ horas ..... 48
Figura 1	Esquema mostrando o calor perdido por radiação da estufa para o meio ambiente..... 58

## ÍNDICE DE TABELAS

	Pág.
6.1 Comparação entre os valores obtidos por Gauthier et. al. e pelo presente trabalho para três configurações do trocador de calor.....	38
6.2 Presente solução com e sem os termos relativos a condensação do vapor d'água.....	39
6.3 Comparação entre os valores obtidos por Gauthier et al.,1997 e pelo presente trabalho.....	49
Tabela 1 Propriedades físicas da água a temperatura de 4°C.....	52
Tabela 2 Propriedades físicas do ar à temperatura de 0°C.....	53

## **1. INTRODUÇÃO**

### **1.1 MOTIVAÇÃO**

Estufas solares destinadas à agricultura obtiveram um crescimento em sua utilização no mercado de produção agrícola mundial nas últimas décadas. No Brasil, particularmente no Rio Grande do Sul, surgiu a necessidade da implementação e estudos mais aprofundados acerca de estufas solares destinadas à plasticultura de rosas.

A qualidade e quantidade das rosas produzidas no interior de estufas estão intimamente ligadas ao manejo da estufa. Os cuidados com fatores ambientais como, temperatura, umidade relativa do ar, são importantes, uma vez que vão influenciar na velocidade de desenvolvimento da flor e na sanidade da roseira. A produção de rosas, no inverno de regiões frias do Brasil, como a serra gaúcha, pode ser limitada com o abaixamento da temperatura, principalmente quando se trata de variedades suscetíveis. Em certas situações e locais a produção pode ser interrompida, ou mesmo as roseiras podem ser destruídas, devido ao aumento de volume causado pelo congelamento de sua seiva.

Basicamente a roseira é uma planta de dias longos e seu melhor desenvolvimento ocorre em zonas com altos níveis de insolação, associadas a temperaturas adequadas, podendo estas temperaturas ser variadas e elevadas [Kämpf, 2000]. Devido a estas características, a comercialização da rosa é pensada conforme sua escassez no inverno e seu excedente no verão, a condição de inverno provoca na roseira um estado de repouso, isto é, sua atividade vegetal é diminuída.

A utilização de estufas climatizadas possibilita a continuidade da produção e, com a valorização da rosa no mercado, maior ganho. O aporte de calor no interior da estufa através da energia solar vem a ser uma solução sem impacto ambiental e, dependendo da maior ou menor sofisticação, de baixo custo.

Diante desta problemática, o GESTE-UFRGS (Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos) envolveu-se junto à Associação dos Produtores de Rosa da Serra Gaúcha para investigar soluções para o problema emergencial de congelamento de roseiras cultivadas em estufas, decorrente das freqüentes geadas que se formam na região. Dentre as várias soluções cogitadas por este grupo de pesquisadores está o objeto do presente trabalho, que ocupa-se das estufas passivas, ou seja, aquelas

em que as condições internas são alcançadas com a energia disponível no próprio ambiente, especialmente a energia solar.

Especialmente na meia estação, durante o dia o excesso de calor absorvido pela estufa deve ser ventilado para que a alta temperatura não prejudique as plantas, em contraste, à noite, com as temperaturas baixas, calor deve ser adicionado ao ambiente. Devido a esta perda de energia durante o dia e a necessária reutilização à noite, surge a idéia de usar o solo como meio armazenador de calor. Deve-se observar entretanto que a troca de calor entre o ar do interior da estufa e o solo é pobre uma vez que não há grandes massas associadas ao sistema e a sua inércia térmica é baixa, incorrendo nas grandes oscilações de temperatura citadas acima.

A fim de aumentar a participação do solo no processo, desenvolveu-se trocadores de calor terra-ar, que são feixes de tubos enterrados no solo, onde o ar do ambiente interno da estufa é forçado a escoar através deles. Durante o dia o ar quente da estufa ao passar pelos dutos transfere calor para o solo. Essa energia fica armazenada para posterior utilização. Durante a noite o processo se inverte. O ar frio das estufas passa pelos dutos através do solo aquecido levando calor ao ambiente da estufa.

A partir dessa realidade, vários estudos experimentais são realizados por pesquisadores em todo o mundo, a fim de verificar a sua viabilidade. Sendo assim, a simulação numérica entra em cena, permitindo a otimização e diminuição dos custos e tempos relativos a aquisições de dados das pesquisas experimentais. Percebe-se que vários fatores influenciam no rendimento dos sistemas e diversas variáveis de projeto podem ser avaliadas e melhor compreendidas através dessa poderosa ferramenta de auxílio ao pesquisador.

Neste trabalho, desenvolve-se um programa computacional para simular um problema transiente, tridimensional, em coordenadas cartesianas, resolvendo-se a equação da conservação da energia para o solo e o ar no interior dos tubos, empregando o Método dos Volumes Finitos.

Os resultados obtidos através deste programa são comparados ao modelo desenvolvido por Gauthier et al.,1997, mostrando-se através de gráficos a concordância dos resultados.

## 1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A idéia de usar o solo como armazenador de calor remonta aos tempos mais antigos. Há 3000 A.C., arquitetos iranianos já usaram torres de vento e túneis subterrâneos como sistema passivo de resfriamento.

Wilkinson, em 1845, usou uma passagem subterrânea para resfriamento de celeiros para a permanência de bovinos.

Nas últimas décadas, devido ao desenvolvimento de novos sistemas de automação, a maior concorrência comercial entre produtores, à contenção ao desperdício de energia e uso do computador como auxiliar nas pesquisas, houve um incremento significativo no interesse por desenvolver sistemas que aumentem a produção sem aumentar significativamente os custos.

Abrams e Benton, 1980, estudaram o desempenho de um modelo onde o fluxo de calor do ar no interior de um tubo enterrado no solo é modelado como uma série de três elementos: a transferência de calor do ar em escoamento através do tubo, a transferência de calor para a superfície interna do tubo e a transferência de calor através da parede do mesmo. O duto é tratado como uma fonte em linha e assumem-se serem desprezíveis os gradientes térmicos ao longo do tubo.

Em 1981, Bharadwaj e Bansal apresentaram uma análise para o cálculo das variações diária e anual da distribuição de temperatura no solo para várias condições de superfície, tais como: superfície seca e úmida com sol incidente e superfície seca e úmida sem a incidência da luz do sol. Concluem que a temperatura torna-se constante à profundidade de 0,15m para variações diárias, e à profundidade de 4m, para variações anuais.

Bansal et al., 1983, realizaram um estudo da variação anual da distribuição de temperatura no solo para diferentes condições da superfície, com um estudo paramétrico referente a um túnel escavado a determinada profundidade do solo o qual circula ar em seu interior. O objetivo é verificar as perdas ou ganhos de calor pelo ar em escoamento no túnel. Concluem que aumentando o comprimento do túnel em até 10 m, pouco aumenta a troca de calor com o ar, mas aumentando a razão perímetro-área há aumento significativo na troca de calor entre o ar e o solo.

Sibley e Raghavan, 1984, determinaram experimentalmente coeficientes de transferência de calor para convecção forçada dentro de tubos de 10,2 e 15,2 cm de diâmetro, impermeáveis, de plástico corrugado, aplicáveis à drenagem, para vários escoamentos e condições de temperatura. Os resultados indicam que os coeficientes de transferência de calor para dutos de drenagem são similares, em magnitude, àqueles encontrados em tubos lisos de mesmo diâmetro nominal. Neste

trabalho é obtido também um relacionamento experimental entre o número de Nusselt e o número de Reynolds, que pode ser usado em simulações.

Em 1985, Goswani e Dhaliwal relataram a transferência de calor de um sistema de resfriamento para o verão e técnica de aquecimento para o inverno que utiliza temperaturas do subsolo a profundidade de 1,83m. Neste estudo apresentaram como solução um modelo computacional que calcula a temperatura do ar que circula no duto enterrado, em qualquer ponto e em qualquer tempo. Para a transferência de calor entre o ar e duto é realizado um balanço de energia para cada elemento. A transferência de calor do tubo para o solo é analisada considerando o fluxo de calor radial interno de um cilindro semi infinito, formado pelo solo em torno do tubo. Realizaram também experimentos para validar o modelo, obtendo resultados semelhantes.

Lefas e Santamouris, 1985, descreveram as exigências de controle ambientais de estufas e as vantagens obtidas pelo uso de equipamentos de controle sofisticados. Essas vantagens são uma maior taxa de crescimento das plantas e economia de energia. No mesmo ano mostram um projeto de estufa solar com sensores para manter as condições ideais de desenvolvimento das plantas.

Schneider, 1985, examinou o problema da perda de calor de um tubo enterrado no solo considerando condições de contorno convectivas, tanto na superfície do duto, quanto na superfície do solo. Resolveu a condução do calor permanente num meio de condutividade térmica uniforme, com geometria cartesiana. Empregou o Método dos Elementos Finitos para determinar a distribuição de temperatura no solo e o fluxo de calor através do sistema.

No ano de 1986, Boulard e Baille apresentaram um modelo numérico de armazenamento de calor no solo através de tubos enterrados, para condições específicas de uma estufa. Quando a temperatura do dia excede  $25^{\circ}\text{C}$  o excesso de calor, através de um trocador ar-água, é transferido para o solo através da circulação da água. Consideraram que a transferência de calor no solo é condutiva. As condições de contorno variam com o tempo e foram medidas experimentalmente; temperatura da superfície do solo, temperatura da superfície do tubo e temperatura da água. Utilizaram o Método de Diferenças Finitas e validaram com dados experimentais. Os autores usaram este modelo para analisar a influência de certos parâmetros no rendimento e comportamento de dois sistemas de armazenamento de calor para estufas. Discutiram a influência das propriedades térmicas do solo e a geometria dos tubos para o sistema descrito acima, ou seja, troca de calor entre ar-água e posteriormente com o solo. Foi abordado também o sistema estudado por Takakura e Yamakawa, 1981, com troca direta de calor entre o ar e o solo. Concluíram que o sistema ar-solo induz menores perdas de eficiência do que o sistema ar-água.

Em 1986, Mavroyanopoulos e Kyritsis estudaram um sistema trocador de calor terra-ar, consistindo de 20 tubos de alumínio de 15m de comprimento, 0,2m de diâmetro e 0,2mm de espessura, instalados a profundidade de 2m numa estufa de 150 m<sup>2</sup>. Comparam os resultados do consumo de energia deste sistema com a energia elétrica utilizada em outra estufa exposta as mesmas condições climáticas e de mesmo tamanho. Comparam também com uma estufa sem qualquer tipo de aquecimento. Concluem que o consumo de energia do ventilador do trocador de calor terra-ar, durante o inverno, é 20% da energia total recuperada pela estufa aquecida pelo solo. Durante o mesmo período, o excesso de calor na estufa devido a energia solar é menor, quando comparada com o calor fornecido pelo trocador de calor durante a noite. A situação se inverte durante o resto do ano, isto é, o excesso de calor durante o dia é maior do que o requerido e fornecido durante a noite. A conclusão direta desses resultados é que o sistema retira calor do subsolo durante o inverno. Este calor é devido ao armazenamento natural de calor no subsolo, do verão ao inverno, ao invés do dia para noite.

Boulard et al., 1989, realizaram experimentos num sistema de armazenamento de calor no solo, incluindo transferência de calor sensível e latente, realizados durante duas estações do ano. Concluem que este tipo de trocador pode ser usado no sul da França para manter uma temperatura média à noite, dentro e fora, de 7 a 9°C em março e abril. Utilizaram as medições realizadas para validar um modelo dinâmico, tridimensional, de armazenamento de calor no solo, incluindo a transferência de calor sensível e latente dentro dos tubos (ar/parede dos dutos) e meio sólido (superfície dos tubos/solo ao redor dos mesmos). Obtiveram boa concordância entre os valores medidos com os simulados, podendo este modelo ser utilizado para estudar diversos parâmetros de projeto para trocadores solo-ar.

Sodha et al., 1989, verificaram o rendimento térmico de um sistema de túnel terra-ar semi infinito (infinito na direção horizontal perpendicular ao fluxo de ar). O fluxo de calor no solo é considerado unidimensional, na direção vertical (perpendicular à superfície do túnel e do solo). As variações diurnas e anuais de parâmetros relevantes de entrada (temperatura ambiente, radiação solar e umidade relativa), parâmetros de resposta (temperatura do solo) e parâmetros de saída (temperatura do ar na saída do túnel), são obtidos de maneira mais realista. Consideram as variações nas propriedades termofísicas do solo (condutividade térmica, densidade e calor específico) e os parâmetros do túnel (comprimento, profundidade, largura, fluxo de ar e condições internas de superfície). Desenvolveram análises em termos de parâmetros adimensionais para que os resultados possam ser generalizados. Quatro condições de superfície são analisadas: seca e úmida, com e sem

radiação solar, sendo que elas são consideradas separadamente para o cálculo das temperaturas no solo e rendimento do túnel.

Em 1989, Bernier et al. apresentaram uma análise experimental do rendimento de um trocador-armazenador de calor no solo, baseado num balanço de energia e equações de transferência de calor. Consideram como simplificações no modelo: as propriedades físicas no solo são constantes, cada camada do solo é homogênea, apenas o conteúdo de umidade do solo pode afetar as propriedades térmicas do mesmo para o intervalo de temperaturas envolvidas, a transferência de calor no solo é simétrica ao longo do eixo perpendicular ao eixo longitudinal da estufa e o perfil de temperatura é idêntico em cada tubo. O sistema trocador usa eletricidade para sua operação, um coeficiente de rendimento, COP, é desenvolvido para a avaliação do sistema.

O sistema recupera o calor armazenado por convecção na superfície do solo e por circulação forçada através dos dutos do trocador. Uma temperatura mínima diferencial de 2°C entre o ar e o solo é suficiente para a eficiência da operação. Os resultados indicaram um COP médio de 4,6 durante o período de teste. No mesmo ano estudaram os aspectos de economia de um sistema trocador de calor solo-ar. Concluíram que a energia solar contribuiu com 58% dos requisitos de aquecimento de fevereiro à junho, e de setembro à dezembro de 1986. Esta contribuição representou 33% de economia de energia. Com estes resultados concluíram que o sistema levaria de um a cinco anos para pagar o investimento inicial, dependendo dos custos para implantação e as melhorias da produtividade na colheita.

Diener et al., 1989, realizaram estudos experimentais num aviário, utilizando trocador-armazenador de calor no solo, obtendo uma economia de energia de 42%. Concluíram ainda que este tipo de sistema serve para qualquer instalação de confinamento de animais, faltando realizar a sua otimização.

Sodha et al., 1991, consideraram os efeitos do armazenamento de calor no solo, e as variações dos parâmetros meteorológicos na análise do rendimento térmico dos tubos usados para propostas de aquecimento/resfriamento de ambientes. Concluíram que há um comprimento ideal do tubo para que o potencial de aquecimento anual por unidade de comprimento seja o máximo. Analisaram para diferentes superfícies do solo (secos e úmidos, com e sem irradiação solar) para climas quente/seco, seco/frio e composto, buscando para cada situação o comprimento otimizado.

Kurata e Takakura, 1991a e 1991b, apresentaram um estudo sobre um sistema composto de coletores, estufa, tubos conectados aos coletores e enterrados sob a estufa para circulação da água e outro conjunto de tubos enterrados no solo para a circulação de ar. O solo abaixo da estufa não foi

isolado. A energia solar coletada pelos coletores do verão até o inverno é transferida do solo para a água circulante. Um modelo experimental em escala mostrou que a quantidade de calor recuperada é aproximadamente o dobro quando há a circulação de ar. Contudo, no experimento numérico, sob as condições testadas, a energia elétrica consumida nas circulações de água e ar no armazenamento sazonal é maior do que a energia recuperada, enquanto que a energia armazenada diária ocorre o contrário. Este rendimento pobre do armazenamento sazonal pode ser atribuído às perdas de calor através dos contornos da região de armazenamento de calor.

Em 1992, Mihalakakou et al. desenvolveram um modelo simples, mas preciso, para as variações diária e anual da temperatura do solo para vários tipos de superfícies do solo, a várias profundidades. Compararam os resultados obtidos com os conjuntos e medições realizados em Atenas. Este trabalho é útil para verificar o desempenho em ambientes em contato direto com o solo e a eficiência de trocadores de calor terra-ar.

Em 1992, Tzaferis et al. apresentaram oito algoritmos diferentes para determinar o rendimento de trocadores de calor terra-ar. São examinados a sensibilidade dos modelos para determinar a temperatura do ar na entrada, a sua velocidade, o comprimento do tubo, o seu raio e profundidade em que estão enterrados no solo. Foram comparados os resultados com dados experimentais.

Em 1992, Bryan et al. publicaram um artigo onde desenvolvem correlações empíricas para a condutividade térmica de vários tipos de solo. Essas correlações foram desenvolvidas a partir de dados medidos obtidos na literatura pertinente ao assunto.

Sodha et al., 1993, investigaram o efeito do comprimento, raio dos tubos e a vazão de ar num sistema de tubos enterrados, no seu potencial de resfriamento sazonal. Este estudo foi realizado para climas quente/seco, típico das regiões de Jodhpur e Delhi, na Índia.

Em 1993, Santamouris apresentou o estado da arte na aplicação de sistemas solares ativos para o aquecimento de estufas. Cinquenta e três estufas solares para agricultura em todo o mundo são revistas. Classificou os sistemas conforme o tipo de tecnologia utilizada. Analisou os vários sistemas coletores, tanto quanto os materiais utilizados para o armazenamento, bem como suas características. Apresentou o desempenho de vários sistemas de aquecimento, e os problemas relacionados às suas técnicas, bem como os respectivos aspectos econômicos.

Baxter, em 1994, investigou o potencial do solo como armazenador de calor, utilizando-o abaixo de determinada profundidade, onde não há mais interferência das temperaturas da superfície. Estudou os parâmetros de trocas de energia, gradientes e níveis de temperatura longitudinais e

laterais do sistema terra-tubo, equações polinomiais para gradientes longitudinais, condições psicrométricas, valores de troca de energia cumulativas mensal e sazonal, coeficientes de desempenho (COP) e avaliações de eficiência. Estes estudos mostraram o potencial de tais sistemas como forma de resfriamento de estufas.

