

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM COMPUTACIONAL

MODELAGEM COMPUTACIONAL APLICADA À MELHORIA DO DESEMPENHO
TÉRMICO DE TROCADOR DE CALOR SOLO-AR ATRAVÉS
DO MÉTODO *CONSTRUCTAL DESIGN*

por

Michel Kepes Rodrigues

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Modelagem Computacional

Rio Grande, maio de 2014.

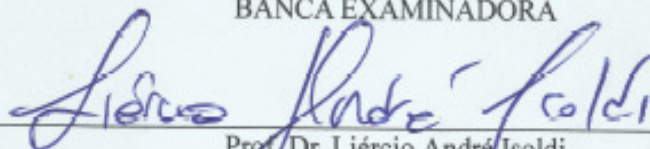
MICHEL KEPES RODRIGUES

"MODELAGEM COMPUTACIONAL APLICADA À MELHORIA DO DESEMPENHO
TÉRMICO DE TROCADOR DE CALOR SOLO-AR ATRAVÉS
DO MÉTODO CONSTRUCTAL DESIGN"

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-
Graduação em Modelagem Computacional da
Universidade Federal do Rio Grande – FURG,
como requisito parcial para obtenção do Grau
de Mestre. Área concentração: Modelagem
Computacional.

Aprovada em

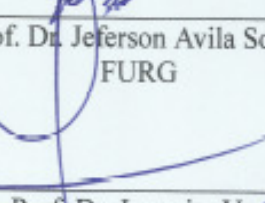
BANCA EXAMINADORA



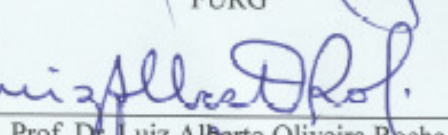
Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Orientador - FURG



Prof. Dr. Jeferson Avila Souza
FURG



Prof. Dr. Joaquim Vaz
FURG



Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
UFRGS



Prof. Dr. Ivoni Carlos Acunha Junior
IFRS

Rio Grande -RS
2014

R696m

Rodrigues, Michel Kepes.

Modelagem computacional aplicada à melhoria do desempenho térmico de trocador de calor solo-ar através do método constructal design. – 2014.

171 f. : il.

Inclui gráficos e tabelas.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande/ FURG, Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional.

Orientador: Dr. Liércio André Isoldi.

Coordenador: Dr. Elizaldo Domingues dos Santos.

1. Trocador de calor solo-ar. 2. Constructal design. 3. Potencial térmico. 4. Modelagem computacional. 5. Energia renovável.

I. Isoldi, Liércio André. II. Santos, Elizaldo Domingues dos. III. Título.

CDU 004.43

Catálogo na fonte: Bibliotecária Flávia Reis de Oliveira CRB10/1946



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE - FURG
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM COMPUTACIONAL

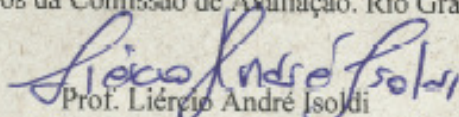
Av. Itália km 8 Campus Carreiros - CEP 96201-900 - Rio Grande/RS
E-mail: ppgmc@furg.br - Tel: (53) 3293 5055



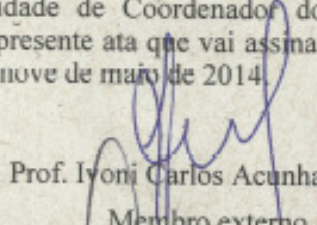
ATA DE DEFESA DE DISSERTAÇÃO

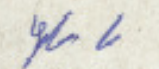
ATA Nº 6/2014

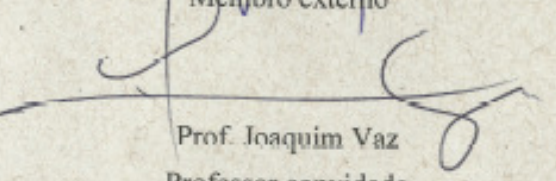
Ao vigésimo nono dia do mês de maio do ano de dois mil e quatorze, no Mini Auditório da Escola de Engenharia, do Campus Carreiros, da Universidade Federal do Rio Grande - FURG, realizou-se a sexta sessão de defesa de dissertação do ano de dois mil e quatorze do Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional. O mestrando **Michel Kepes Rodrigues** apresentou e defendeu a dissertação **Modelagem Computacional Aplicada à Melhoria do Desempenho Térmico de Trocador de Calor Solo-Ar Através do Método Constructal Design**, como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestr em Modelagem Computacional. A sessão foi aberta às treze horas e trinta minutos pelo Prof. Liércio André Isoldi, orientador da dissertação e presidente da Comissão de Avaliação. A referida Comissão esteve integrada, além do presidente e orientador, pelo Prof. Jeferson Avila Souza da Universidade Federal do Rio Grande - FURG, pelo Prof. Joaquim Vaz da Universidade Federal do Rio Grande - FURG, pelo Prof. Luiz Alberto Oliveira Rocha da Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, e pelo Prof. Ivoni Carlos Acunha Junior do Instituto Federal do Rio Grande do Sul - IFRS (Campus Rio Grande). Depois de cada integrante ter arguido o mestrando e este ter tido a oportunidade de responder a cada um, a Comissão reuniu-se para deliberar sobre o conceito a ser atribuído ao trabalho. A Comissão de Avaliação considerou o candidato **APROVADO** neste requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Modelagem Computacional. Após, o presidente publicou e encerrou a sessão da qual eu, Jeferson Avila Souza, na qualidade de Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, lavrei a presente ata que vai assinada por todos os membros da Comissão de Avaliação. Rio Grande, vinte e nove de maio de 2014.

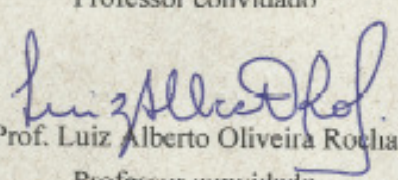

Prof. Liércio André Isoldi

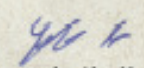
Orientador


Prof. Ivoni Carlos Acunha Junior
Membro externo


Prof. Jeferson Avila Souza
Professor convidado


Prof. Joaquim Vaz
Professor convidado


Prof. Luiz Alberto Oliveira Rocha
Professor convidado


Jeferson Avila Souza
Coordenador do PPG em Modelagem
Computacional

Dedico este trabalho especialmente à minha amada e maravilhosa esposa Prisciliane da Cruz Kunst Rodrigues e aos meus amados pais Moacir Terterola Rodrigues e Miriam Kepes Rodrigues, os quais merecem o meu respeito, admiração e carinho.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço profundamente a Deus por ter me concedido saúde, energia, inspiração e por ter colocado as pessoas importantes no meu caminho, as quais me proporcionaram a oportunidade de realizar este trabalho.

Ao professor Liércio André Isoldi, meu orientador, pela paciência, disponibilidade, gentileza, companheirismo, amizade, competência científica e por ser um profissional exemplar, bem como pelos conselhos, críticas e sugestões no decorrer destes dois anos.

Ao professor Elizaldo Domingues dos Santos, meu coorientador, pela gentileza, disponibilidade, dedicação, acessibilidade, cortesia, amizade, saber científico e exemplo de conduta profissional, bem como pelas valiosas sugestões à elaboração deste trabalho.

Ao professor Jeferson Avila Souza pelos valiosos ensinamentos que contribuíram significativamente para o entendimento de assuntos atinentes ao presente trabalho, bem como pelo excelente trabalho que vem sendo desenvolvido na coordenação do PPGMC.

Ao professor Luiz Alberto Oliveira Rocha pela parceria e pelas importantes considerações realizadas, as quais foram importantes pela realização deste estudo.

Ao professor Joaquim Vaz por ter disponibilizado a bibliografia e os dados experimentais, os quais foram essenciais à realização desta pesquisa.

Ao professor Ivoni Carlos Acunha Junior por ter contribuído para minha formação tecnológica, pelas importantes considerações realizadas ao longo desta pesquisa e por ter aceitado compor a banca de avaliação deste trabalho.

A doutoranda Ruth da Silva Brum pela atenção, gentileza, cortesia, bem como pelos preciosos ensinamentos que muito contribuíram à elaboração desta dissertação de mestrado.

À minha amada esposa Prisciliane da Cruz Kunst Rodrigues pelo amor incondicional, pela compreensão nas minhas dificuldades, limitações e ausências, bem como pela motivação, incentivo e maravilhosa convivência no dia a dia.

Aos meus amados pais Moacir Terterola Rodrigues e Miriam Kepes Rodrigues por terem me ensinado os valores de humildade, simplicidade, honestidade, perseverança, disciplina e amor pela vida, sem os quais eu nada seria.

Aos meus amigos e colegas de trabalho Maurici Leal Cozza, William Pinheiro Freitas, Diego Gomes Victor, Tatiane Silva de Mattos e Karine Ribeiro de Souza pelo

companheirismo, incentivo e apoio, em momentos muito importantes para realização deste trabalho.

Aos colegas, amigos e familiares que, de forma direta ou indireta, contribuíram para a realização deste trabalho, porém, não tiveram aqui seu nome mencionado.

Por fim, agradeço a Universidade Federal do Rio Grande (FURG) por me acolher, bem como por me oferecer um ensino público, gratuito e de grande qualidade.

*(...) Vinde a mim, todos vós que estais
cansados e oprimidos, e eu vos aliviarei.
Tomai sobre vós o meu jugo, e aprendei
de mim, que sou manso e humilde de
coração; e encontrareis descanso para
as vossas almas.
Porque o meu jugo é suave e o meu
fardo é leve.*

Jesus Cristo

(Mateus 11:28-30)

RESUMO

O trocador de calor solo-ar é um dispositivo utilizado à melhoria da condição térmica de ambientes construídos. O mesmo contribui à diminuição no consumo de energia elétrica dos equipamentos tradicionais de condicionamento de ar. O princípio de funcionamento consiste em dutos que são enterrados nas camadas superficiais do solo. Essas camadas são expostas permanentemente à radiação solar. Consequentemente, o ar que é forçado a escoar no interior do duto, trocando calor com o solo. Dessa forma, seu princípio operacional é baseado na mecânica dos fluidos e na transferência de calor, áreas nas quais o método *Constructal Design* tem sido empregado com sucesso na busca de desempenhos superiores para os sistemas de engenharia. Contudo, não existem pesquisas aplicando o método *Constructal Design* à melhoria do desempenho de trocadores de calor solo-ar. Portanto, o objetivo deste trabalho é, através da modelagem computacional, aplicar o método *Constructal Design* para diferentes configurações de trocadores de calor solo-ar, visando maximizar o seu potencial térmico. Essa maximização é alcançada quando se encontra a geometria ótima, isto é, aquela que maximiza a transferência de calor entre o solo e o ar. Para tanto, foi utilizado o software GAMBIT para as construções geométricas, bem como para discretização do domínio computacional. Também foi utilizado o software FLUENT, baseado no Método dos Volumes Finitos, onde um modelo computacional, verificado e validado, foi implementado para investigar cinco diferentes configurações geométricas de instalações de trocadores de calor solo-ar. Entre outras conclusões, uma contribuição importante indica que, o aumento na quantidade de dutos, aliado com a diminuição de seus respectivos diâmetros, para uma determinada vazão mássica, conduz a uma melhoria significativa no desempenho térmico do trocador de calor solo-ar. Também foi constatado que a aplicação do método *Constructal Design* em projetos de instalações de trocador de calor solo-ar implica em um desempenho térmico significativamente maior, quando comparado com instalações constituídas com geometrias não otimizadas.

Palavras-chave: Trocador de Calor Solo-Ar, *Constructal Design*, Potencial Térmico, Modelagem Computacional e Energia Renovável.

ABSTRACT

The earth-air heat exchanger (EAHE) is a device used to improve the thermal condition of built environments. It contributes to the reduction in energy consumption of traditional air conditioning equipment. The operating principle consists of pipelines that are buried in the superficial soil layers. These layers are permanently exposed to solar radiation. Consequently, the air is driven to flow inside the duct which exchanges heat with the earth. Thus, its operating principle is based on fluid mechanics and heat transfer, areas where Constructal Design method has been successfully employed in the search for better performances for systems engineering. However, there are no studies applying the Constructal Design method for improving the performance of exchangers ground-air heat. Therefore, the aim of this work is, through the computational modeling, to apply the Constructal Design method for different configurations of earth-air heat exchangers to maximize their thermal potential. Such maximization is achieved when the optimal geometry is found, that is, the one that maximizes the heat transfer between the soil and air. For this, the software GAMBIT was used to create the geometric discretization and the computational domain. The software FLUENT, based on the Finite Volume Method (FVM), was also employed, where a computational model, verified and validated, was implemented to investigate five different geometrical configurations of earth-air heat exchangers installations. Among other findings, an important contribution indicates that the increase in the quantity of products, coupled with the decrease of their diameters, for a given mass flow leads to a significant improvement in the earth-air heat exchangers performance. It was also noted that the application of Constructal Design method on projects of earth-air heat exchangers installations implies a significantly higher thermal performance when compared to installations made with not optimized geometries.

Keywords: Earth-Air Heat Exchanger, Constructal Design, Thermal Potential, Computational Modeling and Renewable Energy.

SUMÁRIO

	Pág.
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	01
1.1. Motivação.....	01
1.2. Trocador de calor solo-ar	05
1.3. Revisão bibliográfica	08
1.4. Objetivo geral	21
1.4.1. Objetivos específicos	21
1.5. Estrutura da dissertação	22
CAPÍTULO 2 - METODOLOGIA	25
2.1. Método numérico	27
2.2. Método <i>Constructal Design</i>	31
CAPÍTULO 3 - ELEMENTOS DA TRANSFERÊNCIA DO CALOR E DA MECÂNICA DOS FLUIDOS PRESENTES NO TROCADOR DE CALOR SOLO-AR.....	34
CAPÍTULO 4 - MODELAGEM MATEMÁTICA	40
4.1. Conservação da massa	40
4.2. Conservação da quantidade de movimento	41
4.3. Conservação da energia	42
4.4. Modelagem da turbulência	43
4.4.1. Modelagem clássica da turbulência	45
4.4.2. Modelo das tensões de Reynolds	47
4.4.3. Equação de transporte das tensões de Reynolds	48
CAPÍTULO 5 - MODELAGEM NUMÉRICA	51
5.1. Método dos volumes finitos	51
5.1.1. Tratamento dos termos advectivos das equações de conservação	57
5.1.2. Discretização temporal das equações de conservação	58
5.1.3. Acoplamento pressão-velocidade	59
CAPÍTULO 6 - MODELAGEM COMPUTACIONAL	60
6.1. Geometria do solo e domínio computacional das instalações de trocador de calor solo-ar em estudo	60
6.2. Condições de contorno e hipóteses simplificativas	63

6.3. Propriedades dos materiais	67
6.4. Abordagem computacional	68
CAPÍTULO 7 - VALIDAÇÃO E VERIFICAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL DE TROCADOR DE CALOR SOLO-AR	71
CAPÍTULO 8 - ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS	77
8.1. Aplicação do método <i>Constructal Design</i> em instalações de trocador de calor solo-ar.....	77
8.2. Instalação 1.....	84
8.2.1. Critério para a construção da malha computacional nas instalações de trocador de calor solo-ar estudadas.....	86
8.3. Instalação 2	89
8.4. Instalação 3	92
8.5. Instalação 4	97
8.6. Instalação 5	101
8.7. Comparação entre as instalações	106
CAPÍTULO 9 - CONSIDERAÇÕES FINAIS E PROPOSTAS DE CONTINUIDADE DA PESQUISA	110
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	113
 APÊNDICE A - DIFUSÃO DO CALOR NO SOLO.....	 119
APÊNDICE B - TUTORIAL BÁSICO DO GAMBIT PARA TROCADOR DE CALOR SOLO-AR.....	131
APÊNDICE C - TUTORIAL BÁSICO DO FLUENT PARA TROCADOR DE CALOR SOLO-AR.....	141
ANEXO A - CÓDIGO UTILIZADO PARA AS CONDIÇÕES DE CONTORNO DE TEMPERATURA PARA A SUPERFÍCIE DO SOLO E PARA A ENTRADA DO AR NO DUTO.....	151

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 - Esquema ilustrativo de um trocador de calor solo-ar	6
Figura 2.1 - Organização da presente pesquisa [adaptado de Jung (2010a)].....	26
Figura 2.2 - Estrutura de organização da abordagem numérica de trocador de calor solo-ar...	29
Figura 3.1 - Processos de transmissão do calor e da dinâmica dos fluidos associados ao princípio de funcionamento do trocador de calor solo-ar.....	34
Figura 3.2 - Campo de velocidade do escoamento do ar no interior do duto [adaptado de Incropera et al. (2008)].....	37
Figura 4.1 - Média temporal do campo instantâneo de uma variável para um escoamento: (a) estacionário e (b) não estacionário com pequenas variações [adaptado de Wilcox (2002, <i>apud</i> DOS SANTOS, 2011)].....	46
Figura 5.1 – A tarefa do método numérico [adaptado Maliska (2004)].....	52
Figura 5.2 - Volume elementar para balanço de conservação [adaptado Maliska (2004)].....	53
Figura 5.3 - Obtenção de ϕ_f em uma face do volume de controle [adaptado de dos Santos (2011)].....	58
Figura 5.4 - Conexão espacial e temporal do volume P [adaptado Maliska (2004)].....	59
Figura 5.5 - Procedimentos para a solução acoplada.....	61
Figura 6.1 - Geometria da porção de volume do solo e o domínio computacional de uma instalação de trocador de calor solo-ar contendo um único duto.....	62
Figura 7.1 - Domínio computacional do modelo de trocador de calor solo-ar: (a) modelo completo de Vaz (2011) e (b) modelo simplificado de Brum (2013).....	72
Figura 7.2 - Domínio computacional do modelo simplificado de trocador de calor solo-ar discretizado.....	73
Figura 7.3 - Comparação entre os dados experimentais e analíticos de temperaturas para a entrada do ar no trecho reto do duto.....	75
Figura 7.4 - Comparação entre os dados numéricos do modelo simplificado de trocador de calor solo-ar com resultados apresentados na literatura.....	76
Figura 8.1 - Geometria da porção de volume do solo e domínio computacional utilizados para as instalações de trocador de calor solo-ar.....	77
Figura 8.2 - Vista transversal da configuração das instalações de calor solo-ar: (a) Instalação 1, (b) Instalação 2, (c) Instalação 3, (d) Instalação 4 e (e) Instalação 5.....	78

Figura 8.3 - Vista transversal da geometria da instalação do trocador de calor solo-ar com um duto (Instalação 1).....	84
Figura 8.4 - Topologia do campo de temperatura para o potencial térmico médio de resfriamento para o mês de dezembro da Instalação 1: (a) vista lateral referente à entrada do ar, (b) vista em perspectiva e (c) vista lateral referente à saída do ar.....	85
Figura 8.5 - Vista transversal da geometria da instalação do trocador de calor solo-ar com dois dutos (Instalação 2).....	90
Figura 8.6 - Variação do potencial térmico médio para Instalação 2.....	90
Figura 8.7 - Topologia do campo de temperatura para ótima configuração geométrica para resfriamento [$(S_h)_o = 5,00$ m] para Instalação 2: (a) vista lateral referente à entrada do ar, (b) vista em perspectiva e (c) vista lateral referente à saída do ar.....	91
Figura 8.8 - Vista transversal da geometria da instalação do trocador de calor solo-ar com três dutos (Instalação 3).....	92
Figura 8.9 - Variação do potencial térmico para a Instalação 3 para $\psi = 0,003$ (a), $\psi = 0,007$ (b) e $\psi = 0,010$ (c).....	95
Figura 8.10 - Efeito de ψ sobre $(\Delta \bar{T}_m)_{max}$ (a) e efeito de ψ sobre $(S_v/S_h)_o$ (b) para Instalação 3.....	96
Figura 8.11 - Topologia do campo de temperatura para ótima configuração geométrica para resfriamento [$\psi = 0,010$ e $(S_v/S_h)_o = 1,00$, em dezembro] para Instalação 3: (a) vista lateral referente à entrada do ar, (b) vista em perspectiva e (c) vista lateral referente à saída do ar.....	97
Figura 8.12 - Vista transversal da geometria da instalação do trocador de calor solo-ar com três dutos (Instalação 4).....	98
Figura 8.13 - Variação do potencial térmico para a Instalação 4 para $\psi = 0,003$ (a), $\psi = 0,007$ (b) e $\psi = 0,010$ (c).....	99
Figura 8.14 - Efeito de ψ sobre $(\Delta \bar{T}_m)_{max}$ (a) e efeito de ψ sobre $(S_v/S_h)_o$ (b) para Instalação 4.....	100
Figura 8.15 - Topologia do campo de temperatura para ótima configuração geométrica para resfriamento [$\psi = 0,010$ e $(S_v/S_h)_o = 1,00$, em dezembro] para Instalação 4: (a) vista lateral referente à entrada do ar, (b) vista em perspectiva e (c) vista lateral referente à saída do ar.....	101

Figura 8.16 - Vista transversal da geometria da instalação do trocador de calor solo-ar com quatro dutos (Instalação 5).....	102
Figura 8.17 - Variação do potencial térmico para a Instalação 5 para $\psi = 0,003$ (a), $\psi = 0,007$ (b) e $\psi = 0,010$ (c).....	104
Figura 8.18 - Efeito de ψ sobre $(\Delta\bar{T}_m)_{max}$ (a) e efeito de ψ sobre $(S_v/S_h)_o$ (b) para Instalação 5.....	105
Figura 8.19 - Topologia do campo de temperatura para ótima configuração geométrica para resfriamento [$\psi = 0,010$ e $(S_v/S_h)_o = 2,67$, em dezembro] para Instalação 5: (a) vista lateral referente à entrada do ar, (b) vista em perspectiva e (c) vista lateral referente à saída do ar.....	106
Figura 8.20 - Comparação entre as instalações de trocador de calor solo-ar.....	109

LISTA DE TABELAS

	Pág.
Tabela 5.1 - Elementos utilizados na Eq. (5.9).....	55
Tabela 6.1 - Propriedades dos materiais.....	67
Tabela 6.2 - Condições de contorno para instalações de trocador de calor solo-ar.....	68
Tabela 8.1 - Potenciais térmicos médios para a Instalação 1.....	85
Tabela 8.2 - Estudo do critério para construção da malha computacional nas instalações de trocador de calor solo-ar estudadas.....	88

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABCM	Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional
DNS	Simulação Numérica Direta
EAHE	Trocador de Calor Solo-Ar
Eq.	Equação
Eqs.	Equações
Fig.	Figura
Figs.	Figuras
FURG	Universidade Federal do Rio Grande
LES	Simulação de Grandes Escalas
MEF	Método dos Elementos Finitos
MDF	Método de Diferenças Finitas
MVF	Método dos Volumes Finitos
PROMEC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
PPGMC	Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional
PVC	Policloreto de Vinila
RANS	Modelagem Clássica da Turbulência
RSM	Modelo de Tensões de Reynolds
Tab.	Tabela
UDF	Função Definida pelo Usuário
UDFs	Funções Definidas pelo Usuário
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul
WBCSD	Conselho Empresarial Mundial para o Desenvolvimento Sustentável

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Romanas:

a	constante real
A	área [m ²]
A_g	área da seção transversal da geometria da instalação [m ²]
b	constante real
c	velocidade do som no fluido [m/s]
c_p	calor específico à pressão constante [J/(kg·K)]
C_{ij}	transporte advectivo de tensões se Reynolds
d	diâmetro do duto [m] ou [mm]
d_i	diâmetro do duto da instalação em estudo [m] ou [mm]
D_{ave}	profundidade média no solo [m]
e	energia específica [J/kg]
e	constante matemática de Euler
$\dot{E}$	taxa de geração de energia [W]
$\vec{F}$	forças de campos externos, por unidade de volume [N/m ³]
$\vec{g}$	aceleração da gravidade [m/s]
h	entalpia específica [J/kg]
H_s	profundidade da geometria do solo [m]
i	número imaginário
I	tensor unitário [N/m ²]
k	coeficiente de condutividade térmica [W/(m·K)]
k_{eff}	coeficiente de condutividade térmica efetiva [W/(m·K)]
k_t	coeficiente de condutividade térmica turbulenta [W/(m·K)]
L_s	comprimento da geometria do solo [m]
M	número de Mach
$\dot{m}$	vazão mássica [kg/s]
$\dot{m}_t$	vazão mássica total da instalação [kg/s]
n	número de dutos que constituem a instalação de trocador de calor solo-ar
$\hat{n}$	vetor unitário normal a superfície do volume de controle
p	pressão estática do fluido [N/m ²]

$\bar{p}$	pressão média no tempo [N/m ²]
$\dot{q}$	taxa de geração de energia por unidade de volume [W/m ³]
q''	fluxo de calor [W/m ²]
q''_n	fluxo de calor na direção de n [W/m ²]
Re_d	número de Reynolds
S_m	termo fonte de massa [kg/(m ³ ·s)]
S_h	espaçamento entre dois dutos na horizontal [m]
S_v	espaçamento entre dois dutos na vertical [m]
S^ϕ	termo fonte ou sumidouro [W/m ³]
t	tempo [s] ou [dias] ou [meses]
T	temperatura [K] ou [°C]
T_a	temperatura de entrada do ar no trecho reto do duto [K] ou [°C]
T_j	temperatura média na saída do ar do duto em uma determinada posição no espaço e no tempo [K] ou [°C]
T_{j+1}	temperatura média na saída do ar do duto em uma determinada posição no espaço e no tempo, porém, com uma malha computacional mais refinada [K] ou [°C]
T_{ref}	temperatura em um estado termodinâmico de referência [K] ou [°C]
T_s	temperatura na superfície do solo [K] ou [°C]
T_0	temperatura média do solo [K] ou [°C]
$\bar{T}_e$	temperatura média na seção transversal de entrada do ar no duto [K] ou [°C]
$\bar{T}_s$	temperatura média na seção transversal de saída do ar no duto [K] ou [°C]
$\vec{u}$	campo de velocidades médio no tempo [m/s]
$\vec{v}$	vetor velocidade do escoamento [m/s]
V	volume [m ³]
V_a	volume no interior do duto [m ³]
V_g	volume ocupado pela geometria da instalação de trocador de calor solo-ar [m ³]
V_s	volume da porção de solo [m ³]
W_s	largura da geometria do solo [m]

Letras Gregas:

α	difusividade térmica [m^2/s]
Γ	transmitância
δ	variação da componente em relação ao tempo ou ao espaço
Δ	variação da componente em relação ao tempo ou ao espaço
ε	erro numérico
θ	amplitude térmica [K] ou [°C]
λ	constante real
μ	viscosidade dinâmica do fluido [$\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$]
π	constante matemática
ρ	massa específica da substância [kg/m^3]
τ	período [s] ou [dias]
$\bar{\tau}$	tensor de tensões viscosas [N/m^2]
φ	função em relação ao tempo ou ao espaço
ϕ	fração de volume (razão entre o volume total ocupado pelo ar na geometria do interior dos dutos da instalação do trocador de calor solo-ar e o volume ocupado pela geometria da porção de solo)
ψ	fração de volume (razão entre o volume ocupado pela geometria da instalação do trocador de calor solo-ar e o volume ocupado pela geometria da porção de solo)
ω	frequência [1/s] ou [1/dia]

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

A energia possibilita, dentre inúmeras coisas, transformar a matéria-prima na indústria, conservar, por meio da refrigeração, alimentos para o consumo dos indivíduos, diagnosticar doenças, transportar pessoas e climatizar ambientes. De acordo com a famosa Lei de Lavoisier, "na natureza nada se cria, nada se perde, tudo se transforma", a mesma vale, tanto para a matéria (massa), quanto para a energia, por conta da equivalência física massa-energia. Contudo, a produção de energia exige investimento financeiro, mão de obra especializada e demanda tempo. Dessa forma, a energia, em tempos atuais, é um bem valioso, tornando-se indispensável à sobrevivência humana.

Neste capítulo, é apresentada a motivação para a presente pesquisa, a revisão bibliográfica, o objeto de estudo: o trocador de calor solo-ar, os objetivos e a estrutura do trabalho.

1.1. Motivação

A proeminência do presente estudo habita, de um modo geral, primeiramente, a esfera da energia renovável. Por consequência, também o mesmo está relacionado com a sustentabilidade, a ecoeficiência e a educação ambiental.

O ser humano, aos longo dos tempos, sempre buscou melhores condições para o conforto térmico, seja em sua moradia ou em local de trabalho. Isso garantia a sobrevivência e a preservação da espécie. Aliado a isso, sempre houve interesse do indivíduo em relação à questão energética. Em meados do séc. XVIII, com a Revolução Industrial, o homem avançou com propósitos de transformar a energia e aumentar os meios de produção, o que acarretou impacto multivariado no meio econômico e social.

Em relação a isso, a energia elétrica, dentre as mais diversas formas de energia, é alvo de grande interesse social e científico, pois se tornou uma grande necessidade à vida em sociedade. Consequentemente, a ciência, a tecnologia e a inovação são segmentos que estão inseridos nessa conjuntura.

Em decorrência da evolução do homem, o interesse em transformar a matéria e o mundo ao seu redor faz com que o mesmo se dedique no processo de transformação de uma classe de energia em outra, que seja conveniente para o objetivo a que ele se propõe. Portanto,

nesse entendimento, a utilização da energia renovável propicia mecanismos alternativos de aproveitamento da energia presente e em abundância em nosso planeta.

Em primeiro lugar, já é sabido que as fontes renováveis utilizam recursos naturais considerados inesgotáveis pela capacidade de se regenerar, como por exemplo: o Sol (energia solar), o vento (energia eólica), os rios e correntes de água doce (energia hidráulica), os mares e oceanos (energia das marés, energia das ondas), matérias orgânicas (biomassa) e o calor da Terra (energia geotérmica). Assim, a produção, distribuição e utilização dessas modalidades de energia não oferecem impactos significativos ao meio ambiente (STANO, 2007).

No presente trabalho, portanto, será utilizada a energia térmica presente nas camadas superficiais do solo terrestre. Tal modalidade de energia é renovável e pode ser aproveitada através do uso de um trocador de calor solo-ar, que é o objeto de estudo deste trabalho e, a seguir, será devidamente apresentado.

Essa energia térmica presente nas camadas superficiais do solo, em relação à superfície do mesmo, se utilizada adequadamente, pode auxiliar na melhoria da condição térmica do ar em ambientes construídos (VAZ, 2011). Tal iniciativa conduz a um menor consumo de energia elétrica na forma tradicionalmente adotada (através de equipamentos de condicionamento de ar), o que vai ao encontro dos princípios de ecoeficiência energética.

De um modo geral, o termo ecoeficiência foi criado pelo Conselho Empresarial Mundial para o Desenvolvimento Sustentável (WBCSD – do inglês: *World Business Council for Sustainable Development*)¹, em 1992. Entre diversos panoramas, é assumida a premissa de que um processo ecoeficiente deve reduzir a demanda de energia e maximizar o uso sustentável de recursos renováveis.

Almeida (2007) ensina que é possível abstrair a essência do termo ecoeficiência, quando explica que se trata da produção de bens e serviços, indicando a ideia da redução progressiva do impacto ambiental e do consumo de recursos naturais. Logo, trata-se da racionalização dos recursos energéticos e dos materiais envolvidos no processo de transformação da matéria no produto final.

Em Georgescu-Rogen (1999 *apud* COSTA et al., 2013) é possível verificar, de modo pertinente, a relação entre a sustentabilidade e a Segunda Lei da Termodinâmica. A utilização indiscriminada da energia disponível para a realização de trabalho eleva a dissipação de

¹ O “*World Business Council for Sustainable Development*” é uma coalizão de mais de 100 companhias multinacionais que compartilham valores de comprometimento com o ambiente, princípios de crescimento econômico e desenvolvimento sustentável. Ver mais em: <www.wbcsd.org>.

perdas na forma de calor. Com isso, existe a necessidade de optar por um caminho de crescimento de forma sustentável, compatibilizado com a conservação do meio ambiente.

Barbieri (2005) diz que o conceito de sustentabilidade tem sua origem nas Ciências Biológicas e é aplicado aos recursos renováveis, principalmente àqueles que podem se exaurir pela exploração descontrolada. Portanto, a sustentabilidade é um conjunto de ações e atividades humanas que visam suprir as necessidades atuais dos seres humanos, sem comprometer o futuro das próximas gerações. Ou seja, a sustentabilidade está diretamente relacionada ao desenvolvimento econômico e material sem agredir o meio ambiente, usando os recursos naturais de forma inteligente para que os mesmos se mantenham no futuro. Seguindo tais parâmetros, a humanidade pode garantir o desenvolvimento sustentável.

Com esse entendimento, é possível inferir que não é possível conciliar crescimento econômico perpétuo perante uma base de recursos naturais exauríveis em um planeta finito. Isso leva a um problema de esgotabilidade dos recursos, assim como o uso de matéria e energia traz inexoravelmente o problema de sua dissipação, que é uma lei física irrefutável (AMADO, 2010).

Em Loureiro (2004), nessa percepção, é colocado ser providencial a análise dos fundamentos da educação ambiental, bem como às tendências de novos rumos que a mesma está sujeita. O autor também expõe a preocupação em se estimular o debate e o diálogo entre as ciências, redefinindo objetos de estudo em comum. Assim, as ações que contemplam a utilização de energia renovável na natureza devem ser mais exploradas e consolidadas.

Como se tem um processo global envolvendo os procedimentos de utilização da energia, deve haver a ação da interdisciplinaridade, já que o assunto energia não é interesse exclusivo ao olhar de ciências tais como: Engenharia, Física, Matemática, Biologia, Química e Geografia. Consequentemente, o valor da interdisciplinaridade se verifica tanto na formação geral, profissional, de pesquisadores, como meio de superar a dicotomia ensino-pesquisa e como forma de permitir uma educação permanente (FAZENDA, 1992).

Nesse caso, a interação entre as ciências é essencial quando se quer propor tecnologia e inovação científica, em qualquer campo do conhecimento, principalmente em iniciativas que tem como pano de fundo a preservação do meio ambiente.

Dessa forma, se o estudo de energias renováveis e trocadores de calor solo-ar são importantes, então a racionalização da distribuição de tubos dos trocadores de calor e otimização geométrica também é um aspecto importante. Portanto, é notável a relação

existente entre a utilização de energia renovável, a sustentabilidade, a ecoeficiência e a educação ambiental como sendo argumentos consistentes à motivação em estudos no âmbito de trocador de calor solo-ar.

Nesse contexto, ressalta-se que o assunto trocador de calor ocupa relevante espaço na engenharia, pois ampla é a sua aplicabilidade. Em consonância a esse fato, a utilização de trocador de calor solo-ar tem mérito garantido na medida em que utiliza o solo como reservatório de energia térmica, favorecendo a melhoria da condição térmica de ambientes edificadas (VAZ, 2011).

Necessariamente, com o objetivo de restringir o problema desta pesquisa, cabe realizar algumas ponderações acerca do Sol, do solo e do ar, no que tange a proposta de trabalho a ser realizada.

Inicialmente, é sabido que o Sol é uma fonte natural de energia térmica que se transmite no espaço por meio de um processo bem específico denominado radiação. O fluxo de energia térmica da radiação solar que atravessa a atmosfera da Terra mede aproximadamente 1.367 W/m^2 , quando medida em um plano ortogonal à direção de propagação dos raios solares. Consequência disso, em um ano, o planeta recebe cerca de $1,5 \times 10^{18} \text{ kWh}$ de energia. No entanto, apenas uma parte dessa energia incidente é absorvida pela superfície terrestre (OLIVEIRA FILHO e SARAIVA, 2005 e PRADO et al., 2007).

Cabe, depois disso, ponderar que a camada superficial da crosta terrestre é permanentemente submetida à radiação solar. Parte dessa radiação é absorvida pelo solo terrestre. Há também outra fonte de energia térmica natural localizada no interior da Terra a qual se denomina energia geotérmica.

Todavia, a camada superficial do solo da superfície terrestre (fonte receptora de energia térmica) não é, de um modo geral, sensível aos efeitos térmicos da energia oriunda do interior da Terra (fonte transmissora). Isso se dá porque a camada superficial da crosta terrestre se distancia do interior da Terra na ordem de 6.371 km, que é o raio médio da Terra. Diferentemente disso, ocorre com o calor transmitido pelo Sol que, devido à radiação incidente, é um dos maiores responsáveis pelo comportamento térmico do solo local. Com obviedade, as propriedades termofísicas e a constituição geológica do solo local são peculiares da especificidade do problema em estudo (VAZ, 2011).

Por conta da imensa massa e de propriedades isolantes, relativas ao fluxo térmico, a crosta terrestre funciona como um enorme reservatório inercial para esta energia, com ciclos

alternados de armazenamento e fornecimento de calor ao meio ambiente. Considerando o ciclo diário, a superfície terrestre ganha calor durante o dia e perde à noite. Da mesma forma, considerando o ciclo anual, a superfície ganha calor nos períodos quentes e perde nos períodos frios. Como visto, a influência sazonal da radiação solar incidente é mais significativa nas camadas superficiais do solo. A temperatura no solo tende a uma temperatura média de acordo com a variação da profundidade. No entanto, para dada profundidade, a amplitude desta variação, além de diminuir exponencialmente com a profundidade, se defasa no tempo com relação à variação na superfície, por conta da inércia térmica do solo. Consequentemente, em períodos frios, o solo não se mostra tão frio e, em períodos quentes, o solo não se mostra tão quente. Isso caracteriza um comportamento mais ameno e mais estabilizado, comparado à variação que ocorre no meio ambiente externo (VAZ, 2011).

Considerando a interface do solo, as edificações podem estar total ou parcialmente enterradas no solo, ou não enterradas, como na maioria dos casos. Neste estudo foi considerada a edificação não enterrada no solo. A estratégia para manter o ar dos ambientes edificadas com temperatura mais estável, em relação às variações climáticas externas, é fazer o ar percorrer por dutos enterrados no solo, havendo a troca de calor entre solo e o ar.

Esse fenômeno motivou os pesquisadores a estabelecer dispositivos capazes de trocar calor com o solo de modo conveniente. Para tanto, surge a ideia de se estabelecer agentes potencializadores de troca térmica. Nesse contexto, em se tratando da melhoria da condição térmica do ar em edificações é próspero a utilização do trocador de calor solo-ar.

1.2. Trocador de calor solo-ar

Uma instalação de trocador de calor solo-ar, preliminarmente, é constituída de duto(s) enterrado(s) no solo, por onde o ar escoa movido pela ação de ventilador(es). Esses dutos são colocados em valas não muito profundas. Dessa forma, um sistema ou instalação de trocador de calor solo-ar é utilizado para a melhoria da condição térmica de edificações (WOODSON et al., 2012).

A principal finalidade com tal aplicação é obter um diferencial de temperatura estabelecida entre a temperatura do ar na saída do duto e a temperatura do ar na entrada do duto. Esse diferencial de temperatura, conforme a literatura, é denominado de potencial térmico do trocador de calor solo-ar. Em instalações com mais de um duto enterrado no solo,

é realizada uma média entre os potenciais térmicos referente a cada duto, a fim de propor um potencial térmico para a instalação de trocador de calor solo-ar. Esse potencial térmico da instalação se dá em função do tempo e pode ser obtido, por exemplo, em hora, dia ou mês. No capítulo 8 serão expostas outras considerações sobre o estudo do potencial térmico.

Consequentemente, a nova condição térmica do ar, resultante de um processo de troca de calor entre o mesmo e o solo, pode ser utilizada de forma atrativa e essencialmente auxiliar em princípios de condicionamento do ar, conforto térmico e em um processo mais elaborado e complexo como climatização de ambientes. Com isso, a utilização do trocador de calor solo-ar propõe uma redução da energia elétrica na forma convencional.

De forma ilustrativa, é possível verificar, na Fig. 1.1, um esboço de uma instalação de trocador de calor solo-ar.

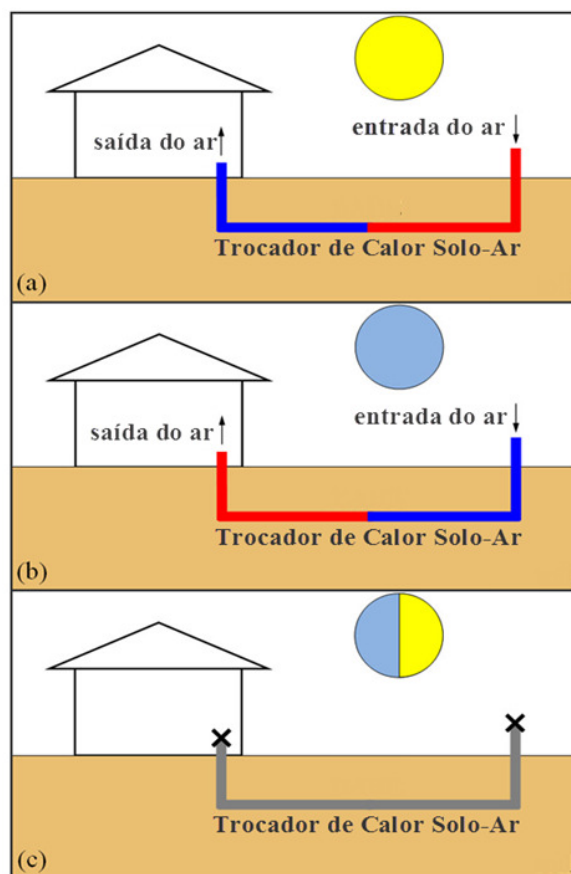


Figura 1.1 - Esquema ilustrativo de um trocador de calor solo-ar.

No processo de troca de calor, o ar é impulsionado, por meio de uma máquina de fluxo², neste caso um ventilador, a escoar por uma tubulação enterrada no solo. Essa tubulação, que normalmente é paralela à superfície do solo, será responsável por permitir a passagem do ar pelo seu interior.

Em decorrência disso, por conta da imensa massa do solo e propriedades de isolamento, em períodos mais quentes do ano, conforme mostra a Fig. 1.1 (a), o ar do meio externo (em relação a edificação), com a temperatura mais elevada do que o solo, ao passar pelo duto, cede calor para o solo, enquanto que, em períodos mais frios do ano, ilustrado na Fig. 1.1 (b), o ar do meio externo, que se encontra com uma temperatura mais baixa que o solo, absorve calor do solo durante seu escoamento através do duto. Contudo, para períodos de temperaturas intermediárias, conforme Fig. 1.1 (c) a utilização do trocador de calor solo-ar não é tão eficaz.

Consequência disso, por exemplo, no verão, se tem uma temperatura do ar na saída do duto (interior da edificação) menor do que a temperatura do mesmo no meio externo ou livre. Contudo, no inverno, se tem a temperatura do ar na saída do duto (interior da edificação) mais elevada do que no meio externo. Em suma, no verão, o ar, na saída do duto, pode ser utilizado a fim de contribuir para resfriar os ambientes construídos, ao passo que, no inverno, o ar, com a temperatura mais elevada do que o meio externo pode ser utilizado para aquecer o interior das edificações. Mediante isso, a implementação de instalações de trocadores de calor solo-ar é indicada no sentido de minimizar a ação de máquinas térmicas³ utilizadas no âmbito do conforto térmico, proporcionando, assim, fundamentalmente, economia de energia elétrica.

Fica, com isso, configurado que o comportamento físico da instalação de trocador de calor solo-ar é um problema de engenharia. Dessa forma, o mesmo pode ser analisado sob a ótica de um processo que se dá na esfera da transferência de calor, aliado a outro processo que se dá no campo da mecânica dos fluidos.

Com isso, estudos acerca de sistemas ou instalações de trocador de calor solo-ar é uma motivação que se faz emergente. Diante disso, as pesquisas futuras devem definir as melhores condições e configurações de projetos, a fim de se ter uma instalação mais eficiente, otimizada e com baixo custo de implementação.

² Máquina de fluxo é, basicamente, o equipamento que promove a troca de energia entre um sistema mecânico e um fluido, transformando energia mecânica (trabalho) em energia de fluido (hidráulica) ou energia de fluido em energia mecânica (GERMER, 2013).

³ Máquina térmica é, basicamente, um dispositivo que realiza trabalho transformando energia térmica em energia mecânica (MORAN e SHAPIRO, 2009).

Para tanto, como fator propulsor desta pesquisa, os recentes trabalhos de Vaz (2011) e Brum (2013) merecem grande destaque no estudo de sistemas trocadores de calor solo-ar, tendo em vista o fato de os mesmos terem deixado valiosas contribuições à ciência. Sabidamente, o assunto trocador de calor solo-ar não é tema novo no cenário científico, no entanto, muitas questões motivadoras surgem a partir do que já se tem publicado e que as faz merecerem o interesse de pesquisa.

Sendo assim, de um modo geral, se tem no trocador de calor solo-ar o objeto de estudo do presente trabalho. Já a especificidade do elemento de estudo, com relação ao conteúdo a ser estudado e o nível de abrangência da pesquisa, é o estudo numérico e a avaliação geométrica de trocador de calor solo-ar utilizando o método *Constructal Design*. Essa proposta de estudo se coloca no patamar de uma nova contribuição científica neste campo do conhecimento.

Dessa forma, o objeto de estudo ou problema de pesquisa surge em analisar diferentes instalações de trocador de calor solo-ar, construídas sob certas condições, do ponto de vista da melhor distribuição dos dutos no solo, proporcionando assim a otimização geométrica do arranjo dos dutos, que será responsável, por decorrência, pelo maior potencial térmico da instalação. Portanto, tem-se que, com propriedade no assunto, na visão de Gil (2002), um problema é configurado como de natureza científica quando envolver variáveis que podem ser tidas como testáveis, sendo suscetíveis de observação ou de manipulação.

1.3. Revisão bibliográfica

Cabe, nesta seção, inicialmente, delinear a estrutura de organização da revisão bibliográfica. Estando a mesma dividida por assunto, em um primeiro momento, traça-se um retrospecto acerca de como se dá o comportamento da temperatura do solo enquanto reservatório inercial de energia proveniente da radiação solar. Também, nessa ótica, procura-se o entendimento do processo de transmissão do calor no solo. Já em um segundo momento, busca-se a compreensão do comportamento térmico de dutos enterrados no solo que, por conta da inércia térmica do solo, são utilizados na melhoria da condição térmica de ambientes edificadas. Trazendo, com isso, aspectos experimentais e numéricos. Por fim, se coloca uma breve percepção do método *Constructal Design*, abordando o fundamento da técnica e a aplicabilidade em problemas de engenharia.