Em 1994, Trombe e Serres mostraram dois modelos simplificados de simulação numérica para um sistema trocador terra-ar. O primeiro modelo é usado para determinar a transferência de calor em regime transiente para as paredes de uma casa. O segundo calcula a transferência de calor ao longo do tubo enterrado no solo. Para o primeiro resolvem a equação da transferência de calor em coordenadas cartesianas, unidimensional, utilizando a técnica de Volumes Finitos. Para o segundo caso assumem as seguintes aproximações: 1) os cálculos de troca térmica são desenvolvidos em regime estacionário (a inércia do solo é alta se comparada com o escoamento do ar no tubo enterrado); 2) o solo foi considerado à temperatura constante durante a troca térmica; 3) o ar é considerado incompressível; 4) as propriedades do solo são constantes. Os resultados destes modelos foram comparados com dados experimentais obtendo boa concordância.

Sodha et al., em 1993, analisaram o rendimento de um sistema de tubos paralelos enterrados no solo, com escoamento de ar, visando observar os aspectos do potencial anual de aquecimento e resfriamento de tais sistemas. Avaliam a influência entre os tubos, a variação sazonal dos parâmetros ambientais (temperatura ambiente, radiação solar, umidade relativa, temperatura da terra, etc.) além da condição de superfície do solo úmida sem radiação solar. O objetivo foi o de alcançar uma maior eficiência do sistema para um clima quente e seco, como o das cidades indianas de Jodhpur e Delhi. Dois casos são estudados. No primeiro a temperatura do ar na entrada do duto é a média diária da temperatura ambiente. No segundo caso, essa temperatura é obtida de uma sala condicionada

Sawhney e Mahajan, em 1994, realizaram um estudo experimental para avaliar o potencial de aquecimento/ resfriamento de um sistema de tubos enterrados no solo, aplicado ao clima indiano.

Na Grécia, em 1994, Mihalakakou et al. conduziram um estudo para avaliar o desempenho de trocadores terra-ar utilizando um tubo enterrado horizontalmente no solo. Este estudo é experimental e numérico, sendo este um modelo transiente que avalia a transferência de calor e massa no solo, usando para tanto coordenadas cilíndricas.

Mihalakakou et al., 1994, descrevem um modelo numérico para calcular o rendimento de um sistema trocador de calor terra-ar de tubos múltiplos e paralelos. O modelo proposto é validado

através de dados experimentais. Estudaram também a influência de vários parâmetros de projeto de tais sistemas.

Em 1994, Santamouris et al. relataram um estudo completo sobre 95 estufas no mundo. Identificam relevantes informações técnicas utilizadas nos sistemas de aquecimento usando fontes de energia alternativas. Revisaram cinco categorias de estufas solares passivas, de acordo com as características dos sistemas de armazenamento de calor: água, material com mudança de fase, leito de pedras, tubos enterrados e outros tipos de sistemas. Incluem informações sobre o rendimento térmico de cada sistema.

Mihalakakou et al., 1994, desenvolveram um novo modelo completo para determinar o rendimento térmico de trocadores de calor terra-ar. O modelo descreve a transferência simultânea de calor e massa no interior do tubo e solo, considerando a estratificação térmica natural do solo. O modelo é validado com dados experimentais. Ele foi desenvolvido em ambiente TRNSYS, e pode ser facilmente aplicado a quaisquer tipos de ambientes para o estudo de armazenamento de calor.

Em 1994, Santamouris et al. apresentaram o projeto, construção e operação de um protótipo de estufa solar passiva de 1000 m<sup>2</sup> para agricultura. O objetivo é reduzir as perdas de calor e aumentar os ganhos de energia solar diária e sazonal. Os elementos passivos das estufas são uma parede de armazenamento no lado norte e uma rede de tubos enterrados no solo da estufa, compondo um trocador de calor terra-ar. Monitorando a estufa, por dois anos, obtiveram o resultado de que os sistemas passivos oferecem energia que equivale a 35% dos requisitos de energia necessários para manter uma estufa convencional em funcionamento.

No ano de 1995, Santamouris et al. apresentaram um método que permite calcular a carga de resfriamento de ambientes e avaliar a parcela de contribuição dos tubos enterrados. Utilizaram o TRNSYS na validação.

Mihalakakou et al., em 1995a e 1995b, desenvolveram um modelo para estudar a influência das variáveis comprimento do tubo, raio do tubo, velocidade do ar que circula no interior do tubo e a profundidade em que os tubos estão enterrados abaixo da superfície do solo, em sistemas trocador de calor terra-ar. O algoritmo desenvolvido fornece a temperatura na saída do tubo e, portanto, o potencial de resfriamento do sistema.

Em 1995, Mihalakakou et al. aperfeiçoaram o modelo descrito acima com o objetivo de determinar as temperaturas no solo abaixo de construções. O modelo foi desenvolvido para calcular o fluxo de calor do ambiente para o solo. As maiores dificuldades para obter o fluxo de calor são devidas ao processo térmico tridimensional, à forte variação temporal da temperatura ambiente e ao

número elevado de parâmetros geométricos envolvidos. O modelo foi validado com dados experimentais.

Bojic et al., 1997, avaliaram o desempenho econômico e térmico de um trocador de calor terra-ar, acoplado a um sistema de aquecimento ou resfriamento de uma construção que usa 100% de ar fresco como meio de aquecimento, ou resfriamento, durante o inverno e verão. O solo é dividido em camadas elementares. O problema resolvido é transiente, mas a equação da energia em regime permanente é usada para as camadas de solo em cada passo de tempo. Concluem que esse sistema cobre parte dos custos diários de aquecimento/resfriamento de um ambiente.

Em 1997, Santamouris et al. publicaram um artigo que complementa o trabalho realizado por estes pesquisadores em 1995. Em adição aquele, calculam tanto a carga de resfriamento de construções, quanto as contribuições global do solo e as técnicas de ventilação à noite.

Em 1997, Gauthier et al. conduziram um estudo numérico para compreender o comportamento térmico de sistemas trocadores de calor terra-ar, com o objetivo de reduzir o consumo de energia de estufas. O modelo desenvolvido para o estudo é tridimensional e transiente, resultante do acoplamento entre as equações da conservação da energia para o solo e o ar circulante. A validação ocorre com dados experimentais. Este modelo é utilizado para estudar o efeito de vários parâmetros de projeto no desempenho de tais sistemas.

Brousseau e Lacroix, em 1998, apresentam um modelo computacional para determinar o comportamento térmico de uma unidade de armazenamento de calor latente, multi camada, compacto. O modelo é baseado nas equações de conservação da energia para um material com mudança de fase e transferência de calor num fluido. Fontes de energia elétrica embutidas no sistema são usadas para armazenar calor (fusão), enquanto que o escoamento de um fluido é empregado para recuperar o calor (solidificação). Estudos paramétricos são realizados para constatar o efeito de vários parâmetros de projeto e condições de operação. Os resultados indicam que a carga média do calor na saída durante o período de solidificação é fortemente dependente da temperatura mínima de operação, da difusividade térmica da fase líquida, da espessura da camada de material de mudança de fase, do fluxo de massa do fluido e da temperatura. Por outro lado é praticamente independente da difusividade térmica da parede e da temperatura máxima de operação. Os autores desenvolvem correlações para a energia total armazenada e carga térmica na saída, como funções dos parâmetros de projeto e condições de operação.

### **1.3 ESCOPO DA DISSERTAÇÃO**

Há uma tendência cada vez maior em investir-se em pesquisas que possam solucionar problemas práticos de engenharia com custos baixos; portanto, a simulação numérica aliada ao computador pessoal vem ao encontro dessa aspiração.

No capítulo 2 disserta-se sobre estufas solares passivas, o seu funcionamento e sua classificação e descreve-se sucintamente sobre cada tipo de sistema de aquecimento/resfriamento de estufas passivas.

O capítulo 3 aborda um sistema de aquecimento aplicado às estufas da Serra Gaúcha. Discute-se o problema inicial das roseiras, as soluções encontradas pelo grupo GESTE-UFRGS relatando-se o projeto desenvolvido. Mostra-se circuitos de distribuição de água aquecida e fotografias do sistema implementado.

No capítulo 4 apresenta-se o modelo dos canadenses Carol Gauthier et al., 1997, as hipóteses simplificativas, as equações governantes, as condições inicial e de contorno e o estudo paramétrico realizado

Com referência ao capítulo 5, aborda-se a implementação do modelo descrito no capítulo anterior mostrando-se como foi realizada as adequações ao programa tridimensional de Patankar, 1980, relatando-se as particularidades de implementação que o paper de Gauthier et al., 1997, negligencia.

O capítulo 6 trata dos resultados das simulações numéricas em forma gráfica, discutindo-se as diferenças e semelhanças entre os vários casos. Apresentam-se resultados tanto para uma abordagem apenas térmica, quanto mássica pela consideração do termo latente na condensação e evaporação do conteúdo de umidade do ar.

Finalmente no capítulo 7 são apresentadas conclusões gerais e sugestões para futuros trabalhos para a continuidade de pesquisas nesta área.

No apêndice relata-se o memorial de cálculo do sistema de aquecimento desenvolvido às estufas da serra gaúcha.

## **2. ESTUFAS PASSIVAS**

Há basicamente dois tipos de estufas agrícolas que usam energia solar para aquecimento: estufas solares passivas e estufas solares ativas.

Entende-se por estufas passivas aquelas em que as condições internas são alcançadas apenas com a energia disponível no próprio ambiente, o que na maior parte dos casos é a energia solar, mas também pode ser a energia armazenada no solo ou a produzida por um biodigestor. Em estufas solares passivas a própria estufa serve como coletor solar, por isso é projetada para absorver o máximo de energia.

Contrariamente, as estufas ativas dispõem de equipamentos movidos por fontes externas de energia, como lenha, derivados de petróleo ou eletricidade. Estufas solares ativas são equipadas com sistemas com coletores solares e um sistema de armazenamento de calor independente da estufa. Essa diferenciação é importante quando se trata de levantar os custos de instalação e de operação de uma estufa [Kämpf, 2000].

Para se obter condições ótimas para o desenvolvimento de plantas em ambientes climatizados, mais especificamente em estufas solares destinadas à plasticultura, necessita-se sistemas de aquecimento/resfriamento apropriados. Para isto é necessário um balanço externo das variações climáticas, especialmente durante as noites frias do inverno e os dias quentes do verão. O resfriamento pode ser obtido na maioria dos casos por simples técnicas de ventilação, tais como aberturas no telhado ou nas laterais da estufa. Mesmo nos dias ensolarados do inverno, especialmente nas regiões de baixa latitude, a temperatura no interior das estufas aumenta intensamente, requerendo ventilações naturais ou mecânicas apropriadas.

De forma geral, as estufas para agricultura consomem aproximadamente 1,5% do orçamento de energia total da Europa para aquecimento e resfriamento. Os custos de combustíveis para manter o aquecimento de estufas chega a 30% do custo operacional total de uma estufa. Consequentemente, este custo torna inviável o uso de sistemas de aquecimento em muitas aplicações. Por exemplo, na Grécia, onde o custo de energia é relativamente alto, apenas 6,4% das estufas instaladas são equipadas com sistemas de aquecimento convencional [Santamouris, 1993]. Isto tem como resultado um impacto significativo no tempo, qualidade, e quantidade de produtos, desde que o principal objetivo de uma estufa é produzir produtos agrícolas fora da estação tradicional de cultivo. Para superar esses problemas é de primordial importância utilizar tecnologias de aquecimento

alternativas, com baixo custo, tais como o uso de materiais avançados para a cobertura das estufas e cortinas térmicas à noite.

É imperativo a melhoria da eficiência dos sistemas de aquecimento, aumentando a exploração das fontes alternativas de energia para manter as condições internas ideais nas estufas, para cada diferente cultura durante os meses de inverno. Em particular, a substituição de combustíveis convencionais como propostas de aquecimento, como a energia solar, atraiu muito a atenção nos últimos anos. Pesquisas contínuas nesta área, e vários projetos demonstrativos de sucesso, resultaram em avanço rápido na comercialização dessas tecnologias com resultados técnicos satisfatórios.

## **2.1 CLASSIFICAÇÃO DAS ESTUFAS SOLARES PASSIVAS**

Estufas solares passivas para a agricultura podem ser agrupadas de acordo com as características do sistema de armazenamento de calor. O meio de armazenamento de calor pode ser variado e utilizar diferentes materiais tais como água, material de mudança de fase, leito de rochas ou solo através de tubos enterrados.

Neste caso várias técnicas solares passivas são usadas para satisfazer os requisitos de aquecimento da mesma. Por exemplo, algumas estufas utilizam a geometria de célula para obter maiores ganhos de energia solar. Outras isolam os lados sul, leste e oeste, e usam superfícies refletivas no solo do lado norte, para absorver mais radiação solar dentro da estufa durante os meses de inverno.

A seguinte discussão revisa cinco categorias de estufas solares passivas, de acordo com o meio utilizado como armazenador, isto é:

- Água,
- Material de mudança de fase,
- Leito de pedras,
- Solo com tubos enterrados,
- Outros tipos de armazenadores.

Normalmente o desempenho de um sistema é influenciado por vários parâmetros interrelacionados, incluindo o tamanho da estufa, os materiais de cobertura, o tipo de cultivo (ou a temperatura do ar no interior da estufa desejada no dia e à noite) e a localização da mesma (condições externas). Com todas estas informações disponíveis, é possível realizar uma análise

paramétrica detalhada ou a comparação entre os diferentes sistemas para definir o tipo mais adequado a determinadas situações.

### **2.1.1 ESTUFAS SOLARES PASSIVAS COM ARMAZENAMENTO EM ÁGUA**

O meio de armazenamento de calor pode estar localizado fora da estufa, neste caso a transferência de calor ocorre através de um fluido. Ou pode estar localizado dentro da mesma, onde a troca de calor ocorre diretamente entre o sistema e o ar interno. O sistema armazenador pode ser colocado dentro da estufa, em sacos plásticos preenchidos com água sobre a superfície do solo, ao longo do caminho entre as filas de plantas ou em recipientes ao longo do lado norte da estufa que atuam como coletores solares armazenadores de calor.

Um sistema que combina armazenamento de calor em água, em recipientes enterrados no solo, e trocadores de calor ar-água pode também ser utilizado.

Outras variações destes sistemas podem ser utilizadas. Armazenamento de água no solo e tubos plásticos preenchidos com água que funcionam como coletores solares durante o dia, neste caso no interior da estufa.

Ainda outra variante deste sistema é o armazenamento em água em tonéis colocados na posição vertical no lado sul da estufa. A radiação solar incidente, entrando pelo lado norte, é diretamente absorvida pelo meio armazenador. Este sistema também atua como isolamento térmico da face sul.

### **2.1.2 ESTUFAS SOLARES PASSIVAS COM MATERIAL DE MUDANÇA DE FASE**

Materiais de mudança de fase são uma alternativa como meio armazenador de calor. Materiais como o  $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$  (com temperatura de fusão de  $25^\circ\text{C}$  e um calor latente de fusão de  $154900 \text{ kJ/m}^3$ ) são empregados em muitas instalações. O material para armazenamento de calor é usualmente colocado no solo, bem isolado, ou na parede do lado norte da estufa. O ar quente e úmido do interior da estufa circula através de tubos enterrados no material de calor latente durante o dia. O calor absorvido pelo material é armazenado para posterior uso. Ao receber calor estes materiais fundem a temperatura aproximadamente constante. A noite o ar frio do interior da estufa circula através do material armazenador e é aquecido antes de retornar a mesma. O material volta então a sua condição sólida inicial.

### **2.1.3 ESTUFAS SOLARES PASSIVAS COM LEITO DE PEDRAS**

Um sistema armazenador de calor popular e econômico é o leito de pedras, que consiste em pedras com 20-100mm de diâmetro. A área de armazenamento é colocada abaixo da superfície do solo da estufa a profundidade de 40-50cm. As pedras podem ser colocadas numa cavidade de concreto isolada. Durante o dia, o excesso de calor transfere-se da estufa para as rochas. Um ventilador pode ser usado para transportar o ar da estufa para a área de armazenamento. À noite o processo se inverte; o ar frio circula através do material armazenador, onde o calor é transferido das rochas retornando para a estufa.

### **2.1.4 ESTUFAS SOLARES PASSIVAS COM TUBOS ENTERRADOS**

O solo é visto como um meio facilmente acessível ao armazenamento de calor. Usando tubos enterrados plásticos ou de alumínio, o excesso de calor durante o dia é transferido do interior da estufa, através dos dutos, para o solo. Os tubos geralmente são colocados ao longo do comprimento da estufa, com entrada e saída do ar nos extremos.

Durante o dia, o ar úmido aquecido é captado das regiões mais elevadas da estufa e forçado a circular pelos dutos no solo, a temperatura do solo na vizinhança tem um aumento. Durante a noite, o ar frio da estufa é forçado a circular na área de armazenamento composta pelos dutos enterrados. O calor é transferido do solo para o ar em escoamento e então retorna à estufa. O calor também é recuperado por condução através do solo e posteriormente por radiação e convecção dentro da estufa. A água eventualmente condensada no interior dos dutos é drenada ou evaporada pelo fluxo forçado de ar. Durante os dias de verão o mesmo sistema pode ser usado para resfriar o interior da estufa. A temperatura interior é substancialmente maior do que a temperatura do solo. Como resultado, a estufa é resfriada pela circulação do ar da mesma através da área de armazenagem, ocorrendo o processo inverso descrito acima.

### **2.1.4 OUTROS MEIOS ARMAZENADORES DE CALOR PARA ESTUFAS PASSIVAS**

Inserem-se nesta categoria sistemas mistos formados pela associação entre diferentes materiais e técnicas de armazenamento.

Variações com aplicação de coletores solares foram testadas, assim como várias outras associações. Dentre estas destaca-se a parede sul para armazenamento, com ou sem isolamento.

### **3. SISTEMA DE AQUECIMENTO APLICADO A ESTUFAS NA SERRA GAÚCHA**

Como mencionado anteriormente, o GESTE (Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos) utiliza-se de técnicas descritas no capítulo anterior para atender ao projeto dos produtores de rosas da serra gaúcha. Desenvolveu-se um sistema alternativo baseado no emprego da energia solar. As observações feitas sobre a arquitetura das estufas, juntamente com informações dos técnicos agrícolas responsáveis pelo seu manejo, levaram a concluir que estas construções se caracterizam por responder com rapidez aos estímulos externos, o que se traduz pelo pronunciado aumento de sua temperatura interna quando há incidência de radiação solar, bem como pelo rápido resfriamento noturno deste ambiente, praticamente seguindo o abaixamento da temperatura do ar exterior. Este comportamento denota que o ambiente tem baixa inércia térmica, o que sugere uma solução onde seria necessário aumentar a capacidade de armazenar calor desta estufa.