Assim sendo, foi buscado na literatura trabalhos que abordassem o comportamento térmico do solo, bem como o comportamento do campo de temperaturas na superfície do solo e no subsolo, em períodos diários e ciclos anuais, como segue.

Bharadwaj e Bansal (1981) analisaram as variações diárias e anuais das distribuições de temperatura no solo. Foram consideradas várias condições de insolação e umidade da superfície do solo. A partir de registros meteorológicos, um modelo numérico foi utilizado para simular a variação diária da temperatura do solo da região de Nova Deli, na Índia, em 1974. Foi acompanhado o comportamento térmico do solo em períodos de ciclos diários e anuais. Ficou constatado que, decorrente do ciclo diário de energia solar, a temperatura do solo se mostrou variando até a profundidade de 0,15 m. Enquanto que, para o ciclo anual, houve variação de temperatura até a profundidade de 4 m.

Em uma mesma ótica de raciocínio, Givoni e Katz (1985), com base em resultados experimentais da literatura, os quais relacionam os perfis de temperatura que se estabeleceram na superfície do solo e no subsolo, por conta da radiação solar, analisaram dados a fim de derivar generalizações. Foi admitido o solo como um sólido semi-infinito, tendo temperatura uniforme na superfície plana. Para tanto, foram implementados dois modelos matemáticos, sendo que o primeiro considera a temperatura na superfície do solo conhecida, variando no tempo, tendo sido considerada como condição de contorno. Já o segundo modelo, considera o caso de que se conhecem os dados meteorológicos para estabelecer a condição de contorno do problema, a partir do balanço de energia na superfície. Foi verificado que ambos os modelos desconsideram o ciclo diário de variação da temperatura na superfície do solo. Além disso, foi mostrado, a partir do ciclo anual, a variação da temperatura no solo, apresentando diminuição exponencial da amplitude com a profundidade e se afastando no tempo, em relação ao que acontece na superfície.

Já em Mihalakakou et al. (1995) foi apresentado um modelo numérico transiente para determinar a temperatura do solo para diversas profundidades abaixo de edificações. A partir de um processo térmico tridimensional, foi desenvolvido um modelo que possibilitou o cálculo da transmissão do calor no solo. A complexidade do problema em questão residia na tridimensionalidade do processo térmico, a forte variabilidade temporal da temperatura externa, bem como o grande número de parâmetros envolvidos na descrição da geometria das fundações e do isolamento térmico. A validação do modelo se deu por meio de dados

experimentais. Consequentemente, o modelo se mostrou em condições para predizer as temperaturas abaixo de edificações.

Outra contribuição pertinente se vislumbra no trabalho de Jacovides et al. (1996), que, em linhas gerais, descreveram diversas características da temperatura do solo por meio de modelos baseados nas séries de Fourier. Como embasamento de dados, utilizaram-se registros de temperatura na superfície do solo medidos no Observatório Nacional da cidade de Atenas, na Grécia, período compreendido entre 1917 a 1990. Destaca-se que, esse estudo foi realizado para diversas profundidades de áreas cobertas por grama e descobertas. Com isso se verificou que, em diversos casos, bastavam os três primeiros termos da série de Fourier para representar exatamente a maior parte dos padrões verificados na temperatura do solo na superfície e em diversas profundidades.

Em Mihalakakou et al. (1997) foi desenvolvido um modelo para previsão da variação diária e anual de temperatura da superfície do solo. Este modelo baseia-se na equação diferencial da condução de calor transiente utilizando como condição de contorno a equação do balanço de energia na superfície do solo, envolvendo o fluxo de calor latente devido à evaporação na superfície do solo, bem como o comprimento da onda de radiação. O modelo foi validado por meio de medições da temperatura do solo descoberto e com cobertura de grama, das cidades de Atenas (Grécia) e Dublin (Irlanda).

Recentemente, Brum et al. (2012b), por meio de um estudo em que foi realizada a modelagem computacional bidimensional do comportamento térmico do solo devido à incidência de radiação solar, mostra a avaliação de um método numérico para estimar o potencial térmico do solo. Esse estudo permite sua aplicabilidade em futuros projetos térmicos de trocador de calor solo-ar. O domínio do solo é considerado bidimensional e uma solução transiente para o comportamento térmico do solo é obtida. As simulações foram realizadas com um método numérico baseado no método dos volumes finitos, mais precisamente, utilizando o software FLUENT. Os resultados apresentaram uma excelente concordância com as soluções analíticas, verificando e mostrando a eficiência do modelo computacional para previsão do comportamento do solo. Os resultados numéricos também foram confrontados com os experimentais previstos na literatura e mostram uma boa concordância, com um desvio inferior a 14 %. Esta diferença foi atribuída à presença de um trocador de calor solo-ar próximo ao local onde os dados experimentais foram coletados, situação que não foi contemplada durante a simulação numérica.

Em um segundo momento da revisão bibliográfica, propõe-se verificar trabalhos que contemplem implementações de dutos enterrados no solo com a finalidade de propiciar a troca de calor que ocorre entre o ar que escoia dentro do duto e o solo, ou seja, os trocadores de calor solo-ar. Essa troca de calor é possível por conta da diferença de temperatura entre os mesmos.

Cabe, antes disso, colocar que, na literatura, a expressão: trocador de calor solo-ar, centro de estudo deste trabalho, apresenta-se também como: tubo de ar na terra (EAT - do inglês: *earth air tunnel*), ar para trocar calor com a terra (ATEHE - do inglês: *air to earth heat exchanger*), sistema de tubo na terra (ETS - do inglês: *earth tube system*), trocador de calor de tubo terra (ETHE - do inglês: *earth tube heat exchanger*), sistema de ventilação tubo terra (ETVS - do inglês: *earth tube ventilation system*), resfriador tubo terra (ECT - do inglês: *earth cooling tubes*) e, mais comumente, trocador de calor solo ar ou trocador de calor solo-ar (EAHE - do inglês: *earth-air heat exchanger*). Quanto ao meio pelo qual escoia o ar, uma vez enterrado no solo, na literatura, encontra-se a denominação de tubo, conduto, túnel, tubulação, canalização e, mais frequentemente, duto. Com mais frequência nas aparições nos trabalhos científicos, bem como a maior utilização por parte dos pesquisadores, destaca-se a expressão: trocador de calor solo-ar (EAHE).

Assim sendo, em Mihalakakou et al. (1994), foi apresentado um modelo numérico relativamente completo para fazer previsões em trocadores de calor solo-ar. Nesse trabalho, foram descritas simultaneamente a transferência de calor e massa, no interior do duto e no solo, levando em conta sua estratificação térmica natural. O modelo foi comparado com um conjunto de dados experimentais. Os algoritmos do modelo foram desenvolvidos para o cálculo da variação da temperatura e umidade do ar circulante, bem como da distribuição da temperatura e umidade no interior do solo.

Em Mihalakakou (1994a) foi estudado, de um modo geral, a influência da superfície terrestre na eficiência do trocador de calor solo-ar utilizando, para tanto, um ou mais dutos enterrados em paralelo. Foi investigado o potencial de resfriamento ou aquecimento de ambientes levando em consideração a cobertura do solo. Dessa forma, foi comparado e avaliado tal potencial utilizando superfícies descobertas e cobertas por grama. Foi constatado que mesmo uma superfície coberta por uma fina camada de grama tem maior capacidade de resfriamento.

Em Santamouris et al. (1995) foi desenvolvido estudo que integra a análise do desempenho térmico de edificações e a contribuição de trocador de calor solo-ar. O modelo é baseado no princípio da temperatura do ponto de equilíbrio e permite o cálculo dos valores horários da temperatura de equilíbrio na edificação, bem como a energia diária para resfriamento da edificação e a contribuição dos dutos enterrados. O modelo computacional foi validado por meio dos dados experimentais, a partir de uma versão estendida do TRNSYS, que inclui rotinas detalhadas para simular dinamicamente o desempenho de trocador de calor solo-ar.

No trabalho de Paepe e Janssens (2003) por meio de métodos analíticos unidimensionais foram realizadas análises da eficiência térmica dos trocadores de calor, com relação as suas dimensões, independente do solo e das condições climáticas. Foi observado que o projeto de trocadores de calor solo-ar depende de três parâmetros: o comprimento, o diâmetro e o número de dutos paralelos. Além disso, foi notado que o desempenho térmico é melhorado com a redução do diâmetro e aumento do número de dutos em paralelo.

Para Trzaski e Zawada (2011), a influência de fatores ambientais e da geometria do tubo na eficiência energética do trocador de calor solo-ar é representada, de um modo geral, por um método de desempenho. O modelo numérico, baseado no método de elementos finitos, permite a análise de dependência do desempenho energético em uma vasta gama de parâmetros, incluindo configuração geométrica, o modo de operação e fatores ambientais. Nesses modelos, o fluxo de calor é calculado em duas dimensões. A fim de se levar em conta as variações da profundidade do trocador de calor solo-ar, a área do solo é dividida em diferentes secções transversais. Tornando, assim, o modelo quase tridimensional. Observou-se, por consequência, que os fatores naturais, como o sombreamento da área do solo determina grande impacto na eficiência do trocador de calor solo-ar. Da mesma forma, há outros parâmetros que afetam significativamente os resultados. Esses fatores são a profundidade de instalação dos dutos, seu comprimento, o espaçamento entre eles, e seu diâmetro, por exemplo.

Na mesma ótica, Ascione et al. (2011) estudaram a aplicação de trocador de calor solo-ar para climas italianos. Foi verificada a contribuição para o conforto térmico em edificações, principalmente no verão, reduzindo a utilização de climatizadores de ar. No entanto, a aplicabilidade do sistema de trocador de calor se dá tanto para inverno quanto para o verão. Por meio da construção dinâmica de códigos de simulação de desempenho

energético, os requisitos de energia dos sistemas foram analisados como uma função das condições de contorno principais, tais como a topologia do solo, material do tubo, o comprimento do tubo e profundidade. Também a velocidade do ar no tubo de passagem e a vazão de escoamento de ar. O trocador de calor solo-ar tem mostrado eficiência tanto para clima frio, no inverno, quanto para quente, no verão. Finalmente, o trocador de calor solo-ar se mostra importante em comunhão com sistema de climatização em torno de um processo mais eficiente e com menos consumo de energia convencional.

Em Vaz (2011) e Vaz et al. (2011) foi apresentado um estudo experimental e numérico de trocador de calor solo-ar, visando obter uma melhoria na condição térmica do ar no interior de ambientes construídos, de modo sustentável, reduzindo o consumo de energia elétrica convencional. O referente trabalho foi realizado em solo localizado no município de Viamão, Estado do Rio Grande do Sul, Brasil. Nessa pesquisa foi construída uma edificação chamada Casa Ventura, que auxiliou na metodologia experimental do trabalho. O escoamento do ar e a troca de calor com o solo se deu por meio de dutos enterrados no solo. O estudo experimental foi complementado através de uma abordagem numérica, que se deu por meio de modelagem computacional, onde foram utilizados os softwares GAMBIT e o FLUENT. Os resultados oriundos de tal estudo foram utilizados para validar o modelo computacional. Durante a investigação da distribuição da temperatura foram adotados ciclos anuais. Resumidamente, dentre os principais resultados destaca-se que o potencial do solo para aquecer o ar foi maior do que para o resfriamento do ar. O potencial de aquecimento foi mais destacado nos meses de maio, junho, julho e agosto, mostrando-se maior do que 3 K. Para profundidades entre 2 e 3 m, estima-se que o potencial possa ser superior a 8 K. Por outro lado, o potencial de resfriamento foi maior nos meses de janeiro, fevereiro e dezembro, entretanto, foi baixo para pequenas profundidades (menos de um metro), podendo chegar a 4 K. Em Vaz (2011), foi gerado um banco de dados experimentais sobre as propriedades e características do solo (índices físicos, difusividade térmica, capacidade térmica volumétrica, condutividade térmica, temperatura e umidade), bem como do ar ambiente (temperatura e umidade relativa), para o município de Viamão, já mencionado. Esses dados proporcionam meios de continuidade do estudo realizado, bem como surgimento de novos trabalhos neste campo do conhecimento. Sendo assim, esses dados podem ser utilizados, por exemplo, no desenvolvimento de metodologias no âmbito da modelagem computacional, como na simulação numérica, uma vez que propicia meios de validação do modelo numérico.

Em Brum et al. (2012b) foi estudado o potencial térmico de trocadores de calor solo-ar para a melhoria da condição térmica de edificações localizadas em regiões de solo argiloso, além da análise numérica da influência da profundidade da instalação sobre o potencial térmico de um trocador de calor solo-ar. Foi utilizado um modelo computacional tridimensional baseado no método de volumes finitos para a solução numérica através do software FLUENT. O estudo baseia-se na solução numérica das equações de conservação da massa, de quantidade de movimento e da energia para um domínio tridimensional simplificado. O fluxo turbulento no duto do dispositivo é abordado com o modelo das tensões de Reynolds. Os campos de temperatura transientes previstos pelo modelo numérico simplificado foram comparados com os resultados numéricos e experimentais presentes na literatura. Verificou-se que a maior diferença entre os resultados numéricos e as medições experimentais foi aproximadamente 11 %. Os resultados, para várias profundidades, mostraram que a profundidade da instalação do duto enterrado no solo desperta uma influência significativa sobre o potencial térmico do trocador de calor solo-ar. Observou-se também o aumento e a diminuição da temperatura do ar, por meio do duto enterrado a uma profundidade de 3 m, em comparação com a temperatura do ambiente externo é de aproximadamente 17 % (3 °C) e 25 % (8 °C) durante dois dias típicos de inverno e verão, respectivamente.

Em Woodson et al. (2012) é analisado o gradiente de temperatura do solo e o desempenho de um trocador de calor solo-ar em Burkina Faso, na África. Foram feitas medições de temperatura do solo nas profundidades de 0,5 m, 1,0 m e 1,5 m. No período mais quente do dia, às 15:00 h, a temperatura média do lado de fora foi de 39,0 °C, mas a temperatura média a 1,5 m de profundidade foi de 30,4 °C. Observou-se uma variação considerável entre a temperatura exterior máxima e a temperatura máxima do solo. O trocador de calor solo-ar utilizado foi de 25 m de comprimento, instalado a 1,5 m de profundidade e usado um ventilador de 95 m³/h. Por meio desse processo, foi possível resfriar o ar na ordem de 7,6 °C.

Em Bansal et al. (2013) foram avaliados os efeitos do solo ao redor do duto, bem como o efeito da permanência contínua do sistema de trocador de calor solo-ar acerca de seu desempenho térmico. O modelo adotado representou apenas uma parte do solo ao redor do duto. Para a solução do modelo matemático, utilizou-se o software FLUENT e a malha foi construída no software GAMBIT. Consequentemente, os resultados mostram que a espessura

do anel de solo em torno do tubo, que influencia efetivamente na troca térmica, depende da condutividade térmica do solo e do período de funcionamento contínuo do sistema. Foi mostrado também que o comprimento do tubo contribui para o desempenho térmico do sistema e tal contribuição é maior para o solo com condutividade térmica mais elevada. Igualmente, a espessura do anel de solo, no qual há aumento significativo da temperatura do mesmo, é observada quando a espessura é igual ao diâmetro do duto.

Misra et al. (2013) realizou, na Índia, um estudo experimental e numérico do desempenho térmico de trocador de calor solo-ar, no formato de U, em regime transiente, em um clima predominantemente quente e seco. Neste trabalho também foi utilizado o FLUENT, para abordagem computacional. Foram analisados a condutividade térmica do solo, a velocidade do escoamento e o diâmetro do tubo, sob o efeito do tempo contínuo de funcionamento. Os resultados mostraram que o desempenho térmico em trocador de calor solo-ar depende da condutividade térmica do solo e do tempo de operação do mesmo. São requeridos dutos de diâmetro menores quando a condutividade térmica do solo é maior. A razão pode ser atribuída ao fato de que o calor transferido do ar para o solo é absorvido mais facilmente pelo solo devido à condutividade térmica mais elevada do mesmo. Verifica-se, também, que o aumento de velocidade do fluido leva à diminuição do desempenho térmico do sistema de trocador de calor solo-ar. Nesse contexto, o calor fica acumulado no solo nas camadas próximas às imediações da superfície do duto, em condições com o solo com menor condutividade térmica.

Em Brum (2013), foram feitas avaliações numéricas do potencial térmico do solo para a aplicação em projetos de trocador de calor solo-ar, usando modelos computacionais em duas e três dimensões. Com base em resultados de Vaz (2011), esse trabalho contribuiu com a análise de novos modelos computacionais de trocador de calor solo-ar, sendo um bidimensional e dois tridimensionais, cujo tempo de processamento foi inferior a 50% de outros modelos encontrados na literatura. Um estudo de caso foi desenvolvido onde a influência da profundidade de instalação no potencial térmico de trocador de calor solo-ar foi investigada. As simulações foram realizadas utilizando o software FLUENT que baseia suas aproximações no método de volumes finitos. No duto, o fluxo turbulento foi abordado com o modelo das tensões de Reynolds. Os resultados do comportamento térmico do solo apresentaram uma excelente concordância com soluções analíticas, verificando e mostrando a eficácia dos modelos computacionais. Nesse entendimento, os resultados numéricos dos

modelos do solo também foram confrontados com os dados experimentais previstos na literatura, permitindo a validação dos modelos computacionais. Por meio dos resultados numéricos obtidos, foi possível avaliar o comportamento anual do campo de temperatura no solo e no interior do duto. Consequentemente, constatou-se que o potencial de resfriamento e aquecimento do ar aumenta com a profundidade de instalação dos dutos. Entretanto, a partir de 3 m de profundidade, a temperatura de saída do ar teve um comportamento com pouca variação, não havendo ganho significativo em fazer instalações mais profundas. Por fim, para o resfriamento do ar, em particular, os resultados apontam que até mesmo dutos enterrados a pequenas profundidades podem ser eficazes.

Kipper (2014) apresentou contribuições do ponto de vista numérico, na modelagem computacional de instalações de trocador de calor solo-ar. Sendo assim, no que tange à modelagem da turbulência, verificou-se que o modelo $k-\varepsilon$, em relação ao modelo de tensões de Reynolds, foi capaz de resolver as geometrias mais complexas das instalações estudadas. Também, foi verificado que ambos os modelos apresentaram resultados praticamente iguais para o caso do duto retilíneo e paralelo com o solo. Além disso, outra contribuição do trabalho foi que, quando utilizado o modelo $k-\varepsilon$, houve uma redução do tempo de processamento.

Em Vaz et al. (2014) é investigado o potencial térmico de trocador de calor solo-ar experimentalmente, na cidade de Viamão/RS, Brasil. Três dutos independentes são enterrados no solo, os dutos A e B são instalados a uma profundidade de 1,60 m e 0,60 m de espaçamento entre eles, enquanto o duto C está instalado a uma profundidade de 0,50 m. A condição térmica de uma construção chamada Casa Ventura foi melhorada com a implantação do trocador de calor solo-ar. As temperaturas do solo, do ar externo e em dutos enterrados em várias posições foram monitoradas ao longo do ano de 2007. Resumidamente, os resultados mostraram que os meses a contar de maio e fevereiro foram os melhores para o aquecimento e resfriamento do ar utilizado na Casa Ventura, respectivamente. Assim, foi desenvolvido um banco de dados completo sobre as temperaturas transientes no solo, no exterior e dentro do prédio.

Em um terceiro e último momento desta seção, traz-se algumas referências relacionadas ao método *Constructal Design*, o qual permite desenvolver estudos de otimização geométrica, por exemplo, em problemas de transferência de calor e mecânica dos fluidos. No entanto, antes de entrar especificamente na origem e no fundamento desta técnica, mostra-se sua aplicabilidade em diversos problemas de engenharia.

No trabalho de Rocha et al. (2005), foi realizada a otimização da arquitetura de acordo com a Teoria *Constructal*, em um problema de engenharia onde uma cavidade isotérmica é inserida em um corpo condutor, ou seja, a otimização geométrica de uma cavidade inserida em uma parede sólida, com geração interna de calor e condições adiabáticas das superfícies exteriores. A cavidade é retangular e o sólido é trapezoidal. O objetivo é minimizar a resistência térmica global entre o volume de todo o sistema, isto é, cavidade e sólidos. O desempenho melhora à medida que a cavidade torna-se delgada, ou seja, quando a cavidade penetra completamente na parede.

Rocha et al. (2009) incorporaram as formas vasculares de árvore em uma parede projetada de tal forma que a mesma resista, sem excesso de pontos quentes, ao aquecimento intenso que incide sobre ela. Visualizou-se painéis em forma de quadrado, cada painel tendo uma vascularização em forma de árvore. O fluido refrigerante pode escoar em qualquer direção, centro-perímetro, ou perímetro-centro. Utilizou-se, nesta aplicação, a dinâmica de fluidos computacional. Foi mostrado que é possível determinar as características geométricas ótimas vascularizadas com até três níveis de bifurcação. O desempenho global foi avaliado em termos da resistência térmica global, da diferença de pressão e da resistência ao escoamento.

Em Kim et al. (2010), é verificado outra aplicação do método *Constructal Design*, mostrando como a configuração de um trocador de calor com tamanho fixo controla o desempenho global do mesmo sob ação de convecção natural e forçada em fluxo cruzado. O fluido frio é acionado por convecção natural, em tubos verticais com seção transversal circular, enquanto o fluido do lado quente escoar perpendicularmente aos tubos verticais, aquecidos por convecção forçada. O escoamento é laminar, de ambos os lados. A busca pela configuração do escoamento se dá a partir de uma configuração com duas válvulas de três e quatro tubos. Quando a configuração tem dois tubos, o melhor projeto é com tubos com quase o mesmo diâmetro. Já quando existem três tubos é possível otimizar os espaçamentos entre eles. O *Constructal Design* propõe um afastamento da abordagem tradicional, que consiste de diversos tubos com o mesmo diâmetro e espaçamento.

No trabalho de Bello-Ochende et al. (2011) descreve-se, aplicando a Lei *Constructal*, o efeito da geometria sobre o escoamento laminar estacionário com convecção forçada em cilindros multi-escala rotativos em fluxo cruzado. Objetiva-se maximizar numericamente a taxa de transferência de calor do conjunto de cilindros sob uma queda de pressão prescrita.

Dessa forma, duas configurações principais foram estudadas. A primeira com dois cilindros de tamanhos diferentes alinhados ao longo do mesmo eixo. A segunda configuração foi aquela em que o eixo de rotação dos dois cilindros não é o mesmo, no entanto, as arestas principais dos cilindros estavam na mesma linha. Em ambas as configurações, os cilindros foram submetidos a dois tipos de rotações. Foram implementadas soluções numéricas para determinar o ótimo diâmetro dos cilindros, o espaçamento e a máxima taxa de transferência de calor. Os resultados, resumidamente, mostraram que a rotação foi apenas benéfica para os cilindros com o mesmo eixo de rotação, sendo o efeito mínimo quando o eixo de rotação é diferente.

Em Lorenzini et al. (2011), resumidamente, foi otimizado geometricamente a forma de uma cavidade inserida em um sólido com geração de calor cujas paredes são isoladas termicamente. O principal objetivo é a minimização da resistência térmica entre o sólido e a parede da cavidade. Para tanto, dois conjuntos de geometrias foram consideradas: cavidades em forma de T e cavidades em forma de Y. Ambas são otimizadas com referência em dois graus de liberdade. A otimização geométrica da cavidade em forma de Y foi efetuada variando o ângulo entre o ramo secundário e eixo horizontal, bem como, variando a proporção entre o volume da aleta e o volume do retângulo. Enquanto isso, os parâmetros geométricos são mantidos fixos. Destaca-se que o ângulo ideal é aquele que distribui mais uniformemente os pontos quentes ao longo da parede sólida, de acordo com o princípio *Constructal* da "ótima distribuição das imperfeições." Finalmente, o desempenho da cavidade em forma de Y provou ser de aproximadamente 35% superior à da cavidade em forma de C sob as mesmas condições geométricas e térmicas.

Em Azad e Amidpour (2011), foi empregado a teoria *Constructal* no projeto de trocador de calor do tipo casco e tubo. Assim sendo, a teoria *Constructal* foi utilizada como um novo método para um projeto ideal em aplicações de engenharia. O principal objetivo do trabalho foi a otimização do trocador de calor através da redução do custo total do trocador utilizando a teoria *Constructal*. O coeficiente global de transferência de calor é aumentado pela utilização da teoria *Constructal*. O algoritmo genético é utilizado para otimizar a função objetivo, que é um modelo matemático para o custo do trocador de calor e se baseia na teoria *Constructal*. Por fim, os resultados da pesquisa representam redução de mais de 50 % do custo para a produção do trocador de calor.

Rocha et al. (2012) analisam, por meio do método *Constructal Design*, fontes de calor inseridas no subsolo, durante o ciclo anual de temperatura. O estudo tem objetivo de encontrar a melhor configuração de dependência, ou seja, em termos de distâncias e a forma da superfície, de tal maneira que a taxa de transferência de calor entre o conjunto e o solo seja máxima. Foi verificado que a transferência de calor, nesse processo, depende do ciclo de temperatura anual e da configuração do sistema. O método *Constructal Design* possibilitou encontrar a arquitetura de fluxo (espaçamento, formas), de modo que a transferência de calor entre a estrutura e o solo fosse aumentada. Daí segue a implementação de graus de liberdade às estruturas a fim de avaliar o melhor desempenho térmico. O desempenho da transferência de calor aumenta à medida que a profundidade da estrutura diminui. Entretanto, a profundidade tem um efeito insignificante sobre a forma da estrutura. Os resultados também mostram que o desempenho da transferência de calor aumenta à medida que a configuração do volume do solo e da estrutura enterrada evolui para a forma mais fina possível. Finalmente, foi investigado o efeito do volume de solo para uma fração de volume pequena. O desempenho do dissipador de calor aumenta à medida que aumenta esta relação.

Foi verificado em Hajmohammadi et al. (2013) uma nova técnica utilizando o *Constructal Design* para aumentar a transferência de calor a partir de um tubo aquecido por onde passa o escoamento de fluido em regime laminar e convecção forçada. Ao contrário da situação de aquecimento comum, onde o fluido é aquecido continuamente ao longo da parede do tubo com fluxo de calor uniforme, a técnica proposta consiste em aquecer o líquido com etapas distribuídas de fluxo de calor. Ou seja, por meio da colocação de segmentos isolados entre os segmentos aquecidos, ao longo do tubo. Aplicando a técnica, o comprimento efetivo da região de entrada térmica é aumentado e, como resultado, o calor médio de transferência é revigorado. A fim de maximizar o desempenho de aquecimento, um posicionamento ótimo do seguimento isolado entre os segmentos aquecidos é calculado de acordo com o método *Constructal Design*. Essa aplicação serve para descrever a distribuição gradual ótima do fluxo de calor.

Em Kobayashi et al. (2013) foi analisado o desempenho de três arquiteturas de fluxo em um problema de transferência de calor com a presença de uma estrutura de serpentina inserida em um corpo condutor de energia térmica. As configurações estudadas têm formato de árvores com bifurcações em forma de Y, com árvores em forma de T, bifurcações e desenhos em forma de U e serpentina clássica. Os desenhos concorrentes ocupam a mesma

fração de volume. As arquiteturas de árvore têm até quatro níveis de bifurcação. Descobriu-se que o desempenho da transferência de calor depende muito da configuração do escoamento. O *design* em forma de Y é o melhor das três arquiteturas. O trabalho também mostra que a arquitetura da árvore tem a propriedade que distribui uniformemente o fluxo no tempo, colocando menos resistência ao sistema. Essa constatação é válida para os escoamentos laminar e turbulento.

Em Lorenzini et al. (2013) foi aplicado o *Constructal Design* para descobrir a configuração que facilita o acesso do calor através das vias em forma de X de material de elevada condutividade inserido dentro de uma configuração quadrangular com geração de calor, ou seja, os pontos de acesso, independentemente do local onde elas estão localizadas. Foram fixados o volume total e o volume do material de elevada condutividade térmica, ao passo que os comprimentos poderiam variar. Portanto, a configuração da via condutora em forma de X efetua cerca de 51 % de melhora em relação à configuração de forma de I para valores maiores de alta condutividade da fração de material e área.

Em Brum et al. (2013) foi apresentada uma nova modelagem computacional, utilizada para prever o comportamento térmico de trocador de calor solo-ar. Esse novo modelo numérico tem a vantagem de precisar de um menor esforço computacional, permitindo o estudo sobre a influência dos parâmetros operacionais e construtivos, bem como, a aplicação de métodos de otimização geométricas em trocador de calor solo-ar. Um estudo de caso foi realizado onde o potencial térmico da instalação foi investigado com a influência da profundidade. Dentre outras coisas, os resultados vão ao encontro dos encontrados na literatura. No entanto, eles foram obtidos com uma redução no tempo de processamento de cerca de 45 %.

Em Isoldi et al. (2013), foi considerada uma instalação de trocador de calor solo-ar composta por quatro dutos em um arranjo retangular. Dessa forma, foi aplicado o método *Constructal Design* para definir o melhor espaçamento entre os dutos. O principal objetivo do trabalho foi a maximização da transferência de calor entre o solo e o ar, ou seja, a maximização do potencial térmico da instalação. Para implementação do método *Constructal* foi indispensável definir as restrições físicas e geométricas do problema. Assim, foi necessário variar os graus de liberdade do sistema para definir uma série de casos que foram simulados e analisados. Os resultados indicaram que é possível obter uma melhoria de cerca

de 32 % no rendimento térmico da instalação de trocador de calor solo-ar através da utilização do método *Constructal Design*.

Em suma, têm-se importantes informações acerca do comportamento térmico do solo, enquanto reservatório inercial de energia proveniente da radiação solar fundamentalmente. Também se tratou, ao longo do texto, de estudos que utilizam tal inércia para aquecer ou resfriar edificação por meio de dutos enterrados no solo. Após, destacou-se a importância do método numérico, abordando a utilização de programas de dinâmica dos fluidos computacional para estimativa do comportamento térmico de trocador de calor solo-ar. Por último, foi mostrada a aplicação do método *Constructal Design*, permitindo a otimização geométrica de problemas de transferência de calor e mecânica dos fluidos, de um modo geral.

Portanto, diante do exposto, é possível verificar que o tema trocador de calor solo-ar não é um assunto novo na comunidade científica. Entretanto, há caminhos ainda pouco explorados que carecem de novos estudos. Isso se justifica na medida em que se tem garantia de iniciativas promissoras em implementação de sistemas ou instalações de trocador de calor solo-ar, diante da funcionalidade e da satisfação do resultado térmico proporcionado pelo mesmo. Sendo assim, a otimização geométrica pode contribuir na implantação de trocadores de calor solo-ar mais eficientes e eficazes. Essa pode ser uma contribuição relevante à ciência. Para tanto, neste trabalho, a modelagem computacional e o método *Constructal Design* serão empregados no estudo de trocador de calor solo-ar.

Finalmente, por conta do exposto, foram construídas as condições necessárias para definir os objetivos desta pesquisa, os quais serão apresentados na seção 1.4. e 1.4.1.

1.4. Objetivo geral

- melhorar o desempenho térmico de instalações de trocador de calor solo-ar por meio do estudo de vários arranjos de dutos enterrados.

1.4.1. Objetivos específicos

- determinar qual é a configuração geométrica de uma instalação de trocador de calor solo-ar, composta por quatro dutos dispostos na forma de um arranjo retangular, de tal modo que a mesma conduza ao maior potencial térmico;

- investigar a configuração geométrica de uma instalação de trocador de calor solo-ar, composta por três dutos dispostos na forma de um arranjo triangular (cujo vértice oposto à base está voltado para baixo), de tal modo que a mesma conduza para a maior desempenho térmico;
- definir qual a configuração geométrica de uma instalação de trocador de calor solo-ar, composta por três dutos, dispostos na forma de um arranjo triangular (cujo vértice oposto à base está voltado para cima), de tal forma que a mesma conduza ao maior desempenho térmico;
- determinar qual a configuração de uma instalação de trocador de calor solo-ar, composta por dois dutos, em paralelo, na mesma profundidade, de tal forma que o espaçamento entre os mesmos conduza ao maior potencial térmico;
- simular numericamente o comportamento térmico e fluidodinâmico de uma instalação de trocador de calor solo-ar formada por um único duto enterrado a uma profundidade constante;
- identificar qual é, dentre as instalações estudadas, a que proporciona o maior potencial térmico, bem como a configuração do arranjo de dutos da mesma.

1.5. Estrutura da dissertação

Neste tópico, brevemente, é comentado o que será discutido em cada capítulo do presente trabalho.

No presente capítulo é apresentado, inicialmente, a motivação para a construção deste trabalho. Também é exposta a justificativa para realização desta pesquisa, bem com o assunto estudado e a delimitação do mesmo, a revisão bibliográfica, os objetivos e, para finalizar, é apresentada a estrutura da dissertação.

O capítulo 2 apresenta a metodologia utilizada nesta pesquisa. Sendo assim, o mesmo está dividido em duas seções. A primeira seção apresenta a utilização da ferramenta numérica, aplicando a transferência do calor e a mecânica dos fluidos computacional para estudar o comportamento térmico e fluidodinâmico de instalações de trocador de calor solo-ar. Nessa seção, também são apresentados os softwares utilizados para a simulação numérica. Enquanto a segunda seção apresenta algumas considerações teóricas e preliminares acerca da aplicação do método *Constructal Design* em problemas de engenharia de uma forma geral.

No capítulo 3, é apresentado um sucinto embasamento teórico sobre os fundamentos da transferência do calor e a difusão do calor no solo.

No capítulo 4, traz-se a modelagem matemática dos fenômenos físicos associados no estudo de trocadores de calor solo-ar. Esses fenômenos são relacionados essencialmente a transferência do calor e a mecânica dos fluidos. Dessa forma, estão presentes os princípios de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia. Também é apresentada a modelagem da turbulência.

Já o capítulo 5 expõe o método numérico utilizado neste trabalho. Assim sendo, é abordado o método dos volumes finitos. Dessa forma, apresenta a discretização temporal das equações de conservação, bem como o tratamento dos termos advectivos das equações de conservação e o modelo de acoplamento pressão-velocidade.

No capítulo 6 é abordada a implementação da modelagem computacional de instalações de trocador de calor solo-ar. É definida a geometria do solo e domínio computacional das instalações de trocador de calor solo-ar. Na sequência, são exploradas as condições de contorno e as hipóteses simplificativas do problema. Em seguida, são apresentadas as propriedades dos meios materiais, os softwares utilizados e abordagem computacional.

Já no capítulo 7, são apresentados importantes procedimentos numéricos que foram necessários à execução deste trabalho. Esses procedimentos são a verificação e validação do modelo numérico de trocador de calor solo-ar.

O capítulo 8 traz a análise e discussão dos resultados desta pesquisa. Também é nesta seção que se dá efetivamente a aplicação do método *Constructal Design* em instalações de trocador de calor solo-ar. Além disso, são descritas as simulações numéricas realizadas ao longo do trabalho. Por fim, é realizada uma comparação entre as instalações estudadas nesta pesquisa.

No capítulo 9 são expostas as considerações finais, as contribuições desta pesquisa e as propostas de continuidade para trabalhos futuros em trocador de calor solo-ar.

Para finalizar, são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas neste trabalho e algumas informações complementares na forma de apêndice e anexo. No apêndice A é apresentada a dedução da equação da difusão do calor no solo. Esse material complementa o conteúdo exposto no capítulo 3 com mais detalhes, os quais não foram tratados no corpo principal do texto por conta da brevidade e objetividade do trabalho. Os apêndices B e C

apresentam, respectivamente, tutoriais básicos do GAMBIT e do FLUENT. Esses tutoriais foram construídos com a finalidade de contribuir com usuários iniciantes ao estudo de simulação numérica em trocador de calor solo-ar. Por fim, o anexo A apresenta o código com as equações dos campos de temperaturas, em função do tempo, utilizadas na superfície superior do solo e na entrada do escoamento no duto. Ambas foram incorporadas ao modelo computacional. Essas funções são inseridas na forma de UDF, que vem a ser o termo utilizado pelo FLUENT para tais procedimentos.

CAPÍTULO 2: METODOLOGIA

Em primeira instância, neste trabalho, foram utilizadas duas ferramentas metodológicas para a execução dos objetivos traçados inicialmente. A primeira metodologia a ser abordada é a numérica. Ou seja, a simulação numérica foi utilizada para promover previsões de temperaturas, ao longo do tempo, no solo e no ar escoando em dutos nas instalações de trocador de calor solo-ar. A segunda ferramenta metodológica utilizada, nesta pesquisa, foi o método *Constructal Design*. Esse método, o qual na sequência será abordado, permitiu uma avaliação, do ponto vista geométrico, do desempenho térmico de distintas instalações de trocador de calor solo-ar com diferentes configurações, no sentido de buscar uma geometria ótima que conduzisse ao maior potencial térmico para as configurações das instalações definidas neste estudo.

Entretanto, se faz pertinente uma ligeira retomada em algumas ideias preliminares, as quais, em se tratando de uma pesquisa científica, destacam a importância do método que será aplicado à execução das atividades ao longo de um determinado trabalho. Assim sendo, o método assume, de um modo geral, um conjunto de etapas que, quando executadas, de forma sistemática, facilitam a construção de conhecimentos sobre fenômenos físicos, químicos e biológicos, por exemplo. Isso viabiliza o desenvolvimento de novos produtos, sistemas ou processos na ciência.

Trujillo (1974 *apud* MORESI, 2003) define método, em ciência e engenharia, como a forma de proceder ao longo de um caminho. Logo, os métodos constituem os instrumentos básicos que ordenam o pensamento em sistemas, traçando, de modo ordenado, a maneira de proceder ao longo de um percurso para alcançar um objetivo.

Dessa forma, o método escolhido é a linha de raciocínio adotada no processo de pesquisa. Classicamente, os métodos que fornecem as bases lógicas à investigação científica são: dedutivo, indutivo, hipotético-dedutivo, dialético e fenomenológico (GIL, 1998). Já no que tange ao tipo de método científico que será implementado nesta pesquisa é, de certa forma, inspirado pelo método hipotético-dedutivo.

Esse método, segundo Popper (1998, *apud* JUNG, 2010b) avalia que, quando um fenômeno físico carece de entendimentos, surge a figura do problema, enquanto objeto de estudo. Para tentar explicar as dificuldades expressas pelo problema, são formuladas conjecturas. Das conjecturas estabelecidas, surgem informações ou dados que devem ser

validados ou falseados. Daí a necessidade de evidências empíricas, dados experimentais, para propor a validação ou refutação do modelo utilizado. Muitas vezes, o modelo matemático não representa o fenômeno físico em estudo ou não fornece resultados confiáveis.

Na tentativa de delinear a presente pesquisa, foi reservado espaço à contextualização da mesma, quanto à modalidade, à natureza, aos objetivos, aos procedimentos e à abordagem, conforme ilustra a Fig. 2.1.

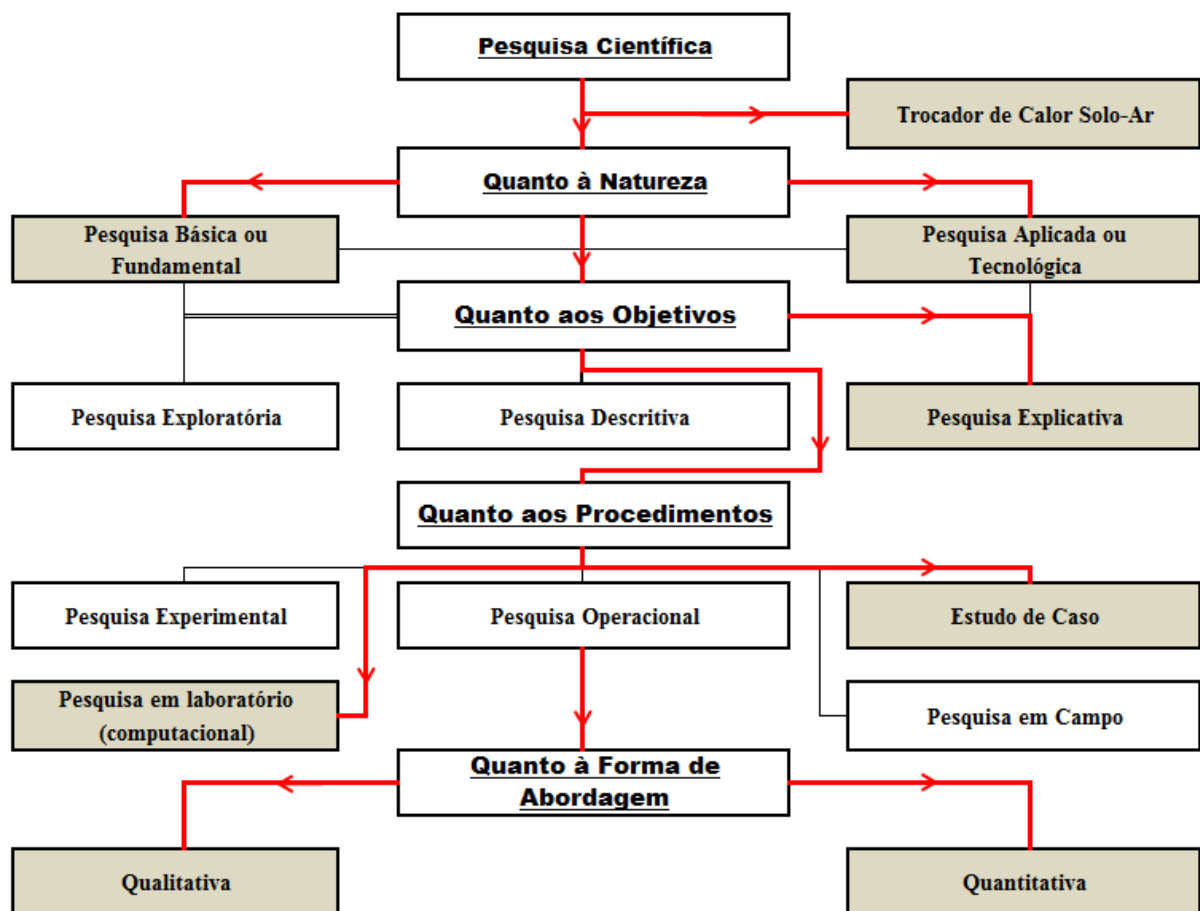


Figura 2.1 - Organização da presente pesquisa.

[adaptado de Jung (2010a)]

Com base nos objetivos desta pesquisa é possível descrever as características que a mesma assume no contexto em que está inserida. Sendo assim, com base na Fig. 2.1, conforme ensina Jung (2010a), quanto à natureza, é do tipo fundamental e aplicada, como forma associativa de pesquisa. A pesquisa é fundamental porque trata de fenômenos naturais,

como, por exemplo, a variação da temperatura e a transferência de calor no solo. Também é aplicada, pois se deseja estabelecer condições favoráveis à utilização da energia térmica do solo como contribuição para a melhoria da condição térmica de um determinado ambiente. Quanto aos objetivos, trata-se de um estudo do tipo explicativo, já que visa identificar os fatores que contribuem à ocorrência de determinados fenômenos ou variáveis que afetam o um processo específico, neste caso, de transferência de calor ou mecânica dos fluidos. Quanto aos procedimentos, é essencialmente uma pesquisa de laboratório aplicada a um estudo de caso, pois permite um estudo mais detalhado em relação ao objeto de estudo. Destaca-se, então, da experimentação numérica ou simulação numérica. Por fim, quanto à abordagem, estão presentes os aspectos qualitativos e quantitativos. Do ponto de vista qualitativo, existe a necessidade de avaliar o comportamento do escoamento do ponto de vista térmico, bem como o campo de temperaturas no solo. Já o tratamento quantitativo busca compreender a relação entre as variáveis do problema e a necessidade de quantificar a temperatura do ar na saída do duto. Essa abordagem é diretamente relacionada à simulação numérica, já que o resultado oriundo do ato de simular um evento gera um conjunto de dados que são armazenados para posteriormente serem analisados.

2.1. Método numérico

Nesta seção é apresentada a metodologia numérica utilizada no presente trabalho. Essa ferramenta é conhecida na literatura como dinâmica dos fluidos computacional (CFD – do inglês: *Computational Fluid Dynamics*) (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

A experimentação numérica, por meio de simulações computacionais, envolvendo mecânica de fluidos e transferência de calor e demais fenômenos associados é um campo de trabalho muito importante e que vem tomando espaço principalmente na área de engenharia.

O incessante crescimento da velocidade de processamento dos computadores, bem como a capacidade de armazenamento dos mesmos, vem tornar possível, de modo relativamente recente, o estudo numérico de fenômenos físicos cada vez mais complexos e variados. Exemplo disso é o estudo de escoamentos de fluidos em regime turbulento com transferência de calor.

Na ciência, do ponto de vista da física e da engenharia, dispõe-se fundamentalmente de três ferramentas para desenvolver um projeto ou analisar um problema, que são: métodos

analíticos, métodos numéricos, isto é, a experimentação numérica, e a experimentação em laboratório (MALISKA, 2004).

Em engenharia e nas ciências aplicadas, na maior parte das vezes, diante de problemas cujos fenômenos físicos envolvidos são complexos, por conta da geometria do mesmo, de poucas hipóteses simplificativas e da variedade das condições de contorno, torna-se irrealizável ou inexecutável a solução analítica das equações diferenciais governantes.

Além disso, diante de um modelo matemático governado por equações diferenciais não lineares, como as equações de Navier-Stokes, em mecânica dos fluidos, cabe a aplicação de um método numérico adequado para tal finalidade.

A aplicação da metodologia de CFD pressupõe vantagens no sentido de redução substancial de tempo de resolução de um problema e diminuição de custos com novos projetos. Essa aplicação torna-se relevante, já que a análise experimental, muitas vezes, torna-se complexa ou inviável. Problemas que por muito tempo ficaram sem serem solucionados hoje podem ser resolvidos por meio de métodos computacionais em pouco tempo, conforme relata Tannehil et al. (1997, *apud* GOMES, 2010).

Sendo assim, o sistema que será modelado computacionalmente neste trabalho tem características determinísticas no sentido de previsão do comportamento do mesmo. Também é transiente, porque varia com o tempo. É discretizável, pois no domínio de atuação do fenômeno, as variáveis de estado evoluem de maneira contínua no tempo e no espaço, no entanto, o interesse é no instante discreto ou discretizado.