A solução encontrada foi obtida com a instalação de reservatórios de água, com o duplo intuito de servir como coletor solar e de agregar mais massa ao ambiente. Outra solução estudada e implementada foi de um sistema térmico artificial para a calefação das estufas. Este sistema é composto de aquecedores a gás liquefeito de petróleo e a óleo, onde são conectados sistemas de distribuição da água quente compostos por mangueiras plásticas sobre a superfície do solo. Estas mangueiras compõem um trocador de calor água-ar. Do lado da água tem-se convecção forçada por uma bomba. Do lado do ar a troca ocorre por convecção natural.

A estufa solar foi adaptada a partir de uma estufa já existente na Agro Pecuária Clarice, cuja estrutura é feita em madeira e a cobertura é de plástico transparente. Sua forma é retangular, alongada no sentido leste-oeste, com área de 500 m<sup>2</sup> (10m x 50m).

A situação de projeto dos sistemas de aquecimento a gás e a óleo acima descritos é a uma madrugada típica de inverno da serra gaúcha, com temperatura interna da estufa de 0°C, temperatura externa de -5°C e temperatura aparente do céu de -20°C. A transmissividade do plástico a comprimentos de onda longos é de 0,6 , a emissividade das folhas das roseiras é de 0,94 , com fator de forma de corpo negro igual a 1.

Considerando as perdas térmicas por convecção para o ambiente, radiação para o céu limpo e infiltrações, nas condições descritas acima, em regime permanente, a carga térmica é de aproximadamente 30 kW.

No caso do emprego do gás, considerando que a potência total do aquecedor instantâneo comercializado por fabricante local especializado é da ordem de 15kW, necessita-se, portanto, de

dois aquecedores por estufa. Optou-se por aquecedores de fabricação nacional, pouco automatizados, de forma que seu funcionamento é simples, são baratos e o fabricante possui um serviço de assistência técnica bem consolidado no interior do estado.

As mangueiras plásticas que compõem o trocador de calor operam em circuito fechado, repousando sobre a terra junto à base das roseiras, entregando assim calor junto ao pé da planta, conforme pode ser visto na figura 3.1. Também aqui se aplica uma tecnologia simples, já dominada pelos plasticultores, uma vez que a irrigação das roseiras já é feita de forma semelhante.

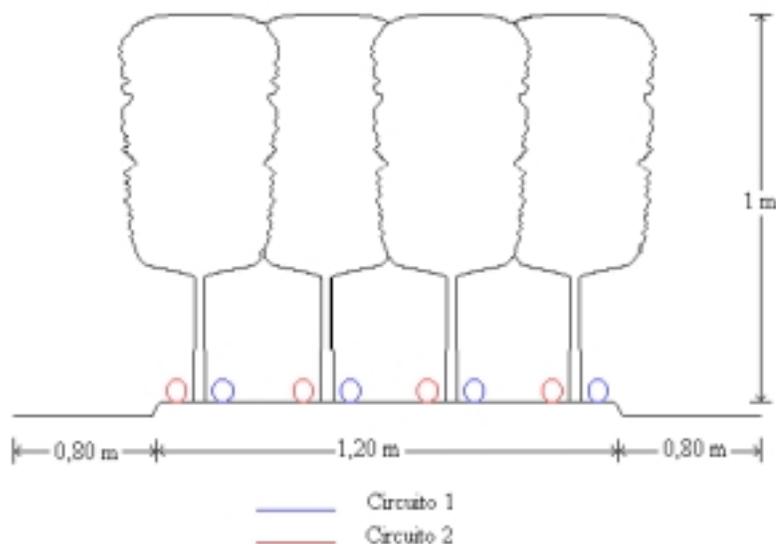


Figura 3.1 – Posicionamento das mangueiras sobre o solo no pé das roseiras

O uso de dois aquecedores, com circuitos independentes e atendendo a toda a estufa, figura 3.2, possibilita o escalonamento em duas potências. Na primeira delas, em situações menos críticas do que as do cálculo acima, seria ligado somente um queimador, tendo-se portanto 15 kW. Na segunda, em situações extremas, o segundo queimador seria ligado, tendo-se assim a potência total de 30 kW.

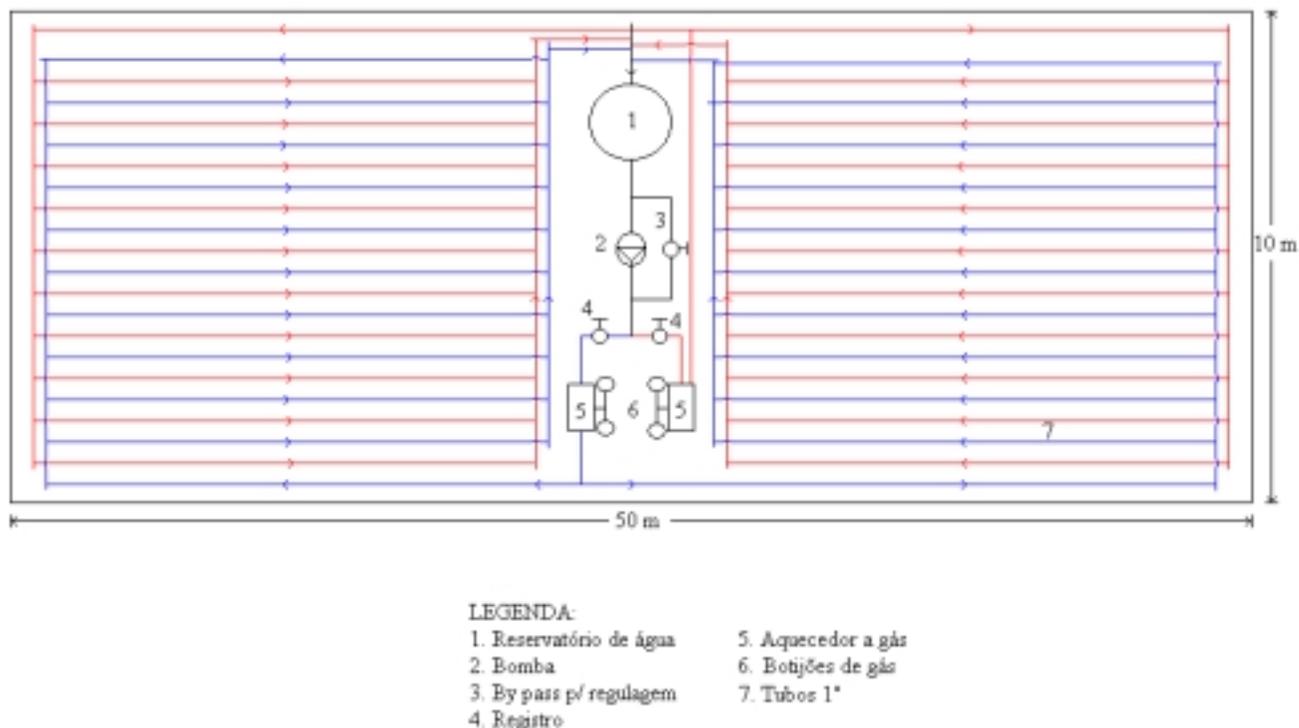


Figura 3.2 – Circuitos de distribuição de água quente

Devido ao tanque de expansão, bomba e aquecedores estarem localizados no centro da estufa, esta região teria temperaturas mais altas; a distribuição da água aquecida, portanto, deve ser das extremidades para o centro da mesma, possibilitando, assim, temperaturas mais homogêneas no ambiente interno da estufa.

Outra observação importante quanto à segurança do sistema é o uso de tubos de aço galvanizado na parte do circuito central, pois este material oferece maior segurança do que o polietileno em regiões próximas dos aquecedores. Além disso, próximo à bomba, deve-se utilizar material que suporte vibrações e pressões mais elevadas.

No detalhamento do projeto houve necessidade de verificar a resistência ao calor das mangueiras de polietileno. A temperatura da água que circula nas mangueiras está entre 40°C e 50°C. Inicialmente, por economia, procurou-se usar um material de menor custo, mangueira com espessura de parede de 2,30mm. Através de contatos com fornecedores constatou-se a necessidade de usar uma mangueira com espessura de parede de 3mm, para que estas suportem as temperaturas

mencionadas acima. Mesmo com esta espessura as mangueiras não devem ser utilizadas de forma suspensa, pois pode ocorrer a deformação plástica das mesmas.

Na ocasião fez-se um detalhamento do material necessário à implantação do projeto informando o custo total do mesmo, bem como locais possíveis de serem adquiridos. Com uma pesquisa de mercado mais apurada, o custo total de implantação do sistema ficou em aproximadamente R\$ 2.000,00 (jan / 98).



Figura 3.3 – Vista da plataforma contendo aquecedores, tanque de expansão e bomba

Posteriormente o layout do circuito de mangueiras de distribuição de água quente foi modificado por outros membros da equipe. Esta correção foi necessária em função do desequilíbrio dos fluxos de água quente causados pelos desnível do terreno, desnível este não previsto no projeto.

Também foi implementado, por outros membros da equipe, o aquecedor a óleo, com maior potência.

De um modo geral, pode-se reportar o sucesso destes sistemas de aquecimento, que são capazes de não somente evitar a perda das roseiras por congelamento, mas principalmente de aumentar a produtividade destas estufas.



Figura 3.4 – Mangueiras de plástico sobre os canteiros de roseiras

O memorial de cálculo da potência dos aquecedores necessária para manter as estufas na faixa desejada de temperatura encontra-se no apêndice.

#### 4. APRESENTAÇÃO DO MODELO DE GAUTHIER et al., 1997

A proposta deste trabalho é o estudo de um modelo para a otimização de vários parâmetros de projetos de sistemas para armazenamento de calor através da circulação de ar no interior de tubos enterrados no solo. A figura 4.1 mostra o sistema em questão.

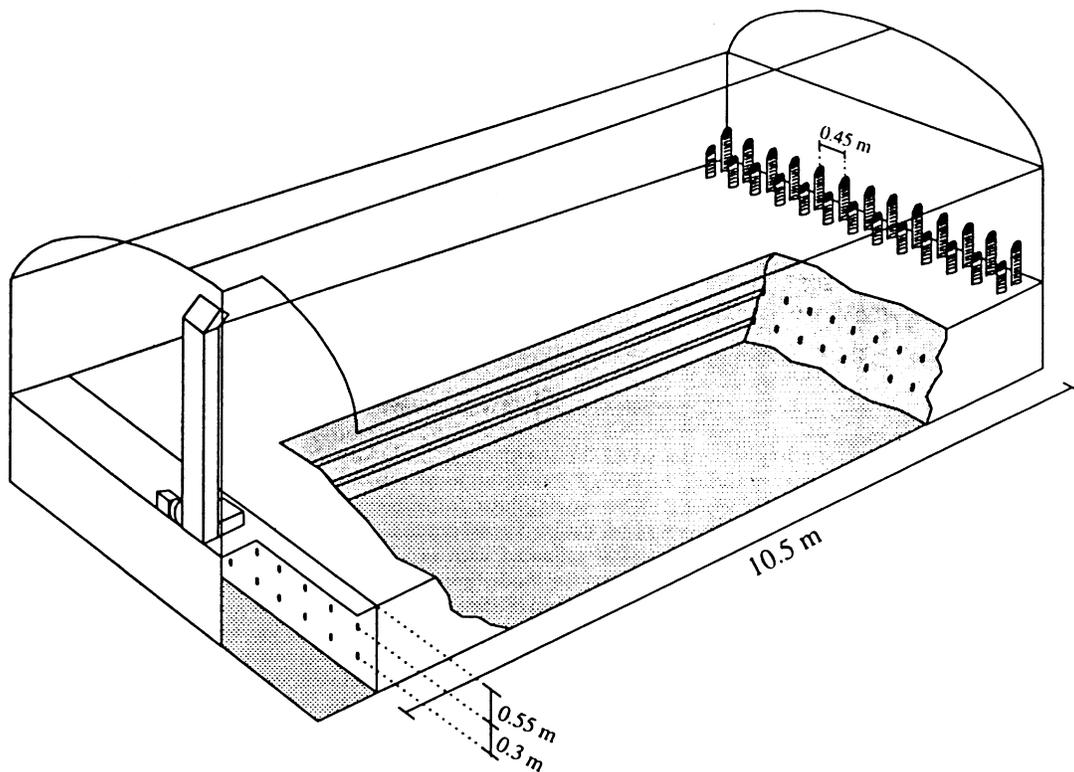


Figura 4.1 – Sistema trocador-armazenador de calor no solo

O modelo de transferência de calor é baseado nas seguintes suposições:

- (1) A transferência difusiva de calor no solo é tridimensional e transiente.
- (2) As propriedades térmicas do solo são constantes.
- (3) A transferência de calor causada por gradientes de umidade no solo é desprezível comparada aos gradientes de temperatura.
- (4) A transferência de calor nos tubos é radial e advectiva na direção axial. É, contudo acoplada com o campo de temperaturas no solo via condição de contorno na superfície dos tubos.

- (5) A condensação e a evaporação da água na mistura ar-vapor d'água é considerada.
- (6) Tubos de seção transversal circular são modelados como dutos de seção transversal quadrada de áreas equivalentes.

A suposição (3) é justificada pelo fato de que o processo de transferência de calor no solo leva períodos de 24 horas e diferenças de temperatura menores do que 10 K, incorrendo assim em pequenos gradientes de umidade. A análise dimensional conduzida por Gauthier, 1994, revela que, embora para casos extremos, os gradientes de umidade respondem por valores menores do que 0,1% da transferência de calor no solo. Puri, 1986, também conclui que a umidade tem pouco efeito na transferência de calor no solo, porque a difusividade térmica do mesmo mostra pequena variação com o conteúdo de água. A condutividade térmica aumenta com o conteúdo de água, em proporção similar à capacidade volumétrica de armazenamento de calor.

A suposição (6) foi adotada para que o sistema cartesiano pudesse ser usado. Esta suposição simplifica consideravelmente o modelo numérico sem sacrificar a precisão do mesmo. Contudo, para calcular corretamente a quantidade de calor transferida do tubo para o solo, o coeficiente de transferência de calor para tubo de seção transversal quadrada é igual ao coeficiente de transferência de calor multiplicado pelo fator de  $\frac{\sqrt{\pi}}{2}$ . Este fator representa a razão entre o perímetro de uma circunferência e um quadrado de áreas iguais, portanto,

$$A_Q = A_C \quad (4.1)$$

$$l^2 = \frac{\pi D^2}{4} \quad (4.2)$$

isolando-se  $l$ , tem-se:

$$l = \frac{D}{2} \sqrt{\pi} \quad (4.3)$$

a razão entre os perímetros é,

$$\frac{P_C}{P_Q} = \frac{\pi D}{4l} \quad (4.4)$$

substituindo 4.3 em 4.4, realizando simplificações e racionalizando o denominador, obtém-se o fator mencionado anteriormente.

$A_C$  e  $A_Q$  significam, respectivamente, a área de uma circunferência e a área de um quadrado;  $l$  é o lado do quadrado,  $D$  é o diâmetro da circunferência.  $P_C$  e  $P_Q$  são os perímetros da circunferência e do quadrado, respectivamente.

A equação governante para a conservação da energia é:

$$C \left( \frac{\partial T}{\partial t} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S \quad (4.5)$$

aplicada no solo, concreto e isolamento, e

$$\frac{dH}{dz} = \frac{q'}{VA_s} - \frac{d\omega}{dz} \rho h_L \quad (4.6)$$

para os tubos.

A figura 4.2 representa o balanço de energia para a equação 4.6.

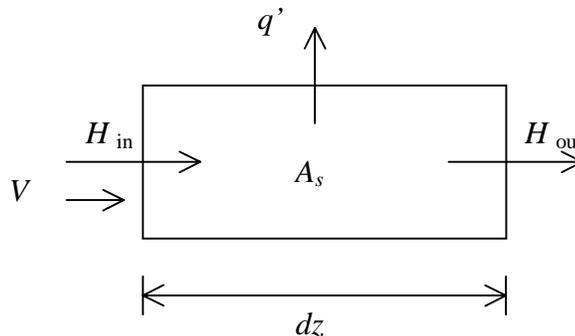


Figura 4.2 – Balanço de energia para a equação 4.6

Onde  $C$  é a capacidade volumétrica de calor,  $T$  é a temperatura,  $t$  é o tempo,  $S$  é o termo fonte,  $k$  é a condutividade térmica do solo,  $x$ ,  $y$  e  $z$  são as coordenadas espaciais,  $H$  é a entalpia volumétrica do ar úmido,  $q'$  é o fluxo de calor entre o solo e o ar por metro na área lateral de troca térmica,  $V$  é a velocidade do ar no canal,  $A_s$  é a área da seção transversal do canal,  $\omega$  é a umidade absoluta do ar,  $\rho$  é a massa específica do ar e  $h_L$  é o calor latente de vaporização da água.

O segundo termo do lado direito da equação (4.6) considera a variação do conteúdo de umidade do ar ao escoar no tubo (condensação e evaporação).

A capacidade volumétrica de calor  $C$  e a condutividade térmica  $k$  na equação (4.5) expressam-se em termos do conteúdo de umidade do solo, como:

$$C = C_{cte} + C_{\theta} \theta \quad (4.7)$$

$$k = k_{cte} + k_{\theta} \theta \quad (4.8)$$

onde  $C_{cte}$  é a capacidade volumétrica de calor do solo seco,  $C_{\theta}$  é a constante de proporcionalidade entre a capacidade volumétrica de calor e o conteúdo de umidade do solo,  $\theta$  é o conteúdo de umidade volumétrico do solo,  $k_{cte}$  condutividade térmica do solo seco e  $k_{\theta}$  constante de proporcionalidade entre a condutividade térmica do solo e o conteúdo de umidade do solo.

Os parâmetros  $C_{cte}$ ,  $C_{\theta}$ ,  $k_{cte}$  e  $k_{\theta}$  são determinados usando as relações de Vries, Gauthier et al., 1997, para a umidade.  $C_{\theta}$  e  $k_{\theta}$  são consideradas zero para todos outros componentes como concreto e isolamento.

As condições de contorno para as equações da conservação acima são as que seguem. Na entrada do tubo

$$H(0) = H_{in} \quad (4.9)$$

onde  $H_{in}$  é obtido de dados experimentais.

As superfícies laterais externas do solo do domínio computacional são adiabáticas, isto é

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (4.10)$$

onde  $n$  é um vetor unitário normal à superfície.

Para um determinado plano horizontal a certa profundidade a temperatura é considerada constante. Na superfície do solo;

$$k_{solo} \frac{\partial T_{solo}}{\partial y} = h_s (T_{solo} - T_{vizinhança}) \quad (4.11)$$

onde  $T_{vizinhança}$  é a temperatura da vizinhança e  $h_s$  é o coeficiente de transferência na superfície do solo. As equações (4.5) e (4.6) são acopladas via fluxo de calor  $q'$  dado pela condição de contorno na superfície do tubo, isto é;

$$q' = Ph (T_{solo} - T_{ar}) \quad (4.12)$$

onde  $P$  é o perímetro da seção transversal do canal e  $h$  é o coeficiente de transferência de calor entre o solo e o ar que circula no canal.

As figuras 4.3 e 4.4 mostram os parâmetros geométricos da discretização das equações (4.5) e (4.6).

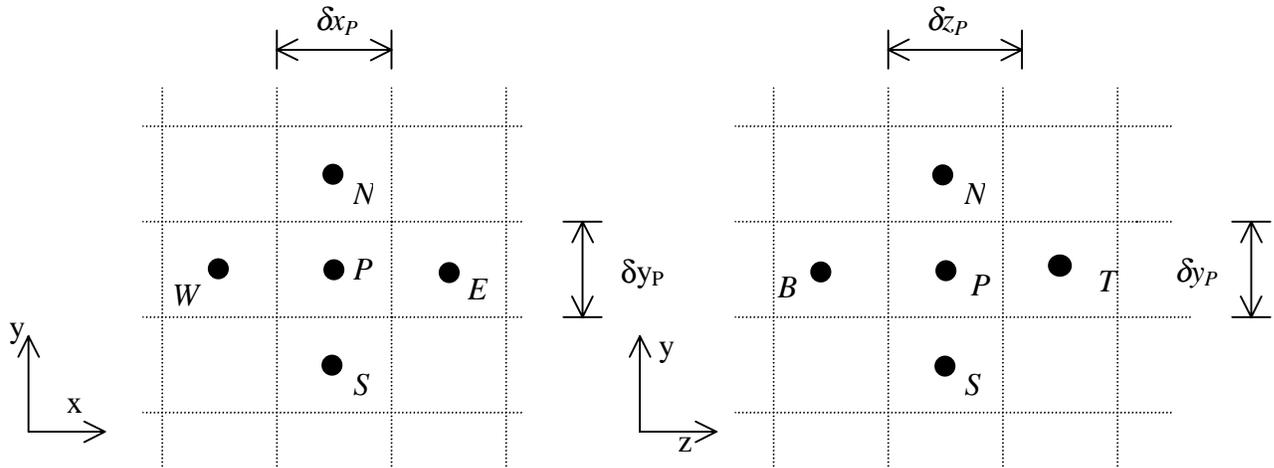


Figura 4.3 – Representação do plano x-y da discretização do volume de controle do solo

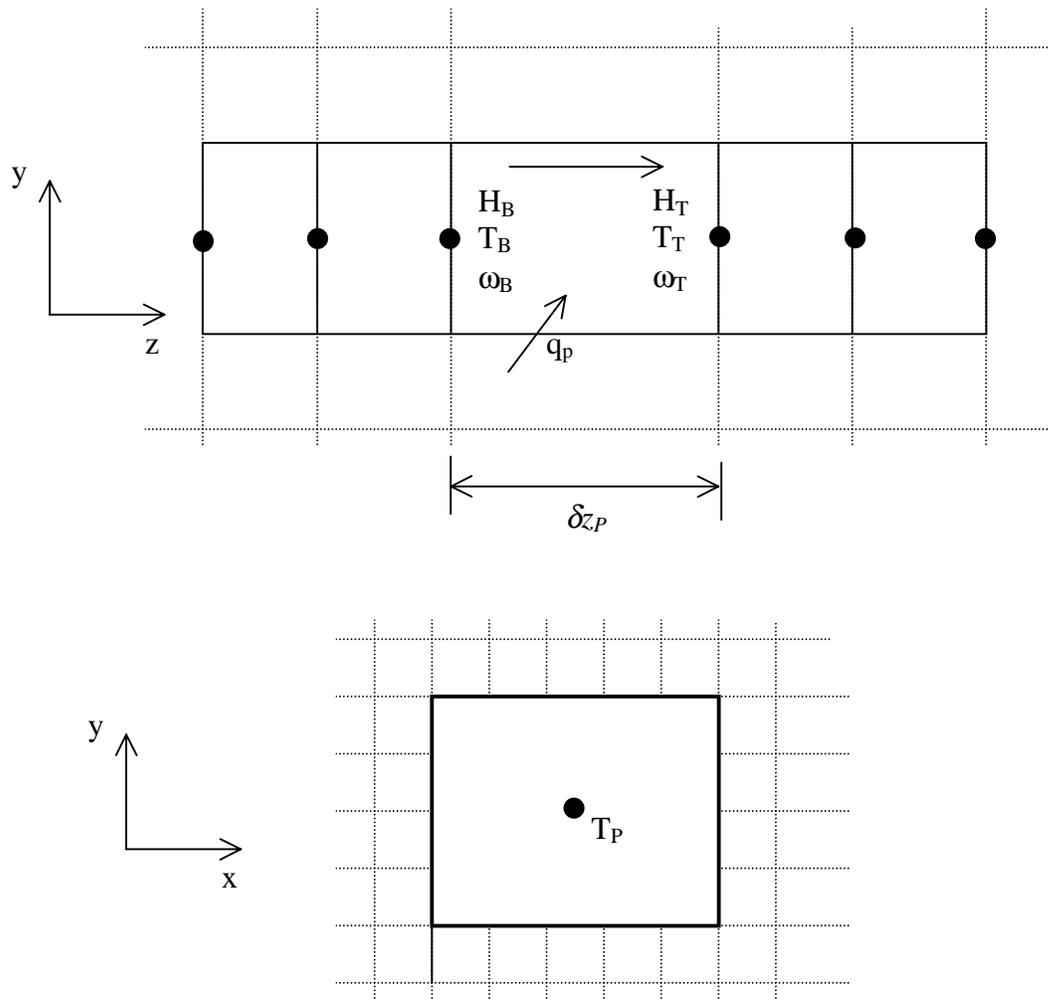


Figura 4.4 – Volume de controle do tubo no solo

As equações por diferenças finitas são obtidas pela integração das equações (4.5) sobre cada volume de controle nas direções x, y, z e a equação (4.6) na direção z para cada tubo. O esquema resultante das equações discretizadas tem a forma:

$$a_P T_P = a_W T_W + a_E T_E + a_S T_S + a_N T_N + a_B T_B + a_T T_T + b_P \quad (4.13)$$

$$H_T = H_B + \frac{q_P}{VA_S} + (\omega_B - \omega_T) \rho h_L \quad (4.14)$$

onde  $a$  são os coeficientes da equação, os subíndices  $P, W, E, S, N, B, T$  referem-se, respectivamente, ao centro do volume de controle, volume a leste, oeste, sul, norte, anterior e posterior,  $b$  é o termo fonte.

$$\begin{aligned}
 a_W &= 2\delta y_P \delta z_P \left[ \frac{\delta x_W}{k_W} + \frac{\delta x_P}{k_P} \right]^{-1} \\
 a_E &= 2\delta y_P \delta z_P \left[ \frac{\delta x_E}{k_E} + \frac{\delta x_P}{k_P} \right]^{-1} \\
 a_S &= 2\delta x_P \delta z_P \left[ \frac{\delta y_S}{k_S} + \frac{\delta y_P}{k_P} \right]^{-1} \\
 a_N &= 2\delta x_P \delta z_P \left[ \frac{\delta y_N}{k_N} + \frac{\delta y_P}{k_P} \right]^{-1} \\
 a_B &= 2\delta x_P \delta y_P \left[ \frac{\delta z_B}{k_B} + \frac{\delta z_P}{k_P} \right]^{-1} \\
 a_T &= 2\delta x_P \delta y_P \left[ \frac{\delta z_T}{k_T} + \frac{\delta z_P}{k_P} \right]^{-1}
 \end{aligned} \tag{4.15}$$

$$a_P = C_P \frac{\delta V_P}{\delta t} + a_W + a_E + a_S + a_N + a_B + a_T - St_P \delta V_P \tag{4.16}$$

$$b_P = \delta V_P \left( SC_P + \frac{C_P}{\delta t} T_P^o \right) \tag{4.17}$$

As equações (4.13) e (4.14) são resolvidas iterativamente a cada passo de tempo até a convergência. Esta é declarada quando a maior diferença entre as temperaturas de duas iterações consecutivas é menor do que 0,001 K.

O modelo foi validado comparando-se seus resultados com soluções analíticas para problemas de transferência de calor por condução em uma, duas e três dimensões, sujeitos as condições de contorno de Dirichlet, Neumann e Robin. O software comercial FLOW3D também foi utilizado na validação. O modelo foi validado ainda com dados experimentais obtidos de um sistema trocador-armazenador de calor no solo, instalado em estufa comercial localizada em La Pocatière, Québec, Canadá.

#### 4.1 ESTUDO PARAMÉTRICO

Este estudo tem como objetivo examinar os efeitos de parâmetros de operação e projeto no comportamento térmico de um sistema trocador-armazenador de calor no solo, incluindo vários tubos igualmente espaçados enterrados no solo. Neste caso o sistema pode ser visto como um arranjo infinito de tubos, e conseqüentemente, as simulações se processam para apenas um duto sujeito às condições de contorno mostradas na figura 4.5. Os quatro parâmetros considerados neste estudo são a distância entre centros dos tubos  $D$ , o comprimento dos tubos  $L$ , a velocidade do ar no interior dos dutos  $V$  e o conteúdo de umidade do solo  $\theta$ .

Foram utilizados tubos de plástico corrugados e não perfurados de diâmetro de 10,8cm, porque são largamente usados e de baixo custo. A temperatura do ar na entrada do duto foi medida experimentalmente por um período de três dias para a validação do modelo. A umidade absoluta foi mantida constante em  $0,0103 \frac{kg_{\text{água}}}{kg_{\text{ar seco}}}$  (umidade relativa de 70% à 20°C). As simulações foram realizadas com a malha de 26 x 26 x 15 volumes de controle e passos de tempo de 300s. As simulações foram processadas com ciclos de três dias, até atingir o regime periódico.

Os resultados das simulações são melhor exemplificados em termos da quantidade de calor armazenado ou recuperado por volume do solo.

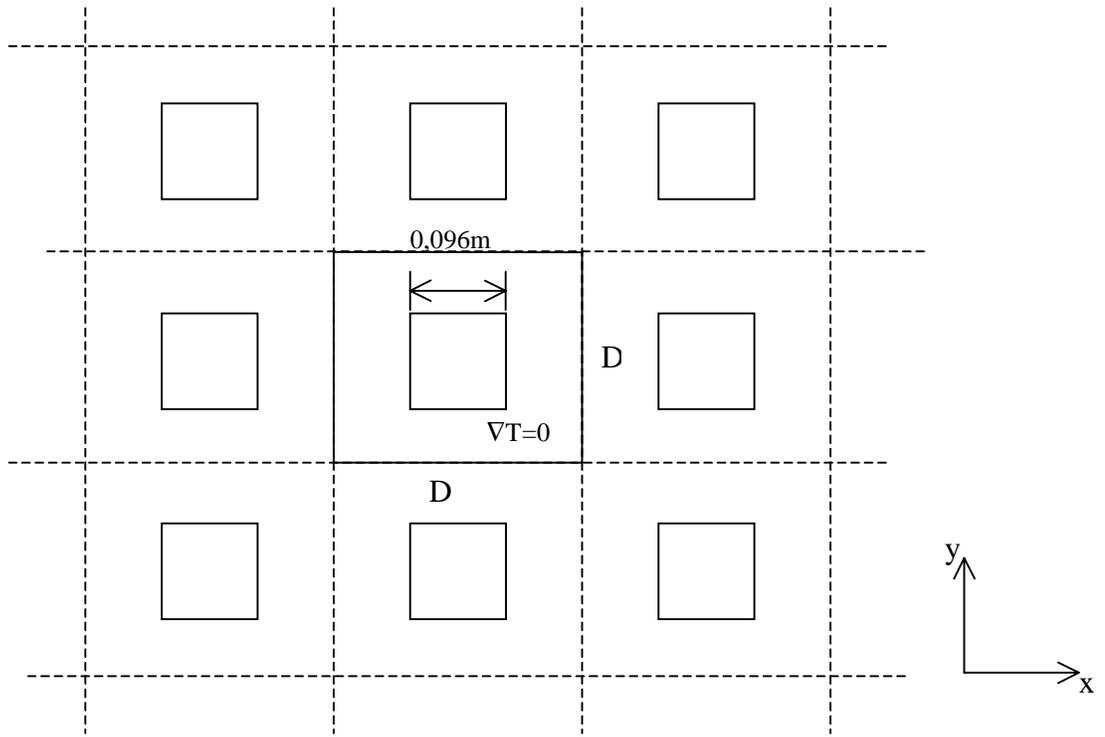


Figura 4.5 – Representação esquemática de um arranjo infinito de tubos no plano x-y

## 5. IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO DE GAUTHIER et al., 1997

O programa desenvolvido neste trabalho, destina-se ao estudo paramétrico mostrado no capítulo anterior, portanto simula-se apenas um duto.

A figura 5.1 ilustra o domínio computacional do problema resolvido.

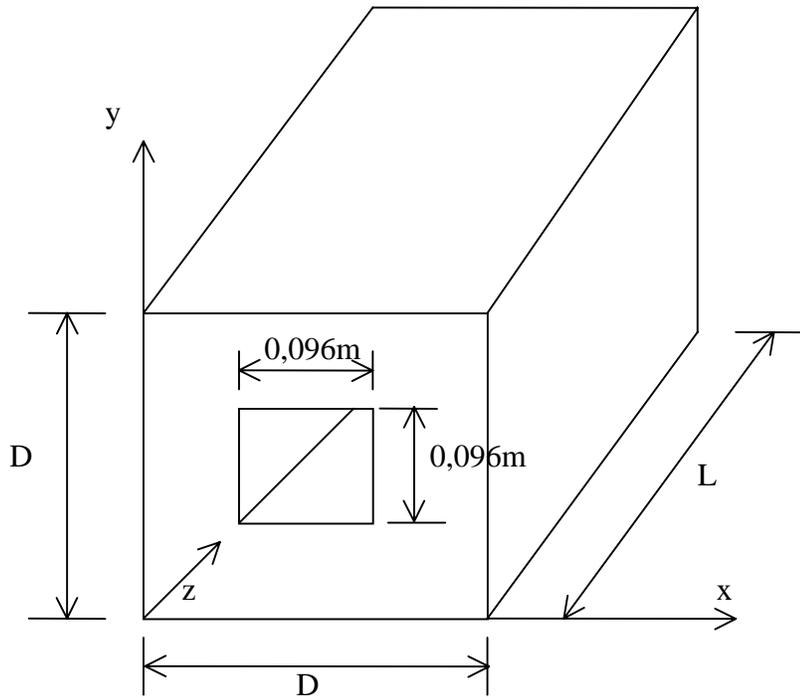


Figura 5.1 – Esquema mostrando os parâmetros geométricos do problema

O duto é tridimensional, os eixos x e y compõem o plano perpendicular ao eixo z. Os parâmetros D e L, representam, respectivamente, o espaçamento entre os dutos e o comprimento do mesmo.

Neste trabalho utiliza-se uma extensão tridimensional do algoritmo de propósitos gerais de Patankar, 1980, fazendo as alterações necessárias para adequá-lo à situação estudada.

A equação governante para o solo é a equação da condução do calor (4.1) mostrada no capítulo anterior. Para o ar a equação (4.2) em termos de entalpia foi modificada para se trabalhar diretamente com a grandeza temperatura, ficando desta forma:

$$T_T = \frac{q' \Delta z}{V A_s \rho c_p} - \frac{(\omega_T - \omega_B)}{c_p} h_L + T_B \quad (5.1)$$

onde  $T_T$  e  $T_B$  são, respectivamente, as temperaturas na saída e entrada do volume de controle,  $q'$  é o fluxo de calor por unidade de comprimento através da interface entre o ar e o solo,  $\Delta z$  é o comprimento do volume na direção  $z$ ,  $\bar{V}$  é a velocidade média do ar no interior do duto,  $A_s$  é a área da seção transversal do duto,  $\rho$  é a massa específica do ar,  $c_p$  é o seu calor específico a pressão constante,  $\omega_T$  e  $\omega_B$  são, respectivamente a umidade absoluta na saída e entrada do volume do controle e  $h_L$  é o calor latente de vaporização da água.

Para uma melhor compreensão da transformação da equação (4.2) em (5.1) mostra-se o esquema da figura 5.2, onde é representado um volume de controle na direção  $z$ .

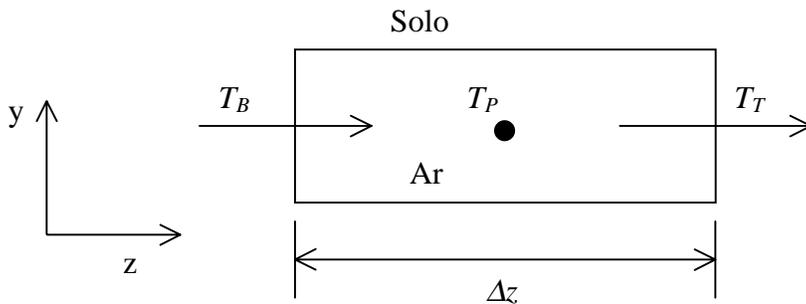


Figura 5.2 – Volume de controle na direção  $z$  para dedução da equação para o ar

O termo  $q'$  é a soma de todos os fluxos de calor entre cada volume de solo e o volume de ar, isto pode ser melhor entendido observando-se a figura 5.3 abaixo.