No que tange a modelagem numérica, sucintamente, conforme, Versteeg e Malalasekera (2007), verifica-se que, a partir da delimitação de um problema físico, seleciona-se o modelo matemático que melhor caracteriza e aproxima as grandezas físicas que atuam no mesmo. A discretização das equações diferenciais que governam o problema se dão por conta de um sistema de equações algébricas, nas regiões em que as mesmas são válidas. A escolha do sistema de coordenadas depende da característica do fenômeno, da influência do método de discretização e do tipo de malha. Em seguida, a representação da localização discreta do domínio da geometria em que as variáveis serão resolvidas deve ser definida. Quanto as malhas podem ser divididas em malhas estruturadas e não-estruturadas. Depois, procede-se com a escolha do esquema numérico que satisfaça as condições impostas pelo problema. É na fase de resolução em que se deve escolher adequadamente o método de integração no tempo, bem como os métodos de resolução dos sistemas algébricos, incluindo

até técnicas de aceleração da convergência. Por fim, se tem os dados numéricos e a interpretação do fenômeno físico obtido pelo resultado da simulação.

De modo a ilustrar esse entendimento, a Fig. 2.2 mostra as etapas da abordagem numérica utilizada no presente estudo. Na sequência, é possível identificar as fases de cada processo e a importância das mesmas na implementação computacional.

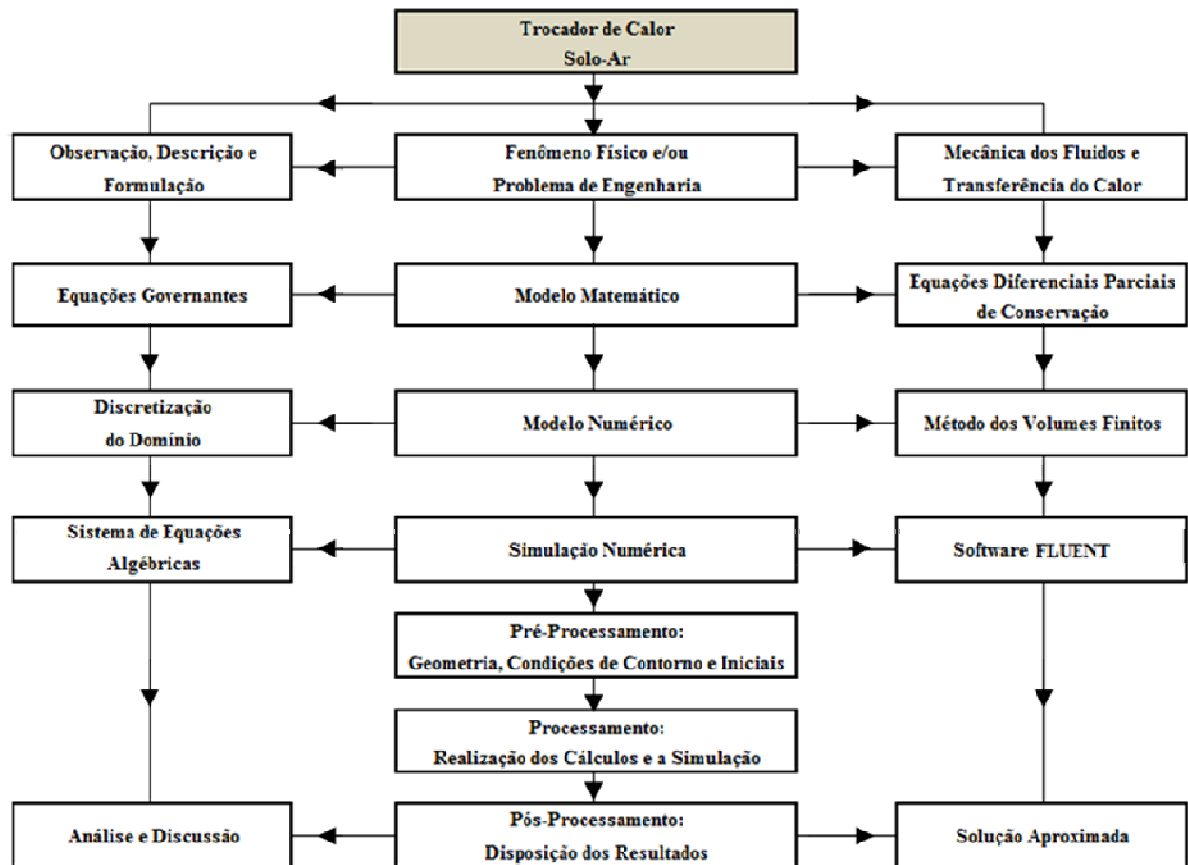


Figura 2.2 - Estrutura de organização da abordagem numérica de trocador de calor solo-ar.

Como visualizado na Fig. 2.2, a simulação numérica é, essencialmente, dividida em três etapas principais: o pré-processamento, o processamento (solução) e o pós-processamento.

No pré-processamento dá-se a etapa inicial onde é realizada a definição do problema físico, a imposição das condições de contorno, hipóteses simplificativas e condições iniciais do problema, a geometria de interesse, o domínio computacional, a discretização do domínio em elementos ou volumes finitos, ou seja, a geração da malha computacional.

Já o processamento é a fase onde há a solução do problema. Com a finalidade de resolver numericamente as equações diferenciais parciais associadas, torna-se habitual a utilização de métodos de discretização tradicionais, como: o método de diferenças finitas (MDF), o método de elementos finitos (MEF) e o método de volumes finitos (MVF) (MALISKA, 2004; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

Finalmente, o pós-processamento está relacionado com a apresentação dos resultados. Nessa etapa geralmente os pacotes de CFD estão equipados com diversas opções de ferramentas gráficas que auxiliam na visualização dos resultados. Portanto, é nessa etapa onde há a exposição dos resultados. Por isso, figuras contendo gráficos são indicadas para tal finalidade.

Em suma, o presente trabalho utiliza para a etapa de pré-processamento os softwares GAMBIT e o FLUENT, que em seguida serão apresentados. Sendo que o FLUENT também é utilizado para o processamento e o pós-processamento. Esses softwares possibilitam a solução numérica transiente do modelo matemático formulado para a determinação da troca térmica no âmbito de instalações de trocador se calor solo-ar. Cabe destacar que, além do FLUENT, o software Excel também foi empregada na etapa de pós-processamento.

Assim sendo, o método numérico que será utilizado neste trabalho é o método dos volumes finitos, uma vez que o software FLUENT é baseado neste método de discretização. Esse método satisfaz os princípios fundamentais de conservação em níveis discretos, ou seja, as equações aproximadas representam a conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia, em nível de volumes finitos. Isso evita o surgimento de fontes ou sumidouros de tais quantidades. Dessa forma, o método é indicado à aplicação em problemas de mecânica dos fluidos e transferência de calor (MALISKA, 2004).

Destaca-se, também, que resolver um problema numericamente por meio de um pacote computacional requer uma série de decisões antes de sua solução. Para tanto, deve-se questionar a utilização ou não de um método numérico. Assim, deve-se verificar se existem métodos numéricos para se resolver o problema. Depois disso, se deve escolher o método a ser utilizado, procurando aquele que é mais adequado para o problema em questão. Também é importante identificar as vantagens que cada método oferece e as limitações que os mesmos apresentam. Por fim, se deve avaliar a qualidade da solução obtida. Para isso, é importante saber exatamente o que está sendo feito pelo computador, isto é, como determinado método está sendo aplicado ou executado.

Outra questão importante quando se estuda um problema numericamente está em dois tipos de contribuição científica: análise de fenomenologia, avaliação de casos com modelos numéricos já desenvolvidos e o desenvolvimento de novos modelos numéricos. Neste trabalho, foi utilizado um modelo já definido na literatura para buscar uma contribuição científica na avaliação geométrica da disposição dos dutos enterrados no solo.

2.2. Método *Constructal Design*

Nesta seção, brevemente é abordado o procedimento denominado de Projeto *Constructal* (do inglês: *Constructal Design*), sendo o mesmo referenciado, na literatura, como método *Constructal Design*. Do ponto de vista aplicado, no item 1.3, desta dissertação, alguns trabalhos importantes foram mencionados sobre a aplicação do mesmo em problemas de engenharia. Já no que tange a efetiva aplicação desta técnica na presente pesquisa, é possível a mesma ser verificada no capítulo 8 deste trabalho.

Para melhor compreender a utilização do método *Constructal Design*, cabe uma revisão nos preceitos da Teoria *Constructal* e da Lei *Constructal*.

Inicialmente, em Bejan (1996) foi desenvolvida uma solução para o problema fundamental de como coletar o calor gerado em um material de baixa condutividade. Para tanto, um material de alta condutividade foi inserido no mesmo para propor uma melhor dissipação da energia térmica gerada. A taxa total de geração de calor é fixa. Através da metodologia utilizada foi possível estudar diversas geometrias do material de alta condutividade, que foi evoluindo, estabelecendo-se uma série de ramificações. Dentre os principais resultados é mostrado que a presente teoria apresenta profundas implicações na física, biologia e matemática.

A Teoria *Constructal* explica como ocorre a organização, diversidade e complexidade de sistemas naturais onde existe alguma espécie de fluxo através do tempo e espaço, tais como: bacias hidrográficas, pulmões, circulação atmosférica, formas de animais, tecidos vascularizados entre outros (BEJAN, 2000; BEJAN e LORENTE, 2008). A Teoria *Constructal* prima pela configuração do fluxo (geometria e arquitetura), fundamentada em um princípio de forma, geração e evolução no tempo na direção do maior acesso global do fluxo em sistemas que podem variar a geometria submetida às restrições (BEJAN, 2000; BEJAN e LORENTE, 2008).

Contudo, a Teoria *Constructal* não se restringe à engenharia, visto que segundo ela, na natureza, as estruturas são definidas de forma preditiva, ou seja, sem nenhum conhecimento prévio do problema em questão. Portanto, a mesma é um princípio físico que permite antecipar as formas e as estruturas que ocorrem nos sistemas naturais, como em árvores, seções transversais de rios, configurações geométricas de animais, clima, entre outros (BEJAN, 2000).

Esse princípio pode ser aplicado em sistemas de qualquer escala, desde a microscópica até a macroscópica, propiciando o desenvolvimento de estruturas complexas de escoamentos em engenharia e na natureza. Assim sendo, é possível verificar inúmeros exemplos de aplicação do referido princípio, como na Biologia, Geofísica e sistemas naturais nas quais as geometrias se modificam a fim de alcançar um objetivo, que é essencialmente a minimização da resistência global para suas correntes internas (BEJAN, 2000).

Dessa forma, a Teoria *Constructal* conduz engenheiros à descoberta de arquiteturas de fluxo eficientes, quaisquer que sejam eles: fluidos, massa, energia e movimento em geral. Os projetos gerados são validados por comparações com a natureza, em sistemas animados e inanimados.

Já a Lei *Consctrutal* diz que: “Para um sistema de dimensões finitas, onde existe fluxo (movimento), persistir no tempo (sobreviver) ele deve evoluir de uma maneira que propicie o mais fácil acesso possível às correntes que escoam através dele” (BEJAN, 1996 e BEJAN e LORENTE, 2008).

O método *Constructal Design* é baseado na Lei *Constructal*, que é um princípio físico fundamental. Dessa forma, está sujeito às restrições e objetivos. Em engenharia, por exemplo, o referido método é amplamente aplicado à otimização geométrica de sistemas de fluxo. Isso ocorre principalmente em problemas relacionados à transferência do calor e à mecânica dos fluidos (BEJAN e LORENTE, 2011).

Dessa forma, neste estudo, o método *Constructal Design* foi utilizado visando melhorar o desempenho térmico de instalações de trocador de calor solo-ar. Para tanto, foi necessário investigar qual a configuração do arranjo de dutos que conduz à maximização da transferência de calor entre o solo e o ar. Essa aplicação propõe a otimização geométrica do conjunto de dutos em instalações de trocador de calor solo-ar. De acordo com o método *Constructal Design* é esperado que a geometria ótima, fruto dessa otimização geométrica, conduza ao potencial térmico maximizado para a instalação de trocador de calor solo-ar.

É necessário, além disso, ressaltar que, de acordo com Bejan (2008), cada configuração ótima é excelente apenas para o problema em análise. Isto é, se houver troca em seus componentes, a configuração passa a não ser necessariamente a ótima. Então, cada problema deverá ser estudado particularmente para que a configuração geométrica ideal possa ser determinada satisfatoriamente.

Nessa linha de entendimento, os projetos de engenharia, conforme Bejan e Lorente (2008), caracterizam-se pela configuração, a qual é livre para variar fazendo com que o desempenho do sistema melhore. Portanto, o esforço para melhorar o sistema pode ser compreendido como o princípio *Constructal* da Ótima Distribuição das Imperfeições, cuja distribuição diminui as irreversibilidades, a fim de minimizar a quantidade de energia útil perdida pelo sistema.

Outro aspecto muito interessante é o fato de, conforme Kim et al. (2010), é razoável assumir que as melhores geometrias serão as mais complexas quando o tamanho do fluxo do sistema aumenta ou quando o volume disponível torna-se menor. Isso, de um modo conclusivo significa que, quanto mais complexa for a estrutura, melhor será o desempenho da mesma, o que vai ao encontro com o princípio da Teoria *Constructal* (LORENZINI et al., 2009).

CAPÍTULO 3 - ELEMENTOS DA TRANSFERÊNCIA DO CALOR E DA MECÂNICA DOS FLUIDOS PRESENTES NO TROCADOR DE CALOR SOLO-AR

Neste capítulo foi realizada uma breve retomada na literatura em assuntos referentes aos fundamentos da transferência de calor e da mecânica dos fluidos. Esses assuntos são importantes para o entendimento dos mecanismos que cercam o princípio de funcionamento do trocador de calor solo-ar, conduzindo, assim, à aplicação da modelagem computacional.

Em primeira instância, cabe destacar que há três formas de transferência de calor, que são condução, convecção e radiação térmica. Essa transmissão da energia térmica ocorre do corpo ou substância de maior temperatura para o de menor temperatura (BEJAN, 2004; INCROPERA et al., 2008).

A Fig. 3.1 apresenta os processos de transmissão do calor e da dinâmica dos fluidos associados ao princípio de funcionamento do trocador de calor solo-ar. A energia que incide na superfície do solo é transmitida, através do espaço, pelo processo denominado de radiação térmica. Uma parcela dessa energia é transmitida no solo através da difusão térmica. Já a transferência de calor no ar se dá, fundamentalmente, através da convecção (forçada) térmica. Dessa forma, a mesma está relacionada a um processo difusivo e um processo advectivo. Esse processo advectivo se dá por conta do movimento molecular do ar no interior do duto (BEJAN, 2004; INCROPERA et al., 2008).

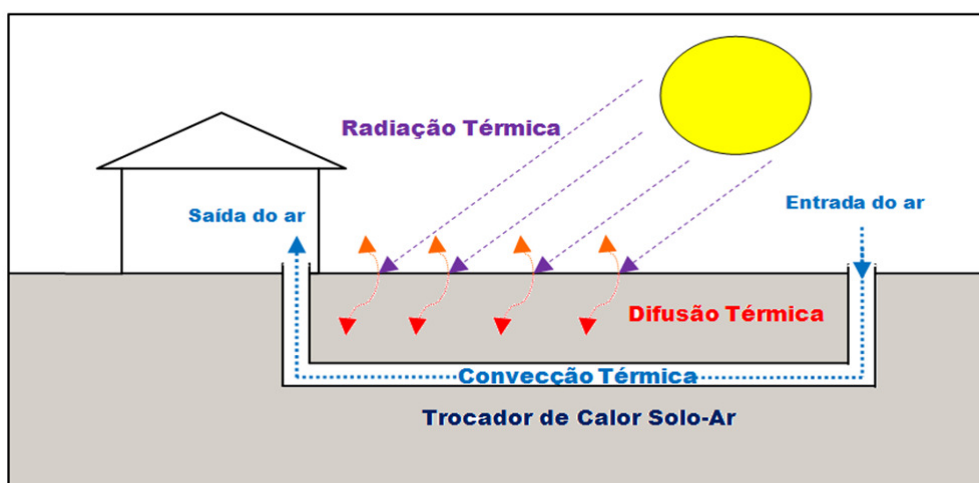


Figura 3.1 - Processos de transmissão do calor e da dinâmica dos fluidos associados ao princípio de funcionamento do trocador de calor solo-ar.

De acordo com Incropera et al. (2008) é denominado condução, o processo de transmissão de calor no qual ocorre apenas transferência de energia térmica, sem que haja transporte de massa (matéria). Ela ocorre normalmente nos corpos sólidos, embora, sob condições especiais, possa se dar também nos fluidos. Nesse processo de transferência de calor há troca energética devido ao gradiente de temperatura no meio material (corpo ou substância). Tal troca se dá pelo movimento cinético ou pelo impacto de moléculas (no caso de um fluido em repouso) ou pelo movimento de elétrons livres (em metais). À medida que recebem calor, as moléculas do corpo ou da substância vibram mais intensamente, aumentando o nível de energia cinética do mesmo. Essa energia térmica é transferida, sucessivamente, de uma partícula para outra através da colisão entre as mesmas. Como o calor se propaga de partícula para partícula, os corpos com maior número de partícula, por unidade de volume, são considerados bons condutores. Isso explica o motivo dos metais sólidos, de uma forma geral, serem bons condutores de calor. Pelo mesmo motivo, os líquidos e gases, de uma forma geral, não são bons condutores de calor. No sólido, a condução está relacionada a um fenômeno físico de troca térmica intermolecular (rotação molecular, translação molecular e transporte de elétrons livres) conhecido como difusão térmica.

Esse fenômeno físico é governado e quantificado segundo a Lei de Fourier. Essa transferência de energia térmica (por unidade de tempo e por unidade de área) é denominada de fluxo de calor. Esse fluxo de calor pode ser visualizado a partir dos campos de temperaturas que se estabelecem neste meio. Dessa forma, o mesmo é uma grandeza direcional, pois depende da direção da transmissão de calor que atuará normal (ortogonal) a uma superfície de temperatura constante, chamada de superfície isotérmica. Outro aspecto importante de ser destacado é que a Lei de Fourier é universal, sendo válida tanto para o meio isotrópico, quanto para o meio anisotrópico.

Nesse contexto, a difusão do calor no solo se estabelece a partir de processos de transferência de energia térmica que se constituem em virtude de gradiente térmico existentes entre as moléculas do solo. Assim, a constante interação entre elas, umas com as outras, é responsável pelo fluxo de calor, daquelas cujo nível de energia é mais elevado, para aquelas em que o nível de energia é mais baixo. Considerando o ciclo diário, durante o dia a superfície se aquece, gerando um fluxo de calor para o interior do solo. À noite, há o resfriamento da superfície do solo, por conta de emissão de radiação, invertendo, assim, o sentido do fluxo de calor no interior do solo. Esse fluxo passa, conseqüentemente, a ser do interior do solo para a

superfície. Esse mesmo fenômeno descrito também ocorre se considerado o ciclo anual. Ou seja, durante o período quente, verifica-se um fluxo de calor orientado para o interior do solo. Já em períodos frios, o sentido do fluxo de calor se inverte em relação ao anterior, isto é, se dá para a superfície do solo (VAZ, 2011). Finalmente, por conta da objetividade desta pesquisa, neste capítulo, não será detalhado o processo de difusão do calor no solo. No entanto, é possível analisá-lo, com mais detalhes, no Apêndice A deste trabalho.

É possível, com isso, compreender a importância do processo de transferência do calor por difusão no âmbito do trocador de calor solo-ar. Isso se sustenta na medida em que, no solo, o calor se transmite através da difusão térmica. Além disso, a troca de calor entre o solo e os dutos também seguem o mesmo princípio físico. Todavia, no interior dos dutos, se constata que, no ar, a transmissão do calor segue o princípio da convecção térmica.

Já por sua vez, a convecção é, essencialmente, o processo de transmissão de calor em que a energia térmica se propaga através do transporte de matéria (massa). Esse processo ocorre somente com os fluidos, isto é, com os líquidos e com os gases e é classificado de acordo com o mecanismo motriz do escoamento, podendo ser forçado ou livre (natural). Na convecção forçada, o movimento é gerado por algum agente externo. Já na convecção natural o próprio campo de temperaturas gera diferenças de densidades absolutas que levam ao movimento do meio (surgimento de correntes convectivas ascendentes e descendentes). Dessa forma, havendo simultaneamente ambas as modalidades, se tem a convecção mista (BEJAN, 2004; INCROPERA et al., 2008).

Associado ao princípio operacional do trocador de calor solo-ar, do ponto de vista fluidodinâmico, está presente o movimento forçado do ar no interior do duto, que se dá por meio de um mecanismo externo (ventilador).

Conforme ilustra a Fig. 3.2, é possível identificar a condição de contorno dinâmica, na entrada do duto, representada por $\vec{v}_0 = 3,3 \text{ m/s}$ (velocidade prescrita). O diâmetro do duto em análise é representado por d , [m]. O eixo x representa o sentido do escoamento (axial) e eixo r representa o sentido ortogonal ao escoamento (radial). O perfil de velocidades encontra-se dinamicamente desenvolvido quando ele cessa a variação ao longo da direção axial do tubo. Na região de desenvolvimento, o núcleo do escoamento é acelerado e o fluido próximo da parede é retardado pela ação da viscosidade. Quando o escoamento encontra-se completamente desenvolvido, o perfil do campo de velocidade não altera ao longo do tempo ou do espaço. Consequentemente, a velocidade máxima do escoamento se dá no centro de

simetria do duto. A mesma vai diminuindo, em módulo, na medida em que se aproxima das paredes do mesmo, sendo que, no contato físico com a parede do duto, o escoamento assume velocidade nula, por conta do princípio da aderência (INCROPERA et al., 2008).

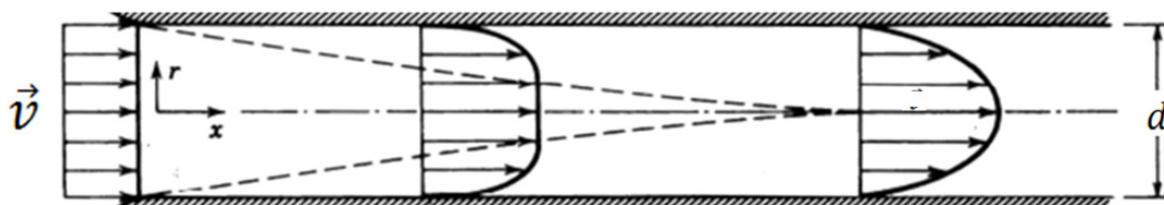


Figura 3.2 - Campo de velocidade do escoamento do ar no interior do duto.

[adaptado de Incropera et al. (2008)]

Já do ponto de vista térmico, segundo Incropera et al. (2008), o ar troca calor com o solo no regime transiente. De um modo em geral, em períodos quentes o ar cede calor para o solo e em períodos frios o ar absorve calor do solo. Nesse contexto, a troca de calor por convecção térmica está relacionada a um processo difusivo (transferência de energia térmica) e um processo advectivo (transporte molecular devido ao movimento).

A radiação térmica é o processo de transmissão do calor que ocorre por meio de ondas eletromagnéticas, chamadas ondas de calor ou calor radiante. Esse mecanismo não necessita necessariamente de um meio material para a sua propagação, podendo, então, ser transmitida no vácuo. Esse mecanismo de transmissão de energia térmica também está presente no princípio de funcionamento do trocador de calor solo-ar, na medida em que é responsável pela energia disponível na camada superficial do solo. É nessa zona onde efetivamente é disposta a instalação de trocador de calor solo-ar. Dessa forma, a radiação térmica em questão é, essencialmente, emitida pelo Sol, que é uma fonte de energia limpa.

Além disso, de uma forma geral, a radiação térmica é a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura maior do que 0 K (zero Kelvin, zero absoluto, equivalente a $-273\text{ }^{\circ}\text{C}$). Aliado a isso, sabe-se que a radiação térmica não se limita apenas às superfícies sólidas, mas também ocorre a partir de gases e líquidos. A emissão se dá através das mudanças nas configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas que constituem a matéria. Dessa forma, os átomos e moléculas que compõem a matéria possuem energia cinética que varia. Essas mudanças de energia acabam resultando na aceleração das partículas e oscilações

das cargas que compõem os átomos. Essa movimentação das cargas na matéria gera a radiação eletromagnética, isto é, a energia cinética de átomos e moléculas converte-se em energia térmica e resulta na radiação eletromagnética. Assim, as características da radiação térmica dependem de várias propriedades da superfície irradiante, incluindo temperatura, capacidade de absorção espectral e poder de emissividade espectral.

Aliado a isso, a radiação térmica não é monocromática, ou seja, não consiste em uma única frequência de comprimento de onda, porém na dispersão contínua de energia das partículas. Portanto, absorção, refletividade e emissividade dependem do comprimento de onda da radiação e a temperatura determina a distribuição dos comprimentos de onda emitidos (INCROPERA et al., 2008).

Ainda fazendo menção à mecânica dos fluidos, segundo Fox, McDonald e Pritchard (2006), a mesma é dividida, fundamentalmente, em dois ramos: a estática dos fluidos e a dinâmica dos fluidos. A estática dos fluidos trata das propriedades e leis físicas que regem o comportamento dos fluidos livre da ação de forças externas, ou seja, nesta situação o fluido se encontra em repouso ou então com deslocamento em velocidade constante. Já a dinâmica dos fluidos é responsável pelo estudo e comportamento dos fluidos em regime de movimento acelerado no qual se faz presente a ação de forças externas responsáveis pelo transporte de massa. Dessa forma, pode-se perceber que o estudo da mecânica dos fluidos está relacionado a muitos processos industriais presentes na engenharia e sua compreensão representa um dos pontos fundamentais para a solução de problemas geralmente encontrados nos processos industriais. Consequentemente, além das soluções analíticas e experimentais para os problemas desta área, a solução numérica tem se mostrado importante para uma série de estudos contemporâneos. Assim, as aplicações em dinâmica dos fluidos computacional estão ganhando espaço na engenharia pela praticidade de implementação e grande qualidade dos resultados. Essa prática vem, por exemplo, tornando possível a validação e a verificação de modelos matemáticos aplicados à solução de problemas diversificados nas mais diversas áreas da ciência.

Assim, a mecânica dos fluidos está presente no princípio de funcionamento do trocador de calor solo-ar. Para a análise do escoamento do ar no interior do duto, no que se refere à classificação geométrica do escoamento, o mesmo é tridimensional. Quanto à variação no tempo, o mesmo é transiente. Quanto à variação da trajetória, o escoamento é variado. Já no que se refere à direção da trajetória, o escoamento é turbulento. Quanto à

classificação básica dos condutos, trata-se de condutos forçados. Quanto à compressibilidade, o escoamento é incompressível. Quanto ao transporte microscópico de quantidade de movimento por difusão molecular, o escoamento é viscoso. Quanto ao tipo de fluido, o ar é uma substância newtoniana. Por fim, no que se refere ao modelo matemático utilizado para representar a conservação da quantidade de movimento, foram resolvidas numericamente as equações de Navier-Stokes para o campo de velocidades.

Portanto, maiores informações sobre o processo de transferência de calor e massa podem ser encontradas em Incropera et al. (2008). Outras informações associadas às condições de contorno e hipóteses simplificativas comentadas neste item foram apresentadas no item 6.2 deste trabalho. Da mesma forma, outras informações no âmbito da mecânica dos fluidos podem ser verificadas em Munson, Young e Okiishi (2004) e Fox, McDonald e Prichard (2006).

CAPÍTULO 4 - MODELAGEM MATEMÁTICA

A presente seção tem por objetivo propor a modelagem matemática utilizada no estudo de instalações de trocador de calor solo-ar. Sendo assim, os fenômenos físicos atinentes a tais instalações serão representados por meio de equações fundamentais governantes. Esses fenômenos físicos podem ser analisados sob dois aspectos: um térmico e o outro fluidodinâmico.

Nesse intuito, a equação da difusão do calor é a equação da energia na forma simplificada, ou seja, sem os termos advectivos ou com um campo de velocidades imposto. Já para avaliar o escoamento do ar no interior do duto foram utilizados os princípios físicos de conservação da massa, movimento e energia. Sendo assim, foi representado pela equação da conservação da massa, do movimento (equações de Navier-Stokes) e da energia. Além disso, por se tratar de escoamento turbulento, é necessário resolver equações de transporte, pois torna possível a solução do problema do fechamento. Isso ocorre pela presença de novas variáveis na formulação matemática (flutuações dos campos de velocidades e temperaturas médias no tempo) e a manutenção do mesmo número de equações (VAZ, 2011).

4.1. Conservação da massa

De acordo com Patankar (1980), Maliska (2004) e Fox, McDonald e Pritchard (2006) a equação de conservação da massa ou equação da continuidade, pode ser escrita em sua forma mais geral, para escoamentos compressíveis e incompressíveis, na forma vetorial, como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (4.1)$$

onde ρ é a massa específica do fluido (ar), em $[\text{kg}/\text{m}^3]$; t é o tempo, em $[\text{s}]$; $\vec{v}$ é vetor velocidade do escoamento, em $[\text{m}/\text{s}]$, e S_m , dado em $[\text{kg}/(\text{m}^3 \text{s})]$, é o termo fonte.

Como visto na seção 3.2., trata-se de um escoamento incompressível, logo: $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$, ou seja, a massa específica não varia no decorrer do tempo ou do espaço. Também, não há fontes de massa, consequentemente, $S_m = 0$. O operador diferencial Nabla, em coordenadas

retangulares, é dado por: $\nabla = \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}$. Sendo $\vec{i}$, $\vec{j}$ e $\vec{k}$ os vetores unitários direcionais que são base para o espaço R^3 (espaço tridimensional).

Portanto, a equação da conservação da massa, para atingir os propósitos deste trabalho, pode ser representada por:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (4.2)$$

4.2. Conservação da quantidade do movimento

Para analisar o escoamento do ar no interior do duto, é necessário considerar o princípio fundamental da conservação da quantidade de movimento. De forma conjunta, a equação da conservação da massa, Eq. (4.2), neste estudo, e a equação da conservação da quantidade de movimento, são utilizadas para determinar o campo de pressão e velocidades do escoamento. Sendo que, na solução, a primeira, atua de forma restritiva à solução do problema.

Assim sendo, para um sistema de coordenadas retangulares, com base em Patankar (1980), Maliska (2004) e Versteeg e Malalasekera (2007), a equação da conservação da quantidade de movimento por ser apresentada, considerando a modelagem da turbulência, na forma vetorial, por:

$$\frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla \bar{p} + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (4.3)$$

onde: ρ é a massa específica do fluido (ar), em $[\text{kg}/\text{m}^3]$; $\vec{v}$ é vetor velocidade do escoamento, em $[\text{m}/\text{s}]$; $\bar{p}$ é a pressão estática (piezométrica) do fluido, em $[\text{N}/\text{m}^2]$; $\rho \vec{g}$, é o campo de forças gravitacional, por unidade de volume, isto é, em $[\text{N}/\text{m}^3]$; $\vec{F}$ representa as forças externas, por unidade de volume, ou seja, em $[\text{N}/\text{m}^3]$; $\bar{\tau}$ é o tensor de tensões viscosas relacionada às forças de superfície em um elemento infinitesimal de fluido, em $[\text{N}/\text{m}^2]$.

Por decorrência da característica do escoamento estudado se tratar de um processo de convecção forçada, tem-se que: $\rho \vec{g} = 0$ na Eq. (4.3) e não há forças de campo. Portanto, verifica-se que $\vec{F} = 0$, na Eq. (4.3). Assim, a Eq. (4.3), já considerando o modelo de turbulência (RSM), o qual será abordado na seção 4.4.2, é dada por:

$$\frac{\partial \rho \bar{\vec{v}}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{\vec{v}} \bar{\vec{v}}) = -\nabla \bar{p} + \nabla \cdot (\bar{\vec{\tau}}) \quad (4.4)$$

O tensor de tensões viscosas relacionada às forças de superfície em um elemento infinitesimal de fluido, expresso por $\bar{\vec{\tau}}$, na Eq. (4.3) e Eq. (4.4), é definido como:

$$\bar{\vec{\tau}} = \mu \left[(\nabla \cdot \bar{\vec{v}} + \nabla \cdot \bar{\vec{v}}^T) - \frac{3}{2} \nabla \cdot \bar{\vec{v}} I \right] \quad (4.5)$$

onde: μ é a viscosidade dinâmica ou absoluta do fluido, expressa em (kg/m.s) e I é um tensor unitário. O segundo termo representa as tensões desviadoras, que estão relacionadas com a dilatação volumétrica do fluido, assim, em escoamentos incompressíveis tal termo é nulo.

Dessa forma, a Eq. (4.5) pode ser reescrita como:

$$\bar{\vec{\tau}} = \mu [(\nabla \cdot \bar{\vec{v}} + \nabla \cdot \bar{\vec{v}}^T)] \quad (4.6)$$

4.3. Conservação da energia

Como os fenômenos atinentes ao trocador de calor solo-ar envolvem transferência de energia térmica, o princípio fundamental da conservação da energia deve ser respeitado.

Diante disso, é, primeiramente, apresentada a equação da energia utilizada para o estudo térmico do escoamento do ar no interior dos dutos. Portanto, a equação da conservação da energia, na forma mais geral, com base em Patankar (1980), Maliska (2004) e Versteeg e Malalasekera (2007) pode ser expressa, na forma vetorial, considerando a modelagem da turbulência, por:

$$\frac{\partial \rho \bar{h}}{\partial t} + \nabla [\bar{\vec{v}} (\rho \bar{h})] = \nabla \cdot [k_{eff} \nabla \bar{T}] \quad (4.7)$$

A entalpia específica, representada pela variável h na Eq. (4.7) pode ser expressa como:

$$h = \int_{T_{ref}}^T c_p dT \quad (4.8)$$

onde: c_p é o calor específico a pressão constante, expresso em [J/kg·K], e T_{ref} é uma temperatura em um estado termodinâmico de referência ($T_{ref} = 298,15$ K). Por fim, a condutividade efetiva, ou seja, k_{eff} , expressa em [W/(m·K)], é dada por $k + k_t$, onde k_t é a condutividade térmica turbulenta, definida em concordância com o modelo de turbulência adotado.

Em um segundo momento, na região do solo, é resolvida a equação da difusão do calor, que pode ser expressa como:

$$\nabla^2 T = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4.9)$$

onde: α é a difusividade térmica do material (solo) [m²/s], T é a temperatura [K], em uma determinada posição no espaço e no tempo, e o operador de Laplace, é indicado $\nabla^2 = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$, para o sistema de coordenadas retangulares. Vale destacar que, com base nas informações da Tab. 6.1, tem-se que: $\alpha = 65,54 \cdot 10^{-8}$ m²/s.

4.4. Modelagem da turbulência

Primeiramente, cabe destacar que os escoamentos do ar nos dutos das instalações de trocador de calor solo-ar estudados nesta pesquisa são condicionados ao regime turbulento, conforme será mostrado no capítulo 8 deste trabalho. Assim sendo, é importante observar que a modelagem clássica de escoamentos é baseada na solução das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. Entretanto, a grande maioria dos problemas de interesse da engenharia é representado por escoamento turbulentos.

Com isso, o sistema de equações resultantes possui solução exata apenas para um número reduzido de escoamentos simples. Isso ocorre após a introdução de muitas hipóteses simplificadoras, que, geralmente, as desviam excessivamente de um problema real em estudo (MALISKA, 2004).

Nesse contexto, é possível obter uma solução independente de parâmetros empíricos, através da solução direta das equações de Navier-Stokes para todas as escalas de turbulência. Como escoamentos turbulentos são sempre tridimensionais e transientes, com a presença de

estruturas turbilhonares em uma larga faixa de escalas de comprimento e tempo, as soluções numéricas requerem níveis de armazenamento muito elevados (WILCOX, 2002).

Além disso, em diferentes métodos numéricos, para representar todas as escalas dos escoamentos são requeridas malhas muito refinadas e uso de esquemas numéricos de discretização com erros de truncamento pequenos (truncamento na 4^a, 5^a e, às vezes, até 6^a ordem) (LESIEUR, MÉTAIS e COMTE, 2005). Devido a essas dificuldades, têm sido utilizados modelos de turbulência avaliados experimentalmente, nos quais o nível de precisão depende, essencialmente, da validade das hipóteses utilizadas (VAZ, 2011).

Todavia, de um modo em geral, as alternativas para solução numérica de escoamentos turbulentos podem ser classificados em três tipos:

A primeira se trata da simulação numérica direta (DNS - do inglês: *Direct Numerical Simulation*) que se dá a partir das equações de Navier-Stokes, não sendo, portanto, um modelo. Essa solução não é ainda viável para a engenharia, pois o escoamento turbulento é tridimensional e transiente, caracterizado por estruturas de movimento, com larga faixa de escalas de comprimentos e de tempo, que requerem níveis de discretização espacial e temporal extremamente pequenos para as suas corretas caracterizações, exigindo um esforço computacional que inviabiliza a sua utilização. Entretanto, pode-se ressaltar que essas simulações, realizadas em domínios espaciais e temporais restritos, podem extrair informações de parâmetros complicados de serem medidos experimentalmente (RECH, 2010).

A segunda classificação, conforme Rech (2010) é a simulação em grandes escalas (LES - do inglês: *Large Eddy Simulation*), técnica similar à anterior, que tenta resolver parte da turbulência de forma direta, tornando o esforço computacional muito menor, quando comparado com o DNS. O tratamento das pequenas escalas é feito a partir de modelos submalha. Os modelos submalha podem ser algébricos (como o de Smagorinsky), no entanto, existem outros modelos que não são algébricos.

Por fim, se tem a modelagem média no tempo da turbulência (RANS - do inglês: *Reynolds Averaged Navier-Stokes*), a qual considera hipóteses de fechamento para as tensões médias de Reynolds. Assim, o modelo de turbulência, baseado nas tensões médias de Reynolds RANS, subdividi-se em modelos de viscosidade turbulenta, que consideram a hipótese de Boussinesq, e em modelos que introduzem a equação de transporte para cada um

dos seis termos do tensor de Reynolds (RSM - do inglês: *Reynolds Stress Model*) (RECH, 2010).

Para representar escoamentos turbulentos em engenharia, diversos são os modelos disponíveis na atualidade. O FLUENT disponibiliza uma série de modelos de turbulência que podem ser adotados nas simulações numéricas, como, por exemplo, k - ε , k - ω , LES e o RSM.

No presente trabalho, foi utilizado o modelo de turbulência RSM para as simulações numéricas de trocador de calor solo-ar. Isso se justifica pelo fato do referido modelo ter sido validado e verificado com sucesso. Esse modelo pertence ao grupo dos modelos clássicos de turbulência que propõem analisar uma média temporal das equações de conservação que modelam os escoamentos, sendo as variáveis do problema (velocidade, pressão e temperatura) decompostas em uma parcela média e outra flutuante no tempo (WILCOX, 2002; VAZ, 2011). Contudo, outros modelos de turbulência devem ser investigados e avaliados quanto à viabilidade de aplicação em modelos de trocador de calor solo-ar.

4.4.1. Modelagem clássica da turbulência

A modelagem clássica da turbulência consiste em realizar uma média temporal sobre as equações de conservação que modelam os escoamentos, sendo as variáveis do problema (velocidade, temperatura e pressão) decompostas em uma parcela média e outra flutuante no tempo, conforme dos Santos (2011) e Wilcox (2002).

Quando se aplica o operador média temporal sobre as equações de conservação do problema são originadas novas incógnitas devido as não linearidades do modelo, ou a parcela advectiva da equação do transporte de quantidade de movimento.

Esses novos termos são denominados: tensões de Reynolds, para a equação de conservação de quantidade de movimento e fluxos turbilhonares de energia, para a equação de conservação da energia. Eles contribuem na determinação dos campos turbulentos médios. No entanto, o número de equações de conservação permanece o mesmo e passa-se a ter mais incógnitas do que equações, dando origem ao problema do fechamento (BRUM, 2013).

Segundo Wilcox (2002), tal tipo de abordagem é aplicável para escoamentos estacionários ou que contenham pequenas variações no tempo, conforme ilustra a Fig. 4.1 (a). Para a obtenção das variáveis temporais médias, é necessário integrar a variável instantânea sobre longos intervalos de tempo. Nos escoamentos estacionários, o período de tempo t deve

ser muito maior do que o das flutuações de velocidades ou temperaturas t_1 , sendo $t \gg t_1$, conforme ilustra a Fig. 4.1 (a). Nos escoamentos com pequenas variações temporais, além do período de integração t ser muito maior do que o das flutuações das variáveis t_1 , também deve ser muito menor do que as escalas de tempo características das pequenas variações temporais, que não são associadas com a turbulência do escoamento t_2 , sendo, portanto, $t_1 \ll t \ll t_2$, conforme ilustra a Fig.4.1 (b).

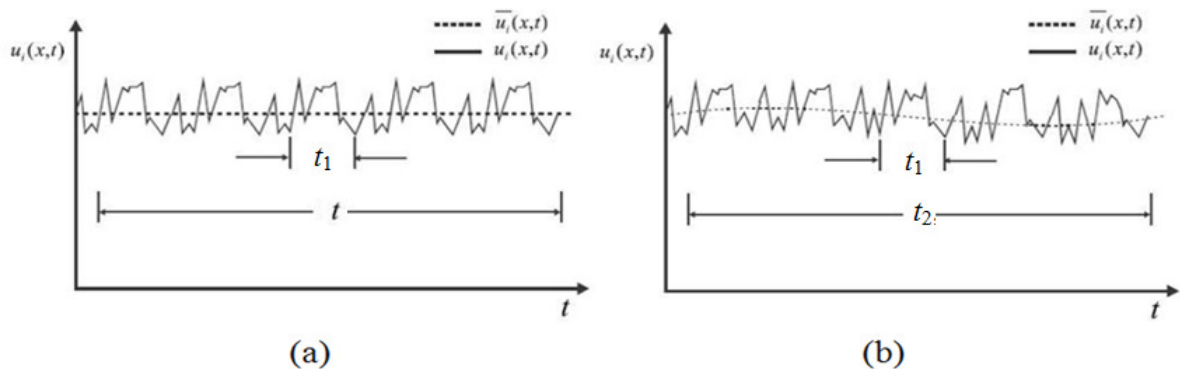


Figura 4.1 - Média temporal do campo instantâneo de uma variável para um escoamento:

(a) estacionário e (b) não estacionário com pequenas variações.

[adaptado de Wilcox (2002, *apud* DOS SANTOS, 2011)]

Com o objetivo de solucionar o problema do fechamento surgiram os modelos de turbulência, que consistem em introduzir novas equações para a modelagem dos termos adicionais nas equações de conservação da quantidade de movimento e energia. Estes modelos podem ser classificados em modelos dependentes ou independentes do conceito de viscosidade turbulenta de Boussinesq (DOS SANTOS, 2011).

Em ambos os grupos é necessário obter equações de transporte adicionais para o cálculo da viscosidade ou da difusividade turbulenta. Caso os conceitos de viscosidade/difusividade turbulenta não sejam usados, ainda é necessário efetuar um fechamento alternativo das equações médias de Reynolds.

Os modelos que dependem da viscosidade turbulenta são classificados conforme o número de equações diferenciais de transporte adicionais que necessitam ser resolvidas (DOS SANTOS, 2011).

Em geral, estes modelos apresentam falhas na previsão de escoamentos afastados da condição de equilíbrio local e necessitam de uma grande quantidade de constantes ajustáveis

para diversos tipos de escoamentos de base a serem simulados. Alguns exemplos onde estes modelos podem apresentar dificuldade de predição são escoamentos sobre superfícies curvas, em dutos de seção transversal não circular e sob o efeito de forças de campo (DOS SANTOS, 2011).

De acordo com dos Santos (2011) e Wilcox (2002), os modelos para o transporte das tensões de Reynolds são mais universais do que os modelos dependentes da viscosidade turbulenta. Todavia, estes modelos impõem uma dificuldade maior, do ponto de vista do tempo computacional e convergência numérica, devido à inserção de mais seis equações de transporte.

Uma vantagem dos modelos clássicos com relação às outras abordagens é a necessidade de discretizações espaciais e temporais bem menos refinadas, reduzindo sensivelmente o esforço computacional (BRUM, 2013).

Uma abordagem mais detalhada sobre a modelagem estatística clássica da turbulência, seus principais modelos, aplicações a diversos escoamentos de base e equacionamentos das equações de transportes são descritos de forma mais específica em Wilcox (2002).

4.4.2. Modelo das tensões de Reynolds

O modelo das tensões de Reynolds é o mais completo modelo de turbulência fornecido pelo software FLUENT, no âmbito da modelagem clássica da turbulência (RANS). Além disso, ele também é o mais complexo, pois para resolver a equação do transporte das tensões de Reynolds é necessário resolver mais seis equações diferenciais parciais para fechamento do modelo matemático. (FLUENT 6.3 DOCUMENTATION MANUAL, 2007). O modelo RSM resolve o problema do fechamento através do cálculo da média de Navier-Stokes, resolvendo equações de transporte para as tensões de Reynolds, juntamente com uma equação para a taxa de dissipação (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

Consequentemente, o Modelo RSM leva em consideração curvaturas, redemoinhos, rotações e rápidas mudanças na taxa de deformação. Logo, o mesmo tem maior potencial para dar previsões mais precisas para fluxos complexos. No entanto, é limitado pelas hipóteses de fechamento empregadas para vários termos do modelo de equações de transporte das tensões de Reynolds. A modelagem dos termos das taxas de pressão, deformação e dissipação é particularmente desafiadora e muitas vezes considerada como responsável por comprometer a

precisão das previsões dada pelo RSM (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007; BRUM, 2013).

No entanto, o RSM nem sempre produz resultados claramente superiores aos modelos mais simples para todas as classes de fluxos justificando o seu custo computacional. Contudo, a utilização do RSM é importante quando as características do fluxo de interesse resultam da anisotropia nas tensões de Reynolds. Portanto, o RSM é bastante utilizado na modelagem de fluxos de ciclones, fluxos altamente turbilhonares em câmaras de combustão e nos escoamentos internos em dutos (FLUENT 6.3 DOCUMENTATION MANUAL, 2007).

Por fim, a forma das equações de transporte das tensões de Reynolds pode ser derivada da equação da quantidade de movimento. Este é um processo em que as equações da quantidade de movimento são multiplicadas por uma propriedade desconhecida, o produto deste será a média de Reynolds. Infelizmente, muitos dos termos na equação são desconhecidos e hipóteses simplificativas são necessárias a fim de fechar as equações (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

4.4.3. Equação de transporte das tensões de Reynolds

A equação de transporte das tensões de Reynolds pode ser expressa como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u'_i u'_j}) + C_{ij} = D_{T,ij} + D_{L,ij} + P_{ij} + G_{ij} + \phi_{ij} - \varepsilon_{ij} + F_{ij} + S_u \quad (4.10)$$

Na sequência, é identificado termo a termo, bem a importância executada na Eq. (4.10).

Primeiramente, o termo $\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u'_i u'_j})$ é o termo transiente do transporte das tensões de Reynolds.

O termo C_{ij} representa o transporte advectivo das tensões de Reynolds, sendo dado por:

$$C_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k \overline{u'_i u'_j}) \quad (4.11)$$

O termo $D_{T,ij}$, que representa o fenômeno da difusão turbulenta das tensões de Reynolds, é definido por:

$$D_{T,ij} = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\overline{\rho u'_i u'_j u'_k} + \overline{p(\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j)} \right] \quad (4.12)$$

O termo $D_{L,ij}$, que representa o fenômeno da difusão molecular das tensões de Reynolds, é expresso por:

$$D_{L,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right] \quad (4.13)$$

O termo P_{ij} , o qual representa a taxa de criação das tensões de Reynolds pela ação do escoamento médio sobre o campo turbulento, é dado por:

$$P_{ij} = -\rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) \quad (4.14)$$

O termo G_{ij} , o qual indica a produção das tensões de Reynolds relacionadas às flutuações de forças de campo (neste caso empuxo), é representado por:

$$G_{ij} = -\rho \beta (\overline{g_i u'_j \theta} + \overline{g_j u'_i \theta}) \quad (4.15)$$

O termo ϕ_{ij} , que é a pressão de deformação, é expresso por:

$$\phi_{ij} = \overline{p \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)} \quad (4.16)$$

O termo ε_{ij} , o qual representa a dissipação das tensões de Reynolds pela ação viscosa, é definido por:

$$\varepsilon_{ij} = 2\mu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}} \quad (4.17)$$

O termo F_{ij} , que representa a geração devido à rotação do sistema, é dado por:

$$F_{ij} = -2\rho\Omega_k(\overline{u'_j u'_m} \varepsilon_{ikm} + \overline{u'_i u'_m} \varepsilon_{jkm}) \quad (4.18)$$

Finalmente, tem-se que S_u é o termo fonte.

Analisando a Eq. (4.9), tem-se que C_{ij} , $D_{L,ij}$, P_{ij} e F_{ij} não necessitam ser modelados. Entretanto, $D_{T,ij}$, G_{ij} , ϕ_{ij} e ε_{ij} precisam ser modelados para completar o sistema de equações.

Por fim, uma abordagem mais detalhada sobre os modelos de turbulência, bem como da modelagem dos termos da equação de transporte de tensões de Reynolds, Eq. (4.10), e sobre suas hipóteses simplificativas, está descrita, de forma mais detalhada, em Peters e Henkes (1992), Wilcox (2002), FLUENT 6.3 *Documentation Manual* (2006), e Versteeg e Malalasekera (2007).

CAPÍTULO 5 - MODELAGEM NUMÉRICA

Os métodos numéricos, fundamentalmente, correspondem a um conjunto de ferramentas ou procedimentos utilizados para se obter a solução de problemas matemáticos de forma aproximada.

Esses processos se aplicam a problemas inviáveis de uma solução exata analiticamente. Consequentemente, precisam ser resolvidos numericamente. Há, então, na estrutura do método a presença de um algoritmo composto por um número finito de operações matemáticas normalmente elementares (GILAT e SUBRAMANIAM, 2008).

5.1. Método dos volumes finitos

Conforme foi apresentado no item 2.1, uma das metodologias utilizadas neste trabalho, é a numérica. Na metodologia numérica foi utilizado o é o método dos volumes finitos. Assim como o método das diferenças finitas e o método dos elementos finitos, o presente método numérico é amplamente utilizado na modelagem computacional em problemas de engenharia.

Vale enfatizar que, para a modelagem numérica de instalações de trocador de calor solo-ar, o método dos volumes finitos é recomendado por atender, em nível de volumes elementares, os princípios de conservação da massa, do movimento e da energia. Esse método é ferramenta importante no campo da transferência do calor e mecânica dos fluidos computacional (PATANKAR, 1980; MALISKA, 2004; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

Fundamentalmente, há duas maneiras de se obter as equações aproximadas no método dos volumes finitos. A primeira é a realização do balanço das propriedades em questão nos volumes elementares, ou volumes finitos. A segunda é integrar sobre o volume elementar, no espaço e no tempo, as equações na forma conservativa. A forma conservativa é aquela em que na equação diferencial os fluxos estão dentro do sinal da derivada e, na primeira integração, aparecem os fluxos nas fronteiras do volume elementar, equivalente, portanto, ao balanço (MALISKA, 2004).

Trata-se, então, de processos equivalentes porque para deduzir as equações diferenciais que representam os fenômenos físicos, é primeiro necessário um balanço em um

volume finito, procedendo-se, em seguida, o processo de limites para obter a equação diferencial.

A Fig. 5.1 ilustra a tarefa do método numérico, que é basicamente transformar uma equação diferencial definida no domínio D , em um sistema de equações algébricas. Para tanto, as derivadas das funções existentes na equação diferencial devem ser substituídas pelos valores discretos na função. Assim, transformar as derivadas em termos que contêm a função significa integrar a equação diferencial. Já as diversas formas de fazê-lo, caracterizam o tipo de método numérico.

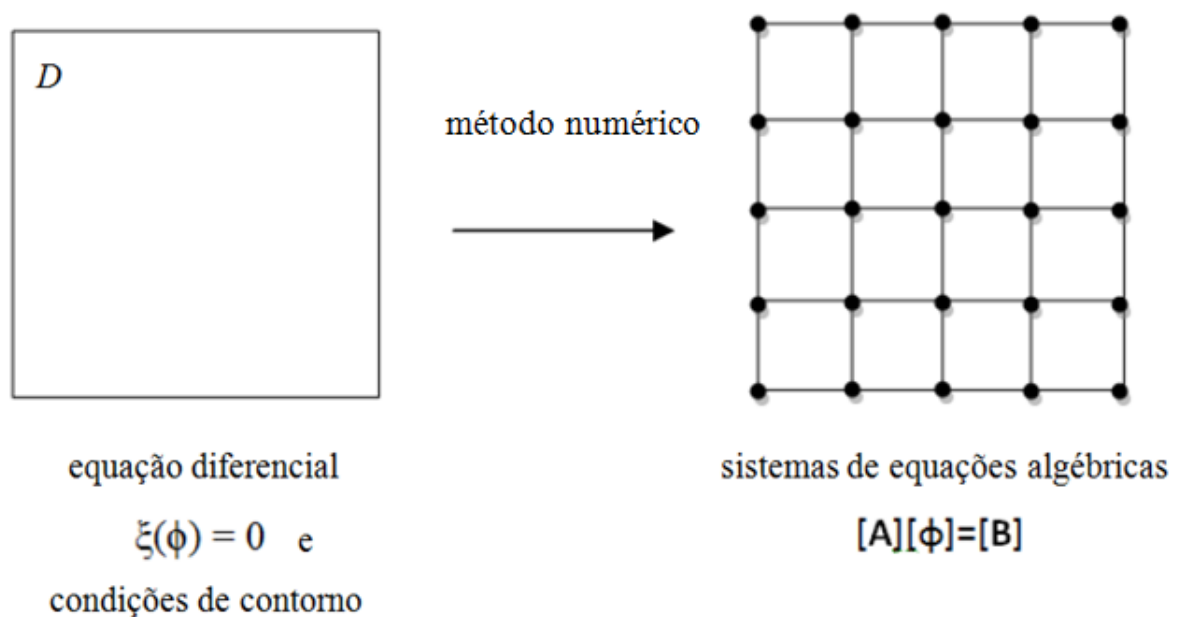


Figura 5.1 - A tarefa do método numérico.

[adaptado Maliska (2004)]

A fim de esboçar a conexão entre as equações aproximadas utilizadas no método dos volumes finitos e as equações diferenciais na forma conservativa, considere o volume elementar bidimensional mostrado na Fig. 5.2.

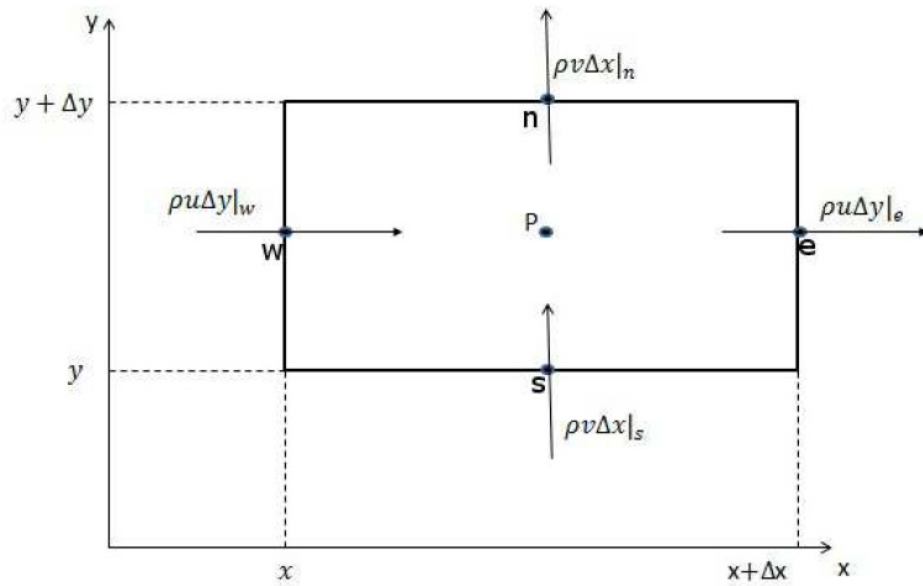


Figura 5.2 - Volume elementar para balanço de conservação.

[adaptado Maliska (2004)]

A partir daí, passa-se a deduzir a equação diferencial que representa a conservação da massa. Para o volume elementar mostrado na Fig. 5.2, tem-se o balanço de massa como sendo:

$$\dot{m}_e - \dot{m}_w + \dot{m}_n - \dot{m}_s = 0 \quad (5.1)$$

onde: $\dot{m}$ é a vazão em massa, em [kg/s], e as letras minúsculas e , w , n e s representam as faces leste, oeste, norte e sul, respectivamente, do volume de controle na discretização numérica.

Em termos das velocidades, para o volume elementar no sistema cartesiano, tem-se:

$$\rho u \Delta y|_e - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s = 0 \quad (5.2)$$

onde: ρ é a massa específica [kg/m³], u e v representam as componentes horizontal e vertical da velocidade [m/s], respectivamente. As dimensões do volume são dadas Δx e Δy .

Dividindo a Eq. (5.2) pelo produto $\Delta x \Delta y$, resulta-se em:

$$\frac{\rho u|_e - \rho u|_w}{\Delta x} + \frac{\rho v|_n - \rho v|_s}{\Delta y} = 0 \quad (5.3)$$

No limite, quando Δx e Δy tendem a zero, chega-se na forma diferencial conservativa da conservação da massa, ou seja:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (5.4)$$

Para obter a aproximação numérica da equação da conservação da massa infinitesimal, é preciso integrar a equação anterior no volume elementar mostrado na Fig. 5.2. Assim,

$$\int_w^e \int_s^n \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) \right] dx dy = 0 \quad (5.5)$$

Isto é,

$$\int_s^n [\rho u|_e - \rho u|_w] dy + \int_w^e [\rho v|_n - \rho v|_s] dx = 0 \quad (5.6)$$

Considerando que o fluxo de massa avaliado no meio da face do volume de controle é representado pela média da variação na face, pode-se escrever a equação:

$$\rho u \Delta y|_e - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s = 0 \quad (5.7)$$

que é exatamente a mesma Eq. (5.2), obtida da realização do balanço de massa. Essa equação pode ser também escrita como:

$$\dot{m}_e - \dot{m}_w + \dot{m}_n - \dot{m}_s = 0 \quad (5.8)$$

Consequentemente, tem-se que a Eq. (5.2) é uma equação aproximada (discreta) para o volume P , da Fig. 5.2. Assim, pode-se observar que a integração na forma conservativa da equação diferencial é equivalente a fazer o balanço. Ao realizar o balanço, ou a integração, de todos os volumes elementares, obtém-se um sistema de equações algébricas, tendo uma equação para cada volume. A preferência em se obter a função aproximada integrando-se a

equação diferencial vem do fato de que nem todos os balanços são tão simples de deduzir como foi o da conservação da massa (MALISKA, 2004).

A seguir, é implementado o método dos volumes finitos usando o sistema de equações governantes do modelo descrito no capítulo 4, que são as equações da conservação da massa Eq. (4.1), quantidade de movimento Eq. (4.3) e energia Eq. (4.7).

Para simplificar a descrição da aplicação do modelo numérico no FLUENT, as equações de transporte de massa, quantidade de movimento e energia são apresentadas na forma geral (MALISKA, 2004).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\bar{\phi}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\bar{u}_i\bar{\phi}) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma^\phi \frac{\partial \bar{\phi}}{\partial x_i}\right) + S^\phi \quad (5.9)$$

onde: ϕ é o escalar que esta sendo transportado, Γ^ϕ é o coeficiente de difusão térmica e S^ϕ é o termo fonte ou sumidouro por unidade de volume. Os termos relacionados com o escalar ϕ são mostrados na Tabela 5.1 para cada equação de conservação.

Tabela 5.1 - Elementos utilizados na Eq. (5.9).

Equação da conservação	ϕ	Γ^ϕ	S^ϕ
Massa	1	0	0
Quantidade de movimento	$\bar{v}_i$	μ_{eff}	$-\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i}\delta_{ij} + \rho\bar{g} + \bar{F}$
Energia	h	k_{eff}	S_h

Dessa forma, a Eq. (5.9) representa a equação da conservação de massa quando $\phi = 1$, $\Gamma^\phi = 0$ e $S^\phi = 0$. Já as equações da conservação da quantidade de movimento e energia seguem a Tabela 5.1.

Na sequência, integrando ao longo do tempo as equações governantes de cada volume de controle V_c , para um passo de tempo de Δt , a equação de transporte, isto é, a Eq. (5.9), na forma integral é dada por:

$$\int_{V_c} \left(\int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{\phi}) dt \right) dV + \int_t^{t+\Delta t} \left(\int_A \hat{n} \cdot (\rho \bar{u} \bar{\phi}) dA \right) dt =$$

$$\int_t^{t+\Delta t} \left(\int_A \hat{n} \cdot (\rho I \nabla \bar{\phi}) dA \right) dt + \int_t^{t+\Delta t} \int_{V_c} S \bar{\phi} dV dt \quad (5.10)$$

onde: $\vec{u}$ é o vetor do campo de velocidades e $\hat{n}$ é o vetor unitário normal à superfície do volume de controle V_c .

Seguidamente, discretizando a equação anterior para cada volume de controle, tem-se:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{\phi}) V_c + \sum_f^{N_f} \rho_f u_i|_f \rho_f = \sum_f^{N_f} \Gamma_\phi \left. \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right|_f \hat{n}_{fi} A_f + S_\phi V_c \quad (5.11)$$

onde: N_f é o número de faces que compõem o volume de controle, ϕ_f é a variável obtida na face f , $u_i|_f$ é o campo de velocidade na direção i obtida na face f , A_f é a área da face f e $\hat{n}_{fi}$ é o vetor unitário normal à face f . O primeiro termo do lado esquerdo da Eq. (5.11) representa o termo transiente, sendo necessário fazer algumas considerações quanto à evolução das variáveis das células (volumes) vizinhas em função do tempo. Observa-se que no presente trabalho foi empregado um esquema de avanço temporal implícito que será posteriormente apresentado.

A equação discretizada do transporte escalar, Eq. (5.11), é utilizada para obter as variáveis escalares desconhecidas ϕ no centro da célula P (ϕ_P), assim como os valores das incógnitas ϕ nas células vizinhas ϕ_E , ϕ_W , ϕ_N e ϕ_S (para um domínio bidimensional). Embora a não linearidade da referida equação com respeito às variáveis das células vizinhas, é possível escrevê-la na seguinte forma linear (DOS SANTOS, 2011; BRUM, 2013):

$$a_P \phi_P = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (5.12)$$

onde: o subíndice nb refere-se às células vizinhas, a_P é o coeficiente principal, a_{nb} são os coeficientes das células vizinhas (E, W, N e S) e b contabiliza o termo fonte e o produto entre os coeficientes e as variáveis escalares no ponto P no passo de tempo anterior. De acordo com

dos Santos (2011), os coeficientes a_p , a_{nb} e b mudam conforme a função de interpolação utilizada (*upwind*, *power-law*, *QUICK* entre outras) e também podendo variar de acordo com a linearização do termo fonte de cada equação.

5.1.1. Tratamento dos termos advectivos das equações de conservação

Conforme Maliska (2004), os escoamentos advectivos-dominantes possuem grandes instabilidades numéricas quando se adotam discretizações por diferenças finitas centrais no tratamento dos termos advectivos. As soluções frequentemente apresentam oscilações espúrias nos campos de velocidades, pressão e temperaturas. Tais oscilações podem ser reduzidas empregando um maior refinamento de malha. Conforme explica Maliska (2004) e dos Santos (2011), entretanto, não é possível empregar este tipo de refinamento em problemas reais devido ao elevado esforço computacional. Em decorrência disso, foram desenvolvidas técnicas para abordagem deste problema.

No âmbito do método dos volumes finitos, as oscilações numéricas geradas ocorrem devido à negatividade dos coeficientes dos termos advectivos das equações de conservação, que ocorre quando é utilizada uma discretização por diferenças finitas centrais (DOS SANTOS, 2011). Uma forma de evitar isso é através do emprego de outra aproximação para os termos advectivos nas faces dos volumes de controle (PATANKAR, 1980; MALISKA, 2004).

Neste trabalho, foi utilizado o esquema de advecção *upwind* para os termos advectivos. Para o presente esquema, a direção do escoamento é levada em consideração para a realização do cálculo do valor de uma determinada variável (velocidade, temperatura) na face do volume finito. Além disso, a positividade dos coeficientes dos termos advectivos é sempre garantida, sendo geradas soluções numéricas ausentes de oscilações numéricas (DOS SANTOS, 2011). Aliado a isso, como grande vantagem, se tem que a função de interpolação *upwind* é a simplicidade de sua aplicação em algoritmos de CFD (BRUM, 2013).

No esquema de advecção *upwind* de primeira ordem, o valor ϕ_f na interface é igual ao valor da célula que está à montante da face (PATANKAR, 1980; DOS SANTOS, 2011). Por exemplo, se a velocidade principal do escoamento ocorre na direção x , conforme ilustra a Fig. 5.3, a variável ϕ_e (na face leste) será dada por:

$$\phi_e = \phi_P \text{ se } F_e = (\rho v_1)_e > 0 \quad (5.13)$$

$$\phi_e = \phi_E \text{ se } F_e = (\rho v_1)_e < 0 \quad (5.14)$$

Para face oeste, tem-se:

$$\phi_w = \phi_W \text{ se } F_e = (\rho v_1)_e > 0 \quad (5.15)$$

$$\phi_w = \phi_P \text{ se } F_e = (\rho v_1)_e < 0 \quad (5.16)$$

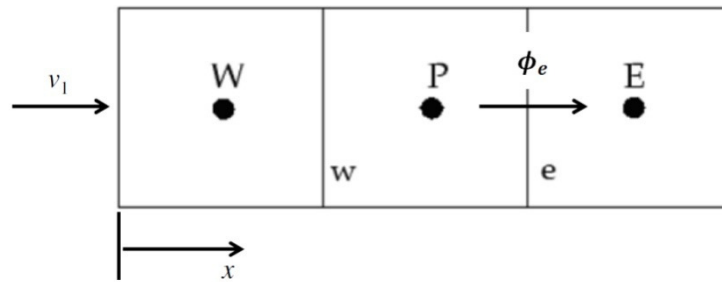


Figura 5.3 - Obtenção de ϕ_f em uma face do volume de controle.

[adaptado de dos Santos (2011)]

5.1.2. Discretização temporal das equações de conservação

Sabidamente, para se poder analisar problemas transientes, torna-se necessário a utilização de algum esquema de interpolação no tempo, que podem, por sua vez, ser classificados como implícitos, totalmente implícitos e explícitos (MALISKA, 2004).

Primeiramente tem-se que os esquemas implícitos são incondicionalmente estáveis e permite um maior passo de tempo em relação aos demais. Já os esquemas explícitos ocupam pouco espaço na memória central. Entretanto, tais esquemas são afetados por fortes restrições de estabilidade numérica, limitando o passo de tempo a ser adotado (DOS SANTOS, 2011).

A Fig. 5.4 ilustra, para os três tipos de formulação, as conexões existentes entre o ponto P e seus vizinhos, no instante de tempo de cálculo e no instante de tempo anterior.

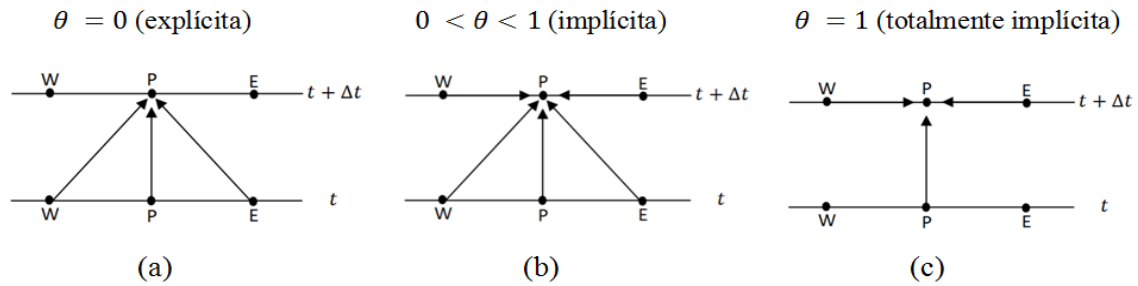


Figura 5.4 - Conexão espacial e temporal do volume P .

[adaptado Maliska (2004)]

Neste estudo é utilizado o esquema de avanço temporal totalmente implícito, conforme é ilustrado na Fig. 5.4 (c). Na formulação totalmente implícita, de um modo geral, as incógnitas estarão no mesmo nível de tempo. Consequentemente, tem-se um sistema de equações algébricas para ser resolvido. Para solução solução transiente é importante resolver o problema com precisão a cada passo de tempo. Dessa forma, se um método iterativo está sendo utilizado, para a resolução do problema, é necessário que os valores das incógnitas sejam iterados até que um critério de convergência seja satisfeito naquele passo de tempo (MALISKA 2004).

5.1.3. Acoplamento pressão-velocidade

É sabido que o campo de velocidades e temperaturas podem ser avançados no tempo empregando-se as equações da conservação da massa e da quantidade de movimento, respectivamente. Entretanto, na solução de escoamentos incompressíveis, interesse deste trabalho, a pressão não possui uma equação própria para seu avanço no tempo e a equação da conservação da massa não serve de equação evolutiva para a pressão. Sendo, então, apenas uma restrição que deve ser obedecida pelo campo de velocidades (MALISKA, 2004).

Para o método dos volumes finitos, vários são os algoritmos utilizados no tratamento de escoamentos incompressíveis. Nestes métodos, a equação da conservação da massa é transformada de forma a ter um termo de pressão presente (MALISKA, 2004). Um dos métodos de acoplamento pressão-velocidade mais conhecidos é o SIMPLE (do inglês: *Semi Implicit Linked Equations*), desenvolvido por Patankar (1980). Posteriormente, foram criados métodos derivados do SIMPLE (SIMPLE-Revisado), SIMPLEC (SIMPLE-Consistente) e o PISO (PATANKAR, 1980; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

O FLUENT disponibiliza cinco algoritmos de acoplamento pressão-velocidade: SIMPLE, SIMPLEC, PISO, *Coupled* e *Fractional Step*. De um modo em geral, estes utilizam o modelo de solução segregado para o sistema de equações, que devem ser resolvidos, exceto o *Coupled*, que utiliza o modelo de solução acoplado.

De acordo com Maliska (2004), a solução segregada dos sistemas de equações resolve os sistemas lineares, um a um, atualizando os coeficientes. Já a solução acoplada dos sistemas de equações algébricas cria uma única matriz, envolvendo todos os coeficientes e resolvendo, simultaneamente, todas as incógnitas.

Neste trabalho, foi utilizado o esquema de solução *Coupled*. O modelo acoplado oferece algumas vantagens com relação ao esquema não acoplado ou segregado. O esquema acoplado oferece uma implementação robusta. Para escoamentos transientes, é indicado quando a qualidade da malha é baixa ou quando são empregados grandes passos de tempo (FLUENT 6.3).

Conforme ilustra a Fig. 5.5 a solução acoplada começa com um passo de inicialização onde o software lê as condições iniciais e de contorno do problema. Na sequência, é executado o *loop* da solução. Quando o *loop* da iteração começa, o FLUENT resolve as equações da continuidade, quantidade de movimento e energia (quando solicitada), simultaneamente, como um conjunto de equações. A pressão é obtida por meio da equação de estado.

O próximo passo é resolver as equações da turbulência, atualizar as propriedades e chegar à convergência testando os resíduos definidos. Caso a solução convergir, o *loop* termina e passa para o próximo passo de tempo. Não havendo a convergência, o *loop* reinicia. Neste estudo, as soluções foram consideradas convergidas quando os resíduos para a equação da massa e para o movimento foram inferiores a 10^{-3} e para a energia 10^{-6} , entre duas iterações consecutivas.

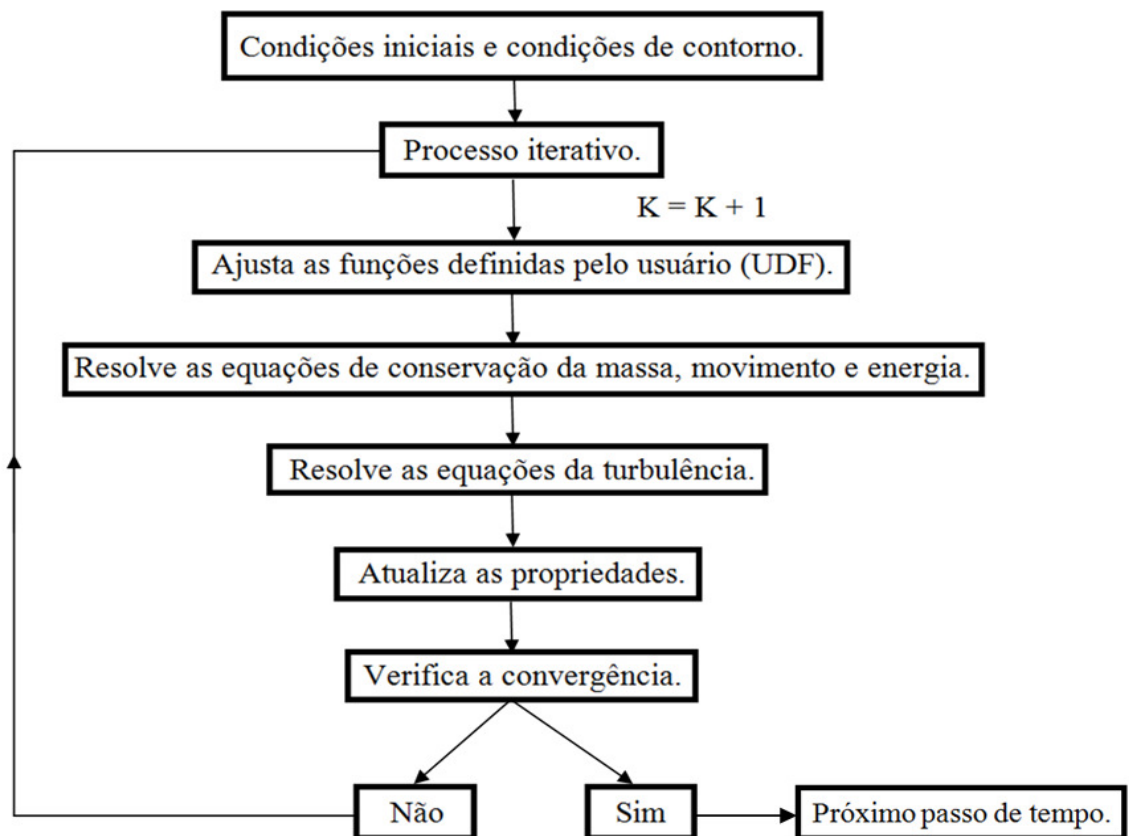


Figura 5.5 - Procedimentos para a solução acoplada.

CAPÍTULO 6 - MODELAGEM COMPUTACIONAL

Nesta seção são contemplados a definição da geometria do solo e do domínio computacional utilizado nas instalações de trocador de calor solo-ar em estudo, as condições de contorno e hipóteses simplificativas, bem como a abordagem computacional e os softwares empregados na presente pesquisa.

6.1. Geometria do solo e domínio computacional utilizado nas instalações de trocador de calor solo-ar em estudo

A Fig. 6.1 ilustra a geometria da porção de volume do solo utilizada neste trabalho, bem como o domínio computacional de uma instalação trocador de calor solo-ar contendo um único duto, indicando as condições de contorno para o problema. Assim, a Fig. 6.1 é meramente ilustrativa e tem a intenção de proporcionar uma visualização do problema físico a ser resolvido.

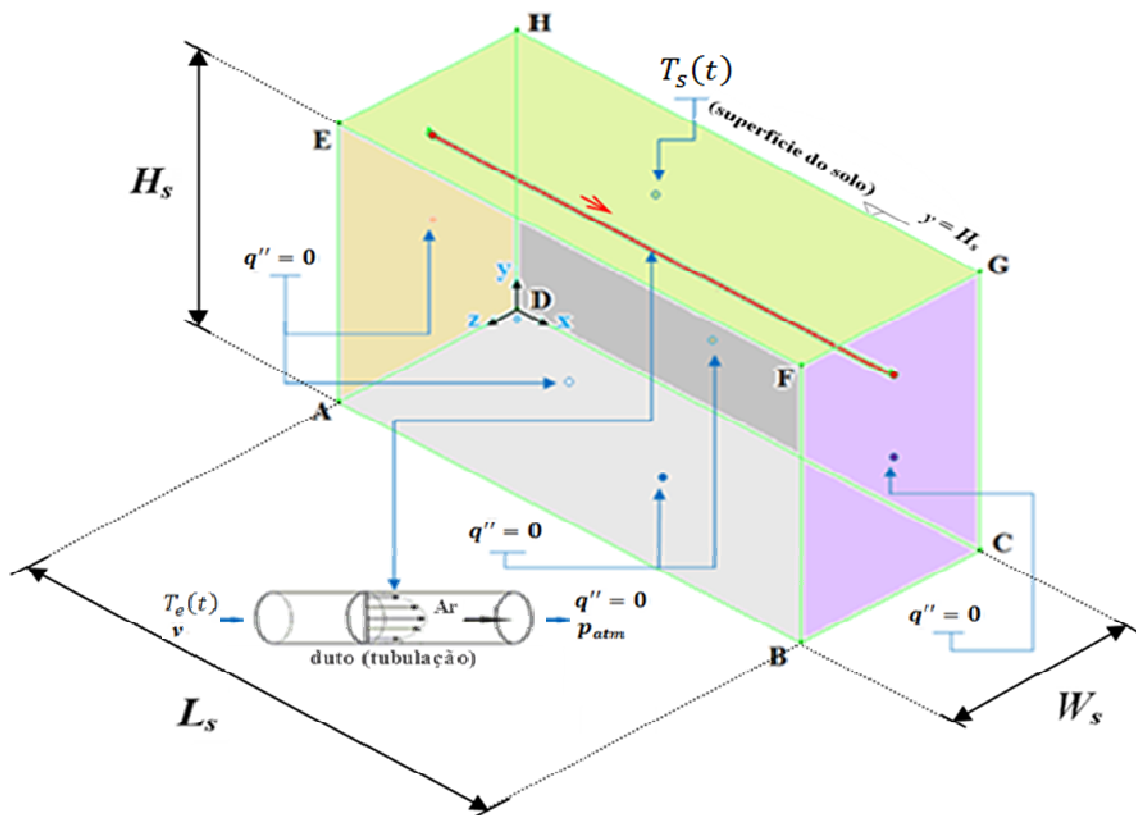


Figura 6.1 - Geometria da porção de volume do solo e o domínio computacional de uma instalação de trocador de calor solo-ar contendo um único duto.

Como é possível observar, H_s representa a altura do sólido (paralelepípedo), W_s indica a largura e L_s expressa o comprimento do mesmo, os quais, respectivamente, são 15,0 m, 10,0 m e 26,0 m.

Com base em Vaz (2011), foi definida a geometria do solo utilizada neste trabalho. Essa geometria é mais simples em relação à geometria original utilizada no trabalho do mesmo, que era complexa. Assim, a geometria utilizada na presente pesquisa contempla uma parte retilínea do conjunto de dutos, os quais se encontram enterrados no solo. Além disso, os dutos, neste estudo, são dispostos de forma paralela à superfície do solo. Para isso, foi utilizado o modelo computacional simplificado desenvolvido em Brum (2013). Entretanto, as dimensões do volume de solo utilizadas não sejam as mesmas que foram estudadas pela autora. Finalmente, maiores informações serão apresentadas na seção 8.1 do presente trabalho.

6.2. Condições de contorno e hipóteses simplificativas

Neste item, com base na modelagem matemática e numérica proposta, são apresentadas as condições de contorno e as hipóteses de simplificação do problema a ser resolvido computacionalmente.

Em primeira análise, do ponto de vista térmico, no solo, as faces (paredes) laterais e a face (parede) inferior do domínio computacional são adiabáticas, ou seja, se tem a condição de fluxo prescrito nulo (processo adiabático), conhecida, na literatura, como condição de Neumann ou de segunda espécie, ilustrado na Fig. 6.1 (MALISKA, 2004). Isso se dá porque, lateralmente, o gradiente de temperatura no solo é muito pequeno e, neste estudo, foi considerado nulo. Da mesma forma, na face inferior, por estar a uma profundidade de 15 m, a mesma não mais sofre significativas variações de temperaturas, em decorrência da radiação solar incidente, no mesmo entendimento de Vaz (2011).

Como hipótese de simplificação para abordagem computacional deste trabalho não foi considerada a espessura da parede do duto de PVC na simulação numérica. Ou seja, no modelo, foi admitido o ar escoando em perfurações cilíndricas realizadas no solo, em contato direto com o mesmo. Isso se deu, principalmente, devido a grande diferença da ordem de grandeza das dimensões envolvidas. Assim, o grau exigido de refinamento da malha para representar a espessura do duto torna inviável a criação da mesma no GAMBIT. Esse fato não

altera significativamente a solução final do problema (BANSAL et al., 2009; BANSAL et al., 2010; VAZ, 2011; VAZ et al., 2011).

Contudo, para a condição de contorno fluidodinâmica nas paredes do interior do duto foi considerada a condição de não deslizamento e de impermeabilidade. Do ponto de vista térmico, nas paredes do duto, foi garantida a troca de calor fluido-estrutura, ou seja, a interação ar-solo, no regime transiente. Para tanto, foi admitido, computacionalmente, faces comuns para os volumes correspondentes. Isso significa que as superfícies externas para os volumes de ar e as superfícies internas de furos no solo foram devidamente conectadas, assegurando a ocorrência dos fenômenos termodinâmicas no conjunto solo-ar, conforme Vaz (2011).

Como condição de contorno fluidodinâmica, na entrada do duto, foi considerada a velocidade prescrita de 3,3 m/s, de entrada do ar no mesmo, como sendo um valor constante, para todas as instalações de trocador de calor solo-ar. Já para a condição de contorno na saída do duto foi considerada a condição de pressão prescrita nula, ou seja, o valor da pressão atmosférica normal, do ponto de vista efetiva ou manométrica.

A condição de contorno térmica na entrada do duto foi considerada a temperatura prescrita no regime transiente. Essa condição de contorno é conhecida, na literatura, como condição de Dirichlet, ou de primeira espécie (MALISKA, 2004). Dessa forma, a temperatura do ar na entrada do duto foi definida com base nos dados experimentais de Vaz (2011). Sendo assim, tal função foi obtida por meio de técnicas de regressão não lineares, utilizando o método de mínimos quadrados. Então, no que tange a variação de temperatura do ar na entrada do duto, a mesma foi considerada igual à variação da curva ajustada aos dados de temperatura registrados na insuflação do ventilador (VAZ, 2011).

Esse procedimento também foi realizado para obtenção de uma função capaz de descrever o comportamento da temperatura na superfície do solo no regime transiente, também com base nos dados experimentais de Vaz (2011). Assim, a condição de contorno térmica na superfície do solo é a temperatura prescrita, modelada por meio de uma função periódica.

Computacionalmente, quando tais funções são implementadas no FLUENT, ambas foram compiladas na forma de um polinômio em função do tempo. No FLUENT, essas funções são denominadas de UDF. Essa denominação é com base na expressão: função definida pelo usuário (UDF - do inglês: *User Defined Function*).

Na sequência, é apresentada a equação que descreve a condição de contorno, do ponto de vista térmico, para o ar na entrada do duto, como sendo uma função periódica no tempo. Essa equação é, então, expressa por:

$$T_e(t) = 296,18 + 6,92 \cdot \sin(200 \cdot 10^{-9} \cdot t + 26,42) \quad (6.1)$$

onde: $T_e(t)$ é a variável dependente denominada temperatura do ar na seção de entrada do duto, em [K], e t é variável independente chamada tempo, em [s], avaliados em um determinado ponto do domínio da função.

A condição de contorno de Dirichlet também foi utilizada para definir a temperatura na superfície do solo. Assim, a variável temperatura, em função do tempo, para a superfície do solo, é prescrita e foi imposta pela função periódica $T_s(t)$, dada por:

$$T_s(t) = 291,70 + 6,28 \cdot \sin(200 \cdot 10^{-9} \cdot t + 26,24) \quad (6.2)$$

onde: $T_s(t)$ é a variável dependente denominada temperatura na superfície do solo, em [K], e t é variável independente chamada tempo, em [s], avaliados em um determinado ponto do domínio da função.

Sendo assim, a variação de temperatura na superfície do solo foi considerada igual à variação da curva ajustada aos dados de temperatura do solo registrados para a profundidade de 50 mm (VAZ, 2011). Outras considerações sobre as funções periódicas definidas por meio da Eqs. (6.1) e (6.2) podem ser verificadas na seção 7.1 deste trabalho.

Em seguida, outra hipótese simplificativa, apropriada no estudo de instalações de trocador solo-ar, é considerar o escoamento do ar no duto como incompressível. Ou seja, os escoamentos onde as variações da massa específica do fluido podem ser consideradas desprezíveis, isto é, nulas, são denominados incompressíveis (FOX, MCDONALD e PRICHTARD, 2006).

Dessa forma, ainda de acordo com Fox, McDonald e Pritchard (2006), o número de Mach mostra que o escoamento de um fluido gasoso é incompressível se atender a condição de $M < 0,3$. O número de Mach de um escoamento é definido por:

$$M = \frac{\vec{v}}{c} \quad (6.5)$$

onde: M é o número de Mach (adimensional); $\vec{v}$ é a velocidade do escoamento, em [m/s], e c é a velocidade do som no fluido gasoso em estudo, em [m/s].

Neste trabalho, conforme visto anteriormente, a velocidade do ar, na entrada do(s) duto(s), nas instalações de trocador de calor solo-ar, é da ordem de 3,3 m/s. Essa condição é verificada para todas as instalações estudadas. Assim, considerando a velocidade média do som, no ar, no município de Viamão, RS, como sendo da ordem 340 m/s, tem-se $M = 9,71 \times 10^{-3}$. Ou seja, $M < 0,3$. Aliado a isso, tem-se que não há elevadas variações no campo de pressão e temperatura para o escoamento em análise. Assim, se pode dizer que o escoamento é incompressível.

Também como hipótese de simplificação foi adotada a difusividade térmica dos meios materiais, isto é, do solo e do ar, como sendo valores constantes. A difusividade térmica - razão entre a condução térmica e a capacidade calorífica volumétrica - mede a capacidade do material de conduzir a energia térmica em relação à sua capacidade de armazená-la (INCROPERA et al, 2011). A mesma é expressa por:

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (6.6)$$

onde: α é a difusividade térmica da substância, em [m²/s], k é o coeficiente de condutividade térmica, em [W/(m·K)], ρ é a massa específica da substância, em [kg/m³] e c_p é o calor específico a pressão constante da substância [J/(kg·K)].

Uma das formas de se manter a difusividade térmica constante é considerar invariante, no tempo e no espaço, a condutividade térmica, o calor específico a pressão constante e a massa específica do solo e do ar. Assim, neste estudo, foi assumido como sendo o solo e o ar substâncias isotrópicas e com propriedades termofísicas invariantes em qualquer direção analisada. Logo, os valores de condutividade térmica e calor específico para os mesmos são considerados constantes. Além do mais, não há elevadas variações no campo de temperatura do solo que acarretem significativas variações em tais propriedades. Portanto, a massa específica do solo foi considerada constante por conta de, em corpos sólidos, se tratar de uma hipótese importante na resolução de problemas em engenharia, principalmente, onde é pequena a variação no campo de temperatura. Finalmente, a massa específica do ar, por conta

da condição de escoamento incompressível, também foi considerada constante. Assim, foi verificada a condição de difusividade térmica constante para o solo e para o ar.

Outra hipótese simplificativa importante adotada neste trabalho é a imposição da viscosidade absoluta ou dinâmica do ar como sendo um valor constante ao longo do escoamento. Contudo, conforme Fox, McDonald e Pritchard (2006), para os fluidos gasosos, a viscosidade aumenta com o aumento da temperatura e diminui com a diminuição da temperatura. Apesar disso, as variações do campo de temperaturas são pequenas e a consideração de valores constantes para as propriedades termofísicas se mostraram relevantes.

6.3. Propriedades dos materiais

Esta seção é destinada a identificar e especificar as características físicas dos meios materiais envolvidos na abordagem computacional e nas simulações numéricas realizadas neste trabalho. Logo, como visto anteriormente, há dois meios envolvidos: o sólido (solo) e o fluido (ar).

Com base no trabalho de Vaz (2011) foram definidas as propriedades termofísicas para o solo e para o ar. Vale ressaltar que os dados se referem às condições termofísicas dos materiais no município de Viamão, RS.

A Tab. 6.1 mostra os valores que correspondem às propriedades dos materiais que foram implementadas no FLUENT para as simulações numéricas em instalações de trocador de calor solo-ar.

Depois disso, cabe destacar que na seção 6.2. deste trabalho foram elencadas as justificativas adotadas para a utilização das propriedades observadas na Tab. 6.1 como sendo valores constantes.

Tabela 6.1 - Propriedades dos materiais.

Componente	Massa Específica ρ [kg/m ³]	Coefficiente de condutividade térmica k [W/(m·K)]	Calor específico a pressão constante c_p [J/(kg·K)]	Viscosidade dinâmica ou absoluta μ [kg/(m·s)]
Solo	1.800	2,1	1.780	-----
Ar	1,16	0,0242	1.010	$1,798 \times 10^{-5}$

Depois disso, cabe destacar que na seção 6.2. deste trabalho foram elencadas as justificativas adotadas para a utilização das propriedades observadas na Tab. 6.1 como sendo valores constantes.

6.4. Abordagem computacional

Nesta seção, é possível observar a configuração do modelo computacional nos softwares GAMBIT e FLUENT.

Consequentemente, do ponto de vista computacional, a Tab. 6.1 traz a configuração das condições de contorno para instalações de trocador de calor solo-ar. Na sequência, são apresentados os seguintes procedimentos que se apresentam com base no item 6.2.

Tabela 6.2 - Condições de contorno para instalações de trocador de calor solo-ar.

Elemento	Especificação	Temperatura [K]	Velocidade [m/s]	Pressão efetiva [N/m ²]
Superfície do solo (UDF) Eq. (6.2)	<i>wall</i>	$T_s(t) = 291,70 + 6,28 \cdot \sin[200 \cdot 10^{-9} \cdot t + 26,24]$ onde: t é o tempo [s]	-----	-----
Entrada do duto (UDF) Eq. (6.1)	<i>velocity inlet</i>	$T_e(t) = 296,18 + 6,92 \cdot \sin[200 \cdot 10^{-9} \cdot t + 26,42]$ onde: t é o tempo [s]	3,3	-----
Saída do duto	<i>pressure outlet</i>	$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$ onde: n é a direção normal à superfície	-----	0
Superfícies laterais e inferior do solo	<i>wall</i>	$\frac{\partial T}{\partial n} = 0$ onde: n é a direção normal à superfície	-----	-----

No GAMBIT, após a geração das geometrias e das malhas, que serão detalhadas no capítulo 8, por conta de haver uma série de instalações a serem estudadas, ainda na etapa de pré-processamento, também se dá a definição dos tipos de condições de contorno no domínio computacional.

Como se pode visualizar na Tab. 6.2, definiu-se como *wall* (parede) a condição de contorno térmica na superfície do solo. Logo, a temperatura na referida superfície é condicionada a função representada pela Eq. (6.2).

Da mesma forma, foi definido como *velocity inlet* (velocidade de entrada) a condição de contorno fluidodinâmica para entrada do ar no duto. Assim, na entrada, a velocidade é prescrita e constante, de 3,3 m/s, para todas as instalações estudadas neste trabalho. Contudo,

a condição de contorno do ponto de vista térmico é imposta pela Eq. (6.1), a qual representa a temperatura prescrita do ar na entrada do duto em função do tempo.

Para implementação dessas condições de contorno definidas pelas Eqs. (6.1) e (6.2), foi necessário a criação dos respectivos códigos que foram posteriormente compiladas no FLUENT. Reiterando que foi utilizado um algoritmo em linguagem de programação em C, a fim de representá-las, conforme Vaz (2011) e Brum (2013). Esses códigos, quando implementados no FLUENT, passam a ser denotados por UDF. Sendo assim, os mesmos podem ser visualizados no Anexo A deste trabalho.

Para a saída de ar do duto, do ponto de vista fluidodinâmico, foi utilizada a condição de contorno *pressure outlet* (pressão de saída). Portanto, na saída do duto a pressão efetiva (manométrica) é prescrita e, conforme visto anteriormente, é nula (pressão atmosférica). Do ponto de vista térmico, a condição de contorno na saída do duto é a condição de Neumann, que neste caso é $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$, onde n é a direção normal à superfície.

As condições de contorno para as superfícies laterais, bem como para a superfície inferior do domínio computacional é também *wall*. Entretanto, como visto anteriormente, é imposta a condição de fluxo prescrito nulo, isto é, $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$, ou $q'' = 0$.