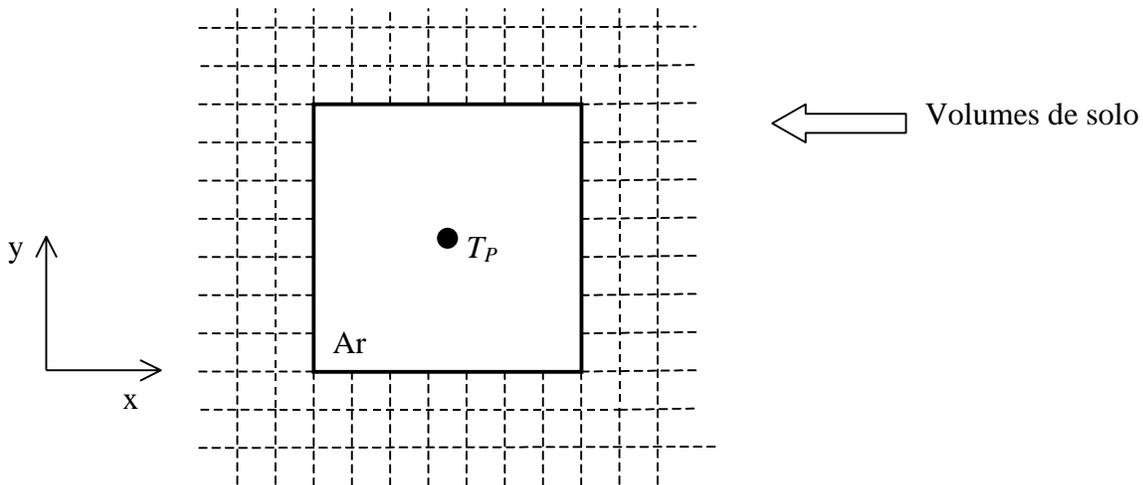


Figura 5.3 – Volumes de controle no plano  $x$ - $y$

$T_P$  representa a temperatura no centro do volume de controle do ar.

A equação para o termo  $q'$  é:

$$q' = \sum_i^I P_i h (T_i - T_P) \quad (5.2)$$

onde  $P$  é o perímetro e  $h$  é o coeficiente de transferência de calor entre o ar e o solo

Inserindo a equação (5.2) em (5.1), tem-se a equação final para o cálculo da temperatura do ar no duto, resultando na equação (5.3)

$$T_T = \frac{\sum_i^I [P_i h (T_i - T_P) \Delta z]}{\rho c_p \bar{V} A_s} - \frac{(\omega_T - \omega_B)}{c_p} h_L + T_B \quad (5.3)$$

O termo  $\rho c_p \bar{V} A$  é representado pela constante  $C_1$  e o termo  $\frac{h_L}{c_p}$  por  $C_2$ , então a equação

(5.3) passa a forma simplificada mostrada abaixo:

$$T_T = \frac{q' \Delta z}{C_1} - (\omega_T - \omega_B) C_2 + T_B \quad (5.4)$$

Esta equação calcula a temperatura do ar na interface dos volumes de controle, portanto para obter-se a temperatura no centro dos volumes faz-se:

$$T_P = \frac{T_T + T_B}{2} \quad (5.5)$$

Como comentou-se no capítulo precedente, considerando um arranjo infinito de tubos, as condições de contorno para o solo são simétricas, ou seja,

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (5.6)$$

onde  $n$  é a normal das áreas perpendiculares às direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ .

A temperatura na entrada do duto é obtida de dados experimentais fornecidos no trabalho de Gauthier et al., 1997.

Para a temperatura na saída do duto é utilizada a condição de escoamento localmente parabólico.

Na interface entre o ar e o solo usa-se a condição de terceira espécie com um coeficiente de troca de calor  $h$  igual a  $23 \frac{W}{m^2K}$ , Gauthier et al., 1997. A figura 5.4 ilustra esta interface.

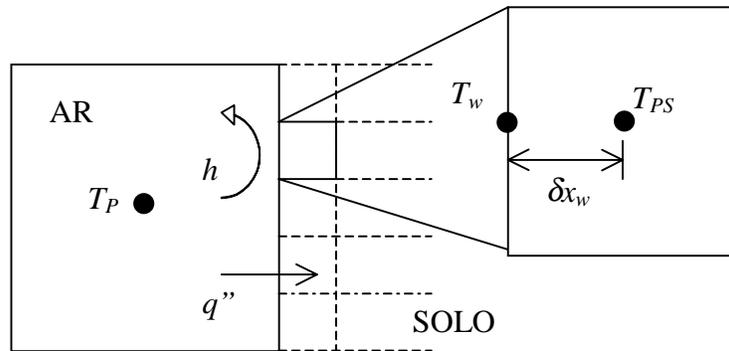


Figura 5.4 – Volumes de interface entre o ar e o solo

O fluxo de calor entre o ar e o solo é:

$$q'' = h(T_p - T_w) = \frac{k_{PS}(T_w - T_{PS})}{\delta x_w} \quad (5.7)$$

Eliminando  $T_w$ , tem-se:

$$q'' = \frac{T_p}{\frac{1}{h} + \frac{\delta x_w}{k_{PS}}} - \frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{\delta x_w}{k_{PS}}} \quad (5.8)$$

Neste momento é importante lembrar que o duto de ar é tratado de forma discretizada na direção  $z$  (comprimento), e globalmente nas direções  $x$  e  $y$ . Portanto, a temperatura para cada

volume de ar é obtida computando-se a soma dos fluxos de calor de cada volume de solo com este volume de ar, para cada nível de  $z$ .

A malha utilizada é a mesma de Gauthier et al., 1997, ou seja 26 x 26 x 15 volumes.

A condição inicial considera todo o domínio sob uma temperatura constante de 20°C, processa-se então ciclos de três dias até atingir-se um regime periódico. Esta passa a ser, então, a condição inicial para o cálculo do armazenamento de calor no solo, que é calculado para um dia.

O termo que considera a evaporação e a condensação da água associada ao ar foi obtido a partir da teoria clássica de misturas binárias, apresentada nos textos de Termodinâmica.

Com a obtenção das temperaturas em cada volume de controle do ar ao longo do comprimento do duto, obtém-se com um ajuste de curva a partir da tabela Termodinâmica de temperaturas, a pressão de saturação do vapor d'água da mistura de ar seco + vapor d'água. Como considera-se que a pressão total da mistura não se altera, ou seja, a pressão na entrada do duto e na saída são praticamente a mesma, pode-se obter a umidade relativa para cada volume de controle, pois

$$\phi = \frac{P_v}{P_g} \quad (5.9)$$

onde  $\phi$  é a umidade relativa,  $p_v$  é a pressão parcial de vapor e  $p_g$  é a pressão de saturação do vapor d'água.

Enquanto não ocorre a saturação do ar, ou seja, a umidade relativa é menor do que 100%, a constante  $C_2$  da eq. (5.4) é nula, a partir do momento em que a umidade relativa é 100%, a constante  $C_2$  é utilizada no cálculo, e então os termos de umidade absoluta são quantificados através da equação (5.10) descrita abaixo.

$$\omega = \frac{0,622 p_g}{(p_{am} - p_g)} \quad (5.10)$$

onde  $\omega$  é a umidade absoluta e  $p_{am}$  é a pressão atmosférica.

É importante salientar que quando a umidade relativa atinge 100% o termo latente é acionado, mas ele efetivamente é lançado na equação da temperatura quando satisfaz um critério de

convergência de  $10^{-8}$ , pois caso contrário gera uma descontinuidade na temperatura gerando uma instabilidade na solução.

Com esta estrutura do equacionamento, pode-se estudar o efeito do termo latente na resposta final, ou seja, na quantidade de calor armazenada no solo.

O cálculo de armazenamento do calor é resolvido apenas para um dia, segundo Gauthier et al., 1997. O calor armazenado é calculado a cada passo de tempo, após convergido, para cada volume de controle, ou seja, entre a temperatura atual e a temperatura do instante anterior, como mostra a equação 5.11 abaixo:

$$Q = Cxyz(T - T_o) \quad (5.11)$$

onde  $Q$  é o calor armazenado por  $m^3$  no solo em um dia,  $x$ ,  $y$  e  $z$  representam as dimensões do volume de controle nas três direções,  $T$  é a temperatura do volume de controle no instante de tempo atual, assumindo ser  $T_P$  para o duto e  $T_{PS}$  para o solo,  $T_o$  é a temperatura no instante de tempo anterior.

O algoritmo de cálculo é descrito abaixo:

1. Leitura dos campos iniciais, campos em regime periódico e umidade relativa do ar de entrada no duto (inicialmente igual a 70%), Gauthier et al., 1997;
2. Leitura da temperatura prescrita na entrada do duto, que varia com o tempo;
3. Cálculo do fluxo de calor entre o solo e o ar para cada volume em  $z$ ;
4. Resolução da equação (5.4) para o ar, obtendo-se a temperatura no centro de cada volume em  $z$ ;
5. Cálculo da umidade relativa pela equação (5.9);
6. Se a umidade relativa for menor do que 100%, a constante  $C_2$  é igual a zero, caso contrário calcula-se a umidade absoluta pela equação (5.10) e o valor da constante  $C_2$  é considerado;
7. Cálculo das temperaturas para os volumes do solo, resolvendo a equação da energia;
8. Retorna ao item 3 até atingir a convergência, esta é observada quando a variação relativa entre as temperaturas do instante de tempo atual e anterior é igual a  $10^{-8}$ ;
9. Cálculo da quantidade de calor armazenada no solo pela equação (5.11), retorna ao item 2 com a leitura da temperatura prescrita de entrada no próximo passo de tempo, até atingir-se o último passo de tempo;

O programa computacional que foi elaborado com este algoritmo permite calcular o calor armazenado no solo considerando apenas a parte térmica do problema, pois as simulações processadas mostraram que a parte mássica representada pelo termo de umidade não influencia no calor armazenado no solo.

Pode-se também variar diversos parâmetros que influenciam no projeto deste trocador de calor, como o espaçamento entre tubos, o diâmetro dos tubos, comprimento dos mesmos e velocidade de escoamento do ar no interior dos dutos.

No próximo capítulo apresenta-se resultados e comparações entre os dados obtidos pelos autores canadenses, Gauthier et al., 1997.

## 6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O objetivo deste trabalho é desenvolver uma ferramenta que possibilite dimensionar e estudar sistemas de armazenamento de calor no solo, facilitar a compreensão do fenômeno e permitir a tomada de decisões quanto ao projeto de estufas e sistemas de armazenamento de calor, baseadas em fundamentos palpáveis como a simulação numérica. Portanto, não investiga-se métodos numéricos, funções de interpolação e métodos de resoluções de equações.

Utiliza-se o algoritmo de propósitos gerais de Patankar, 1980, estendido para 3 dimensões, que possibilita a simulação de transferência de calor e quantidade de movimento em coordenadas cartesianas e cilíndricas. Para a resolução do sistema de equações algébricas é utilizado o TDMA.

Apresenta-se os resultados para três situações estudadas listadas na tabela 6.1 abaixo da comparação entre o presente trabalho e aqueles obtidos por Gauthier:

Tabela 6.1 – Comparação entre os valores obtidos por Gauthier et al. e pelo presente trabalho, para três configurações do trocador de calor para velocidade de 4m/s

SITUAÇÃO	A	B	C
Distância entre os tubos (m)	0,25	0,40	0,40
Comprimento do tubo (m)	5	10	20
Calor armazenado: Gauthier et al., 1997 [MJ/m <sup>3</sup> ]	14,40	4,50	3,00
Calor armazenado: Presente trabalho, <b>sem</b> umidade [MJ/m <sup>3</sup> ]	14,10	4,57	3,01
Calor armazenado: Presente trabalho, <b>com</b> umidade [MJ/m <sup>3</sup> ]	14,10	4,57	3,01

Para que se possa analisar as diferenças entre as soluções com e sem os termos de condensação do vapor d'água, foi construída a tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Presente solução com e sem os termos relativos à condensação do vapor d'água

SITUAÇÃO	A	B	C
Calor armazenado <b>sem</b> umidade [J/m <sup>3</sup> ]	14101040,38	4574925,48	3005260,41
Calor armazenado <b>com</b> umidade [J/m <sup>3</sup> ]	14101072,97	4574925,49	3005260,43
Erro relativo percentual entre o calor armazenado <b>sem</b> umidade e o calor armazenado <b>com</b> umidade	$2,3 \cdot 10^{-6} \%$	$2,1 \cdot 10^{-9} \%$	$6,7 \cdot 10^{-9} \%$

Pode-se concluir destas tabelas que:

- Existe uma excelente concordância entre os resultados apresentados por Gauthier et al., 1997, e os gerados no presente trabalho, os quais validam a presente solução.
- Os resultados do presente trabalho, com e sem os termos de umidade, são praticamente idênticos, o que dispensa o uso destes termos nas otimizações a serem feitas variando os parâmetros do problema.

As simulações foram realizadas em um Pentium III de 800 MHz. O tempo computacional médio, para obter-se o regime periódico, é de 40min, enquanto que para a simulação do calor armazenado em um dia é de 3min.

As figuras 6.1 a 6.6 referem-se aos resultados obtidos para o problema térmico, ou seja, não se considerou a umidade, sendo que a figura 6.1 representa a variação da temperatura com o tempo para a situação onde  $D=0,25\text{m}$ ,  $L=5\text{m}$  e  $V=4\text{m/s}$  e a figura 6.2 mostra a evolução da temperatura ao longo do comprimento do duto para os mesmos parâmetros geométricos.

Observando a figura 6.1 pode-se observar o comportamento das curvas que representam a variação da temperatura do ar em três posições distintas no interior do duto; na entrada, metade e saída do mesmo. À medida que o ar escoia, os gradientes de temperatura tornam-se menos intensos, justificando a atenuação das curvas na proporção do deslocamento do ar. Na entrada como há uma diferença maior entre a temperatura do ar e a temperatura do solo, no decorrer de um dia, oscilam numa faixa mais ampla, variando de, aproximadamente,  $14^{\circ}\text{C}$  a  $28^{\circ}\text{C}$ , enquanto que para a saída do duto a faixa de variação da mesma é de  $16^{\circ}\text{C}$  a  $25^{\circ}\text{C}$ . É importante lembrar que estas simulações foram efetuadas considerando-se um período de 24 horas, ou seja, estas curvas representam a evolução da temperatura do ar para um dia.

Na figura 6.2, acompanha-se uma partícula de ar que se desloca ao longo do duto, mostrando o comportamento térmico da mesma. Cada linha representa este acompanhamento em horários

diferentes, por exemplo, a linha cheia representa o comportamento térmico para o horário de 13 horas e assim sucessivamente. Isto possibilita analisar quando o ar está fornecendo calor ao solo ou retirando calor do mesmo.

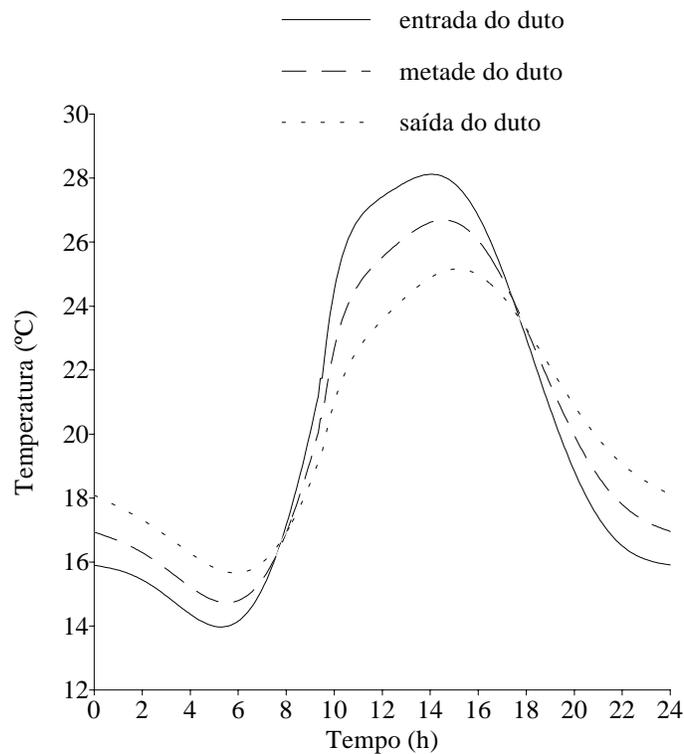


Figura 6.1– Variação da temperatura do ar com o tempo para  $D=0,25m$ ,  $L=5m$ , situação A

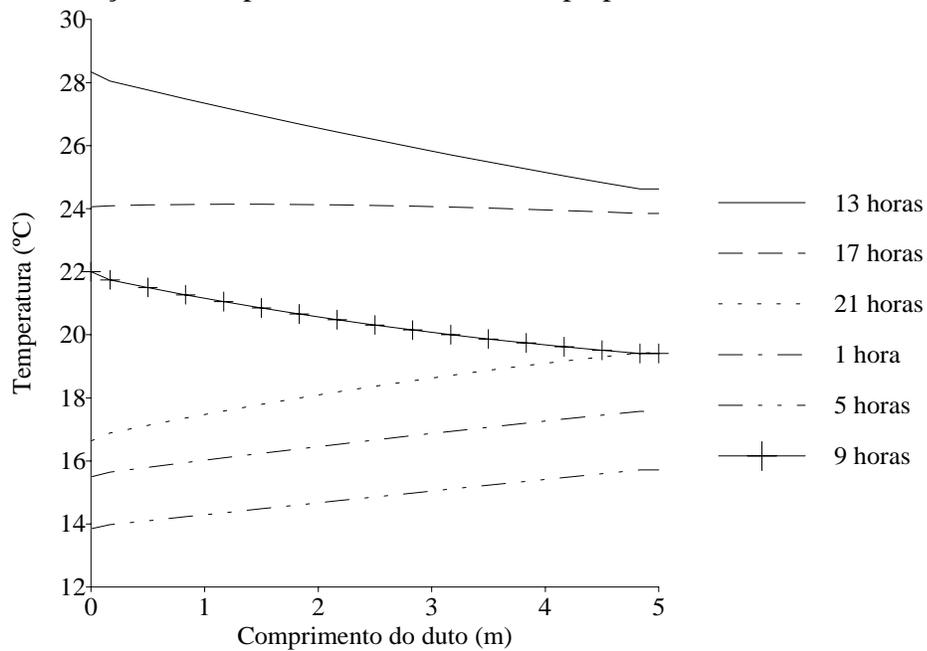


Figura 6.2 – Variação da temperatura do ar com o comprimento do duto para  $D=0,25m$ ,  $L=5m$ , situação A

Observando a linha que representa o horário das 13 horas na figura 6.2, nota-se que ao longo do duto, a temperatura da partícula diminui, portanto neste momento, a ar está fornecendo calor ao solo, aumentando sua temperatura. Por outro lado, para as 21 horas, a temperatura do ar aumenta, significa que o solo está fornecendo calor ao ar e a temperatura daquele está diminuindo.