Na sequência, ainda no GAMBIT, é necessário definir o meio material para as geometrias criadas. Para tanto, é especificado, para o solo, a condição *solid*, e para o ar é especificado a condição *fluid*. Para finalizar os trabalhos no GAMBIT é necessário salvar o projeto e exportar a malha para posteriormente ser importada no FLUENT. Assim, se tem criado três arquivos distintos e importantes de trabalho ("arquivo.db", onde consta a construção geométrica e a malha, caso já tenha sido construída e salva; "arquivo.jou" com as etapas de construção e configuração do domínio computacional e o "arquivo.msh" com a malha computacional). No entanto, é o "arquivo.msh" que é reconhecido pelo FLUENT.

A temperatura de inicialização da simulação, para todo o domínio computacional, coincide com a temperatura média do solo, ou seja, 18,7°C (291,7 K). Conforme Vaz (2011) e Brum (2013) a temperatura no solo varia com a profundidade, no entanto, tendendo a um valor médio. Isso se dá pelo fato da temperatura, no solo, se estabilizar a partir de determinadas profundidades. Desse forma, após certa profundidade no solo, de um modo geral, não há significativas variações de temperatura. Assim, para o caso em estudo, no solo do município de Viamão, em profundidades superiores a 15,0 m, a temperatura do solo tende a 18,7°C, ao

longo do tempo. Consequentemente, é assumida a tese de que os gradientes de temperatura a partir dessa profundidade podem ser considerados nulos.

Outro aspecto importante, conforme mencionado no item 5.1.3, vale destacar que, neste estudo, as soluções foram consideradas convergidas quando os resíduos para a equação da massa e para o movimento foram inferiores a 10^{-3} e para a energia 10^{-6} , entre duas iterações consecutivas. Além disso, foi realizado o número máximo de 200 iterações por passo de tempo para convergência dos resultados.

Também é importante frisar que para todas as simulações numéricas deste trabalho foi utilizado um passo de tempo de 3.600 s (uma hora) e 17.520 passos de tempo. Essa configuração permite simular dois anos de comportamento térmico e fluidodinâmico em instalações de trocador de calor solo-ar. Contudo, pelos motivos mencionados no item 7.1, a seguir, foram analisados apenas os dados referentes ao segundo ano de simulação.

Para fins de análise e processamentos dos resultados, foi configurado o salvamento automático dos "arquivos.cas" e "arquivos.dat" gerados pelo FLUENT.

Outro aspecto computacional que pode ser mencionado é que o software FLUENT é habilitado para trabalho por meio do *Visual Studio Command Prompt*, para que seja possível compilar a UDF no FLUENT. Ainda no FLUENT, na configuração inicial, o mesmo foi inicializado com modelo de análise tridimensional, dupla precisão, e com os quatro processadores do microcomputador trabalhando ao mesmo tempo.

Assim sendo, foram desenvolvidos dois tutoriais básicos destinados aos usuários iniciantes à prática da simulação numérica em trocador de calor solo-ar: o primeiro é relacionado ao GAMBIT e o segundo é relacionado ao FLUENT (Apêndices B e C, respectivamente). Nesse material, é possível acompanhar com mais detalhes os passos que foram seguidos e a configuração utilizada na modelagem computacional de trocador de calor solo-ar de uma forma geral.

Finalmente, cabe destacar que as simulações foram realizadas com base no seguinte equipamento de trabalho: um microcomputador Desktop, processador Intel (R) Core (TM) i5-3330 CPU, @ 3.00 GHz, 3.2 GHz, memória (RAM) de 8,00 GB, HD 500 GB, sistema operacional Windows 7, de 64 Bits, quatro processadores, dois HD externos de 500 GB para armazenar os dados e um nobreak.

CAPÍTULO 7 - VALIDAÇÃO E VERIFICAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL DE TROCADOR DE CALOR SOLO-AR

Segundo Maliska (2004), existem dois níveis, bem distintos, de erros que podem estar presentes na solução numérica quando os resultados são comparados com a realidade de um sistema físico. No primeiro nível estão os erros numéricos propriamente ditos, resultado da má solução das equações diferenciais. Para serem detectados, os resultados devem ser comparados com outras soluções, analíticas ou numéricas, verificando se a equação diferencial foi corretamente resolvida. Esse processo, denominado aqui de validação numérica ou verificação atesta a qualidade do método numérico. Já no segundo nível estão os erros resultantes do uso de equações diferenciais que não representam adequadamente o fenômeno. Logo, a validação física ou, simplesmente, validação preocupa-se com a fidelidade do modelo matemático para com o problema físico. Na visão da engenharia, esse é o ponto que interessa (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

Portanto, a ferramenta numérica é adequada e confiável quando se está de posse de um modelo numérico que resolva corretamente as equações diferenciais, bem como de um modelo matemático que represente com fidelidade o fenômeno físico. Dessa forma, a comparação dos resultados numéricos com os resultados analíticos, se existirem, ou com outros resultados numéricos, caracteriza-se a validação numérica ou verificação. Por outro lado, a comparação dos resultados numéricos com os resultados experimentais identifica a validação física ou, simplesmente, validação.

A fim de promover a validação e verificação do modelo computacional utilizado neste estudo foi necessário se reportar as trabalhos de Vaz (2011) e Brum (2013). Para tanto, foi realizado um modelo sintetizado em relação ao o originalmente utilizado por Vaz (2011). Esse modelo foi denominado de modelo simplificado, conforme Brum (2013). Assim, foi possível, por meio de um modelo mais simples, validar e verificar o modelo computacional utilizado nesta pesquisa.

Diferentemente do trabalho de Vaz (2011), que possuía um solo com uma geometria complexa, conforme ilustra a Fig. 7.1 (a), nesta pesquisa, foi utilizado um domínio computacional simplificado, ilustrado na Fig. 7.1 (b), representando apenas uma região onde o duto está enterrado. Dessa forma, se tem apenas uma configuração retilínea do duto, facilitando a discretização e reduzindo os esforços computacionais. Para tanto, foi definido

um domínio abrangendo um volume de $1.932,75 \text{ m}^3$, o qual representa o volume da porção de solo em questão. Também se tem que a face superior foi utilizada para representar a superfície do solo, conforme se pode observar na Fig. 7.1 (b).

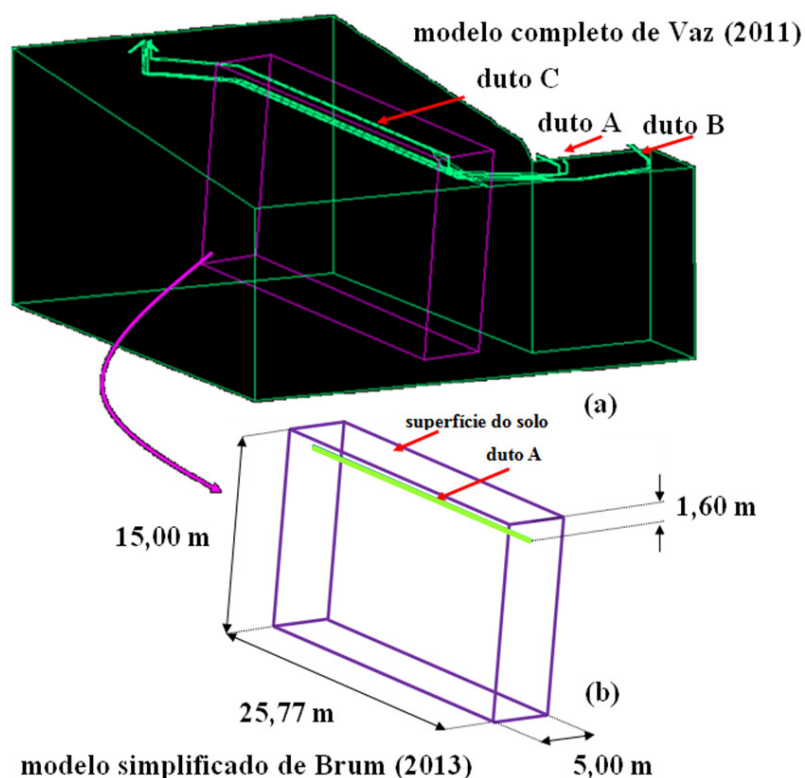


Figura 7.1 - Domínio computacional do modelo de trocador de calor solo-ar: (a) modelo completo de Vaz (2011) e (b) modelo simplificado de Brum (2013).

Dessa forma, claramente a Fig. 7.1 mostra a adequação de uma geometria inicialmente bem complexa em uma geometria mais simples. Consequentemente, o duto em evidência na Fig. 7.1 (b) é posicionado na profundidade de 1,60 m. O diâmetro do duto é de 110 mm e o mesmo é de PVC.

As condições de contorno, hipóteses de simplificação, bem como a configuração dos aspectos numéricos e computacionais são contempladas no capítulo 6 deste trabalho e são as mesmas utilizadas para todas as simulações realizadas neste estudo e não serão novamente abordados em vista da brevidade. Outras informações complementares também podem ser verificadas em Vaz (2011) e Brum (2013).

Em seguida, é importante destacar que foi necessária a utilização de um banco de dados experimentais obtidos por Vaz (2011). Neste trabalho, foram simulados dois anos de funcionamento do sistema de trocador de calor solo-ar. No entanto, foram analisados apenas os dados referentes ao segundo ano, sendo descartados os dados referentes ao primeiro ano. Isso se deu por conta de proporcionar uma homogeneização do campo de temperatura no solo. Logo, da mesma forma em que é exposto em Vaz (2011), as simulações realizadas neste trabalho se referem ao ano de 2007, tendo início na hora zero do dia primeiro de janeiro, em Viamão, RS.

Conforme é observado na Fig. 7.2, para a discretização do domínio computacional do modelo simplificado foi utilizado uma malha com 503.467 volumes finitos tetraédricos, sendo 38.643 no duto e 464.824 no solo. No duto, há um maior refinamento na malha tendo em vista o fato de que os gradientes de velocidade e temperaturas são muito elevados nesta região. Para a discretização no tempo, foi adotado um passo de tempo de 3.600 s (uma hora) e o máximo de 200 iterações de convergência para cada passo de tempo.

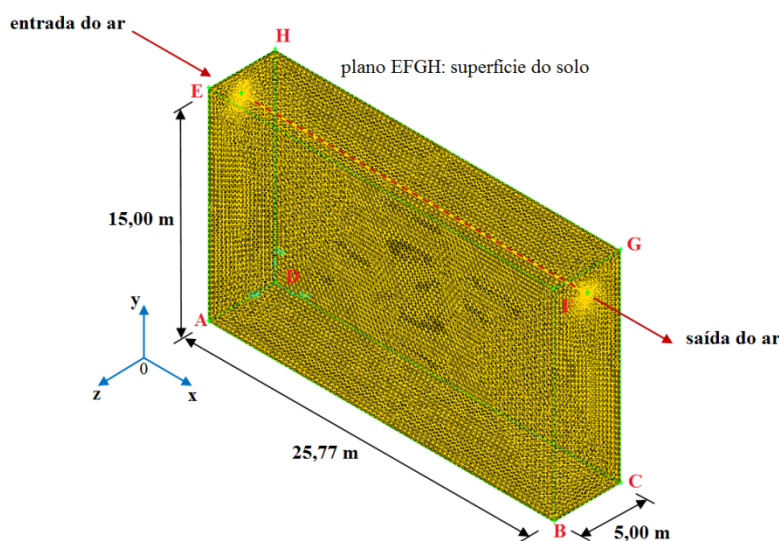


Figura 7.2 - Domínio computacional do modelo simplificado de trocador de calor solo-ar discretizado.

Como se pode verificar na Fig. 7.2, o modelo simplificado é uma parte do modelo completo de Vaz (2011). Logo, nesse modelo, é possível verificar uma geometria na forma de um paralelepípedo, que representa a porção de solo analisada, e um único duto enterrado no mesmo, no sentido longitudinal, na profundidade de 1,60 m em relação à superfície, com

diâmetro de 110 mm e comprimento de 25,77 m. Vale lembrar que a velocidade do ar na entrada do duto foi de 3,30 m/s.

Neste trabalho, para validar e verificar o modelo numérico tridimensional de trocador de calor solo-ar, foram realizadas comparações entre os dados numéricos obtidos neste trabalho com os dados experimentais e numéricos apresentados por Vaz (2011), como também a comparação com os dados numéricos obtidos por Brum (2013).

Inicialmente, para o processo de validação do modelo simplificado de Brum (2013), foram utilizados os dados de temperatura monitorados no início do trecho reto do duto e no final do trecho reto do duto, conforme Fig. 7.2. No trabalho de Vaz (2011), existiam dois sensores de temperatura realizando os registros das mesmas no decorrer do tempo. Esses dados experimentais foram armazenados e posteriormente analisados. Vale enfatizar que o experimento de Vaz (2011) gerou um banco de dados que foram monitorados durante todo o ano de 2007, conforme já mencionado.

Sendo assim, o método dos mínimos quadrados foi utilizado para definir as funções de ajuste de dados experimentais, conforme Vaz (2011). Tais funções foram inseridas no FLUENT na forma de UDF para representar as condições de contorno da temperatura na entrada do ar no trecho reto do duto e para representar a variação da temperatura no solo, ambas em função do tempo. Para as condições de temperatura do ar na entrada do trecho reto do duto foi utilizada a função de ajuste definida por:

$$T_a(t) = 293,49 + 5,66 \cdot \text{sen}(200 \cdot 10^{-9} \cdot t - 5,30) \quad (7.1)$$

onde: $T_a(t)$ é a temperatura, em [K], do ar na entrada do trecho reto do duto e t é tempo, em [s].

Para a condição de contorno na superfície do solo, foi utilizada a Eq. 6.2 definida na seção 6.2, expressa por:

$$T_s(t) = 291,70 + 6,28 \cdot \text{sen}(200 \cdot 10^{-9} \cdot t + 26,24) \quad (6.2)$$

onde: $T_s(t)$ é a temperatura, em [K], na superfície do solo em determinado tempo t , em [s].

Dessa forma, a Fig. 7.3 mostra a comparação entre os dados experimentais de Vaz (2011) para a entrada de ar no trecho reto do duto e os dados analíticos oriundos da aplicação

da função periódica, definida pela Eq. (7.1). Portanto, na análise dos dados em comparação, foi obtida uma correlação de 0,86920. Essa correlação foi a mesma obtida em Brum (2013).

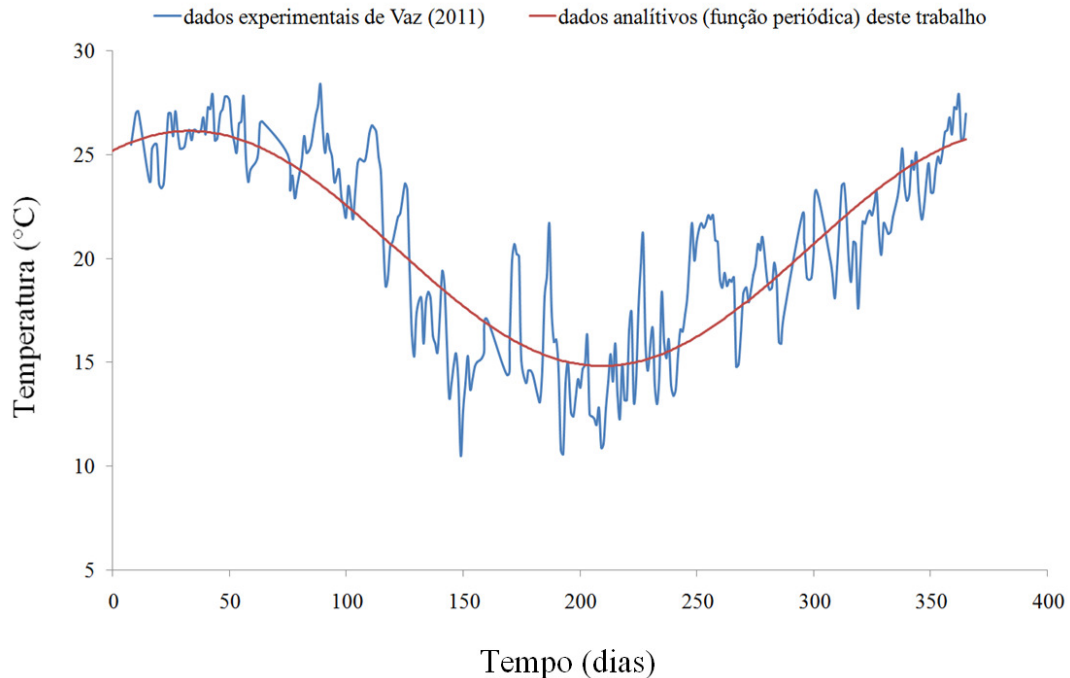


Figura 7.3 - Comparação entre os dados experimentais e analíticos de temperaturas para a entrada do ar no trecho reto do duto.

Essa comparação é favorável para considerar validada e verificada a utilização da Eq. (7.1) para modelar o comportamento da temperatura do ar na entrada do trecho reto do duto no modelo simplificado de Brum (2013).

Em um segundo momento, a Fig. 7.4, mostra a comparação dos dados experimentais e numéricos de Vaz (2011), além dos dados numéricos de Brum (2013) com os dados numéricos obtidos neste trabalho. Esses dados se referem à temperatura do ar na saída do trecho reto do duto. Ainda na Fig. 7.4 também é possível observar, de forma bem aproximada, o comportamento, na forma senoidal, da temperatura do ar ao longo do tempo em todos os casos.

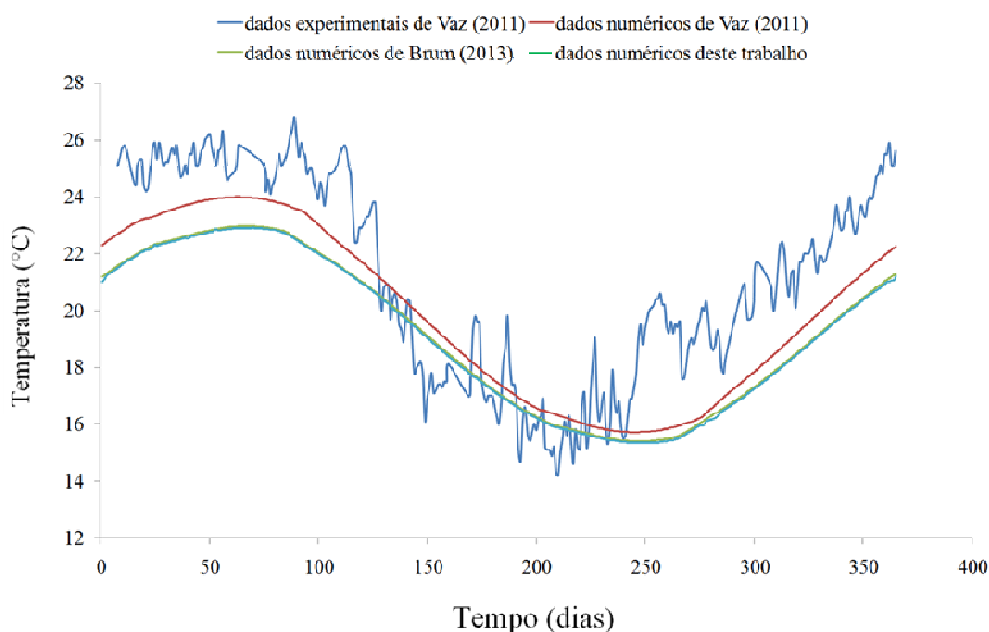


Figura 7.4 - Comparação entre os dados numéricos do modelo simplificado de trocador de calor solo-ar com resultados apresentados na literatura.

Como se pode observar na Fig. 7.4, há uma boa concordância entre os resultados. Houve uma diferença, máxima, de aproximadamente $3,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, em relação aos dados experimentais (aproximadamente 11 %) e, de aproximadamente $1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, em relação a solução numérica (aproximadamente 4 %) de Vaz (2011). Por fim, também é possível comparar os dados numéricos obtidos neste estudo com os dados numéricos obtidos por Brum (2013). Nessa comparação, foi observado que os resultados obtidos são equivalentes. A correlação entre os mesmos foi de 0,99997. Essa pequena diferença observada pode ser oriunda do processo de geração da malha ou decorrente da simulação numérica. Contudo, a aproximação da solução numérica já era esperada pelo fato de se estar utilizando o mesmo modelo computacional.

Cabe enfatizar que, neste estudo, o modelo simplificado utilizado para analisar os resultados é constituído por apenas um duto, isto é, o duto A, conforme a Fig. 7.1 (b). Enquanto que, em Vaz (2011), foram utilizados três tubos próximos entre si, conforme Fig. 7.1 (a). Como há troca de calor entre os mesmos, isso afeta o comportamento térmico para esta validação, que, reiterando, se dá com a instalação contendo um único duto. Apesar das pequenas diferenças, é, então, possível considerar validado e verificado o presente modelo computacional. Em suma, a utilização do presente modelo torna possível a previsão do comportamento térmico no âmbito do estudo de trocador de calor solo-ar.

CAPÍTULO 8 - ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Nesta seção, foi dada a aplicação do método *Constructal Design* aliado à modelagem computacional. Nesse sentido, foi realizada uma série de simulações numéricas aplicadas às instalações de trocador de calor solo-ar. Logo, foi gerado um banco de dados numéricos. Esses dados foram submetidos ao pós-processamento, que tem por finalidade proporcionar mecanismos de análises e exposição de informações relativas aos mesmos. Essa apresentação de resultados propiciou um entendimento de diversos fenômenos físicos intrínsecos ao assunto estudado, bem como uma contribuição para este ramo da ciência.

8.1. Aplicação do método *Constructal Design* em instalações de trocador de calor solo-ar

Primeiramente, a Fig. 8.1 mostra a geometria da porção do volume do solo, bem como o domínio computacional do mesmo, utilizados nos presentes procedimentos que foram aplicados nas instalações de trocador de calor solo-ar.

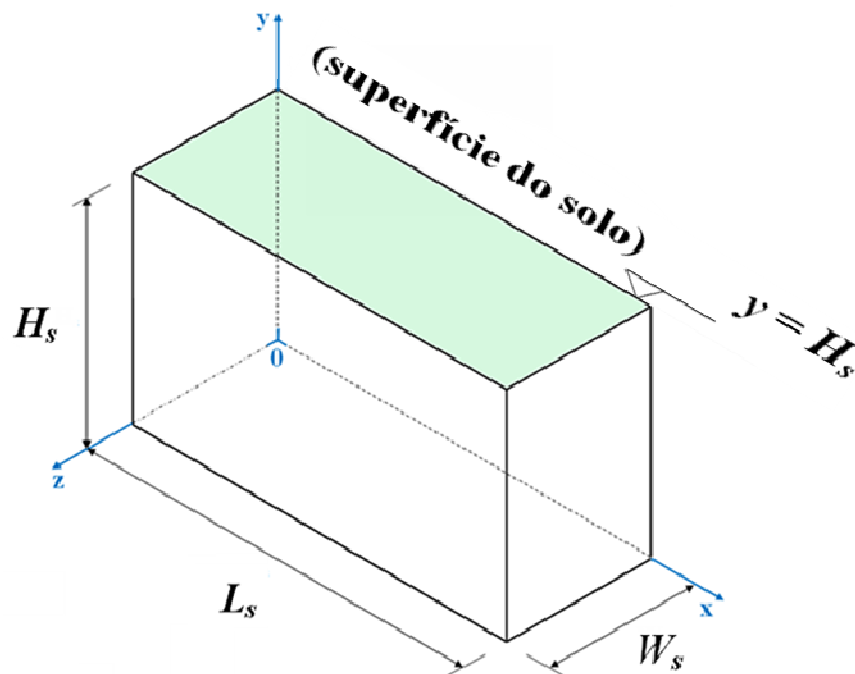


Figura 8.1 - Geometria da porção do volume do solo e domínio computacional utilizados para as instalações de trocador de calor solo-ar.

É possível observar na Fig. 8.1 que H_s representa a altura do sólido (paralelepípedo), W_s indica a largura e L_s expressa o comprimento do mesmo, os quais, respectivamente, são $H_s = 15$ m, $W_s = 10$ m e $L_s = 26$ m. Logo, se tem um volume de terreno na ordem de 3.900 m^3 . Na construção geométrica foi utilizado o sistema de coordenadas retangulares no espaço R^3 e a Fig. 8.1 foi definida no primeiro octante. O plano $y = 15$ m indica a superfície do solo e é o plano de referência do sistema. Consequentemente, para $y < 15$ m se ganha profundidade no solo de tal forma que em $y = 0$, a profundidade é máxima, sendo na ordem de 15 m.

Neste trabalho, cinco configurações diferentes para a instalação de trocador de calor solo-ar foram numericamente investigadas, conforme ilustra a Fig. 8.2.

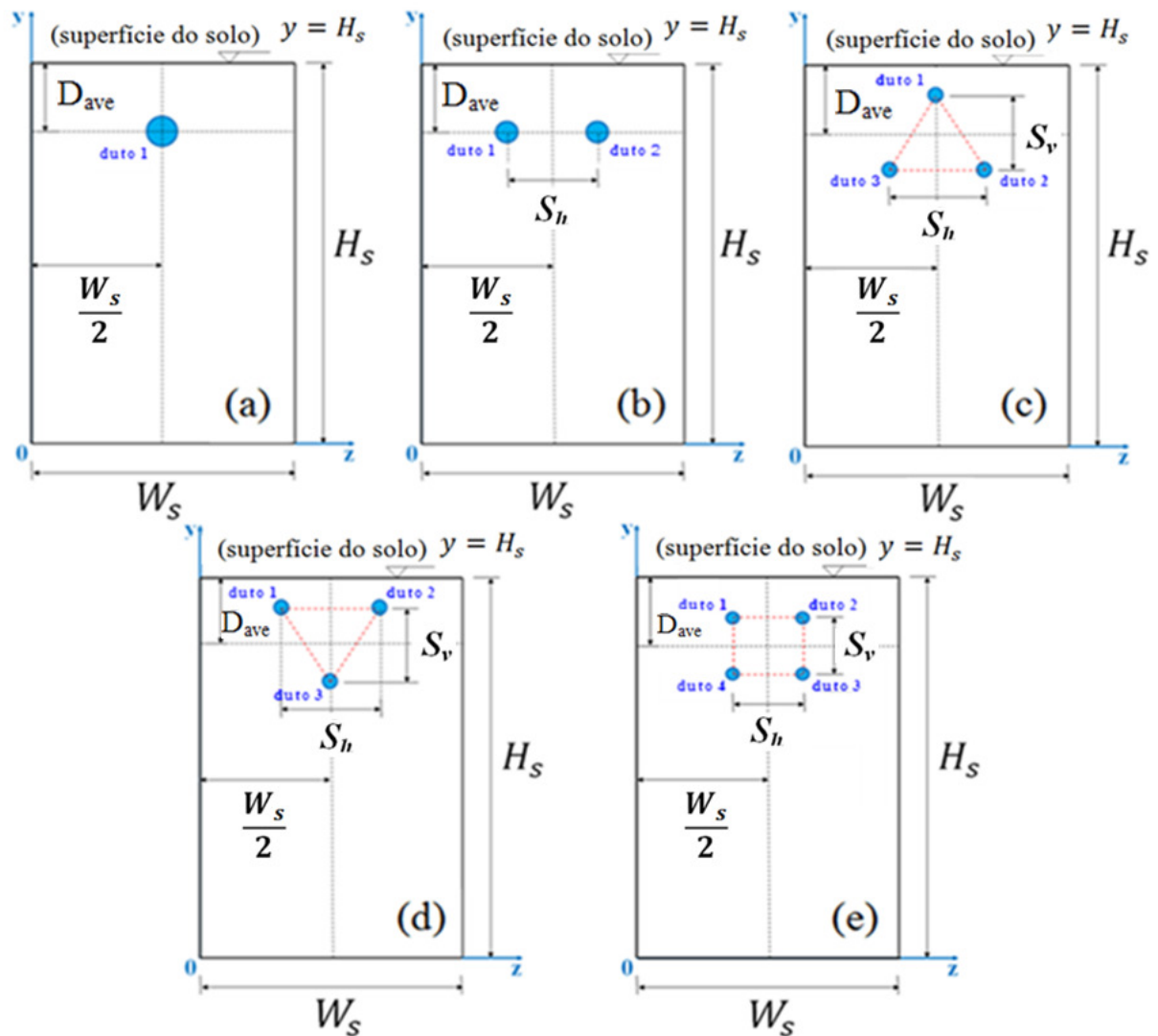


Figura 8.2 - Vista transversal da configuração das instalações de trocador de calor solo-ar:

(a) Instalação 1, (b) Instalação 2, (c) Instalação 3, (d) Instalação 4 e (e) Instalação 5.

Em seguida, para garantir uma comparação adequada e consistente entre o desempenho térmico dessas instalações, foram assumidos dois parâmetros distintos. O primeiro, ψ , faz menção a razão entre o volume ocupado pela geometria da instalação do trocador de calor solo-ar e o volume ocupado pela geometria da porção de solo. O segundo, ϕ , faz referência à razão entre o volume total ocupado pela geometria do interior dos dutos da instalação do trocador de calor solo-ar e o volume ocupado pela geometria da porção de solo considerada neste procedimento.

Matematicamente, a fração de volume ψ é definida por:

$$\psi = \frac{V_g}{V_s} = \frac{A_g \cdot L_s}{W_s \cdot H_s \cdot L_s} = \frac{A_g}{W_s \cdot H_s} \quad (8.1)$$

onde: V_g é o volume, em $[m^3]$, ocupado pela geometria da instalação de trocador de calor solo-ar em estudo e A_g é a área, em $[m^2]$, da seção transversal da geometria da mesma.

Já a fração de volume ϕ é definida com sendo:

$$\phi = \frac{V_a}{V_s} = \frac{n \cdot \pi \cdot d_i^2 \cdot L_s}{4 \cdot W_s \cdot H_s \cdot L_s} = \frac{n \cdot \pi \cdot d_i^2}{4 \cdot W_s \cdot H_s} \quad (8.2)$$

onde: V_a é o volume, em $[m^3]$, no interior dos dutos, isto é, a capacidade volumétrica de ar interno na instalação de trocador de calor solo-ar; d_i é o diâmetro, em $[m]$, do duto da instalação em estudo, isto é, $i = \{1, 2, 3, 4 \text{ ou } 5\}$, de acordo com a Instalação correspondente, respectivamente, de 1 a 5; n é o número de dutos da instalação e π é uma constante matemática.

No estudo que se apresenta foram definidos $\psi = 0,003$, $\psi = 0,007$ e $\psi = 0,010$ e $\phi = 2,534 \times 10^{-4}$. Já os diâmetros foram assim definidos: $d_1 = 220$ mm, $d_2 = 155$ mm, $d_3 = 127$ mm, $d_4 = 127$ mm e $d_5 = 110$ mm, correspondendo, respectivamente, às Instalações de 1 a 5. Esses diâmetros foram obtidos mantendo constante a vazão mássica total para todas as instalações que, na sequência, serão especificados.

Em seguida, exclusivamente para a Instalação 3, Fig. 8.2 (c), Instalação 4, Fig. 8.2 (d) e Instalação 5, Fig. 8.2 (e) é possível definir A_g . No entanto, para a Instalação 1, Fig. 8.2 (a), e

Instalação 2, Fig. 8.2 (b), a variável A_g , por conta da configuração geométrica, não pode ser definida.

Consequentemente, é possível definir:

$$A_g = \frac{S_h \cdot S_v}{2} \quad (8.3)$$

$$A_g = S_h \cdot S_v \quad (8.4)$$

onde: S_h é o espaçamento, em [m], entre os dutos, na horizontal e S_v é o espaçamento, em [m], entre os dutos, na vertical.

Também se tem que a Eq. (8.3) é definida para as Instalações 3 e 4, Fig. 8.2 (c) e Fig. 8.2 (d), respectivamente, e a Eq. (8.4) é definida para a Instalação 5, Fig. 8.2 (e).

As frações de volumes definidas pela Eq. (8.1) e pela Eq. (8.2) podem ser compreendidas como restrições ou limitações do sistema e são uma parte importante do método *Constructal Design* para o desempenho térmico de instalações de trocador de calor solo-ar.

Além disso, algumas restrições adicionais devido às configurações geométricas das instalações precisam ser respeitadas. São elas:

$$S_h > d_i \text{ e } S_h < (W_s - d_i) \quad (8.5)$$

$$S_v > d_i \text{ e } S_v < (2 \cdot D_{ave} - d_i) \quad (8.6)$$

$$D_{ave} > \frac{d_i}{2} \quad (8.7)$$

onde: D_{ave} é a profundidade média, em [m]. Neste estudo, essa variável é mantida constante, ou seja, $D_{ave} = 3,00$ m. Isso se justifica, pois a partir dessa profundidade, a temperatura média do ar na seção transversal de saída do duto sofre pouca variação, não havendo, assim, ganho significativo em fazer arranjos mais profundos (BRUM, 2013).

Além disso, o grau de liberdade assumido durante a aplicação do método *Constructal Design* é a razão entre o espaçamento vertical, S_v , e horizontal, S_h , isto é, S_v/S_h , para cada

instalação. Obviamente que, na Instalação 2, Fig. 8.2 (b), esse grau de liberdade fica restrito ao espaçamento S_h , o qual é identificado como variável do sistema. Da mesma forma, S_v é também uma variável do sistema. No entanto, na Instalação 1, Fig. 8.2 (a), essas definições não são aplicáveis, pois existe apenas um duto fixo em uma mesma posição. Dessa forma, o grau de liberdade S_v/S_h , pode variar livremente, no entanto, as restrições mencionadas, Eqs. (8.5), (8.6) e (8.7), devem ser levados em conta.

Para representar o espaçamento ótimo entre dois dutos, na horizontal, ou geometria ótima da Instalação 2 (Fig. 8.2 (b)), isto é, aquela que maximizou a transferência de calor entre o solo e o ar, conduzindo, por consequência, a maximização do potencial térmico médio, foi utilizada a notação $(S_h)_o$. A notação $(S_v/S_h)_o$, por sua vez, foi utilizada para representar a proporção ótima entre as variáveis S_v e S_h , ou geometria ótima das Instalação 3, 4 e 5 (Figs. 8.2 (c), (d) e (e)), propondo a maximização da troca térmica entre o solo e o ar.

Finalmente, o potencial térmico médio (no tempo e no espaço) é definido por $\Delta\bar{T}_m$, em [°C] ou [K]. O mesmo foi determinado, mensalmente, para cada caso simulado, referente às instalações de trocador de calor solo-ar estudadas. Matematicamente, tal definição é expressa por:

$$\Delta\bar{T}_m = \sum_{i=1}^t \left(\frac{\bar{T}_{si} - \bar{T}_{ei}}{t} \right) \quad (8.8)$$

onde: $\bar{T}_{si}$ é a temperatura média na seção transversal de saída do ar nos dutos das instalações estudadas, no decorrer do tempo, que é dada pela Eq. (6.1). Consequentemente, $\bar{T}_{ei}$ é a temperatura média na seção transversal de entrada do ar nos dutos, no decorrer do tempo, prevista pela simulação numérica. Assim, $i = (1, 2, 3, \dots, t)$, onde t é o tempo, em dias, relacionando-se com a quantidade de dias do mês analisado. Destacando-se que o ano de 2007 apresentou 365 dias. Dessa forma, neste trabalho, foi monitorada numericamente, no transcorrer do tempo, a temperatura média do ar na seção transversal de saída de cada duto para as instalações estudadas. A leitura das referidas temperatura se dava a cada seis horas. Dessa forma, em um dia, se tinha quatro registros de temperatura.

Portanto, a Eq. (8.8) é definida como a função objetivo para a aplicação do método *Constructal Design* nesta pesquisa. Essa definição integra a estrutura do método e delimita a finalidade do presente estudo, que é proporcionar uma melhoria no desempenho térmico de

instalações de trocador de calor solo-ar. Essa melhora é analisada com base na referida função objetivo, a qual sofre influência direta da configuração geométrica da instalação.

Consequentemente, se $\bar{T}_{s_i} > \bar{T}_{e_i}$, tem-se um potencial para aquecimento (sinal positivo); se $\bar{T}_{s_i} < \bar{T}_{e_i}$, tem-se um potencial para resfriamento (sinal negativo) e se $\bar{T}_{s_i} = \bar{T}_{e_i}$, tem-se uma situação de equilíbrio térmico, não sendo eficaz, do ponto de vista térmico, a ação do trocador de calor solo-ar.

Para representar o potencial térmico médio maximizado foi utilizada a notação $(\Delta\bar{T}_m)_{max}$. O potencial térmico médio maximizado é oriundo da melhor geometria, isto é, a geometria ótima, aquela que proporcionou a maximização da troca de calor entre o solo e o ar.

Cabe destacar que, para a adequada aplicação do método *Constructal Design* e para a apropriada comparação de resultados, é mantida constante a vazão em massa total para todas as instalações de trocador de calor solo-ar. Portanto, a mesma é definida conforme Eq. (8.9), a seguir.

$$\dot{m}_t = \frac{n \cdot \rho \cdot \pi \cdot d_i^2 \cdot \vec{v}}{4} \quad (8.9)$$

onde: $\dot{m}_t$ é a vazão mássica total da instalação, em [kg/s]. Neste estudo é fixado $\dot{m}_t = 14,55 \cdot 10^{-2}$ kg/s ou 523,80 kg/h, para todas as instalações de trocador de calor estudadas neste trabalho.

Consequentemente, isolando d_i na Eq. (8.9), tem-se:

$$d_i = \left| \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_t}{n \cdot \rho \cdot \pi \cdot \vec{v}}} \right| \quad (8.10)$$

Dessa forma, se $n = 1$, tem-se a Instalação 1, com um único duto enterrado, com diâmetro d_1 . Caso $n = 2$, tem-se a Instalação 2, com dois dutos enterrados, ambos com diâmetro valendo d_2 . Se $n = 3$, tem-se a Instalação 3, constituída por três dutos, todos eles com a mesma medida de diâmetro d_3 . No entanto, a Instalação 4 também é constituída por três dutos, porém assumindo outra configuração. Nessa instalação os dutos têm diâmetros medindo d_4 . Excepcionalmente, tem-se que $d_3 = d_4$. Por fim, caso $n = 5$, tem-se a Instalação 5, constituída por quatro dutos, todos eles com a mesma medida de diâmetro d_5 .

Depois disso, cabe destacar que o número de Reynolds, para escoamentos internos, de acordo com Fox, McDonald e Pritchard (2006) é definido por:

$$Re_d = \frac{\rho \cdot \vec{v} \cdot d_i}{\mu} \quad (8.11)$$

onde: ρ é a massa específica do fluido (ar), em $[\text{kg}/\text{m}^3]$; $\vec{v}$ é a velocidade (prescrita) do escoamento, em $[\text{m}/\text{s}]$; d_i é o diâmetro, em $[\text{m}]$, do duto da instalação analisada, já comentado, e μ é a viscosidade dinâmica do fluido (ar), em $[\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})]$. Logo, é importante destacar que os valores correspondentes a essas propriedades foram apresentadas na seção 6.3. Por fim, vale destacar que a velocidade do ar, na entrada do duto, tem valor constante de 3,30 m/s para todas as instalações de trocador solo-ar analisadas neste estudo.

Consequentemente, em todas as instalações é verificada a condição de escoamento turbulento, ou seja, $Re_d > 4.400$, de acordo com Fox, McDonald e Pritchard (2006).

A fim de investigar como o arranjo de dutos pode afetar o potencial térmico médio em instalações de trocador de calor solo-ar e definir qual configuração conduz ao seu desempenho máximo, várias simulações numéricas foram realizadas. Para essa tarefa, foram simulados numericamente 151 casos.

Essas simulações foram organizadas da seguinte forma: 1 simulação para a Instalação 1; 15 simulações para Instalação 2; 45 simulações para a Instalação 3, sendo que foram realizadas 15 simulações para cada ψ estudado; 45 simulações para Instalação 4, sendo que foram realizadas 15 simulações para cada ψ estudado e 45 simulações para a Instalação 5, sendo que foram realizadas 15 simulações para cada ψ estudado. Neste sentido, várias subseções foram inseridas, neste capítulo, para apresentar e discutir os resultados de cada instalação. Em média, para cada caso simulado, foi necessário o tempo de aproximadamente 20 horas, utilizando o equipamento já mencionado anteriormente. Para resumir, foi realizada uma comparação entre as instalações estudadas. Além disso, pelo fato do trocador de calor solo-ar ser recomendado apenas para períodos quentes e frios, os resultados são focados em maio, junho e julho, quando indicado para aquecimento, bem como, em janeiro, fevereiro, outubro, novembro e dezembro, quando indicado para o resfriamento de edificações. Portanto, o potencial térmico médio para o resfriamento é maior do que para aquecimento, conforme

Isoldi (2013) e Brum (2013). Por isso, os períodos acima mencionados são os mais importantes no momento de analisar os resultados.

8.2. Instalação 1

Nesta configuração, a Instalação 1 contém apenas um duto com centro no ponto de encontro entre as retas: $y = H_s - D_{ave}$ e $z = \frac{W_s}{2}$, definidas no plano yz , conforme a Fig. 8.3.

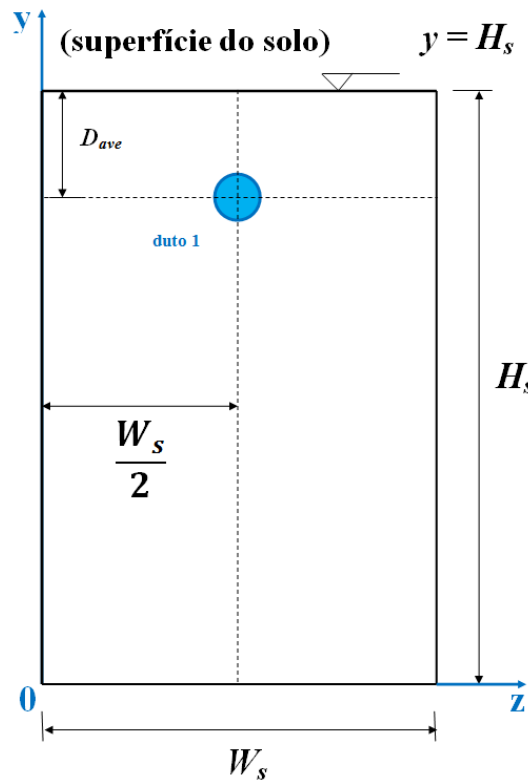


Figura 8.3 - Vista transversal da geometria da instalação do trocador de calor solo-ar com um único duto (Instalação 1).

Na Instalação 1, conforme ilustra a Fig. 8.3, a definição de fração de volume ψ não pode ser aplicada, como já comentado. Isso se justifica, pois não há A_g gerada para a configuração de tal instalação.

Para referida instalação, um único caso foi simulado numericamente e os potenciais térmicos médios (mensalmente) obtidos são apresentados na Tabela 8.1.

Tabela 8.1 - Potenciais térmicos médios para a Instalação 1.

Mês	$\Delta\bar{T}_m$ (°C)
Maio	0,52
Junho	1,10
Julho	0,95
Janeiro	-4,19
Fevereiro	-3,35
Outubro	-2,65
Novembro	-3,79
Dezembro	-4,34

Conforme a Tabela 8.1, é possível visualizar que $|\Delta\bar{T}_m|$ é mais elevado para o resfriamento do que para o aquecimento. Assim, o período de melhor indicação para o resfriamento de edificações foi visualizado no mês de dezembro, no qual o potencial térmico médio foi $\Delta\bar{T}_m = -4,34^\circ\text{C}$. Contudo, também é possível verificar que o potencial térmico médio para aquecimento se deu no mês de junho, no qual $\Delta\bar{T}_m = 1,10^\circ\text{C}$.

Na Fig. 8.4 é possível visualizar o campo de temperaturas para o melhor mês de utilização da instalação de trocador de calor solo-ar para o resfriamento de ambientes.

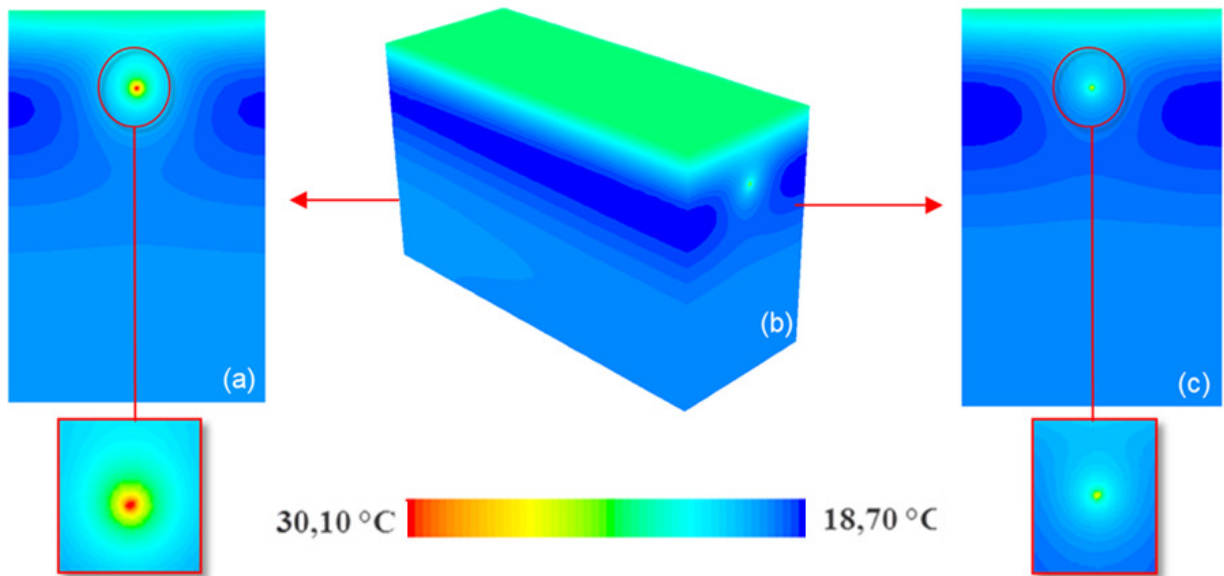


Figura 8.4 - Topologia do campo de temperatura para o potencial térmico médio de resfriamento para o mês de dezembro da Instalação 1: (a) vista lateral referente a entrada do ar, (b) vista em perspectiva e (c) vista lateral referente a saída do ar.

Como se pode observar, a Fig. 8.4 (a) mostra a entrada do ar no duto, enquanto que a Fig. 8.4 (c) apresenta a saída do ar do mesmo. É também possível notar que, em uma análise no sentido transversal da geometria do solo, o ar que escoar no interior do duto vai cedendo calor para o solo no sentido radial, conforme se observa nos contornos das isotermas ao redor do duto. Na Fig. 8.4 (c), agora em uma análise no sentido longitudinal da geometria do solo, também é possível verificar o gradiente de temperaturas se desenvolvendo e diminuindo de intensidade no sentido da entrada do ar para a saída do mesmo do duto. Além disso, é possível notar um gradiente de temperaturas que tem origem na superfície do solo, por estar com a temperatura maior do que o interior do solo, e progressivamente vai tomando o interior do solo até o momento em que o mesmo se depara com o gradiente térmico originário da elevada temperatura do ar no duto, em relação ao solo. Nesta região, em especial, há formação de uma zona em que se verifica uma temperatura intermediária entre a superfície do solo e a temperatura média no subsolo.

No mesmo sentido, por conta da brevidade foram geradas algumas imagens ilustrativas apenas para os campos de temperaturas da ótima configuração geométrica que conduz à maximização do potencial térmico médio para resfriamento, que vem a ser a maior indicação para utilização de instalações de trocador de calor solo-ar.

Além disso, não menos importante é descrever o processo de geração das malhas numéricas adotadas para discretização do domínio computacional das instalações estudadas neste trabalho. Para tanto, na seção 8.2.1, foi apresentado o procedimento utilizado para gerar as malhas computacionais das Instalações apresentadas na Fig. (8.2).

8.2.1. Critério para a construção da malha computacional nas instalações de trocador de calor solo-ar estudadas

Nesta seção se tem por finalidade mostrar o critério para a construção da malha que foi utilizada na discretização do domínio computacional para cada instalação estudada, as quais, foram ilustradas na Fig. 8.2.

Antes, porém, é pertinente mencionar que há uma malha que foi utilizada com sucesso para a validação e verificação do modelo computacional utilizado neste trabalho, conforme foi descrito no capítulo 7 deste trabalho. Essa malha, para todo o domínio, foi implementada por Vaz (2011) para a modelagem computacional de trocador de calor solo-ar. Essa malha

computacional, foi construída da seguinte forma: em um primeiro momento, foi criada a malha no duto e depois no solo. Para tanto, foram construídas malhas não estruturadas⁴ tetraédricas. Contudo, no duto, a malha foi construída com um intervalo de 0,0367 m. Enquanto, no solo, a mesma foi criada com um intervalo de 0,33 m. Esse procedimento para o diâmetro do duto de 110 mm. Esse intervalo de criação de malha, no GAMBIT, é referenciado como *interval size*.

Tacitamente, foi intuído que a malha, no duto, teria *interval size* de um terço do diâmetro do duto e, no solo, teria *interval size* de o triplo do diâmetro do duto. Assim, esse foi o critério adotado para a geração das malhas.

Aliado a isso, de posse do modelo computacional validado e verificado, é possível trabalhar em outras geometrias de solo, bem como investigar o comportamento térmico e fluidodinâmico de trocador de calor solo-ar instalados em outras profundidades.

Consequentemente, esse critério foi estendido aos propósitos deste trabalho. Entretanto, cabem algumas considerações. Neste trabalho, conforme visto antes, por conta do método *Constructal*, foram utilizados quatro diferentes diâmetros de dutos nas simulações numéricas de instalações de trocador de calor solo-ar.

Na tentativa de estabelecer um critério para geração das malhas, foi realizado um estudo de malha com base na configuração da Instalação 1, ilustrada na Fig. 8.3, pois é a configuração que possui o maior diâmetro para as instalações estudadas neste trabalho. Tal estudo procedeu-se da seguinte forma em que se apresenta.

Foi realizado um estudo de malha na Instalação 1, contemplando diferentes casos em que se mantêm constante o diâmetro da mesma, que é $d_I = 220$ mm, no entanto, variou-se, o tamanho do volume finito, no duto e no solo.

Na sequência, é apresentado o estudo de malha investigando a influência da mesma na temperatura média na face de saída do ar no duto da Instalação 1, conforme a Tabela 8.2. Antes, porém, cabe frisar que são impostas as mesmas condições iniciais e hipóteses simplificativas já mencionadas. Da mesma forma, também são mantidas as demais configurações referentes à modelagem computacional de instalações de trocador de calor solo-ar. Assim, na simulação numérica, foram monitoradas a temperatura média na seção de saída durante dois anos. No entanto, para análise dos resultados, apenas o segundo ano de

⁴ Malhas não estruturadas, basicamente, são a distribuição dos elementos de maneira aleatória, sem apresentar um padrão repetido para a posição das células. Esses tipos de malhas geralmente utilizam elementos triangulares nos domínios em 2 dimensões e tetraédricos para 3 dimensões (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

simulação foi considerado, descartado o primeiro ano, pelos motivos já mencionados neste trabalho.

Tabela 8.2 - Estudo do critério para construção da malha computacional nas instalações de trocador de calor solo-ar estudadas.

Critério para gerar a malha No duto: No solo:	Tamanho da malha <i>Interval size</i> (m) No duto: No solo:	Quantidade de volumes finitos gerados No duto: No solo:	Tempo total simulado (s) (2 anos)	T_j (K) Temperatura média na face de saída do duto	Critério para determinar o erro numérico $\left \frac{T_j - T_{j+1}}{T_j} \right $
No duto: $d_1/3$ No solo: $3 \cdot d_1$	No duto: $\frac{(0,220)}{3}$ No solo: $3 \cdot (0,220)$	No duto: 19.956 No solo: 179.703	$6,3072 \times 10^7$	298,40424 (25,40°C)	-----
No duto: $d_2/3$ No solo: $3 \cdot d_2$	No duto: $\frac{(0,155)}{3}$ No solo: $3 \cdot (0,155)$	No duto: 58.292 No solo: 399.888	$6,3072 \times 10^7$	298,45346 (25,45°C)	$1,65 \times 10^{-4}$
No duto: $d_3/3$ No solo: $3 \cdot d_3$ ($d_3 = d_4$)	No duto: $\frac{(0,127)}{3}$ No solo: $3 \cdot (0,127)$	No duto: 89.400 No solo: 545.783	$6,3072 \times 10^7$	298,46252 (25,46°C)	$3,04 \times 10^{-5}$
No duto: $d_5/3$ No solo: $3 \cdot d_5$	No duto: $\frac{(0,110)}{3}$ No solo: $3 \cdot (0,110)$	No duto: 174.912 No solo: 1.131.179	$6,3072 \times 10^7$	298,44391 (25,44°C)	$6,23 \times 10^{-5}$

Ao verificar a Tab. 8.2, é possível inferir que não houve significativa variação de temperatura média do ar na seção de saída do mesmo no duto. Contudo, a fim de analisar os erros numéricos, é necessário utilizar o critério de Gilat e Subramaniam (2008), a seguir:

$$\left| \frac{T_j - T_{j+1}}{T_j} \right| \leq \varepsilon \quad (8.13)$$

onde: T_j é a temperatura, em [K], média na seção de saída do ar no duto, na profundidade média, ou seja, $D_{ave} = 3,0$ m e, no tempo, referente ao 365º dia. Destacando que, para este estudo, a temperatura simulada foi lida no dia 31 de dezembro, às 12:00 horas (para o solo de Viamão/RS); T_{j+1} é a temperatura, em [K], média na seção de saída do ar no duto na mesma profundidade e tempo indicados, porém considerando uma malha mais refinada que a adotada na definição de T_j . Por fim, ε é a diferença, sendo adimensional, assumido, isto é, mede a qualidade da busca, sendo um critério de parada.

Dessa forma, é adotado $\varepsilon = 2,0 \times 10^{-4}$ como sendo um valor satisfatório para problemas envolvendo a simulação de escoamentos com transferência de calor. Logo, para

análise das instalações de trocador de calor solo-ar propostas nesta pesquisa, devido ao processo de geração de malha, intrinsecamente, os resultados estão sujeitos, a uma variação não superior ao supracitado.

Por fim, para a criação das malhas das Instalações 1 a 5, conforme Fig. 8.2, foi adotado o critério assim definido: para gerar a malha no duto, o critério seguido foi $d_i/3$, em [mm], para definir o intervalo (tamanho) da malha tetraédrica. Ao passo que, para gerar a malha no solo, o critério adotado foi $3 \cdot d_i$, em [mm], para definir o intervalo da mesma, sendo que d_i , já definido, porém, reiterando é o diâmetro, em [mm], do duto da instalação em estudo, isto é, $i = \{1, 2, 3, 4 \text{ ou } 5\}$, de acordo com a instalação correspondente, respectivamente, de 1 a 5, onde: $d_1 = 220$ mm, $d_2 = 155$ mm, $d_3 = 127$ mm, $d_4 = 127$ mm e $d_5 = 110$ mm.

8.3. Instalação 2

Conforme pode ser observado na Fig. 8.5, a Instalação 2 é constituída por dois dutos, em paralelo, cujos centros estão sobre a reta $y = H_s - D_{ave}$, que é paralela com a superfície do solo (plano de referência). Sendo que a reta $z = \frac{W_s}{2}$ é a mediana do espaçamento indicado por S_h , que é variável do sistema.

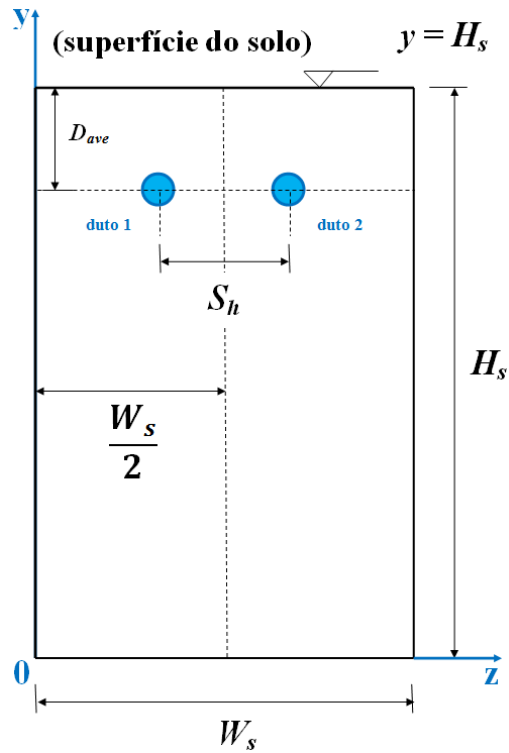


Figura 8.5 - Vista transversal da geometria da instalação do trocador de calor solo-ar com dois dutos (Instalação 2).

Da mesma maneira como ocorreu na Instalação 1, o conceito de fração de volume ψ também não pode ser aplicado para a Instalação 2, conforme se pode verificar na Fig. 8.5. A Fig. 8.6 apresenta os potenciais térmicos médios em função da variação do espaçamento horizontal entre os dois dutos.

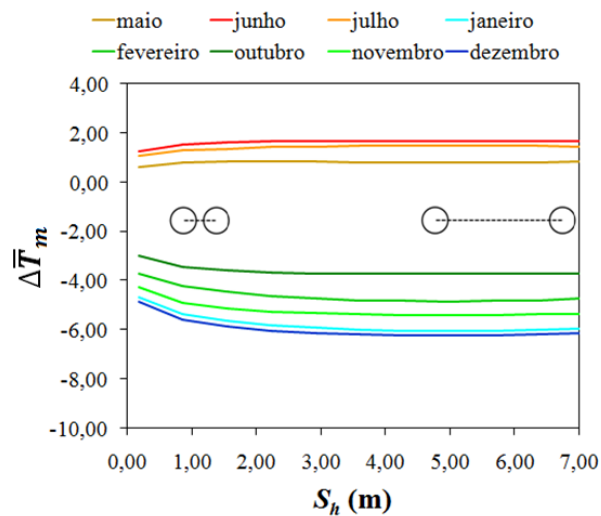


Figura 8.6 - Variação do potencial térmico médio para Instalação 2.

Pode-se notar na Fig. 8.6 um comportamento bastante estável do $\Delta\bar{T}_m$, que é uma variável dependente, em função de S_h , que é uma variável independente, para a Instalação 2. Há uma configuração ideal em torno de $(S_h)_o = 5\text{m}$, que conduz ao maior desempenho térmico da instalação de trocador de calor solo-ar, tanto para o resfriamento, quanto para o aquecimento do ar em edificações. Assim, esse espaçamento entre os dois dutos pode ser definido como a geometria ótima para a Instalação 2. Essa geometria permite maximizar o potencial térmico médio mensal para o resfriamento e aquecimento, ou seja, $(\Delta\bar{T}_m)_{max} = -6,23^\circ\text{C}$ e $(\Delta\bar{T}_m)_{max} = 1,68^\circ\text{C}$, respectivamente. Na verdade, não há uma variação significativa do potencial térmico para $S_h > 5\text{m}$. Contudo, a Fig. 8.7 foi construída até $S_h = 7\text{ m}$ a fim de evitar a influência da condição de contorno imposta na superfície lateral (parede) do domínio computacional do solo (fluxo prescrito nulo). Além disso, quando S_h tende ao afastamento mínimo, há uma redução no potencial térmico médio. Isso se dá por conta de existir uma grande proximidade entre os dutos, fator que dificulta a troca de calor dos mesmos com o solo.

Na Fig. 8.7 é apresentada a topologia do campo de temperatura para ótima configuração geométrica para resfriamento para a Instalação 2, a qual se deu no mês de dezembro.

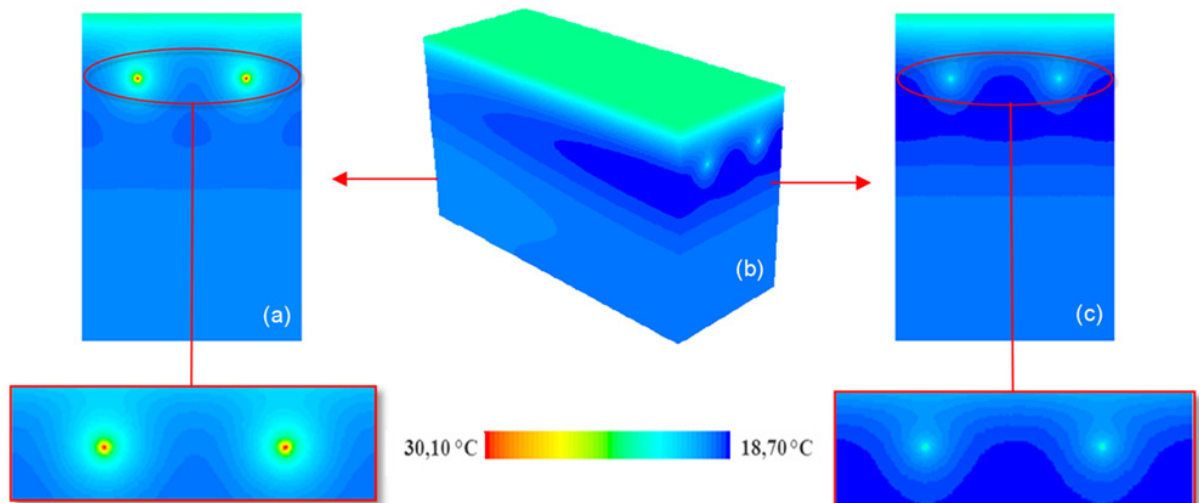


Figura 8.7 - Topologia do campo de temperatura para ótima configuração geométrica para resfriamento $[(S_h)_o = 5,00\text{ m}]$ para Instalação 2: (a) vista lateral referente à entrada do ar, (b) vista em perspectiva e (c) vista lateral referente a saída do ar.

Com base na Fig. 8.7 é possível verificar o efeito térmico gerado pela geometria ótima obtida para o resfriamento de ambientes. É possível notar que, em uma análise no sentido transversal da geometria do solo, o ar que escoar no interior do duto vai cedendo calor para o solo no sentido radial, conforme é verificado na entrada do ar no duto, como ilustra a Fig. 8.7 (a), e na saída do ar no duto, ilustrado na Fig. 8.7 (c). Nessas figuras, também é notado que as isotermas foram contornando o eixo de simetria do duto, estabilizando-se na medida em que estão se aproximando da superfície do solo. Da mesma forma, também é observado, em uma análise longitudinal da geometria do solo, que o ar vai cedendo calor para o solo no sentido axial do escoamento, conforme é possível verificar no gradiente de temperatura na Fig. 8.7 (b).

8.4. Instalação 3

A Instalação 3 é composta por três dutos, os quais assumem a configuração triangular ilustrada na Fig. 8.8.

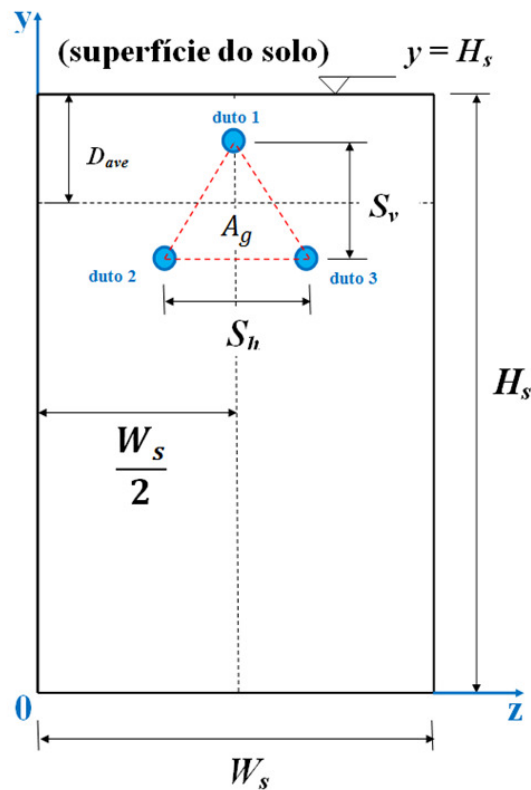


Figura 8.8 - Vista transversal da geometria da instalação do trocador de calor solo-ar com três dutos (Instalação 3).

Também na Fig. 8.8 é possível identificar os espaçamentos S_h e S_v , os quais desempenham a função de base e altura do triângulo, respectivamente. Esses espaçamentos são variáveis independentes do sistema e podem variar livremente, no entanto, ambas estão sujeitas às restrições já mencionadas. Geometricamente, o ponto de encontro entre as retas: $y = H_s - D_{ave}$ e $z = \frac{W_s}{2}$ é o centro dessa figura. Dessa forma, a disposição dos dutos é simétrica em relação à reta $z = \frac{W_s}{2}$. Assim, nas simulações, serão analisadas diferentes razões S_v/S_h que é, conforme visto anteriormente, grau de liberdade do sistema.

Dessa forma, conforme Fig. 8.9 o conceito de fração de volume definido pelo parâmetro ψ , da instalação, é aplicável. Entretanto, foram adotados três valores distintos para tal parâmetro, já mencionados, sendo que os resultados foram expostos na Fig. 8.9. Da mesma forma como foi considerado na Fig. 8.6, para eliminar a influência da condição de contorno, a Fig. 8.9 foi construída para valores de $S_v/S_h \geq 1$. Para as Instalações 4 e 5, o mesmo procedimento foi adotado.

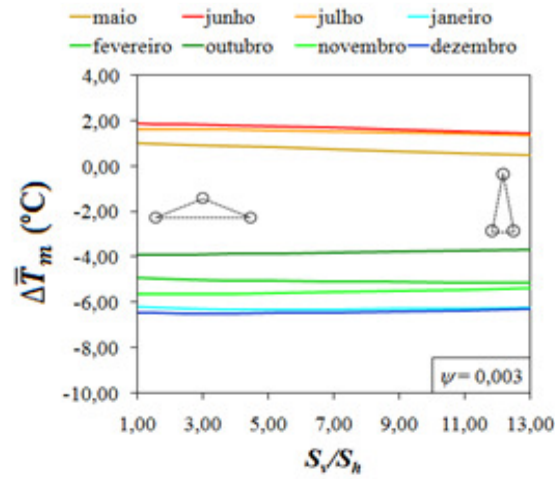
Conforme a Fig. 8.9 (a), quando $\psi = 0,003$, os melhores desempenhos térmicos para aquecimento, para os meses de maio, junho e julho, são observados para $(S_v/S_h)_o = 1,00$. Essa otimização implica na maximização do potencial térmico médio para aquecimento, ou seja, $(\Delta\bar{T}_m)_{max} = 1,87^\circ\text{C}$, em junho. Para resfriamento, foi identificado o potencial térmico médio maximizado denotado por $(\Delta\bar{T}_m)_{max} = -6,48^\circ\text{C}$, no mês de dezembro. A geometria ótima, para tanto, foi encontrada em $(S_v/S_h)_o = 2,56$. Contudo, para o resfriamento, pode-se notar um comportamento muito estável para o potencial térmico médio, ou seja, a variação de geometria não causa um efeito significativo sobre o desempenho térmico da instalação de trocador de calor solo-ar com tais características.

Analisando a Fig. 8.9 (b), para $\psi = 0,007$, se pode notar que, para resfriamento e aquecimento, respectivamente, se tem $(\Delta\bar{T}_m)_{max} = -6,72^\circ\text{C}$ e $(\Delta\bar{T}_m)_{max} = 1,96^\circ\text{C}$ referentes a $(S_v/S_h)_o = 1,00$. O potencial térmico médio maximizado para resfriamento e aquecimentos, respectivamente, se deram nos meses de dezembro e junho. Outro aspecto importante de ser mencionado é que, para o mês de fevereiro, a geometria que proporcionou o maior desempenho da instalação analisa, para resfriamento, apresenta $(S_v/S_h) = 4,45$, conduzindo ao potencial térmico médio de $\Delta\bar{T}_m = -5,29^\circ\text{C}$.

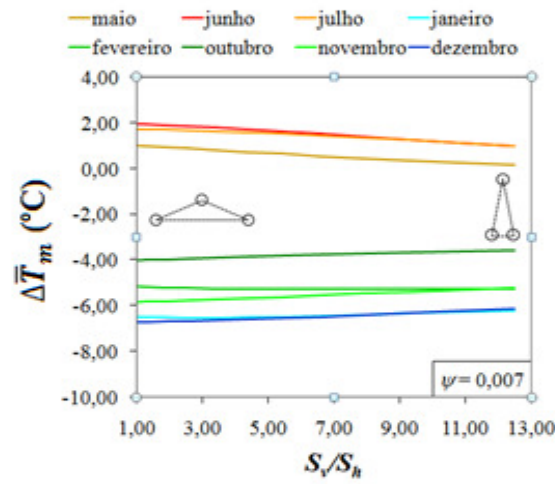
Para $\psi = 0,010$, Fig. 8.9 (c), da mesma forma em que ocorreu para $\psi = 0,003$ e $\psi = 0,007$, a geometria ótima é expressa por $(S_v/S_h)_o = 1,00$, tanto para aquecimento, quanto para resfriamento. O potencial térmico médio maximizado para aquecimento e para resfriamento se deram nos meses de junho e dezembro respectivamente. Dessa forma, foram obtidos $(\Delta \bar{T}_m)_{max} = 1,98^\circ\text{C}$ e $(\Delta \bar{T}_m)_{max} = -6,85^\circ\text{C}$, para aquecimento e resfriamento, respectivamente.

De uma forma geral, o comportamento dos gráficos da Fig. 8.9 seguem uma tendência muito semelhante. Em suma, para a Instalação 3, a geometria que proporciona a ótima distribuição das imperfeições, isto é, aquela que conduz ao maior desempenho térmico, tanto para aquecimento quanto para resfriamento, apresenta a seguinte configuração para o arranjo de dutos: $(S_v/S_h)_o = 1,00$. A maximização do potencial térmico médio, tanto para aquecimento, quanto para resfriamento foi encontrada para $\psi = 0,010$.

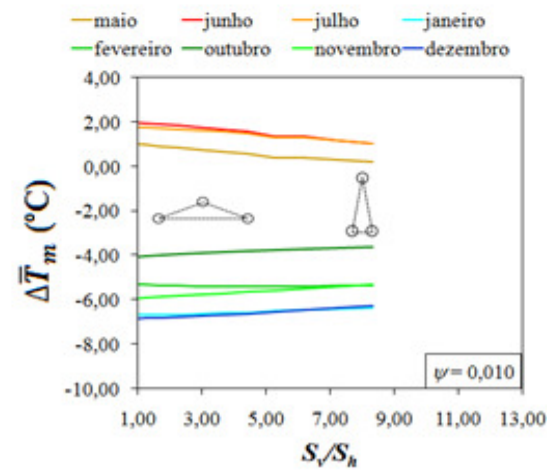
Outro aspecto importante de ser mencionado, por decorrência disso, é que o desempenho térmico da Instalação 3, tanto para aquecimento, quanto para resfriamento, aumentou na medida em que também aumentou o valor de ψ . Isso significa que o aumento da variável A_g proporcionou tal condição térmica, já que $\psi = 0,010$ acarreta em $A_g = 1,5 \text{ m}^2$.



(a)



(b)



(c)

Figura 8.9 - Variação do potencial térmico para a Instalação 3 para $\psi = 0,003$ (a), $\psi = 0,007$ (b) e $\psi = 0,010$ (c).

Depois disso, na Fig. 8.10 (a) é possível verificar o efeito de ψ sobre $(\Delta\bar{T}_m)_{max}$ e na Fig. 8.10 (b) o efeito de ψ sobre $(S_v/S_h)_o$ (b), isto é, o efeito da fração de volume sobre o potencial térmico médio maximizado e sobre a geometria ótima.

Na Fig. 8.10 (a) é possível observar que o potencial térmico médio maximizado para aquecimento e resfriamento é atingido com o aumento da fração de volume ψ . Na Fig. 8.10 (b) é possível observar que a geometria ótima da Instalação 3 é determinada para os menores valores de S_v/S_h .

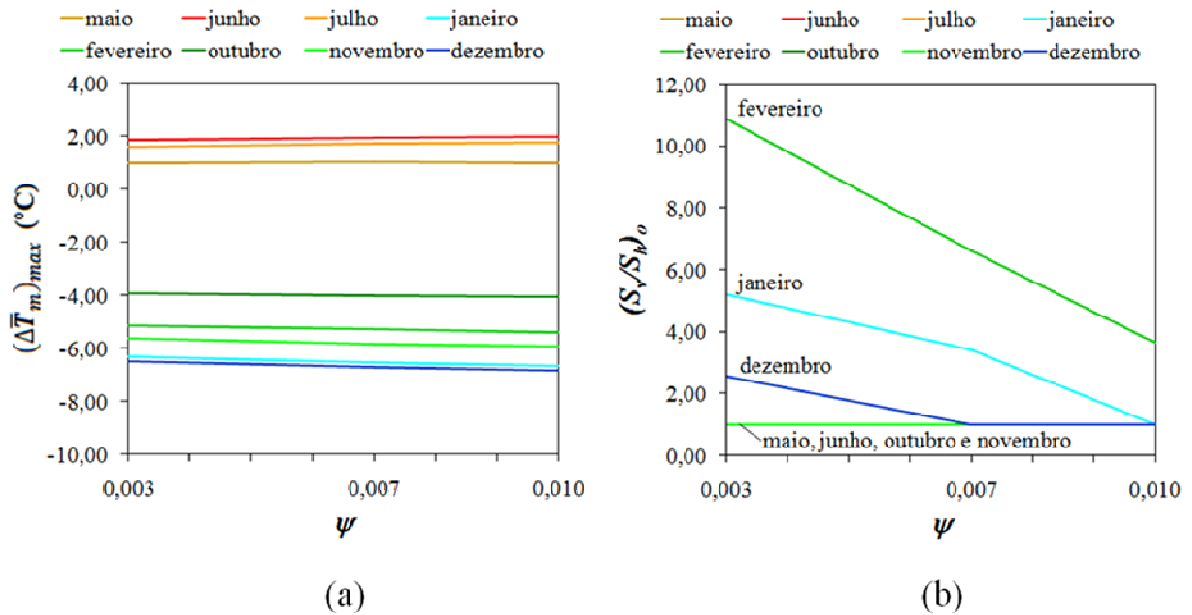


Figura 8.10 - Efeito de ψ sobre $(\Delta\bar{T}_m)_{max}$ (a) e efeito de ψ sobre $(S_v/S_h)_o$ (b) para Instalação 3.

De forma ilustrativa, é possível verificar a topologia do campo de temperatura para ótima configuração geométrica, para resfriamento, no trocador de calor solo-ar, para a Instalação 3.

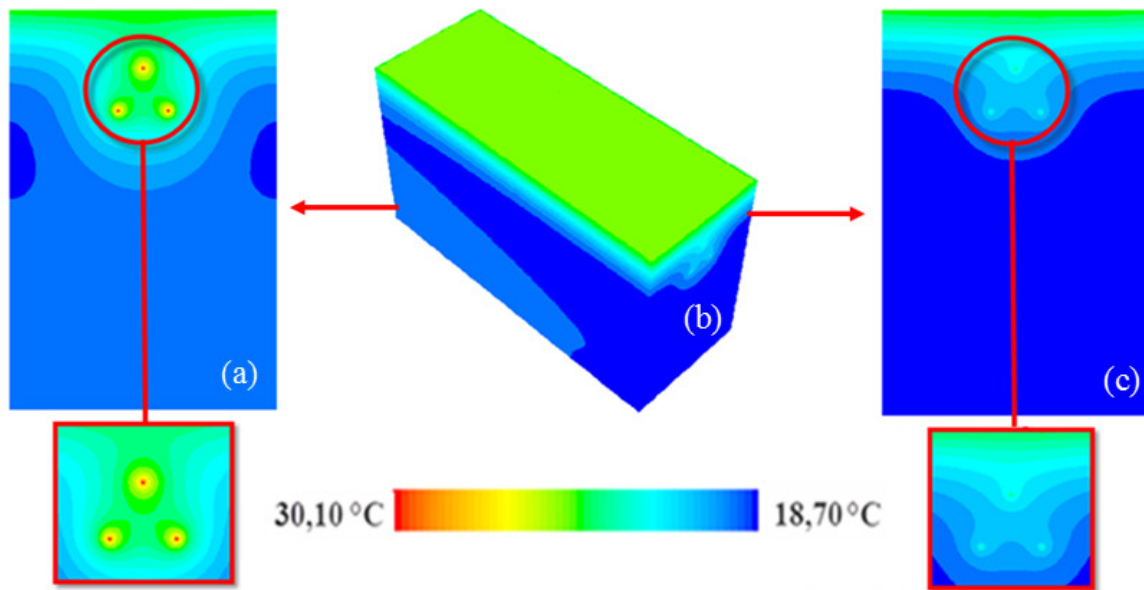


Figura 8.11 - Topologia do campo de temperatura para ótima configuração geométrica para resfriamento [$\psi = 0,010$ e $(S_v/S_h)_o = 1,00$, em dezembro] para Instalação 3: (a) vista lateral referente à entrada do ar, (b) vista em perspectiva e (c) vista lateral referente à saída do ar.

Baseado na Fig. 8.11 é possível verificar fisicamente o efeito térmico gerado pela geometria ótima obtida para o resfriamento de edificações. Desse forma, é possível notar que, em uma análise no sentido transversal da geometria do solo, o ar que escoar no interior do duto vai cedendo continuamente calor para o solo no sentido radial, conforme é observado na entrada do ar no duto, conforme é ilustrado na Fig. 8.11 (a), e na saída do ar no duto, conforme ilustrado na Fig. 8.11 (c). Em ambas as figuras, é notado que as isoterms foram contornando, de forma harmônica, o eixo de simetria do duto, estabilizando-se na medida em que as mesmas estão se aproximando da superfície do solo. Nesse sentido, também é notado, em uma análise longitudinal da geometria do solo, que o ar vai progressivamente cedendo calor para o solo, no sentido axial do escoamento. Isso pode ser verificado no gradiente de temperatura na Fig. 8.11 (b).

8.5. Instalação 4

A Instalação 4 é constituída por três dutos, os quais assumem a configuração triangular ilustrada na Fig. 8.12.

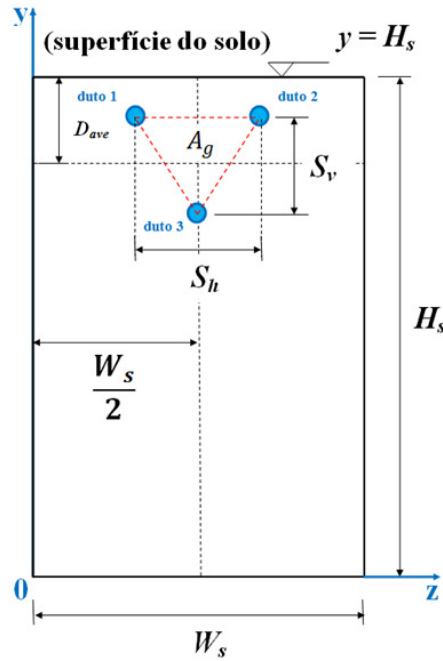
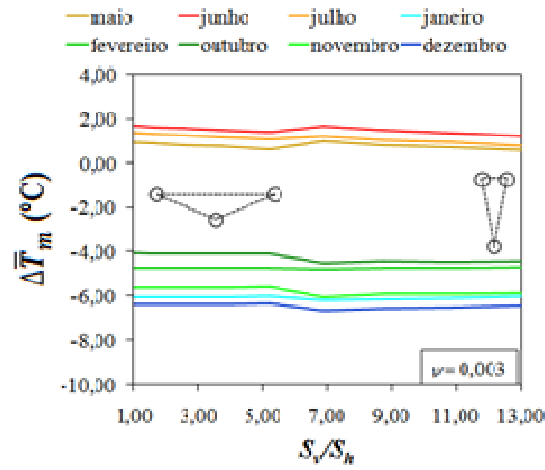


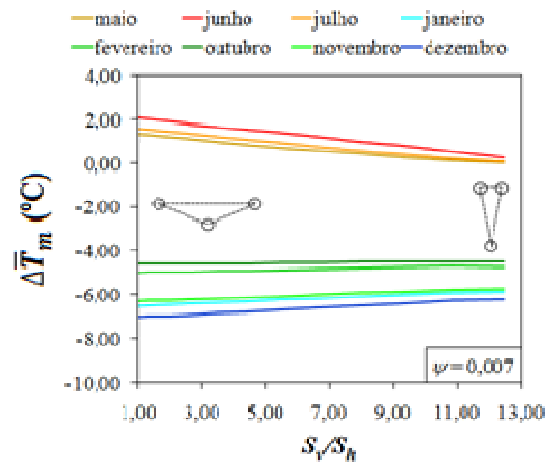
Figura 8.12 - Vista transversal da geometria da instalação do trocador de calor solo-ar com três dutos (Instalação 4).

Na Fig. 8.12 é possível observar os espaçamentos S_h e S_v , os quais realizam a função de base e altura do triângulo, respectivamente. Tais espaçamentos são variáveis independentes do sistema e podem variar livremente, no entanto, ambas estão sujeitas as restrições já mencionadas. Logo, o ponto de encontro entre as retas: $y = H_s - D_{ave}$ e $z = \frac{W_s}{2}$, no plano zy é o centro dessa figura. Dessa forma, a disposição dos dutos é simétrica em relação à reta $z = \frac{W_s}{2}$. Portanto, nas simulações, serão analisadas diferentes razões S_v/S_h , que é, conforme visto anteriormente, grau de liberdade do sistema.

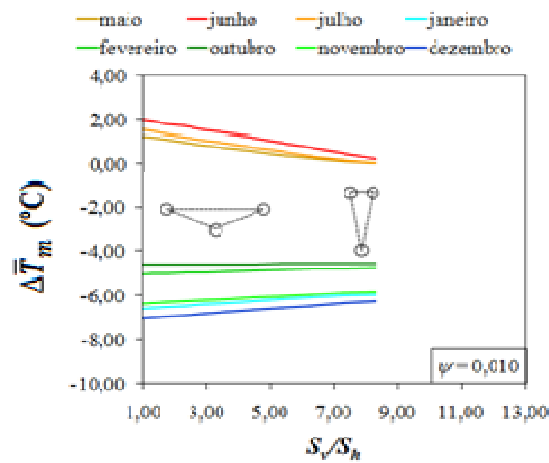
Na Fig. 8.13 são apresentados os resultados numéricos para a Instalação 4 do trocador de calor solo-ar, conforme ilustrado na Fig. 8.12. Pode-se observar que para $\psi = 0,003$, a geometria ótima para aquecimento e resfriamento é encontrada em $(S_v/S_h)_o = 6,86$. A exceção ocorre em julho, sendo a sua forma otimizada definida por $(S_v/S_h)_o = 1,00$. Esse comportamento observado apenas em julho, para $\psi = 0,003$, é repetido para todos os meses quando $\psi = 0,007$ e $\psi = 0,010$, ou seja, as melhores formas para a Instalação 4 são determinadas pela proporção pequena $(S_v/S_h)_o = 1,00$. Essa configuração propiciou a maximização do potencial térmico médio para resfriamento que se deu, em dezembro, para $\psi = 0,010$, $(\Delta \bar{T}_m)_{max} = -7,08^\circ\text{C}$. Para o aquecimento, a maximização do potencial térmico médio se deu em $(\Delta \bar{T}_m)_{max} = 2,06^\circ\text{C}$, em junho.



(a)



(b)



(c)

Figura 8.13 - Variação do potencial térmico para a Instalação 4 para $\psi = 0,003$ (a), $\psi = 0,007$ (b) e $\psi = 0,010$ (c).

A Figura 8.14 (a) mostra como a variação de ψ influencia os valores de $(\Delta\bar{T}_m)_{max}$ e $(S_v/S_h)_o$. Durante o período frio, os valores de $(\Delta\bar{T}_m)_{max}$ para o aquecimento apresenta valores ligeiramente superiores para $\psi = 0,007$, enquanto que durante o período quente, o maior desempenho térmico da Instalação 4 foi atingido por $\psi = 0,010$. Além disso, analisando a Fig. 8.14 (b), para $\psi = 0,007$ e $\psi = 0,010$, as geometrias ótimas, ou seja, as melhores configurações para o arranjo de dutos são encontradas em $(S_v/S_h)_o = 1,00$. No entanto, para $\psi = 0,003$ a geometria ótima $(S_v/S_h)_o = 1,00$ foi encontrado somente para julho, sendo $(S_v/S_h)_o = 6,86$ para os demais meses estudados.

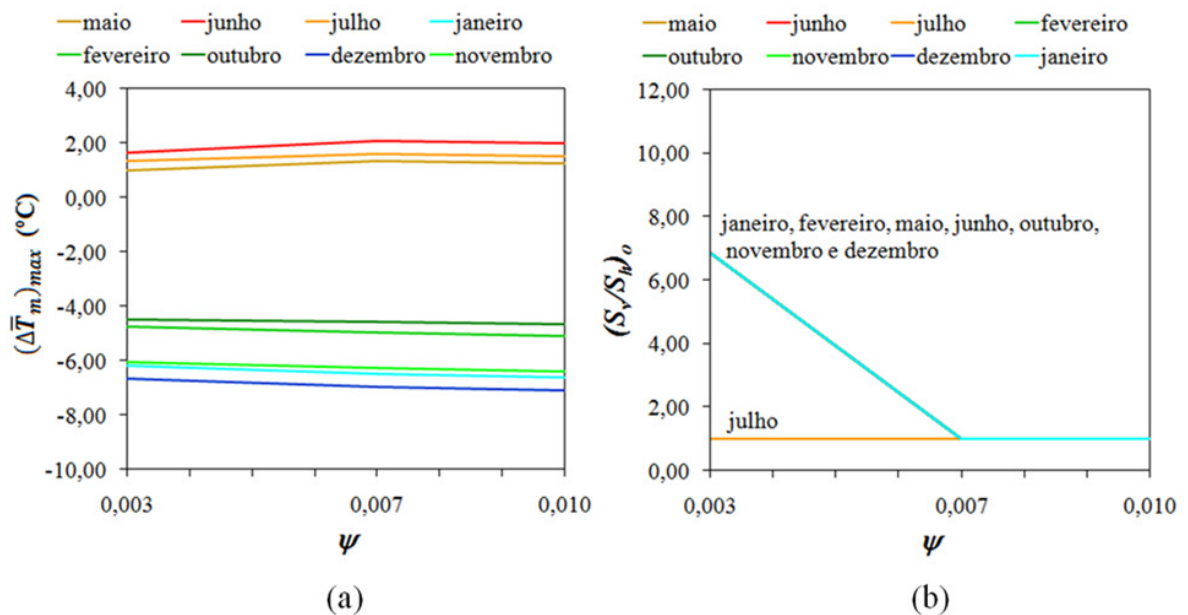


Figura 8.14 - Efeito de ψ sobre $(\Delta\bar{T}_m)_{max}$ (a) e efeito de ψ sobre $(S_v/S_h)_o$ (b) para Instalação 4.

Depois disso, ao analisar a Fig. 8.15, a mesma mostra a topologia do campo de temperatura para ótima configuração geométrica para resfriamento. É possível observar na Fig. 8.15 (a) a entrada do ar na Instalação 4 e na Fig. 8.15 (c) a saída do ar. A Fig. 8.15 (c) fornece uma vista em perspectiva isométrica onde é possível notar o campo o gradiente de temperatura no sentido longitudinal dos dutos. Também é possível observar a distribuição da temperatura no solo e a configuração do arranjo de dutos da Instalação 4, a qual proporciona o maior desempenho térmico, para resfriamento.

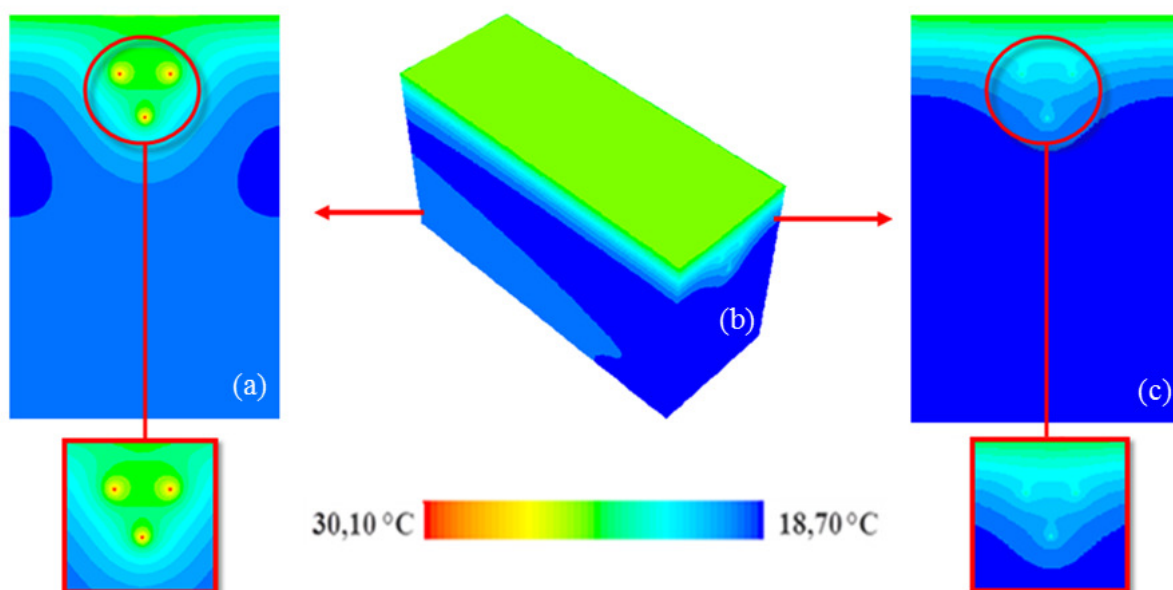


Figura 8.15 - Topologia do campo de temperatura para ótima configuração geométrica para resfriamento [$\psi = 0,010$ e $(S_v/S_h)_o = 1,00$, em dezembro] para Instalação 4: (a) vista lateral referente à entrada do ar, (b) vista em perspectiva e (c) vista lateral referente à saída do ar.

8.6. Instalação 5

Por fim, a Instalação 5 é constituída por quatro dutos, os quais assumem a configuração retangular ilustrada na Fig. 8.16. Novamente, vale lembrar que a área formada pela união dos vértices, que coincidem com o centro da circunferência, que por sua vez representa a seção transversal do duto, para cada fração de volume ψ , permanece constante no decorrer da implementação do método *Constructal Design*. Assim, esses vértices conectados pelas linhas imaginárias pontilhadas, conforme Fig. 8.16, definem um polígono regular com o formato retangular. Consequentemente, a área do retângulo formado para $\psi = 0,003$; $\psi = 0,007$ e $\psi = 0,010$ é $0,5 \text{ m}^2$; $1,0 \text{ m}^2$ e $1,5 \text{ m}^2$, respectivamente.

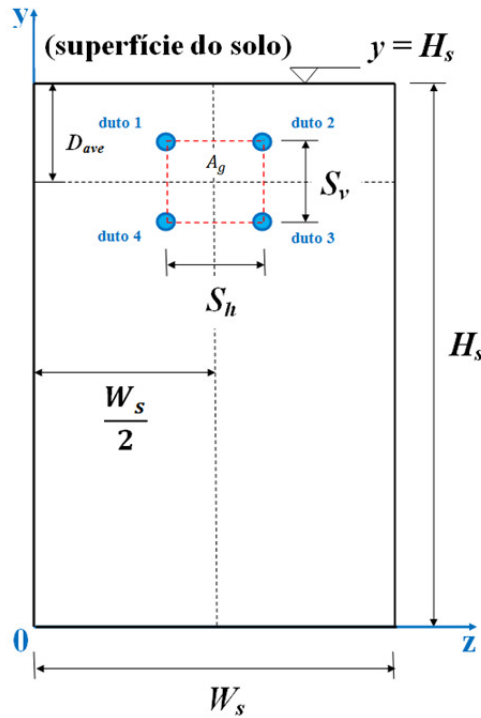


Figura 8.16 - Vista transversal da geometria da instalação do trocador de calor solo-ar com quatro dutos (Instalação 5).