Nota-se que para o horário das 17 horas, a temperatura do ar quase não muda, isto ocorre porque as temperaturas do solo e do ar são praticamente a mesma neste momento.

As figuras 6.3 e 6.4 ilustram os resultados para a situação B, ou seja,  $D=0,40\text{m}$  e  $L=10\text{m}$ . Além das observações que poder-se-ia fazer em relação a estas figuras, semelhantes às anteriores, é suficiente comentar que aumentando-se o comprimento do duto e o espaçamento entre os mesmos, as curvas da figura 6.3 mostram uma variação maior na sua amplitude, ou seja, os gradientes de temperatura são mais intensos e há uma diferença mais acentuada entre as temperaturas na entrada e saída do duto.

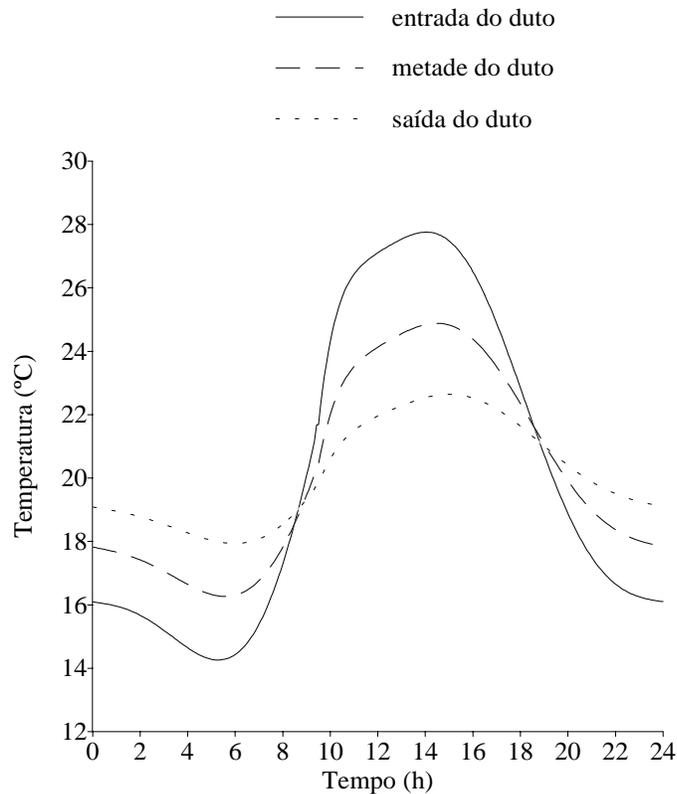


Figura 6.3 – Variação da temperatura do ar com o tempo para  $D=0,40\text{m}$ ,  $L=10\text{m}$ , situação B

Análise semelhante pode ser conduzida para a figura 6.4, onde também observa-se o comportamento térmico de uma partícula da entrada do duto à saída em horários diferentes. Como o

comprimento do duto teve um acréscimo do dobro da situação A, ou seja, de 5m passou a 10 m, nota-se uma tendência de tornarem-se constantes a uma temperatura em torno de 20°C à 22°C, significando que a partir deste comprimento não há mais gradientes térmicos, ou seja, as temperaturas do solo e do ar seriam praticamente as mesmas.

Na situação anterior com o comprimento de 5m não é evidenciada esta tendência, mostrando que há troca térmica significativa entre o solo e o ar até a saída do duto. Num processo de otimização, isto indica que se pode aumentar o seu comprimento.

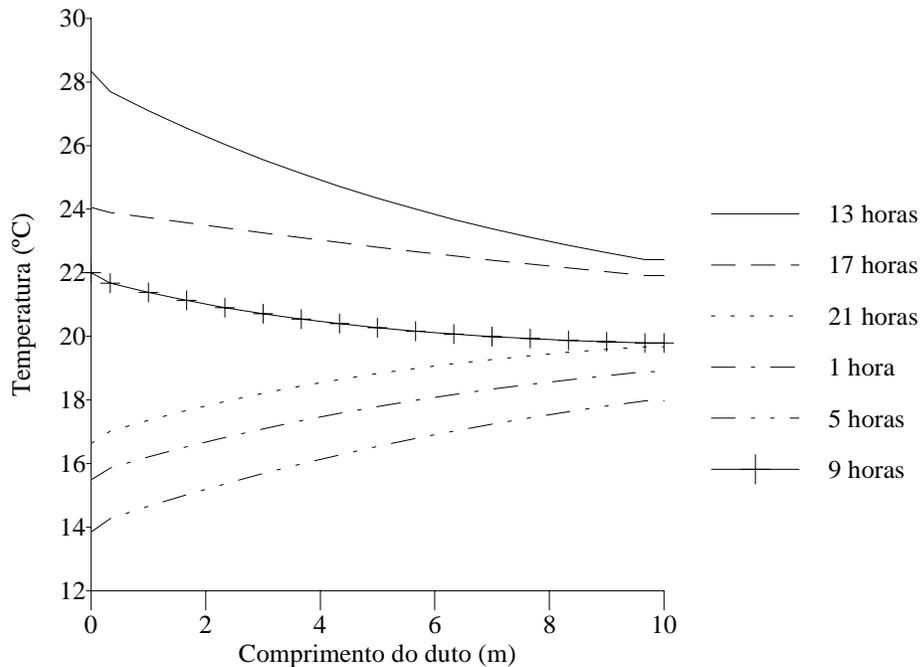


Figura 6.4 – Variação da temperatura do ar com o comprimento do duto para  $D=0,40\text{m}$ ,  $L=10\text{m}$ , situação B

As figuras 6.5 e .6.6 avaliam as condições para o espaçamento entre os tubos de 0,40 m e o comprimento do mesmo de 20 m, situação C.

Os efeitos mencionados acima, o amortecimento entre as curvas de temperatura com o tempo, se acentuam mostrando que há fortes gradientes térmicos entre a entrada e saída do duto, salientando que das situações descritas neste trabalho, esta mostra a tendência mais nítida, figura 6.5, das curvas tornarem-se retas.

Quanto a figura 6.6, por si só, evidencia os efeitos do aumento do comprimento do duto, apontando para um limite no comprimento do mesmo, pois verifica-se que a partir de um comprimento de 10m quase não há troca de calor entre o solo e o ar.

A partir destes resultados pode-se afirmar que existe uma relação direta entre os comprimentos dos dutos e a quantidade de calor armazenada no solo num dia, pois quanto maior o comprimento dos dutos menores serão os gradientes de temperatura na saída do mesmo.

Fica evidente que é preferível operar-se com estufas cujos tubos estejam dispostos na direção de menor comprimento, a fim de que haja troca de calor ao longo de todo o duto e não seja desperdiçada áreas úteis dos tubos que poderia haver troca efetiva de energia.

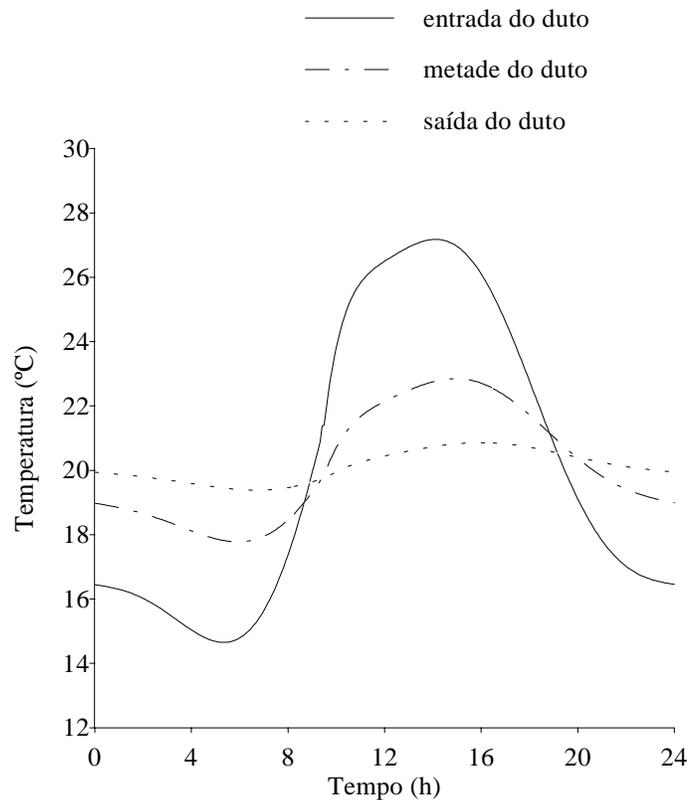


Figura 6.5 – Variação da temperatura do ar com o tempo para  $D=0,40\text{m}$ ,  $L = 20\text{m}$ , situação C

Das figuras de 6.7 a 6.9, mostram-se diagramas de simulações onde o conteúdo de umidade do ar foi considerado.

Como pode-se observar esta consideração não altera as curvas que representa a variação da temperatura com o tempo, pois estas são coincidentes, mostrando que da forma como este modelo foi concebido, a consideração do termo que representa a umidade do ar não modifica a quantidade de calor armazenada.

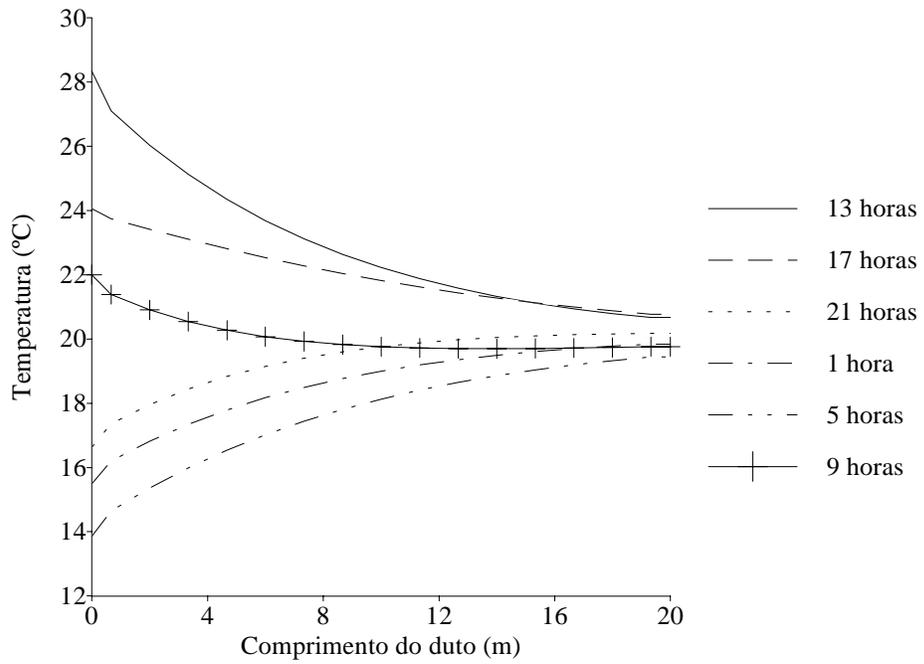


Figura 6.6 – Variação da temperatura do ar com o comprimento do tubo para  $D=0,40m$ ,  $L=20m$ , situação C

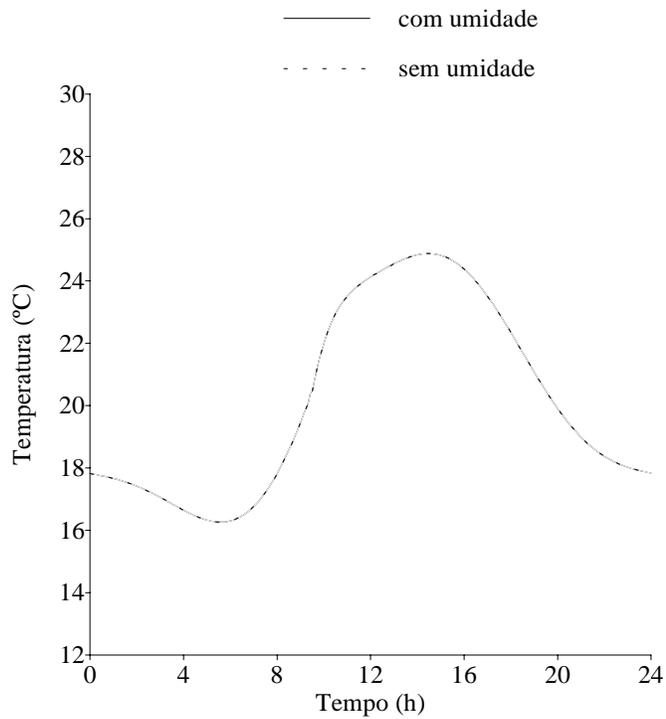


Figura 6.7 - Variação da temperatura do ar com o tempo para  $D = 0,40m$  e  $L = 10m$ , situação B

Ainda sobre a figura 6.7, esta foi obtida considerando a variação da temperatura com o tempo para a posição na metade do comprimento do duto.

Na figura 6.8 tem-se a representação da umidade relativa em função do tempo, lembrando que a umidade relativa tem a forma inversa do gráfico das temperaturas, pois quando a temperatura aumenta a umidade relativa diminui. A medida em que a temperatura se eleva aumenta a pressão de saturação do vapor d'água, diminuindo a umidade relativa da mistura.

A figura 6.8 mostra uma região constante na umidade relativa 100% para as curvas na entrada e metade do duto possibilitando a constatação de que nestes casos houve condensação de vapor d'água.

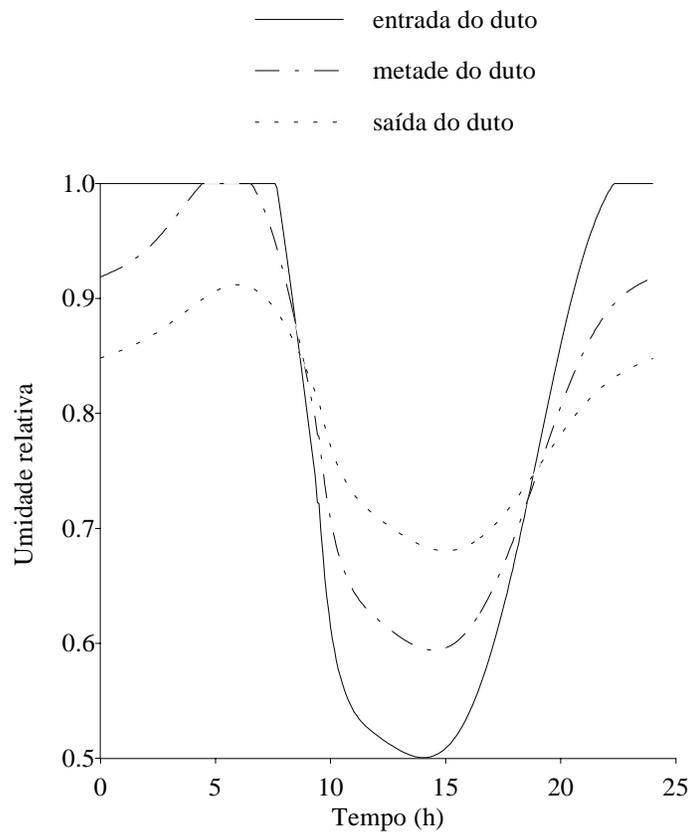


Figura 6.8– Variação da umidade relativa com o tempo para  $D=0,40\text{m}$ ,  $L=10\text{m}$ , situação B

Na figura 6.9 temos uma representação da umidade absoluta calculada durante o tempo no qual há condensação.

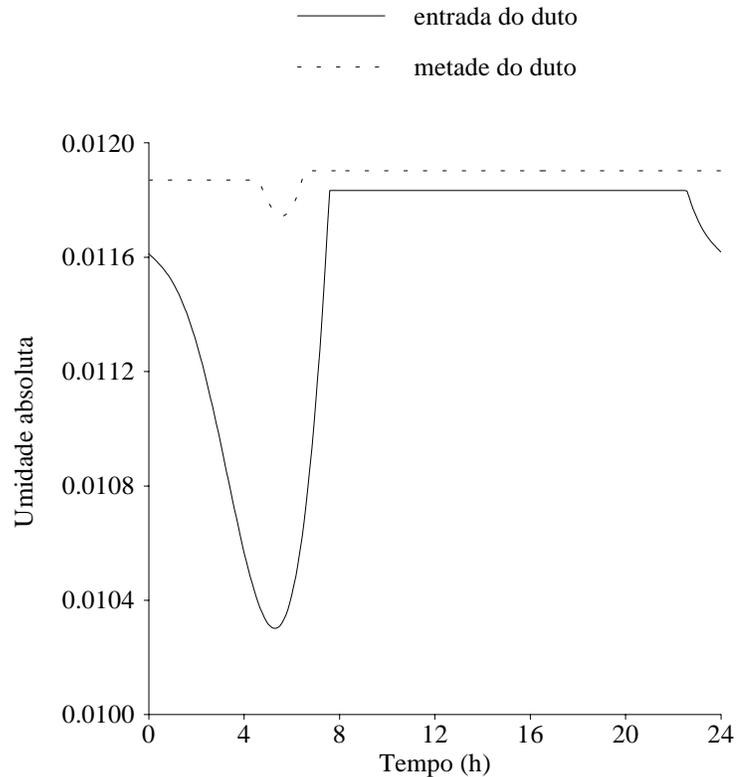


Figura 6.9 – Variação da umidade absoluta com o tempo para  $D=0,40\text{m}$ ,  $L = 10\text{m}$ , situação B

As figuras 6.10 a 6.13 mostram campos de temperaturas para diferentes posições ao longo do duto em tempos diferentes.

A figura 6.10 mostra que o ar está a uma temperatura superior a temperatura do solo num plano na entrada do duto e a figura 6.11 representa o campo de temperaturas a uma distância de 5m da entrada do duto. Observa-se que as temperaturas envolvidas a distância de 5m são inferiores às temperaturas da entrada, mostrando que a troca os gradientes são mais intensos na entrada do duto.

Para o horário de 17 horas, como pode-se observar na figura 6.12, as temperaturas tornam-se mais homogêneas no duto e no solo.

E finalmente na figura 6.13, a situação se inverte, onde o solo passa a fornecer calor ao duto, pois a temperatura deste é inferior às temperaturas do solo.

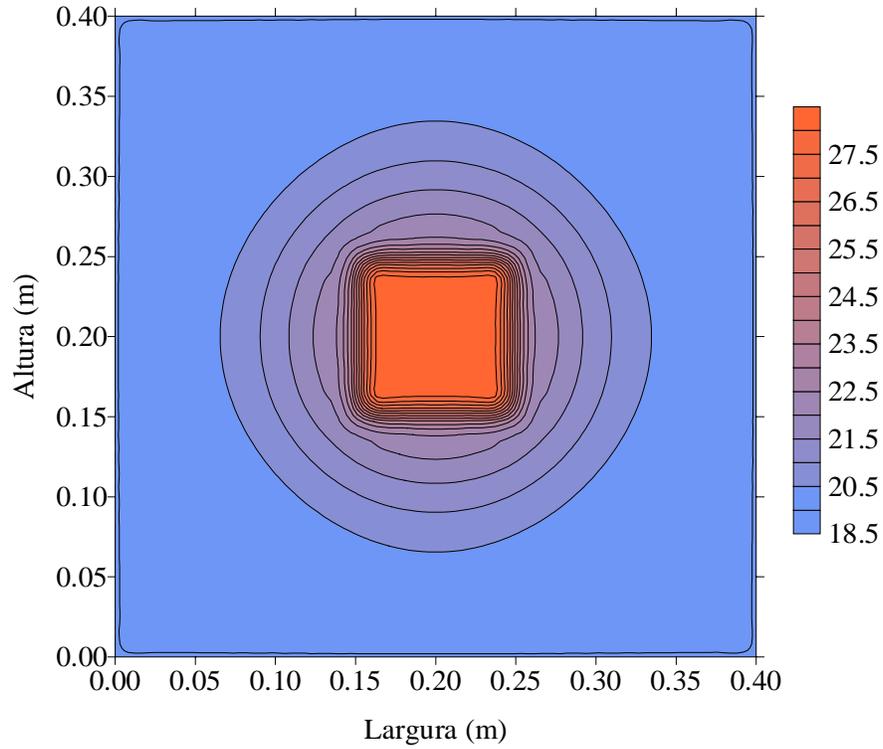


Figura 6.10 – Campo de temperaturas na entrada do duto,  $D=0,40\text{m}$ ,  $L=10\text{m}$ ,  $t=13$  horas

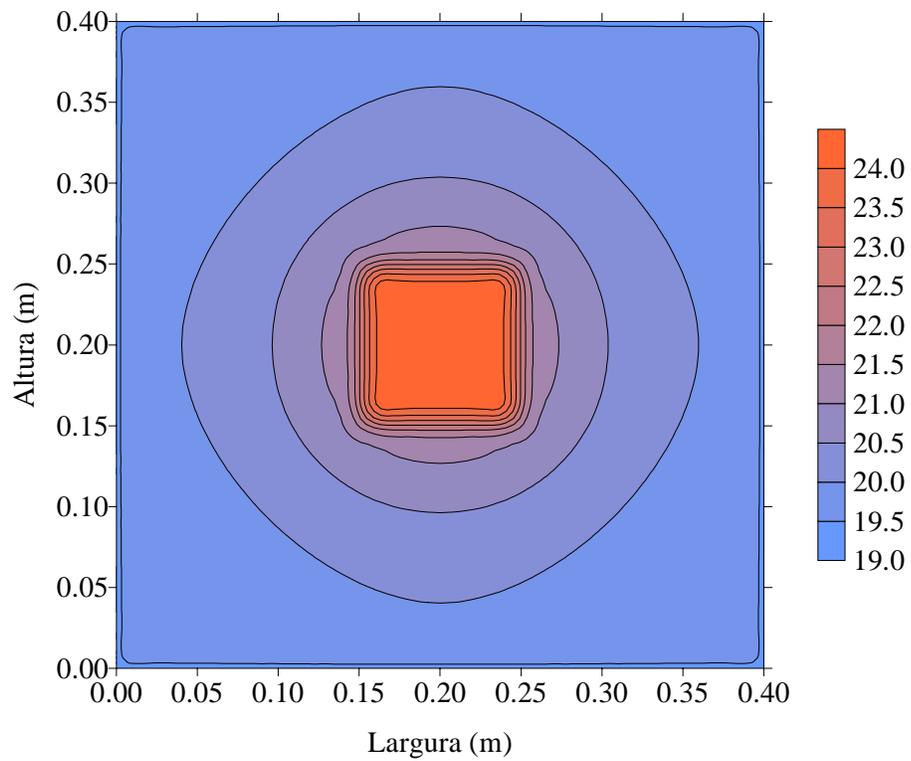


Figura 6.11 – Campo de temperaturas a 5m da entrada do duto,  $D=0,40\text{m}$ ,  $L=10\text{m}$ ,  $t=13$  horas

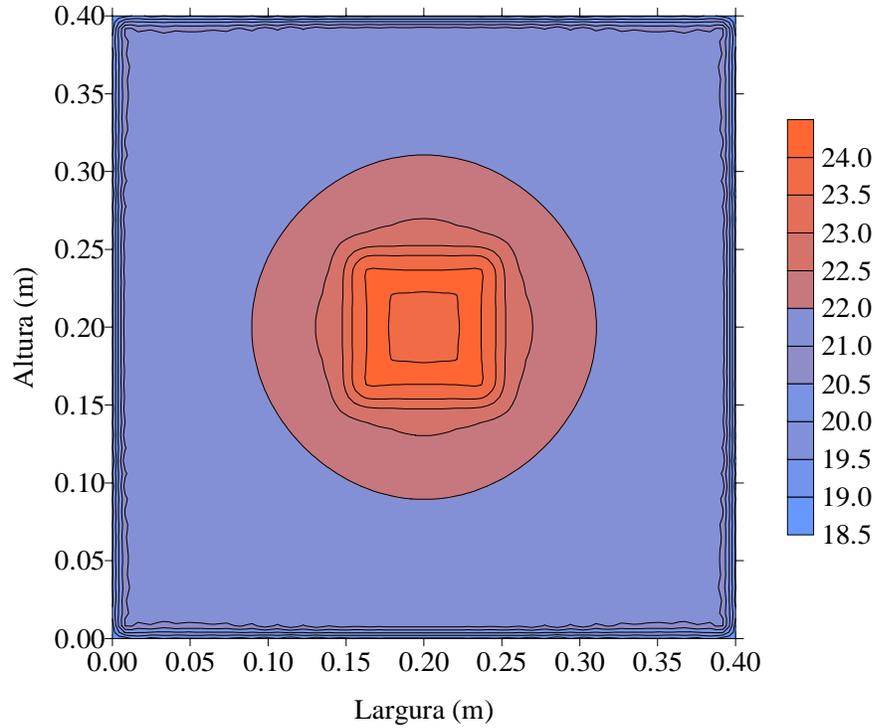


Figura 6.12 – Campo de temperaturas na entrada do duto,  $D=0,40\text{m}$ ,  $L=10\text{m}$ ,  $t=17\text{horas}$

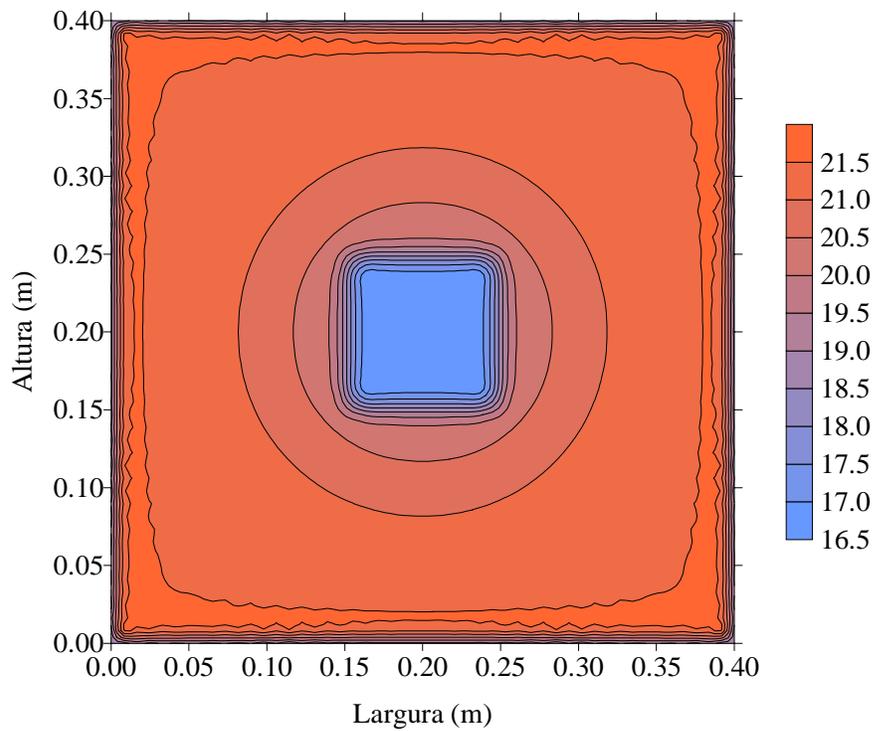


Figura 6.13 – Campo de temperaturas na entrada do duto,  $D=0,40\text{m}$ ,  $L=10\text{m}$ ,  $t=21\text{horas}$

Também avalia-se a influência da velocidade do ar no armazenamento de calor no solo. A tabela 6.3 compara os resultados obtidos por Gauthier et al. 1997. Manteve-se o comprimento de 10m, e o espaçamento entre os dutos de 0,40m.

Tabela 6.3 - Comparação entre os valores obtidos por Gauthier et al.,1997 e pelo presente trabalho

Velocidade (m/s)	4,0	6,0	8,0
Calor armazenado presente trabalho (MJ/m <sup>3</sup> )	4,6	5,4	5,9
Calor armazenado Gauthier et al., 1997 (MJ/m <sup>3</sup> )	4,6	5,4	6,0

Nota-se que os resultados novamente apresentam excelente concordância com os de Gauthier et al., 1997.

O valor do coeficiente de transferência de calor para o quadro de velocidades mostrado acima, é o mesmo, pois objetiva-se comparar os resultados com Gauthier et al., 1997.

A tabela 6.3 mostra que quanto maior a velocidade maior é o calor armazenado. Estes resultados são lógicos e esperados, uma vez que quanto maior velocidade se tem, maior é a energia transportada pelo escoamento. Desta forma a variação de temperatura será menor ao longo do duto, mantendo maiores gradientes de temperatura entre ar e solo, aumentando assim o calor transferido, ou armazenado.

## 7. CONCLUSÕES E SUGESTÕES

É apresentada uma ferramenta numérica que possibilita o estudo do armazenamento de calor no solo através da circulação de ar no interior de dutos enterrados no solo.

Este estudo é um problema prático que partiu da necessidade real de desenvolvimento de sistemas de aquecimento para estufas da Serra Gaúcha, abrindo-se em múltiplas opções para a continuidade e aperfeiçoamento desta ferramenta.

Utiliza-se o modelamento desenvolvido por Gauthier et al., 1997, para efetuar as simulações e estudar os efeitos dos parâmetros geométricos de tais sistemas, como o espaçamento entre os tubos, o comprimento do duto e a velocidade do ar. É possível estudar-se o efeito do diâmetro ou outros parâmetros, na quantidade de calor armazenada no solo.

Sob este panorama pode-se concluir que este trabalho possibilitou um melhor entendimento dos fenômenos que ocorrem na transferência de calor em sistemas de aquecimento alternativos.

O primeiro objetivo foi disponibilizar uma ferramenta básica com a devida validação e aprofundar a discussão em torno de particularidades, como a questão das conseqüências da eventual condensação do vapor d'água contido na mistura. Ficou demonstrado que nas condições investigadas este fenômeno pode ser desprezado no modelamento.

É importante mencionar as imensas possibilidades que este trabalho abre na investigação de armazenamento de calor, lembrando que em época de crise energética e financeira todo o estudo destinado a sanar ou melhorar o entendimento e a compreensão para qualquer sistema ou área são bem vindos.

Outro aspecto de contribuição do presente trabalho é o ambiental, pois a tendência é o desenvolvimento e a prioridade a tecnologias limpas e simples, sem grandes impactos no meio ambiente, entre os quais o sistema estudado.

Para futuros trabalhos tem-se as seguintes sugestões:

- De posse do programa, realizar a otimização propriamente dita destas estufas. Poderão ser explorados vários parâmetros, compreendendo um universo mais abrangente do seu funcionamento.
- Resolver a equação da quantidade de movimento para ar em escoamento através do cálculo das velocidades. Para isto haverá a necessidade de utilizar-se um modelo de turbulência no interior do canal.

- Considerar o solo como um meio poroso aproximando-se cada vez mais das condições reais.
- Realizar estudos experimentais nas estufas para comprovação de resultados.
- Desenvolver o programa para coordenadas polares para se utilizar geometrias cilíndricas.
- Realizar trabalhos de custos em estufas envolvendo as diversas tecnologias existentes para armazenamento de calor no solo.
- Desenvolver programas para outros tipos de armazenamento de calor no solo como os citados neste trabalho.

## APÊNDICE

### MEMORIAL DE CÁLCULO DO SISTEMA DE AQUECIMENTO PARA ESTUFAS DA SERRA GAÚCHA

Este memorial de cálculo refere-se ao projeto desenvolvido e implantado nas estufas para plasticultura de roseiras da serra gaúcha. Os cálculos apresentados são para o layout mostrado no capítulo 3.

As propriedades físicas da água foram obtidas de tabelas, [Incropera e Witt, 1992], à temperatura de 40°C.

Os valores são mostrados na tabela 1 abaixo:

Tabela 1 – Propriedades físicas da água a temperatura de 40°C

Propriedade física da água	Símbolo	Valor obtido da tabela
Calor específico	$c_p$	4,18 kJ/kgK
Viscosidade absoluta	$\mu$	$654,68 \cdot 10^{-6}$ Ns/m <sup>2</sup>
Condutividade térmica	$k$	$631,78 \cdot 10^{-3}$ W/mK
Número de Prandtl	$Pr$	4,33
Volume específico	$v$	$1,01 \cdot 10^{-3}$ m <sup>3</sup> /kg
Massa específica	$\rho$	991,81 kg/m <sup>3</sup>

### CÁLCULO DO REYNOLDS NO DUTO DE DISTRIBUIÇÃO

A vazão máxima do aquecedor é de 10 l/min e a vazão após a primeira bifurcação em T é de 5 l/min. O fluxo de massa para esta vazão é  $\dot{m} = 0,08$  kg/s.

O diâmetro do tubo é de 1" ou 0,0254m.

A velocidade do tubo é calculada por

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (1)$$

onde  $A$  é a área da seção transversal do tubo.

O número de Reynolds para este tubo é calculado por

$$Re = \frac{V\rho D}{\mu} \quad (2)$$

Substituindo as propriedades físicas da tabela 1, o diâmetro do duto e a velocidade obtida da expressão (1), obtém-se um número de Reynolds de 6328, este Reynolds para um tubo caracteriza regime turbulento. Este regime é desejado porque a troca térmica é mais intensa do que o regime laminar.

### **CÁLCULO DO REYNOLDS NO DUTO SECUNDÁRIO**

Para os dutos secundários  $\dot{m}$  é igual a 0,0044 kg/s, pois são 19 tubos. O diâmetro do tubo é o mesmo, ou seja, 1". A velocidade e o número de Reynolds são, respectivamente, 0,0087m/s e 333, tem-se neste caso regime laminar.

### **CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO INTERIOR DOS TUBOS SECUNDÁRIOS**

O cálculo do coeficiente de transferência de calor no interior dos dutos secundários é obtido através do número de Nusselt, para regime laminar tem-se,

$$Nu_D = 4,36 \quad (3)$$

o coeficiente de transferência de calor é obtido pela fórmula

$$h_i = \frac{Nu_D k}{D} \quad (4)$$

que resulta no valor de  $h_i=108,45 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

## CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR EXTERNO AOS TUBOS SECUNDÁRIOS

Na tabela 2 tem-se as propriedades físicas para o ar a temperatura de  $0^\circ\text{C}$  ou  $273,15\text{K}$ , [Incropera e Witt, 1992].

Tabela 2 – Propriedades físicas do ar à temperatura de  $0^\circ\text{C}$

Propriedade física do ar	Símbolo	Valor obtido da tabela
Aceleração da gravidade	$g$	9,81 m/s
Viscosidade cinemática	$\nu$	$13,50 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Difusividade térmica	$\alpha$	$18,96 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Condutividade térmica	$k$	$24,15 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$
Número de Prandtl	$Pr$	0,74

O cálculo do coeficiente de troca de calor externo aos dutos secundários foi realizado através do número de Rayleigh.

$$Ra_D = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu\alpha} \quad (5)$$

onde  $\beta$  é o coeficiente de expansão térmica,  $1/T$ ,  $T$  é  $273,15\text{K}$ ,  $T_s$  é a temperatura da superfície igual a  $40^\circ\text{C}$  e  $T_\infty$  é a temperatura ambiente de  $0^\circ\text{C}$ .

Substituindo os dados conhecidos na expressão acima, tem-se o número de Rayleigh,  $Ra_D=91972,45$ .