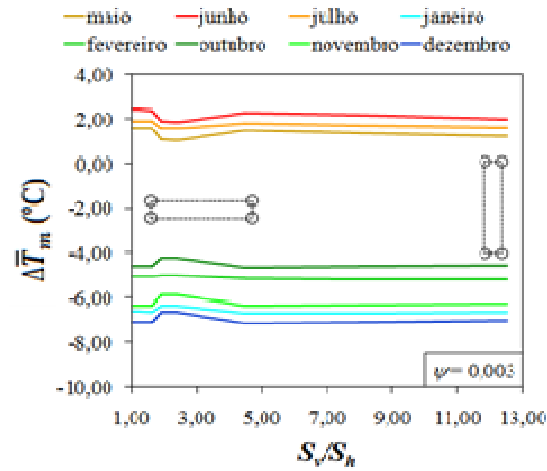
Dessa forma, através da implementação do método *Constructal Design*, foi possível variar S_v/S_h mantendo constante, para cada ψ , sua respectiva área. Além disso, ainda do ponto de vista geométrico, conforme a Fig. 8.16, tem-se que o ponto de encontro entre as retas: $y = H_s - D_{ave}$ e $z = \frac{W_s}{2}$ é centro do retângulo, sendo, as mesmas, respectivamente, as retas medianas dos espaçamentos indicados pelos comprimentos S_v e S_h . Dessa forma, geometricamente, a disposição dos dutos é simétrica em relação à reta $y = H_s - D_{ave}$, quando ortogonal às retas que passam pelos centros dos dutos 1 e 4, e dutos 2 e 3. Essa disposição também é simétrica em relação à reta $z = \frac{W_s}{2}$, quando ortogonal às retas que passam pelos centros dos dutos 1 e 2, e dutos 3 e 4, já comentados.

Todo esse procedimento, atuando de forma determinística, tornou viável a obtenção da geometria ótima da disposição retangular dos dutos, a qual proporcionou o maior potencial térmico médio do trocador de calor solo-ar, tanto para resfriamento, quanto para aquecimento.

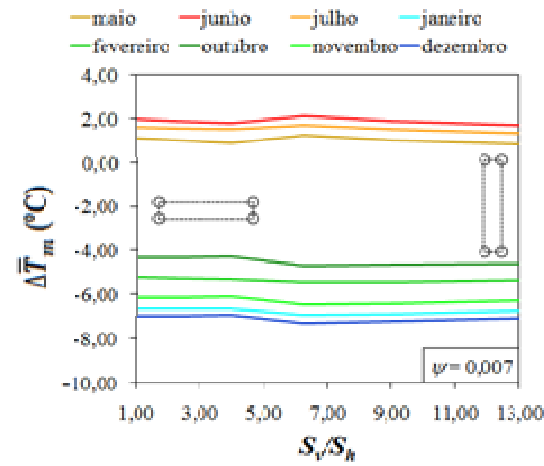
Depois disso, por meio da simulação numérica, foi possível analisar e discutir sobre os seguintes resultados. A Fig. 8.17 apresenta, para a Instalação 5, a variação do potencial

térmico médio em função de S_v/S_h , para cada fração de volume ψ estudada. Já a relação S_v/S_h é alterada afetando a disposição da configuração retangular. Consequentemente, é verificado que o espaçamento S_h (base do retângulo) vai aumentando na medida em que a relação S_v/S_h vai diminuindo. Ao passo que, o espaçamento S_v (altura do retângulo) vai aumentando na proporção em que a relação S_v/S_h também aumenta.

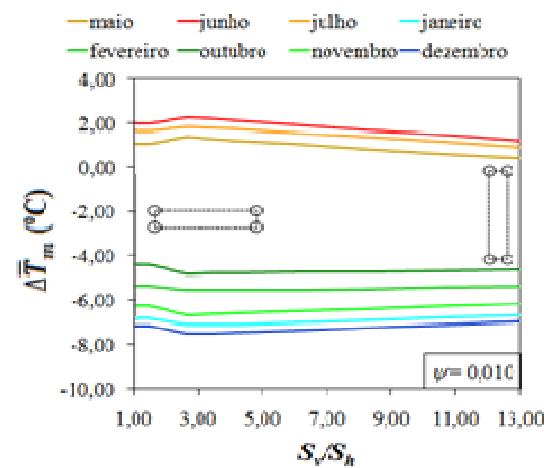
Na Fig. 8.17 (a), é possível observar que para $\psi = 0,003$ existe uma região entre $S_v/S_h = 1,50$ e $S_v/S_h = 4,5$, onde o desempenho térmico atinge os valores mínimos. Essa tendência foi observada para o aquecimento, assim como para resfriamento. Portanto, para os valores de $S_v/S_h < 1,50$ e $S_v/S_h > 4,50$, o potencial térmico médio tende a um valor constante, tanto para aquecimento quanto para resfriamento. Além disso, na Fig. 8.17 (b) e (c), respectivamente, pode-se observar que para $\psi = 0,007$ e $\psi = 0,010$ existe um valor intermédio de S_v/S_h para definir a geometria ótima para a disposição retangular da Instalação 5 em cada caso. Em suma, a maximização do potencial térmico, para resfriamento, se deu para a geometria otimizada $(S_v/S_h)_o = 2,67$, em dezembro, apresentando $(\Delta\bar{T}_m)_{max} = -7,51^\circ\text{C}$. Já para o aquecimento o potencial térmico maximizado encontrado foi de $(\Delta\bar{T}_m)_{max} = 2,38^\circ\text{C}$, para $(S_v/S_h)_o = 1,00$.



(a)



(b)



(c)

Figura 8.17 - Variação do potencial térmico para a Instalação 5 para $\psi = 0,003$ (a), $\psi = 0,007$ (b) e $\psi = 0,010$ (c).

A seguir, para a Instalação 5, o efeito de ψ sobre $(\Delta\bar{T}_m)_{max}$, conforme Fig. 8.18 (a), e o efeito de ψ sobre $(S_v/S_h)_o$, ilustrado na Fig. 8.18 (b), foram analisados e discutidos para maior compreensão dos resultados.

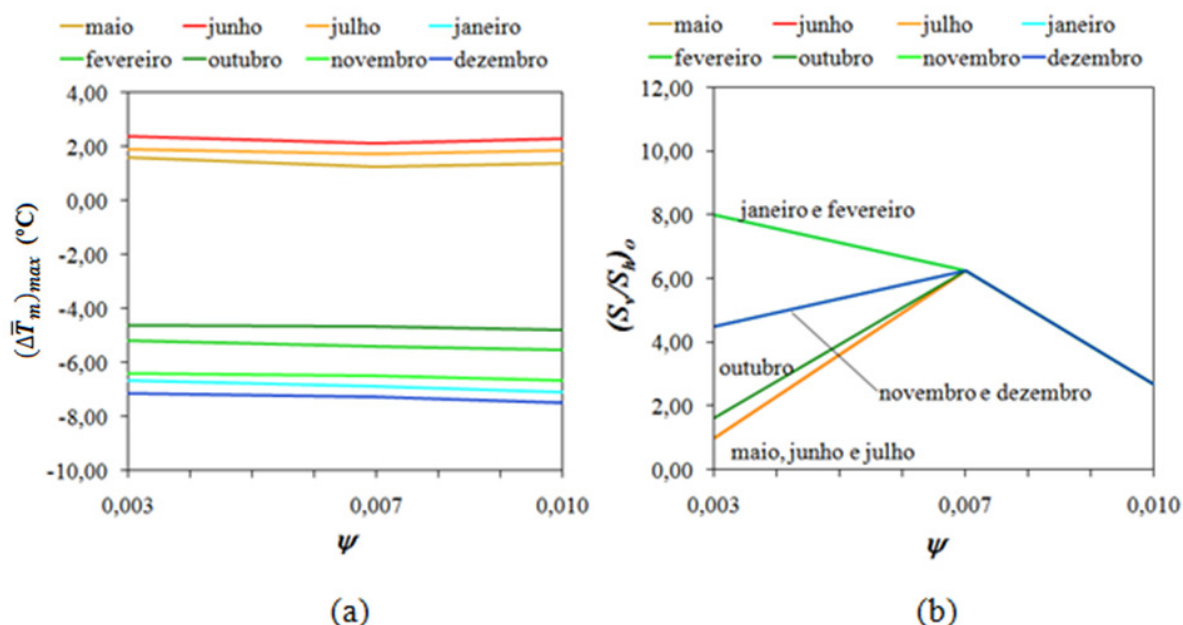


Figura 8.18 - Efeito de ψ sobre $(\Delta\bar{T}_m)_{max}$ (a) e efeito de ψ sobre $(S_v/S_h)_o$ (b) para Instalação 5.

Pode-se observar na Fig. 8.18 (a) que, para os meses de maio, junho e julho o potencial térmico maximizado, para aquecimento, foi obtido para $\psi = 0,003$, enquanto que durante os meses de janeiro, fevereiro, outubro, novembro e dezembro, o mesmo, para resfriamento, foi obtido para $\psi = 0,010$. Além disso, na Fig. 8.18 (b), para $\psi = 0,007$ e $\psi = 0,010$ um valor único de $(S_v/S_h)_o$ foi encontrada em cada caso, sendo, respectivamente, 6,25 e 2,67, para todos os meses analisados. No entanto, para $\psi = 0,003$ valores diferentes de ψ foram obtidos: 1,00 para maio, junho e julho, 1,62 para outubro, 4,50 para novembro e dezembro e 8,00 para janeiro e fevereiro.

Na sequência, a Fig. 8.19, traz a topologia do campo de temperatura para ótima configuração geométrica para resfriamento no trocador de calor solo-ar.

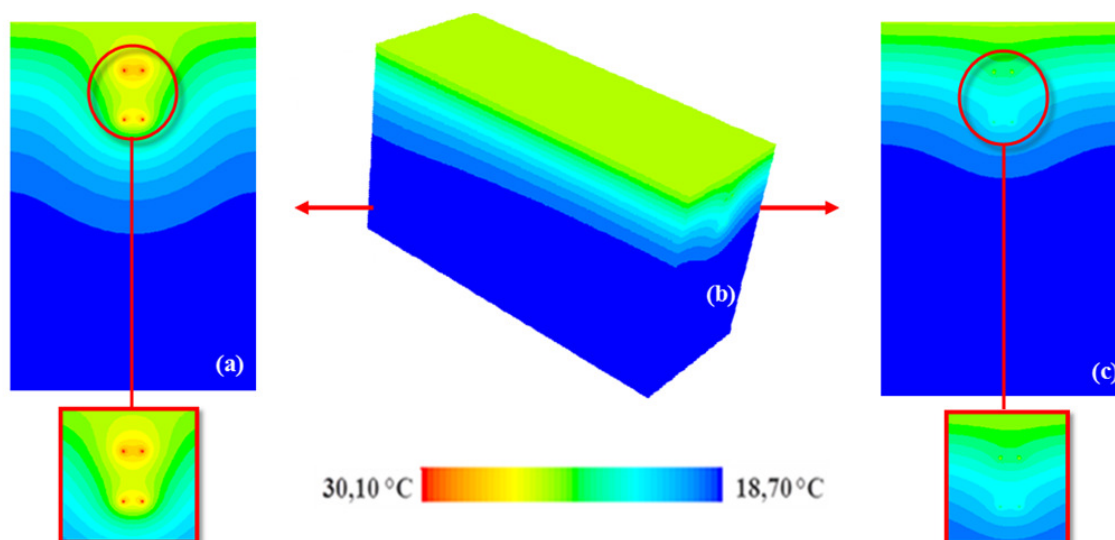


Figura 8.19 - Topologia do campo de temperatura para ótima configuração geométrica para resfriamento [$\psi = 0,010$ e $(S_v/S_h)_o = 2,67$, em dezembro] para Instalação 5: (a) vista lateral referente a entrada do ar, (b) vista em perspectiva e (c) vista lateral referente a saída do ar.

Na Fig. 8.19 (a) é possível verificar a entrada do ar nos dutos da Instalação 5. Contudo, a configuração geométrica dos dutos nesta situação é ótima para o resfriamento. Sendo assim, a mesma proporcionou a maximização do potencial térmico médio para tal instalação. Dessa forma, é possível verificar maior intensidade do gradiente térmico nas proximidades do arranjo dos dutos. Já na Fig. 8.19 (c) é verificado o comportamento térmico do ar na saída do trocador de calor solo-ar. Obviamente, é perceptível a nova condição térmica do ar, com uma temperatura menor do que na entrada. Por fim, na Fig. 8.19 (c), resumidamente, nota-se o comportamento do gradiente de temperatura gerado pelo escoamento do ar com dissipação de calor para o solo. Esse gradiente térmico vai se estabilizando na proporção em que o ar vai avançando no interior dos dutos.

8.7. Comparação entre as instalações

A aplicação do método *Constructal Design* garantiu uma consistente comparação de desempenho térmico entre as diferentes configurações para o arranjo de dutos das instalações de trocador de calor solo-ar estudadas neste trabalho.

Comparando as instalações estudadas foi constatado que em todas as instalações propostas o potencial térmico médio maximizado, para aquecimento e resfriamento, foram atingidos, respectivamente, em junho e dezembro.

Para $\psi = 0,003$, na Fig. 8.20 (a), é possível identificar que a Instalação 5 atinge um desempenho térmico superior, para resfriamento e aquecimento, em comparação com as instalações estudadas. Portanto, pode-se definir que a Instalação 5 é a configuração ótima para o arranjo dos dutos das instalações de trocador de calor solo-ar estudadas. Além disso, a Instalação 5, com $\psi = 0,010$, Fig. 8.20 (c), pode ser considerada a geometria ótima global para o resfriamento, ou seja, o seu desempenho é melhor do que todos os outros casos analisados. Da mesma forma, a geometria ótima global, para o aquecimento, foi obtida quando $\psi = 0,003$, na Instalação 5.

Assim, de uma maneira geral, o aumento da complexidade da geometria da disposição de dutos conduz a um melhor desempenho do trocador de calor solo-ar. Essa mesma tendência já foi observada em outras pesquisas onde o método foi empregado *Constructal Design* (LORENZINI et. al., 2009; LORENZINI e ROCHA, 2009; LORENZINI et al., 2013; LORENZINI et al., 2014a e LORENZINI et al., 2014b).

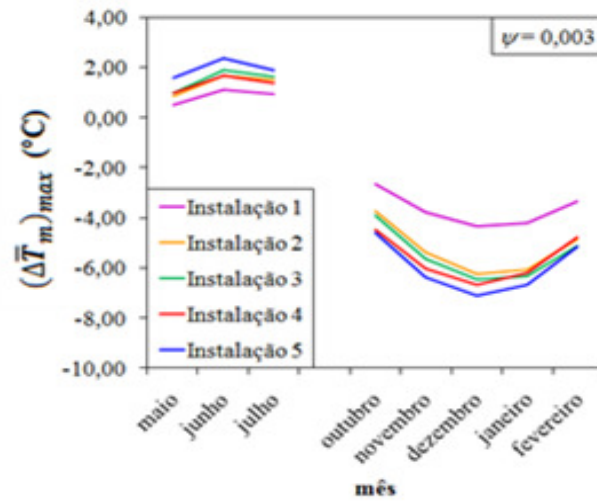
Um comportamento interessante também pode ser observado na Fig. 8.20, onde se pode comparar o comportamento térmico das Instalações 3 e 4. Para o mês de janeiro, não há diferença relevante entre o desempenho térmico das mesmas. Para o mês de fevereiro, a Instalação 3 tem um desempenho superior. Esse comportamento foi observado em todos os valores de ψ analisados. No entanto, para aquecimento, em junho, não há relevante diferença entre a maximização do potencial térmico médio das instalações comparadas. Para resfriamento, a Instalação 4 apresenta um sensível aumento do potencial térmico médio, em dezembro, em relação à Instalação 3. Outro aspecto importante de ser mencionado é que a Instalação 1 apresentou o pior desempenho térmico, tanto para aquecimento, quanto para resfriamento. A Instalação 2, de um modo geral, apresentou um desempenho térmico intermediário entre a Instalação 1 e as Instalações 3 e 4.

Finalmente, a Fig. 8.20 também indica que o aumento do número de dutos, aliado à diminuição do diâmetro dos mesmos, para cada ψ analisado, faz com que ocorra uma melhoria no desempenho da instalação de trocador de calor solo-ar. Uma tendência semelhante foi observada em Kim et al. (2010), onde foi empregado o método *Constructal Design*. Esse fato pode ser explicado pela divisão da vazão de ar, a qual facilita a

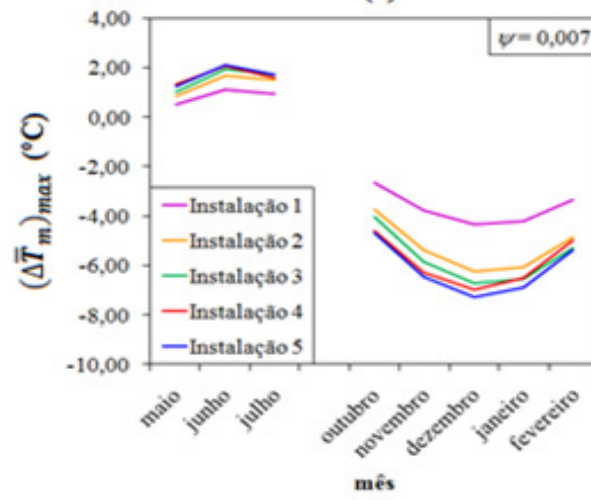
transferência de calor entre o ar que escoar no duto e o solo presente ao redor do duto. Quando há mais dutos de menor diâmetro, a troca de calor é mais eficiente do que quando apenas um duto com um diâmetro mais elevado é utilizado, para as mesmas condições de regime de vazão de ar total na instalação de trocador de calor solo-ar.

Para os potenciais térmicos médios inferiores aos relacionados com a geometria ótima, não é necessariamente a geometria mais complexa a ser utilizada, enquanto que para potenciais térmicos maiores a geometria mais complexa foi a que conduziu ao melhor desempenho térmico para o problema. Isso vai ao encontro com o princípio *Constructal* da Ótima Distribuição das Imperfeições.

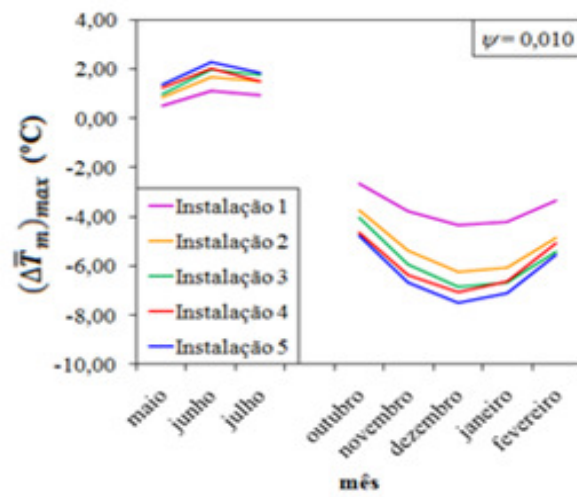
Por fim, foi possível estabelecer uma comparação quantitativa e qualitativa entre as cinco instalações de trocador de calor solo-ar investigadas nesta dissertação. Esses resultados irão contribuir para serem estabelecidos critérios eficientes na confecção de projetos de sistemas ou instalações de trocador de calor solo-ar. Assim, a configuração geométrica dos dutos atuam significativamente no desempenho térmico de instalações de trocador de calor solo-ar.



(a)



(b)



(c)

Fig. 8.20 - Comparação entre as instalações de trocador de calor solo-ar

CAPÍTULO 9 - CONSIDERAÇÕES FINAIS E PROPOSTAS DE CONTINUIDADE DA PESQUISA

No presente trabalho foi proposto uma aplicação original do método *Constructal Design*, utilizado para melhoria do desempenho térmico de instalações de trocador de calor solo-ar. Sendo assim, os resultados obtidos demonstram que o método *Constructal Design* pode ser aplicado com sucesso na busca de um maior desempenho térmico em instalações de trocador de calor solo-ar.

Contudo, vários objetivos foram traçados na seção 1.4 deste trabalho. De uma forma em geral, os mesmos buscavam as geometrias de arranjos de dutos que conduzissem ao maior desempenho térmico do trocador de calor solo-ar. Portanto, o método *Constructal Design* e simulação numérica foram fatores determinantes para que fosse possível alcançar tais objetivos.

Diante dos resultados, foi observado que, para resfriamento e aquecimento, respectivamente, o potencial térmico médio maximizado foi de $-7,51\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $2,38\text{ }^{\circ}\text{C}$ identificadas na Instalação 5, conforme Fig. 8.15. Esses valores assumem a condição de potencial térmico médio globalmente maximizado, tendo em vista o fato de que os mesmos superaram os demais potenciais térmicos médios maximizados referentes às Instalações 4, 3, 2 e 1, para resfriamento.

Se o potencial térmico médio maximizado para resfriamento, referente a Instalação 5, conforme Fig. 8.16, for comparado com os potenciais térmicos médios maximizados referente as demais instalações é possível observar um aumento de 5,93 % em relação à Instalação 4, conforme Fig. 8.12, de 9,48 % em relação à Instalação 3, ilustrada na Fig. 8.8, de 20,39 % em relação à Instalação 2, conforme Fig. 8.5, e 72,63 % em relação à Instalação 1, ilustrada na Fig. 8.3. Por outro lado, o potencial térmico médio globalmente maximizado, para o aquecimento, foi de $2,38\text{ }^{\circ}\text{C}$, o qual promove uma melhoria de 15,53 %, 20,20 %, 41,67 % e 115,39 %, quando comparado com o potencial térmico médio maximizado verificado na Instalação 5, Instalação 3, Instalação 2 e Instalação 1, respectivamente.

Nesse contexto, em todas as instalações propostas o potencial térmico médio maximizado para resfriamento, que se deu em dezembro, foi maior do que para o aquecimento, que se deu em junho. Essa tendência também havia sido investigada em Vaz et al. (2011), Brum et al. (2012a) e Brum et al. (2013).

Outros dados interessantes apontam que a geometria otimizada, para a Instalação 2, quando comparada com a geometria que conduz ao menor potencial térmico médio, proporciona um aumento no desempenho térmico da instalação em aproximadamente 12 % para resfriamento e 10 % para aquecimento. Já para a Instalação 3, a mesma comparação foi realizada, obtendo-se, então, um aumento do desempenho térmico da mesma em aproximadamente 15 % para resfriamento e 22 % para aquecimento. Da mesma forma, para a Instalação 4, foi realizado o mesmo processo investigativo e visualizou-se um aumento no rendimento térmico de aproximadamente 6 % para resfriamento e 85 % para aquecimento. Por fim, para a Instalação 5, o aumento no desempenho térmico da mesma foi de aproximadamente 14 % para resfriamento e 43 % para aquecimento. Esses dados mostram a importância do método *Constructal Design* para determinação da configuração geométrica do arranjo de dutos na instalação. Por fim, o presente método poderá ser utilizado com sucesso para confecção de novos projetos de trocador de calor solo-ar.

Diante do exposto, é possível recomendar a utilização da Instalação 5, a qual é definida por quatro dutos, arranjados na forma retangular, com diâmetros de 0,110 m, $\psi = 0,010$ e $(S_v/S_h)_o = 2,67$, a qual conduziu ao potencial térmico médio globalmente maximizado, para resfriamento, que foi de $-7,51$ °C. Essa instalação proporcionou um potencial térmico médio, para aquecimento, de $2,28$ °C. A configuração geométrica gerada por $(S_v/S_h)_o = 1,00$ conduziu a maximização do potencial térmico médio, para aquecimento, que foi de $2,38$ °C.

Entre outras conclusões, foi verificada uma significativa tendência no comportamento dos resultados obtidos, os quais vão ao encontro dos obtidos na literatura. Dessa forma, a importante contribuição deste trabalho indica que, na medida em que a configuração do arranjo de dutos vai se tornando mais complexa, ou seja, existe um aumento na quantidade de dutos na instalação, há uma melhoria significativa no desempenho térmico do trocador de calor solo-ar. Isso se dá aliado com a diminuição de respectivos diâmetros dos dutos, mantendo constante neste processo a vazão total da instalação. Obviamente, para uma adequada comparação entre os resultados, as instalações são submetidas a determinadas condições, as quais são inerentes ao método *Constructal Design*. Portanto, a maximização do desempenho térmico de instalações de trocador de calor solo-ar está intrinsecamente relacionada com a ótima configuração geométrica do arranjo de dutos.

Outra importante constatação foi que a aplicação do método *Constructal Design* em projetos de instalações de trocador de calor solo-ar implica em um desempenho térmico significativamente maior quando comparado com as configurações das instalações constituídas com geometrias não otimizadas.

Diante do exposto, os resultados obtidos irão contribuir para serem estabelecidos critérios eficientes na confecção de projetos de sistemas ou instalações de trocador de calor solo-ar no âmbito da engenharia.

Para finalizar, são sugeridas algumas propostas de continuidade para este trabalho, aplicando o método *Constructal Design*, aliado à simulação numérica, em instalações de trocador de calor solo-ar. São elas:

- analisar outras frações de volume, definidas por ψ , para determinar os respectivos potenciais térmicos médios maximizados, a fim de compará-los com aqueles presentes neste trabalho;
- avaliar o desempenho térmico para uma instalação de trocador solo-ar composta por quatro dutos, arranjos na forma de losango, mantendo as demais configurações expostas neste trabalho constantes;
- estudar o desempenho térmico de uma instalação de trocador de calor solo-ar composta por cinco dutos, sendo que um duto ocupa, de maneira fixa, a posição central na figura, na profundidade média, e os demais dutos se organizam no contorno do mesmo, seguindo uma configuração retangular semelhante à desenvolvida neste trabalho;
- investigar a influência da velocidade do ar na entrada do duto no potencial térmico médio nas instalações de trocador de calor solo-ar estudadas neste trabalho;
- comparar o tempo necessário para a simulação numérica utilizando outros modelos de turbulência para os casos simulados neste trabalho;
- investigar a influência da condição de contorno de fluxo prescrito nulo, imposta para as superfícies laterais do domínio computacional, nos resultados numéricos obtidos em instalações de trocador de calor solo-ar.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, F. **Os desafios da sustentabilidade**. Rio de Janeiro: Elsevier, 2007.

AMADO, N. **O papel dos recursos naturais na reprodução do processo econômico: contribuição à crítica ecológica do capitalismo**. Tese (Doutorado em Ciências). Programa de Pós-Graduação em Energia. Instituto de Eletrotécnica e Energia (IEE), USP, São Paulo, 2010.

ARAÚJO DE, G. et al. **Sustentabilidade empresarial: conceito e indicadores**. In: Congresso Virtual Brasileiro de Administração, vol. 3, 2006. p. 20.

ASCIONE, F., BELLIA, L. e MINICHIELLO, F. **Earth-to-air heat exchangers for Italian climates**. Renewable Energy, n°. 36, p. 2177-2188, 2011.

AZAD, A. e AMIDPOUR, M. **Economic optimization of shell and tube heat exchanger based on constructal theory**. Energy, n°. 36, p. 1087-1096, 2011.

BANSAL, V. et al. **Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for summer cooling**. Energy and Buildings, n°. 42, p. 645-648, 2010.

BANSAL, V. et al. **Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for winter heating**. Energy and Buildings, n°. 41, p. 1151-1154. 2009.

BANSAL, V. et al. **Transient effect of soil thermal conductivity and duration of operation on performance of earth air tunnel heat exchanger**. Applied Energy, n°. 103, p. 1-11, 2013.

BARBIERI, J. **Desenvolvimento e meio ambiente: as estratégias de mudanças da Agenda 21**. 7ª ed. Petrópolis: Vozes, 2005.

BEJAN, A. **Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume**. Journal Heat Mass Transfer, vol. 40, n°. 4, p. 799-816, 1996.

BEJAN, A. **Shape and Structure, from Engineering to Nature**. Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2000.

BEJAN, A. **Convection Heat Transfer**. Durham, USA: John Wiley, 2004.

BEJAN, A. e LORENTE, S. **Design With Constructal Theory**. Wiley, Hoboken, 2008.

BEJAN, A. e ZANE J. **Design in Nature: How the Constructal Law Governs Evolution in Biology, Physics, Technology, and Social Organization**. Copyright, 2012.

BELLO-OCHEDE, T., MEYER, P. e OGUNRONBI, O. **Constructal multiscale cylinders rotating in cross-flow International**. Journal of Heat and Mass Transfer, n°. 54, p. 2568-2577, 2011.

BHARADWAJ, S. e BANSAL, N. **Temperature distribution inside ground for various surface conditions**. Building and Environment, vol. 16, p. 183 - 192, 1981.

BRUM, R. et al. **Development of simplified numerical model for evaluation of the influence of soil-air heat exchanger installation depth over its thermal potential**, International Journal Of Advanced Renewable Energy Research, vol. 1, nº. 9, p. 505–514, 2012a.

BRUM, R. et al. **Two-dimensional computational modeling of the soil thermal behavior due to the incidence of solar radiation**. 14th Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, p. 18 - 22, 2012b.

BRUM, R. **Modelagem computacional de trocadores de calor solo-ar**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande (FURG), Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, Rio Grande, RS, Brasil, 2013.

BRUM, R. et al. **A new computational modeling to predict the behavior of Earth-Air Heat Exchangers**. Energy and Buildings nº. 64, p. 395-402, 2013.

COSTA, H. et al. **Reflexão sobre o conceito de sustentabilidade e a proposição de sua integralidade**. 4º workshop internacional de avanços na produção mais limpa: integração da produção mais limpa em estratégias de sustentabilidade. São Paulo. 2013. 10 p.
http://www.advancesincleanerproduction.net/fourth/files/sessoes/6A/6/costa_hkm_et_al_work.pdf (acessado em 20/06/2013).

DOS SANTOS, E. **Análise numérica de escoamentos turbulentos não reativos com transferência de calor por convecção e radiação térmica em meios participantes**. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PROMEC), Porto Alegre, RS, Brasil, 2011.

FAZENDA, I. **Integração e Interdisciplinaridade no Ensino Brasileiro: Efetividade ou ideologia?** São Paulo: Loyola, 1992.

FOX, R., MCDONALD, A. e PRITCHARD, P. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 6ª. ed., LCT, Rio de Janeiro, 2006, 796 p.

FLUENT (version 6.3.16), ANSYS, Inc., 2007.

GERMER, E. **Máquinas de fluxo**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba, 2013.

GIL, A. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 4ª ed. São Paulo: Atlas, 2002. 175 p.

GIL, A. **Métodos e técnicas de pesquisa social**. 6ª ed. São Paulo: Atlas, 2008, 199 p.

GILAT, A. e SUBRAMANIAM,V., **Métodos numéricos para engenheiros e cientistas: Uma introdução com aplicações usando o MATLAB**, Bookman, Porto Alegre, 2008.

GIVONI, B. e KATZ, L. **Earth temperatures and underground buildings**. Energy and Buildings. vol. 8, p. 15 - 25, 1985.

GOMES, M. **Modelagem computacional de um dispositivo de coluna d'água oscilante para conversão de energia das ondas em energia elétrica**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande (FURG), Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, Rio Grande, RS, Brasil, 2010.

HAJMOHAMMADI M. et al. **Optimal discrete distribution of heat flux elements for in-tube laminar forced convection**. International Journal of Heat and Fluid Flow, n°. 40, p. 89–96, 2013.

INCROPERA, F. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA. **LABORATÓRIO DE ENERGIA SOLAR. Atlas de irradiação solar do Brasil**. 1998.

ISOLDI, L. et al. **Constructal Design of Earth-Air Heat Exchangers**. Constructal Law Conference. Proceedings of Constructal Law Conference, Nanjing, vol. 1. p. 88-96, 2013.

JACOVIDES, C. et al. **On the ground temperature profile for passive cooling applications in buildings**, Solar Energy, vol. 48, n°. 3, p. 167–175, 1996.

JUNG, C. **Elaboração de Projetos de Pesquisa Aplicados a Engenharia de Produção**. Publicação Eletrônica. 2010a. Disponível em: <http://www.jung.pro.br> (acessado em 27 de julho de 2013).

JUNG, C. **Metodologia científica e tecnologia**. Publicação Eletrônica. 2010b. Disponível em: <http://www.jung.pro.br> (acessado em 27 de julho de 2013).

KIM, Y., LORENTE, S. e BEJAN, A. **Constructal multi-tube configuration for natural and forced convection in cross-flow**. International Journal of Heat and Mass Transfer, n°. 53, p. 5121–5128, 2010.

KIPPER, R. **Análise Numérica do Potencial Térmico de Trocadores de Calor Solo-Ar para Diferentes Configurações de Instalação**. Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande (FURG), Escola de Engenharia, Rio Grande, RS, Brasil, 2014.

KOBAYASHI, H. et al. **Trees and serpentine in a conducting body**. International Journal of Heat and Mass Transfer, n°. 56 p. 488-494, 2013

LESIEUR, M. MÉTAIS, O. e COMTE, P. **Large-eddy simulations of turbulence**. New York, USA: Cambridge University Press, 2005.

LORENZINI, G., et al. **Geometric optimization of T-Y-shaped cavity according to Constructal design**, International Journal of Heat and Mass Transfer, n°. 52, p. 4683–4688, 2009.

LORENZINI, G. e ROCHA, L.A.O., **Geometric optimization of T-Y-shaped cavity according to Constructal Design**, International Journal of Heat and Mass Transfer, n°. 52, p. 4683–4688, 2009.

LORENZINI G., BISERNI, C. e ROCHA, L. **Geometric optimization of isothermal cavities according to Bejan's theory**. International Journal of Heat and Mass Transfer, n°. 54, p. 3868–3873, 2011.

LORENZINI G., BISERNI C. e ROCHA L. **Constructal design of X-shaped conductive pathways for cooling a heat-generating body**. International Journal of Heat and Mass Transfer, n°. 58, p. 13–520, 2013.

LORENZINI, G., et al. **Genetic Algorithm applied to geometric optimization of isothermal Y-shaped cavities**. Journal of Electronic Packaging, n°. 136, 2014a.

LORENZINI, G., et al. **Constructal design of isothermal X-shaped cavities**. Thermal Science, n°. 18, p. 349–356, 2014b.

LOUREIRO, C. **Trajetória e fundamentos da educação ambiental**. São Paulo: Cortez, 2004.

MALISKA, C. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 2004, 453 p.

MIHALAKAKOU, G. et al. **Impact of ground cover on the efficiencies of earth-to-air heat exchangers**, Applied Energy, vol. 48, p. 19–32, 1994.

MIHALAKAKOU, G. et al., **Modeling the thermal performance of earth-to-air heat exchangers**, Solar Energy, vol. 53, n°. 3, p. 301–305, 1994a.

MIHALAKAKOU, G. et al. **On the ground temperature below buildings**. Solar Energy, vol. 55, n°. 5, p. 355 - 362, 1995.

MIHALAKAKOU, G., et al. **On the application of the energy balance equation to predict ground temperature profiles**, Solar Energy, vol. 60, p. 181–190, 1997.

MISRA, R. et al. **CFD analysis based parametric study of derating factor for Earth Air Tunnel Heat Exchanger**. Applied Energy, n°. 103, p. 266 - 277, 2013.

MORAN, M. e SHAPIRO, H. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**, LTC, 6ª ed., 2009.

MORESI, E. **Metodologia de Pesquisa**. Programa de Pós-Graduação em Gestão do Conhecimento e Tecnologia da Informação, Universidade Católica de Brasília. Brasília, 2003, p.108.

MUNSON, B., YOUNG, D. e OKIISHI H. **Fundamentos da Mecânica dos Fluidos**. Tradução da 4ª ed. americana, São Paulo, SP: Edgard Blucher, 2004.

OLIVEIRA FILHO, K. e SARAIVA, M. **O Sol: a nossa estrela**. Porto Alegre: Departamento de Astronomia do Instituto de Física da UFRGS, 2005.

PAEPE, M. e JANSSENS, A. **Thermo-hydraulic dising of earth-air heat exchangers, Energy and Buildings**, vol. 35, p. 389–397, 2003.

PATANKAR, S. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. McGraw-Hill, New York, USA, 1980.

PEETERS, T. e HENKES, R. **The Reynolds-stress model of turbulence applied to the natural-convection boundary layer along a heated vertical plate**. International Journal of Heat and Mass Transfer, nº. 35, p. 403-420, 1992.

PRADO, R. et al. **Levantamento do estado da arte: energia solar**. Projeto tecnologias para construção habitacional mais sustentável. São Paulo, 2007.

RECH, C. **Análise numérica e experimental do escoamento em motores de combustão interna**. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PROMEC), Porto Alegre, RS, Brasil, 2010.

REIS, A. **Constructal theory: from engineering to physics and how flow systems develop shape and structure**, Appl. Mech. Rev., vol. 59, p. 269–282, 2006.

ROCHA, L., LORENTE, S. e BEJAN, A. **Constructal design of underground heat sources or sinks for the annual cycle**, International Journal of Heat and Mass Transfer, nº. 55, p. 7832–7837, 2012.

ROCHA, L., LORENZINI, E. e BISERNI, C. **Geometric optimization of shapes on the basis of Bejan's Constructal theory**. International Communications in Heat and Mass Transfer, nº. 32, p. 1281–1288, 2005.

ROCHA, L., LORENTE, S. e BEJAN, A. **Tree-shaped vascular wall designs for localized intense cooling**. International Journal of Heat and Mass Transfer, nº. 54, p. 4535–4544, 2009.

SANTAMOURIS, M., et al. **On the performance of buildings coupled with earth to air heat exchangers**, Solar Energy, vol. 54, nº. 6, p. 375–380, 1995.

STANO, A. **Energias Renováveis**. Centro Nacional de Referência em Pequenas Centrais Hidrelétricas. Ministério de Minas e Energia. Itajubá, 2007.

TRZASKI, A. e ZAWADA, B. **The influence of environmental and geometrical factors on air-ground tube heat exchanger energy efficiency**, Building and Environment, vol. 46, p. 1436–1444, 2011.

VAZ, J. **Estudo experimental e numérico sobre o uso do solo como reservatório de energia para o aquecimento e resfriamento de ambientes edificados**. Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil (PPGEC), Porto Alegre, RS, Brasil, 2011.

VAZ, J. et al. **Experimental and numerical analysis of an earth-air heat exchanger**, Energy and Buildings, n°. 43, p. 2476-2482, 2011.

VAZ, J. et al. **An experimental study on the use of earth-Air heat exchangers (EAHE)**. Energy and Buildings, n°. 72, p. 122-131, 2014.

VERSTEEG, H., e MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. England: Pearson Education Limited, 2^a ed., 2007. 503 p.

WILCOX, D. **Turbulence modeling for CFD**. La Canada, USA: DCW Industries, 2002.

WOODSON, T., COULIBALY, Y. e TRAORÉ, E. **Earth-Air Heat Exchangers for Passive Air Conditioning: Case Study Burkina Faso**. Journal of Construction in Developing Countries, n°. 17, p. 21-32, 2012.

APÊNDICE A - DIFUSÃO DO CALOR NO SOLO

Este item, de forma complementar, tem por objetivo analisar com mais especificidade o comportamento da temperatura e do fluxo de calor no solo. Portanto, com base em Vaz (2011) e Brum (2013), têm-se as seguintes decorrências.

Antes, porém, com base em Incropera et al. (2008), a equação da difusão do calor, para condutividade térmica do material constante, pode ser expressa por:

$$\nabla^2 T + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{A. 1})$$

onde: k é o coeficiente de condutividade térmica do material, em $[\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})]$; $\dot{q}$ é a taxa de geração de energia por unidade de volume, em $[\text{W}/\text{m}^3]$; ρ é a massa específica do material, em $[\text{kg}/\text{m}^3]$; c_p é o calor específico do material a pressão constante, em $[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$; T é a temperatura, em $[\text{K}]$ e o operador de Laplace, é indicado $\nabla^2 = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$, para o sistema de coordenadas retangulares.

Contudo, é possível melhor compreender a difusão do calor no solo, através de um regime unidimensional, variando apenas com a profundidade z , em $[\text{m}]$, quando se assumem algumas hipóteses simplificativas. Dentre elas, assume-se que o solo está em suas condições naturais, ou seja, sem interferência de elementos que possam alterar a distribuição natural de calor em seu interior. Supõe-se também que a estratificação do solo com a profundidade é significativamente maior que a estratificação lateral. Além disso, observa-se que a variação dos gradientes de temperatura e umidade ao longo da direção da profundidade é muito maior do que em outras direções (VAZ, 2011).

Também são considerados como hipóteses simplificativas os fatos de que não existe geração interna de calor $\dot{q}$ e admitindo um comportamento do solo como um meio semi-infinito, conforme é ilustrado na Fig. A.1. Admitindo ciclos periódicos de temperatura na superfície do solo, devido a variação diária (dia/noite) e/ou variação anual (inverno/verão) da temperatura. Portanto, pode-se representar a equação do processo de condução de energia térmica da seguinte forma:

$$\frac{\partial T(z, t)}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T(z, t)}{\partial z^2} \quad (\text{A. 2})$$

As condições de contorno que definem as hipóteses para solução do problema são duas: uma referente à temperatura na superfície do solo e a outra relativa à temperatura do solo no profundo.

A Fig. A.1 ilustra uma porção de volume do solo sendo tratado como um corpo semi-infinito.

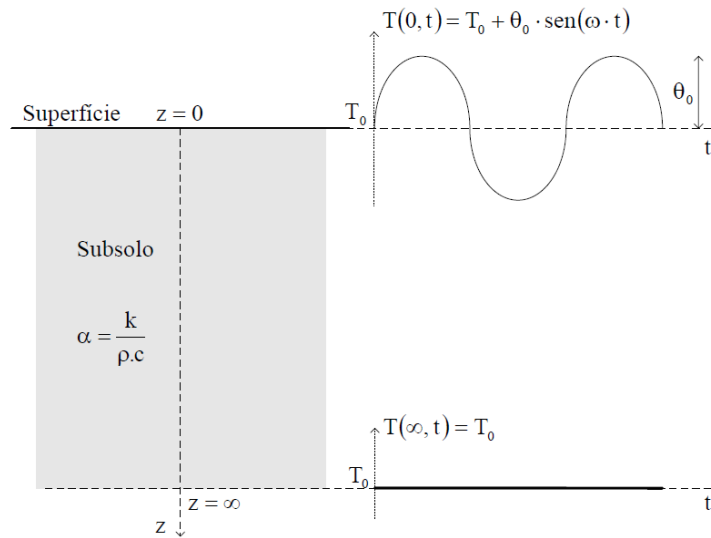


Figura A.1 - Solo semi-infinito.

[Fonte: Vaz (2011)]

De acordo com Vaz (2011), como se pode verificar na Fig. A.1, na superfície, a temperatura do solo varia periodicamente, o que pode ser modelado por meio de funções trigonométricas, como expresso na Eq. (A.3) com valores em torno de um valor médio T_0 , em [K], amplitude θ_0 , em [K], e período de $\frac{2\pi}{\omega}$, em [s]. Sendo que o período, no modelo diário, tem valor igual a 24 horas e, no modelo anual, igual a 365 dias.

$$T(0, t) = T_0 + \theta_0 \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (\text{A.3})$$

Já quando a profundidade z tende ao infinito, a amplitude da variação da temperatura torna-se nula e a temperatura fica constante e igual ao valor médio T_0 como mostra a Eq. (A.4).

$$T(\infty, t) = T_0 \quad (\text{A.4})$$

A fim de simplificar a aplicação das condições de contorno na Eq. (A.2) é conveniente definir a função $\theta(z, t) = T(z, t) - T_0$, permitindo escrever:

$$\frac{\partial \theta(z, t)}{\partial t} = \frac{\partial T(z, t)}{\partial t} - \frac{\partial T_0}{\partial x} \quad (\text{A.5})$$

Como T_0 é uma constante, então:

$$\frac{\partial \theta(z, t)}{\partial t} = \frac{\partial T(z, t)}{\partial t} \quad (\text{A.6})$$

Portanto, pode-se escrever a Eq. (A.2) na forma:

$$\frac{\partial \theta(z, t)}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 \theta(z, t)}{\partial z^2} \quad (\text{A.7})$$

Em relação às condições de contorno, as mesmas são dadas pela Eqs. (A.2) e (A.3). Portanto, se tem:

$$\theta(0, t) = \theta_0 \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (\text{A.8})$$

$$\theta(\infty, t) = 0 \quad (\text{A.9})$$

Uma forma de solucionar a Eq. (A.7) é através do método de separação de variáveis. Isto é, admite-se que a solução $\theta(z, t)$ é dada pelo produto de duas funções $\varphi(z) \cdot \tau(t)$, onde φ depende apenas de t . Assim sendo:

$$\theta(z, t) = \varphi(z) \cdot \tau(t) \quad (\text{A.10})$$

Substituindo a Eq. (A.10) na Eq. (A.7), obtém-se:

$$\frac{\partial (\varphi(z) \cdot \tau(t))}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 (\varphi(z) \cdot \tau(t))}{\partial z^2} \quad (\text{A.11})$$

O que se conduz a:

$$\varphi(z) \frac{\partial \tau(t)}{\partial t} = \alpha \tau(t) \frac{\partial^2 \varphi(z)}{\partial z^2} \quad (\text{A.12})$$

após o cálculo das derivadas parciais.

Reorganizando os termos, é possível chegar em:

$$\frac{1}{\alpha \tau(t)} \frac{\partial \tau(t)}{\partial t} = \frac{1}{\varphi(z)} \frac{\partial^2 \varphi(z)}{\partial z^2} \quad (\text{A.13})$$

Uma vez que α seja uma constante, como o lado esquerdo da Eq. (A.13) é independente de z enquanto o segundo termo é independente de t , então, para que a igualdade faça sentido, ambos os termos são iguais a uma constante c . Isso gera duas equações diferenciais ordinárias e de coeficientes constantes:

$$\frac{1}{\alpha \tau(t)} \frac{\partial \tau(t)}{\partial t} = c \quad (\text{A.14})$$

$$\frac{1}{\varphi(z)} \frac{\partial^2 \varphi(z)}{\partial z^2} = c \quad (\text{A.15})$$

Essas equações podem ser escritas na forma:

$$\frac{\partial \tau(t)}{\partial t} - c \alpha \tau(t) = 0 \quad (\text{A.16})$$

$$\frac{\partial^2 \varphi(z)}{\partial z^2} - c \varphi(z) = 0 \quad (\text{A.17})$$

cujas soluções são dadas por:

$$\tau(t) = D e^{c \alpha t} \quad (\text{A.18})$$

$$\varphi(z) = Ae^{\sqrt{c}z} + Be^{-\sqrt{c}z} \quad (\text{A.19})$$

onde: A, B e D são constantes a serem determinadas.

Assim, a Eq. (A.7), da difusão do calor no solo é dada por:

$$\theta(z, t) = De^{cat}(Ae^{\sqrt{c}z} + Be^{-\sqrt{c}z}) \quad (\text{A.20})$$

Aplicando a condição de contorno expressa na Eq. (A.8), é possível obter:

$$\theta_0 \text{sen}(\omega \cdot t) = De^{cat}(A + B) \quad (\text{A.21})$$

Para determinar as constantes A, B e D é preciso considerar as seguintes hipóteses:

Se c é um número real, o segundo membro da Eq. (A.21) é monotonamente crescente ou decrescente com t ou então constante se $c = 0$, logo não pode satisfazer a Eq. (A.21).