Para calcular o número de Nusselt médio utilizou-se a expressão (6)

$$\overline{Nu_D} = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (6)$$

substituindo os dados na expressão anterior obtém-se um número de Nusselt médio de 7,61. Com este número de Nusselt é possível calcular o coeficiente de troca de calor médio pela expressão

$$\bar{h}_e = \frac{\overline{Nu_D} k}{D} \quad (7)$$

resultando num  $\bar{h}_e = 7,24 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

### CÁLCULO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA TÉRMICA

O coeficiente global de troca térmica foi obtido pela expressão (8)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{r_i}{k_p} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (8)$$

com os valores de  $r_i$ , raio interno do tubo e  $r_e$ , raio externo do tubo, obtidos de catálogo do fabricante dos tubos tem-se os valores, respectivamente, de 0,0127m e 0,0157m e  $k_p$  é a condutividade térmica do polietileno de 0,5W/mK. O valor do coeficiente global de troca térmica é  $U = 6,55 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

### CÁLCULO DA PERDA DE CALOR PELOS TUBOS SECUNDÁRIOS

Para o cálculo da perda de calor pelos tubos secundários utilizou-se as seguintes equações:

$$T_i = \frac{T_e + T_s}{2} \quad (9)$$

onde  $T_i$  é a temperatura interna,  $T_e$  é a temperatura na entrada e  $T_s$  é a temperatura na saída do tubo

$$q = UA\Delta T = UA(T_i - T_{ext}) \quad (10)$$

$q$  é o fluxo de calor em W e  $T_{ext}$  é a temperatura externa

$$q = \dot{m} cp\Delta T = \dot{m} cp(T_e - T_s) \quad (11)$$

considerando  $T_e=40^\circ\text{C}$  e  $T_s=20^\circ\text{C}$ , obtém-se  $T_i$ , com  $T_i$  e  $T_{ext}=0^\circ\text{C}$ , calcula-se  $q$ , com este valor obtém-se a temperatura na saída de  $T_s$ . Com este valor de  $T_s$  retorna-se a expressão 9 num processo iterativo, até que obtém-se os resultados finais, que são  $T_i=29,46^\circ\text{C}$ ,  $q=7313,19\text{W}$  e  $T_s=18,91^\circ\text{C}$ . Para um circuito completo ou aquecedor tem-se  $q=14,6\text{kW}$ .

## CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR NO INTERIOR E EXTERIOR DA ESTUFA

As paredes da estufa são consideradas placas planas tanto no seu interior quanto no seu exterior, então, o roteiro de cálculo para ambas situações é o mesmo.

Calcula-se o número de Rayleigh pela expressão,

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha} \quad (12)$$

$T_s$  e  $T_\infty$  tem os valores de  $0^\circ\text{C}$  e  $30^\circ\text{C}$  para a situação interna e  $0^\circ\text{C}$  e  $-3^\circ\text{C}$  para a situação externa.

Os números de Rayleigh são  $Ra_L=44821453080$  para o interior da estufa e  $Ra_L=4482145308$  para o exterior da estufa.

Os números de Nusselt foram obtidos com a expressão

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (13)$$

os valores obtido são  $\overline{Nu}_{L_i} = 408,85$  e  $\overline{Nu}_{L_e} = 196,10$ .

Os coeficientes de troca respectivos, obtidos através da expressão

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu}_L k}{L} \quad (14)$$

são  $\bar{h}_i = 4,49 \text{ W/m}^2\text{K}$  e  $\bar{h}_e = 2,15 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

### **CÁLCULO DO COEFICIENTE GLOBAL DE TROCA DE CALOR ENTRE O INTERIOR E O EXTERIOR DA ESTUFA**

Com os coeficientes de troca de calor obtidos acima calcula-se o  $U$  da mesma forma que foi calculado para os tubos, o valor encontrado para  $U = 1,45 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

### **CÁLCULO DO CALOR PERDIDO POR CONVECÇÃO PARA MANTER A ESTUFA A TEMPERATURA INTERNA DE 0°C E EXTERIOR -3°C**

Sabendo que a área da estufa é de  $772 \text{ m}^2$  aplicando-se a equação abaixo,

$$q_{cv} = UA(T_i - T_e) \quad (15)$$

obtem-se que  $q_{cv}$  é igual a  $q_{cv} = 4 \text{ kW}$ .

## CÁLCULO DO CALOR PERDIDO POR RADIAÇÃO

Para o cálculo do calor perdido por radiação fez-se as seguintes considerações:

$$A_1=500\text{m}^2$$

$\tau=0,7$ , pior situação (céu limpo)

$\epsilon_1=0,94$ , emissividade dos vegetais, tabelas Incropera e Witt, 1992.

$$T_1=1^\circ\text{C}$$

$$T_2=-20^\circ\text{C}$$

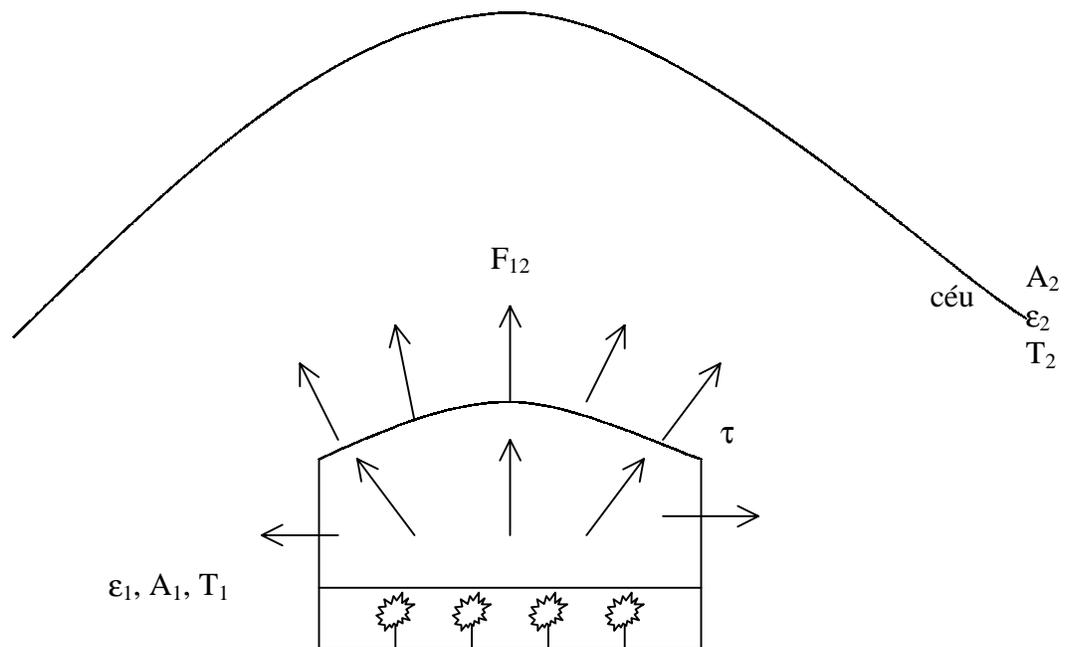


Figura 1 – Esquema mostrando o calor perdido por radiação da estufa para o meio ambiente

O calor perdido do corpo 1 para o corpo 2 é dado pela expressão:

$$q_{1-2} = \frac{\tau\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1-\epsilon_1}{\epsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1-\epsilon_2}{\epsilon_2 A_2}} \quad (16)$$

sendo que  $A_1 \ll A_2$  e  $F_{1-2}=1$ , então a expressão anterior torna-se

$$q_{1-2} = \epsilon_1 A_1 \tau \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (17)$$

onde  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann que tem valor numérico de  $5,670 \times 10^{-8} \text{W/m}^2\text{K}^4$ .

Realizando todas as substituições na fórmula acima, o calor perdido por radiação é 23kW.

### **CALOR PERDIDO PELA ESTUFA MANTENDO A TEMPERATURA A 1°C**

O calor perdido pela estufa é a soma do calor perdido por convecção e o calor perdido por radiação, então,

$$q = q_{cv} + q_{1-2} \quad (18)$$

resultando num total de 26,4kW, considerando infiltrações, chega-se a 30kW.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abrams, D. W e Benton, C. C., 1980, “Simulated and measured performance of earth cooling tubes”, **Proceedings of the 5<sup>th</sup> National Passive Solar Conference**, Amherst, Mass., Oct. 19-26.

Bansal, N. K., Sodha, M. S. e Bharadwaj, S. S., 1983, “Performance of earth air tunnels”, **Energy Research**, vol. 7, pp. 333-345.

Baxter, D. O., 1994, “Energy exchanges and related temperatures of an earth-tube heat exchanger in the cooling mode”, **Transactions of the ASAE**, vol. 37, pp. 257-267.

Becker, B. R., Misra, A. e Fricke, B. A., 1993, “Development of correlations for soil thermal conductivity”, **Int. Comm. Heat Mass Transfer**, vol. 19, pp. 59-68.

Bejan, A., 1984. “**Convection Heat Transfer**”– John Wiley & Sons, Inc. New York

Bernier, H., Raghavan G. S. V. e Paris, J., 1989a, “Evaluation of a soil heat exchanger-storage system fo a greenhouse. Part I: System performance”, **Canadian Agricultural Engineering**, vol. 33, pp. 93-98.

Bernier, H., Raghavan G. S. V. e Paris, J., 1989b, “Evaluation of a soil heat exchanger-storage system fo a greenhouse. Part II: Saving aspects”, **Canadian Agricultural Engineering**, vol. 33, pp. 99-105.

Bharadwaj, S. S. e Bansal, N. K., 1981, “Temperature distribution inside ground for various surface conditions”, **Building and Environment**, vol. 16, n° 3, pp. 183-192.

Bojic, M., Trifunovic, N., Papadakis, G. e Kyritsis, S., 1997, “Numerical simulation, technical and economic evaluation of air-to-earth exchanger coupled to a building”, **Energy**, vol. 22, n° 12, pp. 1151-1158.

Boulard, T. e Baille, A., 1986a, “Simulation and Analysis of soil heat storage systems for a Solar Greenhouse. I-Analysis”, **Energy in Agriculture**, vol. 5, pp. 175-174.

Boulard, T. e Baille, A., 1986b, “Simulation and Analysis of soil heat storage systems for a Solar Greenhouse. II-Simulation”, **Energy in Agriculture**, vol. 5, pp. 285-293.

Boulard, T., Razafinjohany, E. e Baille, A., 1989a, “Heat and water vapour transfer in a greenhouse with an underground heat storage system. Part I – Experimental results”, **Agricultural and Forest Meteorology**, vol 45, pp. 175-184.

Boulard, T., Razafinjohany, E. e Baille, A., 1989b, “Heat and water vapour transfer in a greenhouse with an underground heat storage system. Part II – Model”, **Agricultural and Forest Meteorology**, vol 45, pp. 185-194.

Brousseau, P. e Lacroix, M., 1998, “Numerical simulation of a multi-layer latent heat thermal energy storage system”, **International Journal of Energy Research**, vol. 22, pp. 1-15.

Bryan R. B., Anil M. e Brian A. F., 1992, “Development of correlations for soil, thermal conductivity”, **Int. Comm. Heat Mass Transfer**, vol. 19, pp. 59-68.

Diener, R. G., Moseley, J. L., Peterson, R. A., Jones, W. T. e Pentrack, M. L., 1989, “Construction of an underground heat exchanger for broiler housing – with preliminary results”, **Applied Engineering in Agriculture**, ASAE n° NAR 87-407, pp. 82-86.

Gauthier C., 1994, “Transfert de chaleur et d’humidité dans le sol.”, **Internal report, Groupe de recherche THERMAUS**, Département de génie mécanique, Université de Sherbrooke.

Gauthier, C., Lacroix, M. e Bernier, H., 1997, “Numerical simulation of soil heat exchanger-storage systems for greenhouses”, **Solar Energy**, vol. 60, n° 6, pp. 333-346.

Goswami, D. Y. e Dhaliwal, A. S., 1985, “Heat transfer analysis in Environmental control using na underground air tunnel”, **Journal of Solar Energy Engineering**, vol. 107, pp. 141-145.

Incropera, F. P. e Witt, D. P., 1992, "**Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**", LTC, RJ.

Kämpf, A.N., 2000. “**Produção Comercial de Plantas Ornamentais**”, Livraria e Editora Agropecuária Ltda, ISBN 85-85347-44-9, Guaíba, RS.

Kurata, K. e Takakura, T., 1991, “Underground storage of solar energy for greenhouses heating. I. Analysis of seasonal storage systems by scale and numerical models”, **Transactions of the ASAE**, vol. 34, pp. 563-569.

Kurata, K. e Takakura, T., 1991, “Underground storage of solar energy for greenhouses heating. II. Comparison of seasonal and daily storage systems”, **Transactions of the ASAE**, vol. 34, pp. 2181-2186.

Lefas, C. C. e Santamouris, M. J., 1985, “Application of microcomputers in optimal greenhouses environmental control and resources management”, **Solar & Wind Technology**, vol 1, n° 3, pp. 153-160

Maliska, C.R., 1995. “**Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**”, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro.

Mavroyanopoulos, G. N. e Kyritsis, S., 1986, “The performance of a greenhouse heated by an earth-air heat exchanger”, **Agricultural and Forest Meteorology**, vol. 36, pp. 263-268.

Mihakakakou, G., Santamouris, M. e Asimakopoulos, D., 1994, “Modelling the thermal performance of earth-to-air heat exchangers”, **Solar Energy**, vol. 53, n° 3, pp. 301-305.

Mihalakakou, G., Lewis, J. O. e Santamouris, M., 1996, “On the potential of buried pipes techniques – application in Ireland”, **Energy and Buildings**, vol. 24, pp. 19-25.

Mihalakakou, G., Santamouris, M. e Asimakopoulos, D., 1992, “Modelling the earth temperature using multiyear measurements”, **Energy and Buildings**, vol. 19, pp. 1-9.

Mihalakakou, G., Santamouris, M. e Asimakopoulos, D., 1994, “On the cooling potential of earth to air heat exchangers”, **Energy Convers. Mgmt**, vol. 35, n° 5, pp. 395-402.

Mihalakakou, G., Santamouris, M. e Asimakopoulos, D., 1994, “Use of the ground for heat dissipation”, **Energy**, vol. 19, n° 1, pp. 17-25.

Mihalakakou, G., Santamouris, M., Asimakopoulos, D. e Argiriou, A., 1995, “On the ground temperature below buildings”, **Solar Energy**, vol. 55, n° 5, pp. 355-362.

Mihalakakou, G., Santamouris, M., Asimakopoulos, D. e Tselepidaki, I., 1995, “Parametric prediction of the buried pipes cooling potential for passive cooling applications”, **Solar Energy**, vol. 55, n° 3, pp. 163-173.

Patankar, S. V., 1980, “**Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**”, McGraw-Hill, New York.

Puri, V. M., 1986, Feasibility and performance curves for intermittent earth tube heat exchangers. **Am. Soc. Agricul. Eng.**, vol. 29, pp. 526-532.

Santamouris, M. I., 1993, “Active solar agricultural greenhouses. The state of the art”, **Int. J. Solar Energy**, vol. 14, pp. 19-32.

Santamouris, M., Argiriou, A. e Vallindras, M., 1994, “Design and operation of a low energy consumption passive solar agricultural greenhouse”, **Solar Energy**, vol. 52, n° 5, pp. 371-378.

Santamouris, M., Balaras, C. A., Dascalaki, E. e Vallindras, M., 1994, “Passive solar agricultural greenhouses: a worldwide classification and evaluation of technologies and systems used for heating purposes”, **Solar Energy**, vol. 53, n° 5, pp. 411-426.

Santamouris, M., Mihalakakou, A., Argiriou, A. e Asimakopoulos, D. N., 1995, “On the performance of buildings coupled with earth to air heat exchangers”, **Solar Energy**, vol. 54, n° 6, pp. 375-380.

Santamouris, M., Mihalakakou, G. e Asimakopoulos, D. N., 1997, “On the coupling of thermostatically controlled buildings with ground and night ventilation passive dissipation techniques”, **Solar Energy**, vol. 60, n° 3 e 4, pp. 191-197.

Santamouris, M., Mihalakakou, G., Balaras, C. A. e Argiriou, A., 1995, “Use of buried pipes for energy conservation in cooling of agricultural greenhouses”, **Solar Energy**, vol. 55, n° 2, pp. 111-124.

Sawhney, R. L. and Mahajan, U., “Heating e cooling potential of na underground air-pipe system”, **International Journal of Energy Research**, vol. 18, pp. 509-524.

Schneider, G. E., 1985, “An investigation into the heat loss characteristics of buried pipes”, **Transactions of the ASME**, vol. 107, pp. 696-699.

Sibley, K. J. e Raghavan, G. S. V., 1984, “Heat transfer coeficients for air flow in plastic corrugated drainage tubes”, **Canadian Agricultural Engineering**, vol. 26, n° 2, pp. 177-180.

Sodha, M. S., Buddhi, D. e Sawhney, R. L., 1991, “Thermal performance of underground air pipe: different earth surface treatments”, **Energy Comvers. Mgmt**, vol. 31, n° 1, pp. 95-104.

Sodha, M. S., Buddhi, D. e Sawhney, R. L., 1993, “Optimization of pipe parameters of na underground air pipe cooling system”, **Energy Comvers. Mgmt.**, vol. 34, n° 6, pp. 465-470.

Sodha, M. S., Mahajan, U. e Sawhney, R. L., 1994, “Thermal performance of a parallel earth air-pipes system”, **International Journal of Energy Research**, vol. 18, pp. 437-447.

Sodha, M. S., Sawhney, R. L. e Sharma, A. K., 1989, “Performance of earth-air tunnel system for different earth surface treatments”, **International Journal of Energy Research**, vol. 13, pp. 477-490.

Takakura, T e Yamakawa, K., 1981, “Performance and evaluation of a greenhouse solar collection with underground heat storage system. 1, A steady state analysis by means of one dimensional models”, **J. Agric. Meteorol.**, vol. 37, pp. 187-196.

Trombe, A. e Serres, L., 1994, “Air-earth exchanger study in real site experimentation and simulation”, **Energy and Buildings**, vol. 21, pp. 155-162.

Tzaferis, A., Liparakis, D., Santamouris, M. e Argiriou, A., 1992, “Analysis of the accuracy and sensitivity of eight models to predict the performance of earth-to-air heat exchangers”, **Energy and Buildings**, vol. 18, pp. 35-43.

Van Wylen, G. J. e Sonntag, R. E., 1976, “**Fundamentos da Termodinâmica Clássica**”, Editora Edgard Blücher Ltda., 2ª ed., São Paulo.

Vielmo, H. A. e Schneider, P. S., “Melhoramentos e simulação numérica do comportamento térmico de estufas para plasticultura”, Departamento de Engenharia Mecânica, **Escola de Engenharia, UFRGS**

Vielmo, H.A., 1998. Notas de Aula - “Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional I e II”, **Universidade Federal do Rio Grande do Sul-UFRGS**, Porto Alegre, Brasil.