Se c é um número complexo, ele é escrito na forma $c = a \pm i \cdot b$ (onde se assume b como um número real positivo) a Eq. (A.21) resulta na Eq. (A.22):

$$\theta_0 \text{sen}(\omega \cdot t) = De^{(a \pm i \cdot b)at}(A + B) \quad (\text{A.22})$$

e substituindo $e^{(a \pm i \cdot b)at}$ por $[\cos(b \cdot \alpha \cdot t) \pm \text{sen}(b \cdot \alpha \cdot t)]$ e reorganizando os termos, obtém-se a Eq. (A.23):

$$\theta_0 \text{sen}(\omega \cdot t) = De^{a \cdot \alpha \cdot t}[\cos(b \cdot \alpha \cdot t) \pm \text{sen}(b \cdot \alpha \cdot t)] \cdot (A + B) \quad (\text{A.23})$$

Já o segundo termo da Eq. (A.23) é oscilatório, mas não periódico, devido ao exponencial $e^{a \cdot \alpha \cdot t}$, que cresce ou decresce de modo monótono com o tempo, conforme o sinal da constante a . Para a Eq. (A.23) ser consistente, a termo $e^{a \cdot \alpha \cdot t}$ deve ser constante e unitário, o que implica em $a = 0$. Então, a constante c só pode ser do tipo imaginário puro, $c = a \pm i \cdot b$.

Com isso, a Eq. (A.23) fica:

$$\theta_0 \text{sen}(\omega \cdot t) = D e^{\pm i \cdot b \cdot \alpha \cdot t} (A + B) \quad (\text{A.24})$$

Dessa forma, é possível notar que Eq. (A.24), observam-se duas soluções gerais para a equação da difusão do calor no solo, uma correspondente ao sinal positivo do exponencial e, a outra, ao sinal negativo. Uma vez que a equação a resolver é linear, uma combinação linear dessas soluções também deverá ser solução da equação. Assim, a hipótese seguinte constitui-se em combinar linearmente estas soluções, em uma forma conveniente ao cancelamento dos termos imaginários, quando da determinação das constantes de integração.

Ao analisar c como sendo um número imaginário puro, então, $c = \pm i \cdot b$, ou, $c = \pm i \cdot \lambda^2$, onde se adota $b = \lambda^2$ (o que é possível, pois b foi assumido positivo), com $\lambda > 0$, para simplificar a apresentação do termo $\sqrt{c}$, obtém-se as expressões que são as soluções gerais para a equação da difusão do calor no solo.

$$\theta_1(z, t) = D_1 e^{i \cdot \alpha \cdot \lambda^2 \cdot t} \left(A_1 e^{\sqrt{i} \cdot \lambda \cdot z} + B_1 e^{-\sqrt{i} \cdot \lambda \cdot z} \right) \quad (\text{A.25})$$

$$\theta_2(z, t) = D_2 e^{-i \cdot \alpha \cdot \lambda^2 \cdot t} \left(A_2 e^{\sqrt{-i} \cdot \lambda \cdot z} + B_2 e^{-\sqrt{-i} \cdot \lambda \cdot z} \right) \quad (\text{A.26})$$

Como,

$$\begin{aligned} \sqrt{i} &= \sqrt{\frac{i(1+i)^2}{(1+i)^2}} = (1+i) \sqrt{\frac{i}{(1^2 + 2 \cdot i + i^2)}} = (1+i) \sqrt{\frac{i}{(1 + 2 \cdot i - 1)}} = \\ &= (1+i) \sqrt{\frac{1}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2}} + \frac{i}{\sqrt{2}} \end{aligned} \quad (\text{A.27})$$

ou:

$$\sqrt{i} = \sqrt{\frac{i(-1-i)^2}{(-1-i)^2}} = (-1-i) \sqrt{\frac{i}{[(-1)^2 + 2 \cdot i + (-i)^2]}} = (-1-i) \sqrt{\frac{i}{(1 + 2 \cdot i - 1)}} =$$

$$= (-1 - i)\sqrt{\frac{1}{2}} = -\frac{1}{\sqrt{2}} - \frac{i}{\sqrt{2}} \quad (\text{A.28})$$

Além disso,

$$\begin{aligned} \sqrt{-i} &= \sqrt{\frac{-i(-1+i)^2}{(-1+i)^2}} = (-1+i) \sqrt{\frac{-i}{[(-1)^2 - 2 \cdot i + i^2]}} = (-1+i) \sqrt{\frac{-i}{(1-2 \cdot i-1)}} \\ &= (-1+i) \sqrt{\frac{1}{2}} = -\frac{1}{\sqrt{2}} + \frac{i}{\sqrt{2}} \end{aligned} \quad (\text{A.29})$$

ou:

$$\begin{aligned} \sqrt{-i} &= \sqrt{\frac{-i(1-i)^2}{(1-i)^2}} = (1-i) \sqrt{\frac{-i}{[(-1)^2 - 2 \cdot i + (-i)^2]}} = (1-i) \sqrt{\frac{-i}{(1-2 \cdot i-1)}} = \\ &= (1-i) \sqrt{\frac{1}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2}} - \frac{i}{\sqrt{2}} \end{aligned} \quad (\text{A.30})$$

Considerando as possibilidades de substituição dos expoentes dados pelas Eq. (A.27), Eq. (A.28), Eq. (A.29) e Eq. (A.30), nas soluções θ_1 como θ_2 .

Para o termo $e^{\sqrt{i} \cdot \lambda \cdot z}$ há duas hipóteses, na sequência:

$$\sqrt{i} = \frac{1}{\sqrt{2}} + \frac{i}{\sqrt{2}} \Rightarrow e^{\sqrt{i} \cdot \lambda \cdot z} = e^{\frac{1}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z} \cdot e^{\frac{i}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z} \quad (\text{A.31})$$

$$\sqrt{i} = -\frac{1}{\sqrt{2}} - \frac{i}{\sqrt{2}} \Rightarrow e^{\sqrt{i} \cdot \lambda \cdot z} = e^{-\frac{1}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z} \cdot e^{-\frac{i}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z} \quad (\text{A.32})$$

Analisando as duas hipóteses é possível observar que, na descrita pela Eq. (A.32), com expoentes positivos, resulta em uma solução inconsistente com a variação da temperatura no solo, visto que cresce de forma monótona com z , como consequência do termo $e^{\lambda \cdot z \cdot \sqrt{z}}$. Somente a hipótese descrita pela Eq. (A.33) com expoentes negativos, é possível.

Como no caso anterior, para o termo $e^{-\lambda \cdot z \cdot \sqrt{z}}$ são duas as hipóteses e a análise é semelhante, trocando apenas os sinais. Somente a hipótese que tem os expoentes negativos é possível.

$$\sqrt{-i} = -\frac{1}{\sqrt{2}} + \frac{i}{\sqrt{2}} \Rightarrow e^{-\sqrt{i} \cdot \lambda \cdot z} = e^{-\frac{1}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z} \cdot e^{\frac{i}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z} \quad (\text{A. 33})$$

$$\sqrt{-i} = \frac{1}{\sqrt{2}} - \frac{i}{\sqrt{2}} \Rightarrow e^{-\sqrt{i} \cdot \lambda \cdot z} = e^{\frac{1}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z} \cdot e^{-\frac{i}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z} \quad (\text{A. 34})$$

Fazendo o mesmo tipo de análise, é possível observar agora a hipótese descrita pela Eq. (A.33). A mesma é inconsistente com a variação de temperatura no solo, visto que cresce de forma monótona com z , devido ao termo $e^{\frac{-\lambda \cdot z}{\sqrt{2}}}$. Assim, somente a segunda hipótese descrita pela Eq. (A.34), que tem o expoente do termo real negativo, é possível.

Portanto, as soluções θ_1 e θ_2 , indicadas nas Eq. (A.25) e Eq. (A.26), ficam da seguinte forma:

$$\theta_1(z, t) = D_1 e^{i \cdot \alpha \cdot \lambda \cdot t} \left[A_1 e^{\left(\frac{-1-i}{\sqrt{2}}\right) \lambda \cdot z} + B_1 e^{\left(\frac{-1-i}{\sqrt{2}}\right) \lambda \cdot z} \right] \quad (\text{A. 35})$$

$$\theta_2(z, t) = D_2 e^{-i \cdot \alpha \cdot \lambda \cdot t} \left[A_2 e^{\left(\frac{-1+i}{\sqrt{2}}\right) \lambda \cdot z} + B_2 e^{\left(\frac{-1+i}{\sqrt{2}}\right) \lambda \cdot z} \right] \quad (\text{A. 36})$$

A solução proposta θ , será dada pela soma de θ_1 e θ_2 :

$$\theta(z, t) = e^{-\frac{\lambda \cdot z}{\sqrt{2}}} \left[D_1 (A_1 + B_1) \cdot e^{i \cdot \left(\alpha \cdot \lambda^2 \cdot t - \frac{\lambda \cdot z}{\sqrt{2}} \right)} + D_2 (A_2 + B_2) \cdot e^{-i \cdot \left(\alpha \cdot \lambda^2 \cdot t - \frac{\lambda \cdot z}{\sqrt{2}} \right)} \right] \quad (\text{A. 37})$$

Lembrando que $e^{\pm i \cdot \delta} = \cos(\delta) \pm i \cdot \sin(\delta)$ e substituindo as constantes da Eq. (A.37) por $k_1 = D_1 \cdot (A_1 + B_1)$, $k_2 = D_2 \cdot (A_2 + B_2)$ e $\delta = \alpha \cdot \lambda^2 \cdot t - \frac{\lambda \cdot z}{\sqrt{2}}$ se obtém:

$$\theta(z, t) = e^{-\frac{\lambda \cdot z}{\sqrt{2}}} [k_1 \cdot \cos(\delta) + i \cdot k_1 \cdot \sin(\delta) + k_2 \cdot \cos(\delta) - i \cdot k_2 \cdot \sin(\delta)] \quad (\text{A.38})$$

ou ainda:

$$\theta(z, t) = e^{-\frac{\lambda \cdot z}{\sqrt{2}}} [(k_1 + k_2) \cdot \cos(\delta) - (k_1 - k_2) \cdot i \cdot \sin(\delta)] \quad (\text{A.39})$$

Ao reorganizar a Eq. (A.39) e fazendo novas substituições nas constantes $G = k_1 + k_2$ e $F = i \cdot (k_1 - k_2)$ chega-se à equação da difusão do calor no solo, onde G e F são constantes a determinar, em função das condições de contorno existentes:

$$\theta(z, t) = e^{-\frac{\lambda \cdot z}{\sqrt{2}}} [G \cdot \cos(\delta) + F \cdot \sin(\delta)] \quad (\text{A.40})$$

Com base nas condições de contorno definidas para a superfície do solo, Eq. (A.8), e para grandes profundidades do solo, Eq. (A.9), é possível determinar as constantes na Eq. (A.40).

Assim, para $z = 0$ tem-se: $\theta(0, t) = \theta_0 \cdot \sin(\omega \cdot t)$. Logo:

$$\theta_0 \cdot \sin(\omega \cdot t) = G \cdot \cos(\delta) + F \cdot \sin(\delta) \Rightarrow G = 0, F = \theta_0 \text{ e } \delta = \omega \cdot t \quad (\text{A.41})$$

Analisando o limite quando $z \rightarrow \infty$, tem-se que: $\theta = \theta(\infty, t) = 0$. Como $\lim_{z \rightarrow \infty} e^{-\frac{\lambda \cdot z}{\sqrt{2}}} = 0$. Essa condição é consistente com os valores definidos pela condição anterior.

$$T(z, t) = T_0 + \theta \cdot (z, t) \quad (\text{A.42})$$

Retornando a troca de variáveis definida no início como $T(z, t) = T_0 + \theta(z, t)$ finalmente, pode-se obter a solução da Eq. (A.43), que regula a difusão do calor no solo:

$$T(z, t) = T_0 + \theta_0 \cdot e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} z} \left[\text{sen} \left(\omega \cdot t - \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} \cdot z \right) \right] \quad (\text{A.43})$$

De acordo com a Eq. (A.43), a variação da temperatura na superfície se propaga através do solo como uma onda senoidal com a mesma frequência ω . Com a profundidade, as ondas senoidais mantêm a frequência da variação na superfície, mas diminuem de amplitude e se defasam no tempo, conforme ilustra a Fig. A.2.

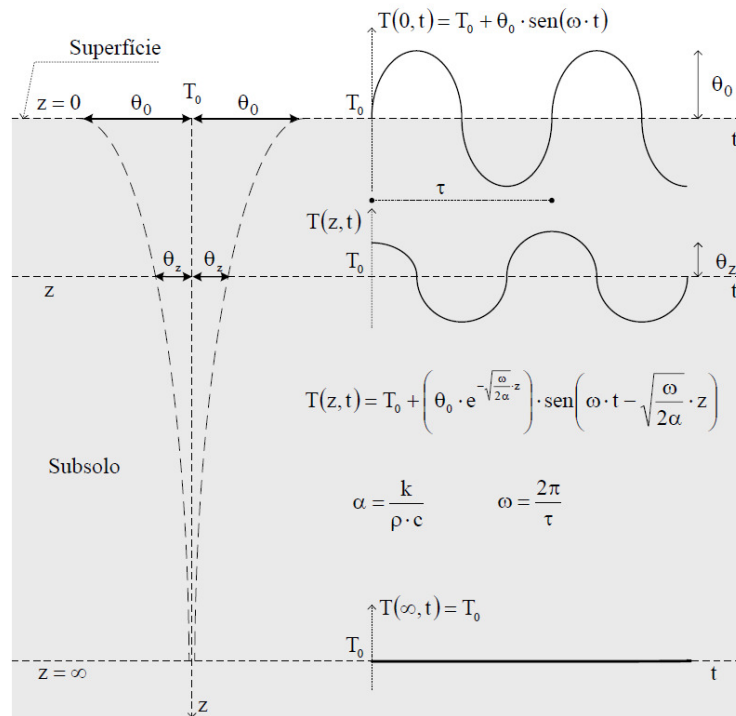


Figura A.2 - Temperatura no solo.

[Fonte: Vaz (2011)]

Dessa forma, é possível observar que a temperatura varia exponencialmente com a profundidade e senoidalmente com o tempo. Para determinar a defasagem, nota-se que na superfície, a distribuição segue a função $\text{sen}(\omega \cdot t)$ e que esta função natural cumpriria um período completo quando $\omega \cdot t = 2 \cdot \pi$, isto é, quando $t = \frac{2 \cdot \pi}{\omega}$. A uma profundidade qualquer,

z , varia com a função $\left(\omega \cdot t - \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} \cdot z\right)$, isto é, a função defasada cumpre um período completo quando $\omega \cdot t - \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} \cdot z = 2 \cdot \pi$, ou seja, $t = \frac{2 \cdot \pi}{\omega} + \frac{1}{\omega} \cdot \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} \cdot z$. Logo, a defasagem φ entre as ondas na superfície e na profundidade z , é dada por:

$$\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{\omega} - \left(\frac{2 \cdot \pi}{\omega} + \frac{1}{\omega} \cdot \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} \right) = -\sqrt{\frac{1}{2 \cdot \alpha \cdot \omega}} z \quad (\text{A. 44})$$

A onda térmica é, exponencialmente, amortecida mediante o fator $e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} z}$, quando $z \rightarrow \infty$ e $T \rightarrow T_0$, (temperatura média do solo), como era o esperado.

A análise da variação na densidade do fluxo de calor, tanto na superfície, como em qualquer profundidade do solo em decorrência dos gradientes térmicos que se estabelecem, é determinada pela Eq. (A.45), ou seja:

$$q_z'' = -k \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (\text{A. 45})$$

Derivando a Eq. (A.43) em relação à profundidade z , obtém-se a expressão do fluxo térmico no solo, em função da profundidade e do tempo:

$$q_z'' = k \cdot \theta_0 \cdot \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} \cdot e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} z} \cdot \left[\cos \left(\omega \cdot t - \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} \cdot z \right) + \text{sen} \left(\omega \cdot t - \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} \cdot z \right) \right] \quad (\text{A. 46})$$

Usando relações trigonométricas é possível reorganizar a equação anterior, da seguinte forma, conforme a Eq. (A.47):

$$q_z'' = k \cdot \theta_0 \cdot \sqrt{\frac{\omega}{\alpha}} \cdot e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} z} \cdot \left[\text{sen} \left(\omega \cdot t - \frac{\pi}{4} \right) \right] \quad (\text{A. 47})$$

Quando $z = 0$ (superfície do solo), pode-se observar que o fluxo térmico é dado por:

$$q_z'' = k \cdot \theta_0 \cdot \sqrt{\frac{\omega}{\alpha}} \cdot \left[\text{sen} \left(\omega \cdot t - \frac{\pi}{4} \right) \right] \quad (\text{A.48})$$

Portanto, ele se dirige alternadamente para dentro e para fora da superfície, com a mesma frequência e defasado em relação à variação da distribuição da temperatura. Essa defasagem é dada por $-\frac{\pi}{4\omega}$.

No entanto, deve-se observar que o fluxo de calor em relação à profundidade z ocorre na direção da temperatura decrescente. A Fig. A.3 mostra a variação do fluxo térmico com a profundidade no solo, para um dado tempo t da distribuição.

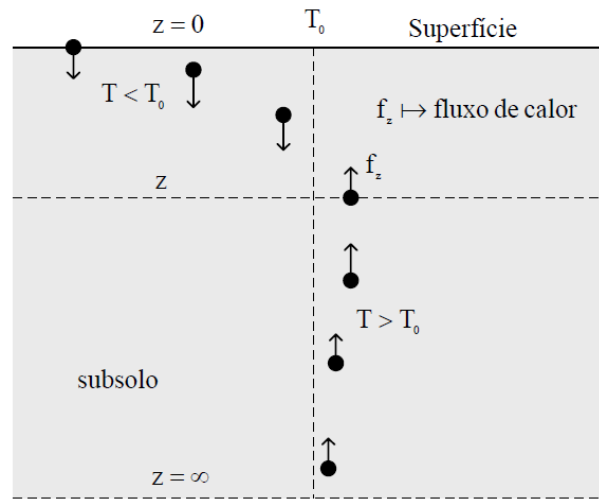


Figura A.3 - Fluxo de calor no solo.

[Fonte: Vaz (2011)]

A utilização do solo como um meio semi-infinito produz análises bastante apuradas dos gradientes térmicos decorrentes das variações periódicas de temperaturas. Características dos ciclos diários ou anuais podem ser avaliadas, em termos de ondas térmicas, pela Eq. (A.43).

APÊNDICE B - TUTORIAL BÁSICO DO GAMBIT PARA TROCADOR DE CALOR SOLO-AR



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM COMPUTACIONAL
PROPOSTA DE ESTUDOS - SIMULAÇÃO NUMÉRICA
TROCADOR DE CALOR SOLO-AR E *CONSTRUCTAL DESIGN*
MESTRANDO: MICHEL KEPES RODRIGUES



TUTORIAL PARA SIMULAÇÃO DE TROCADOR DE CALOR SOLO-AR NO GAMBIT

Essencialmente, o GAMBIT é um software aplicado para a criação da geometria e da malha computacional, referente ao domínio, que é discretizado, ocupado pela geometrias de interesse. O mesmo proporciona condições de trabalho na etapa de pré-processamento em simulações numéricas aplicada a CFD. Nesse software, também é possível realizar a imposição das condições de contorno do problema estudado.

Após a criação da geometria, da geração da malha e da imposição das condições de contorno, é necessário salvar o projeto e exportar a malha (arquivo.msh) para, posteriormente, ser utilizada no FLUENT.

Na sequência, através das figuras, segue um breve roteiro que tem a intenção de facilitar o aprendizado do usuário iniciante na simulação numérica de problemas de trocador de calor solo-ar.

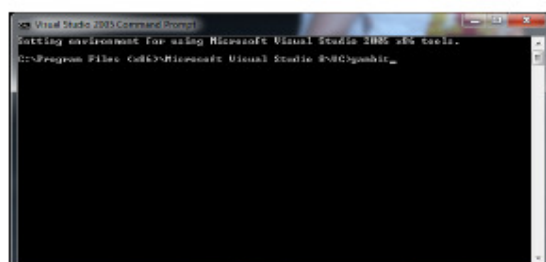


Figura 1 - Habilitação do software GAMBIT utilizando Visual Studio Command Prompt.

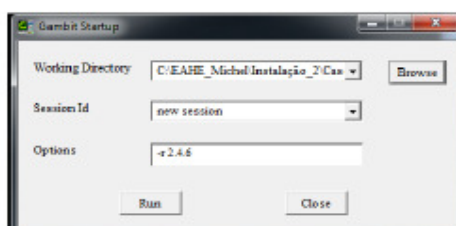


Figura 2 - Seleção da pasta de trabalho (dentro do Disco Local C:).

- Em *Browse*, para escolher uma pasta e *Run* para começar o projeto.

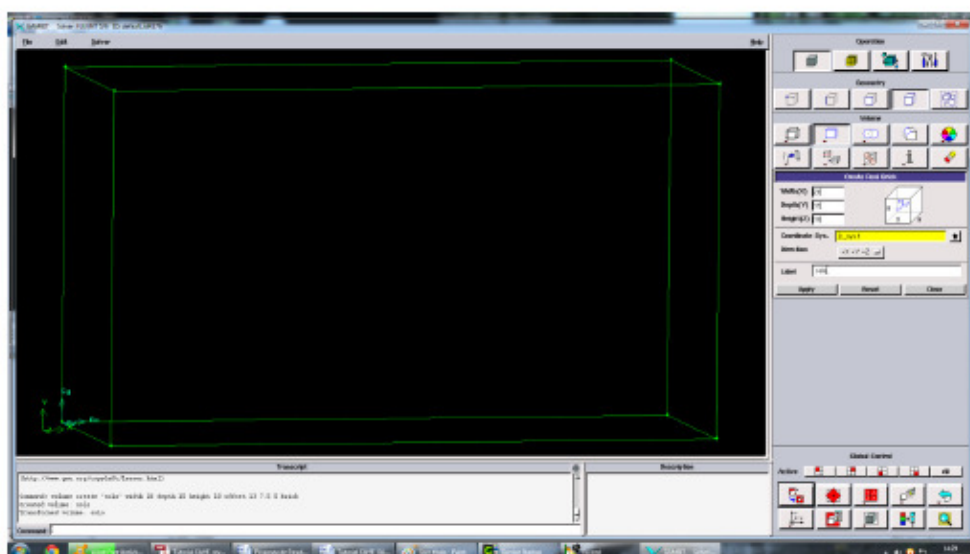


Figura 3 - Confeção da geometria do solo.

- Criar o sólido (paralelepípedo), nome (solo) na direção indicada: +X,+Y,+Z.

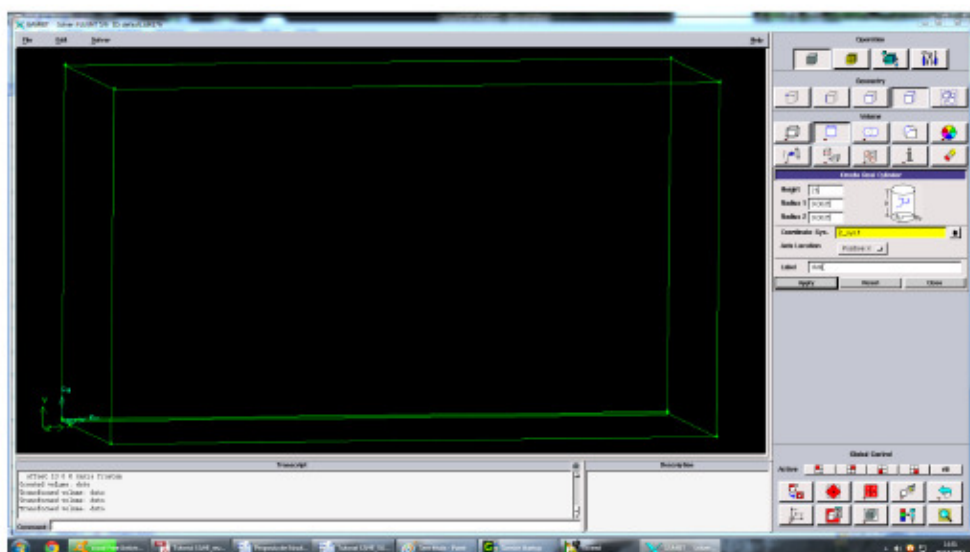


Figura 4 - Confeção da geometria do (s) duto (s)

- Criar o duto sobre o eixo X e, em seguida, mover para a posição desejada, tendo como nome (duto1);
- Repetir esse processo para tantos dutos quantos necessários na instalação. Neste exemplo, tem-se uma instalação com três dutos. Logo, tem-se duto1, duto2 e duto3 (configuração em material anexo).

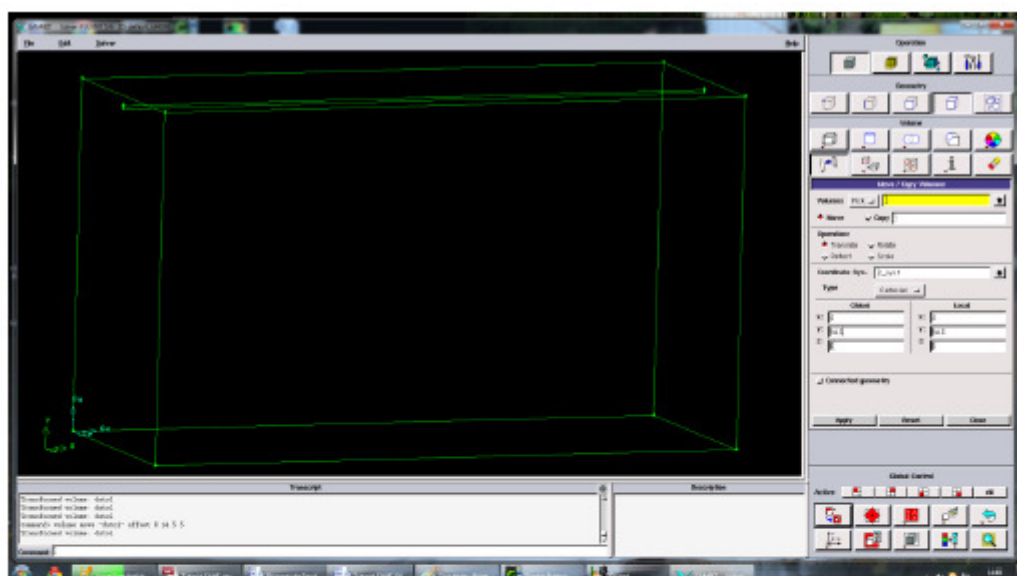


Figura 5 - Visualização do duto1 movido para posição1.

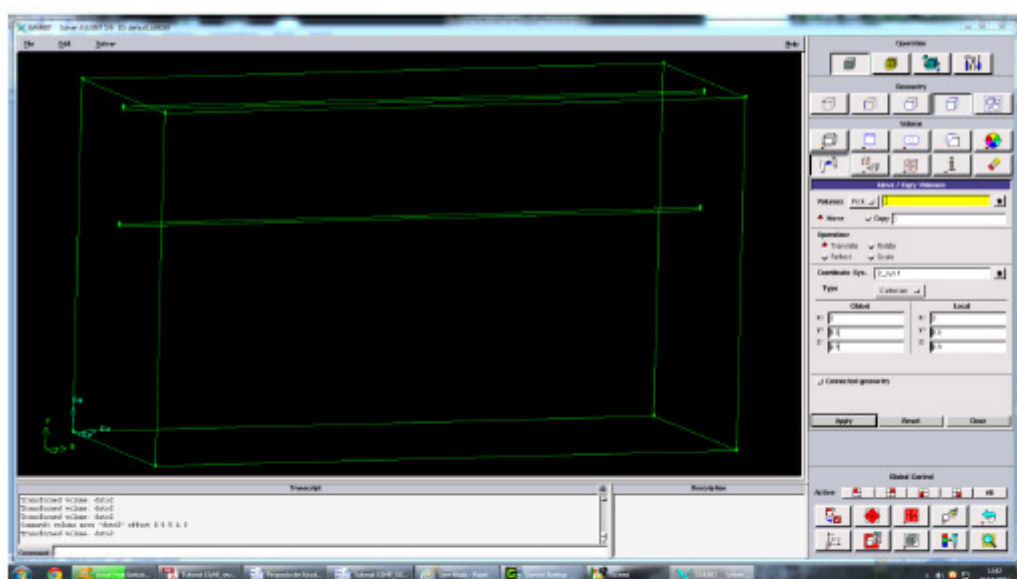


Figura 6 - Visualização do duto2 movido para posição2.

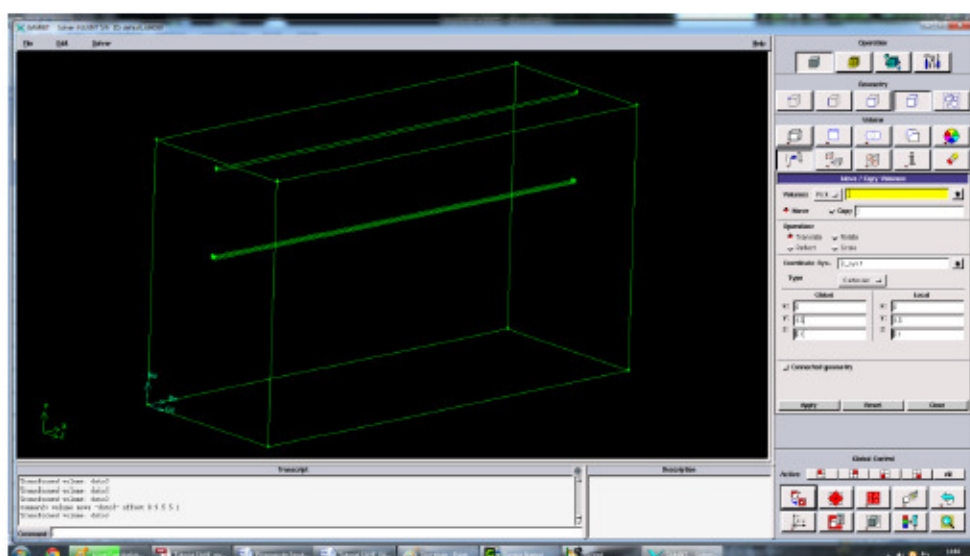


Figura 7 - Visualização do duto3 movido para posição3.

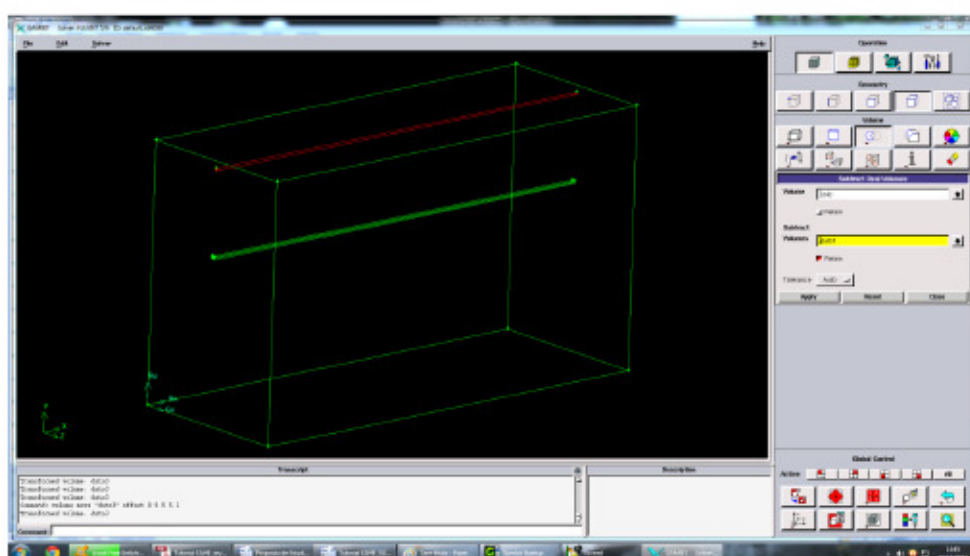


Figura 8 - Subtração de volumes dos sólidos criados.

- Deve-se subtrair os volumes dos dutos do volume do solo. Ou seja, seleciona-se inicialmente o *volume*: "solo". Em seguida, subtrai-se do "solo" os volumes dos dutos da instalação. Neste caso, *subtract volume* "duto1, duto2 e duto3". Destaca-se que a opção *Retain*, para a subtração dos volumes dos dutos deve estar habilitada nesta implementação.

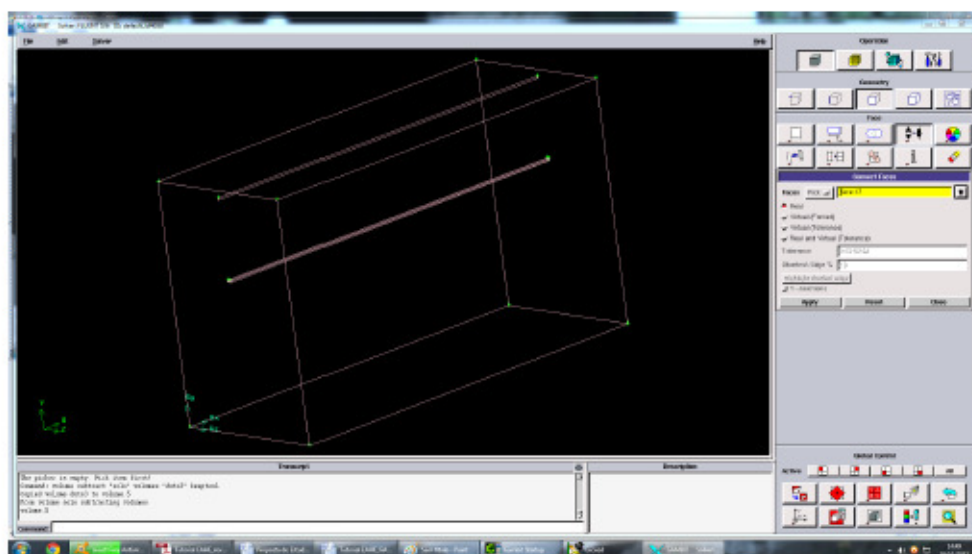


Figura 9 - Conexão das faces.

- Deve-se conectar todas as faces utilizadas nas geometrias construídas.

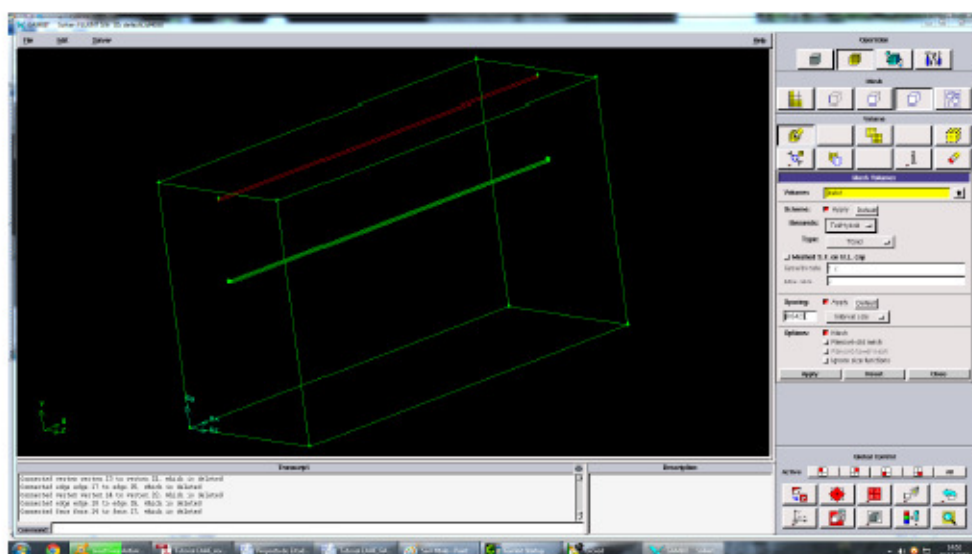


Figura 10 - Geração da malha no duto.

- Critério: No duto, a malha deve ser criada com base no critério $d/3$. Sendo d , o diâmetro do duto da instalação estudada. Esse critério padroniza as simulações e tem garantia pois foi viabilizado mediante testes de independência de malha. A malha é composta por elementos tetraedros.

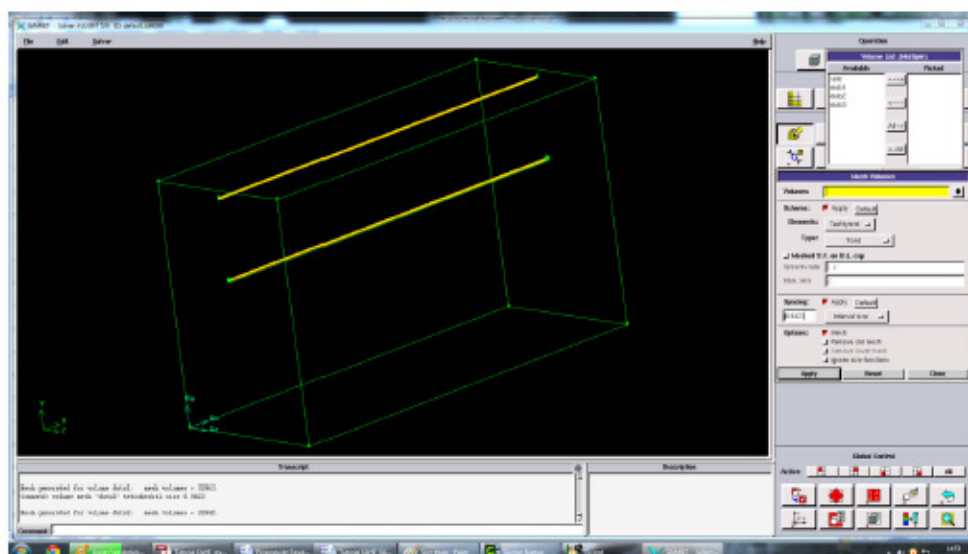


Figura 11 - Geração da malha nos dutos.

- O critério exposto no comentário referente a Fig. 10 aplica-se também para os demais dutos da instalação.

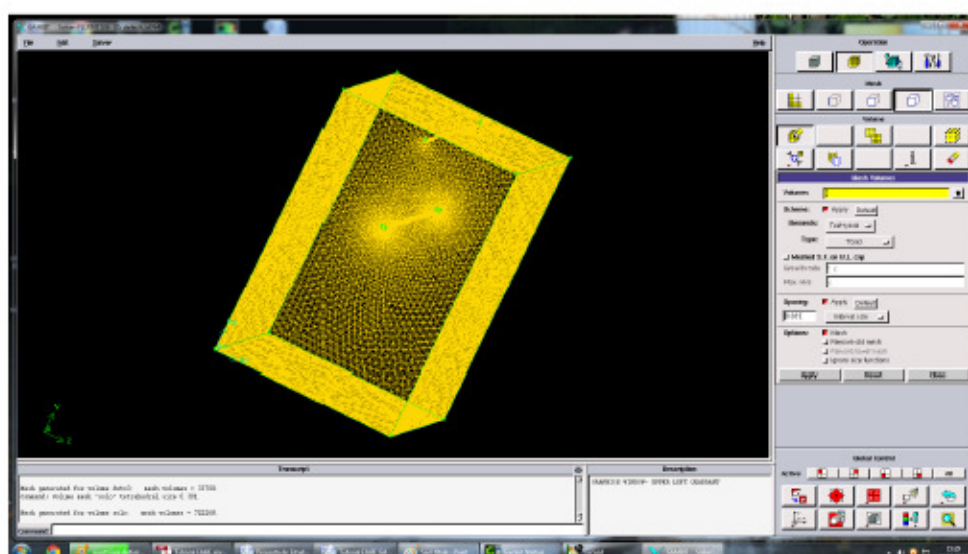


Figura 12 - Geração da malha no solo.

- Já no solo, a malha deve ser criada com base no critério 3d. Sendo d, o diâmetro do duto da instalação estudada. Esse critério padroniza as simulações e tem garantia pois foi viabilizado mediante testes de independência de malha. A malha é composta por elementos tetraedros (exemplo da instalação 2, caso 1, onde se tem a menor base e a maior altura do triângulo, referente a base da geometria do prisma triangular).

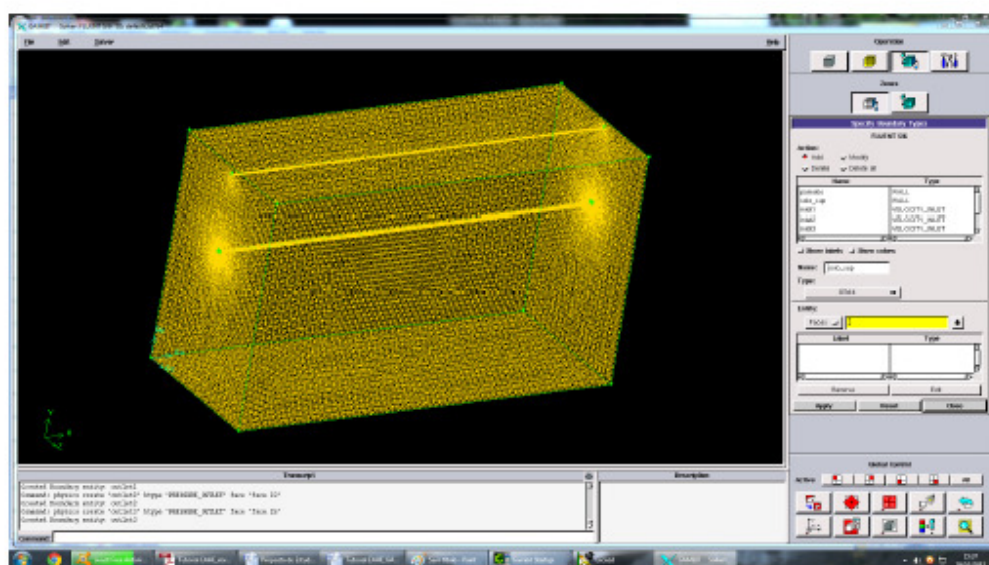


Figura 13 - Imposição de condições de contorno.

- Grips estabelecidos: paredes (wall), solo_sup (wall), inlet1 (velocity_inlet), inlet2 (velocity_inlet), inlet3 (velocity_inlet), outlet1 (pressure_outlet), outlet2 (pressure_outlet) e outlet3 (pressure_outlet).

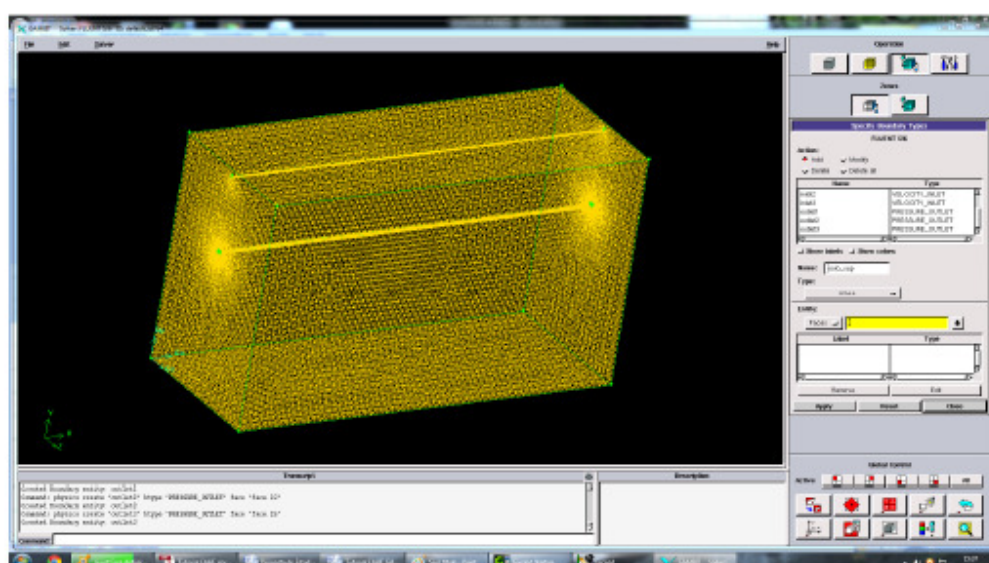


Figura 14 - Visualização da geometria, da malha e das condições de contorno.

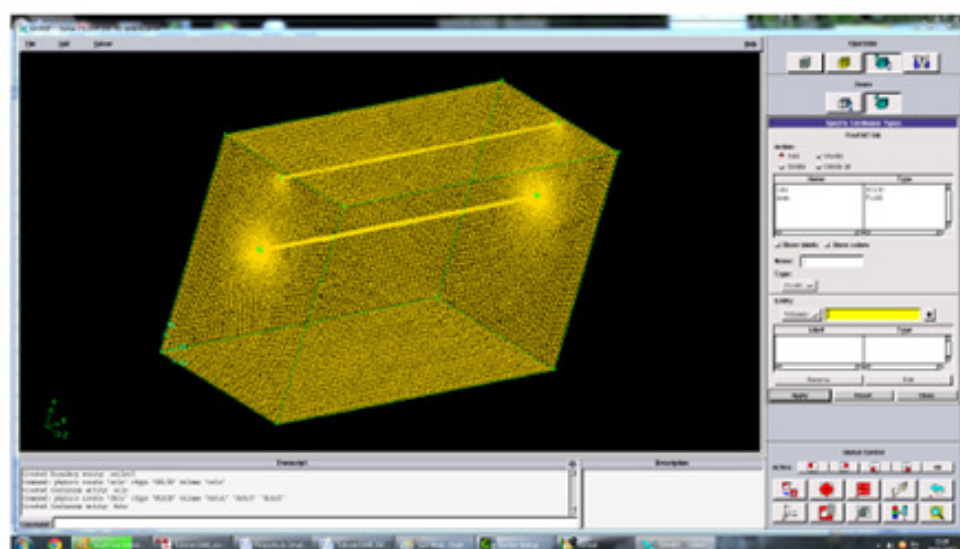


Figura 15 - Especificação do meio material.

- Meios materiais: No solo: sólido. No duto: fluido.

Para finalizar o processo:

- Salvar o trabalho: File - Save As - Nome do Projeto
- Exportar a malha (para o FLUENT): File - Export - Mesh
- Próximo passo: Importar a malha (arquivo.msh) para o FLUENT.

Trabalhando no arquivo gerador de malhas referentes aos casos estudados

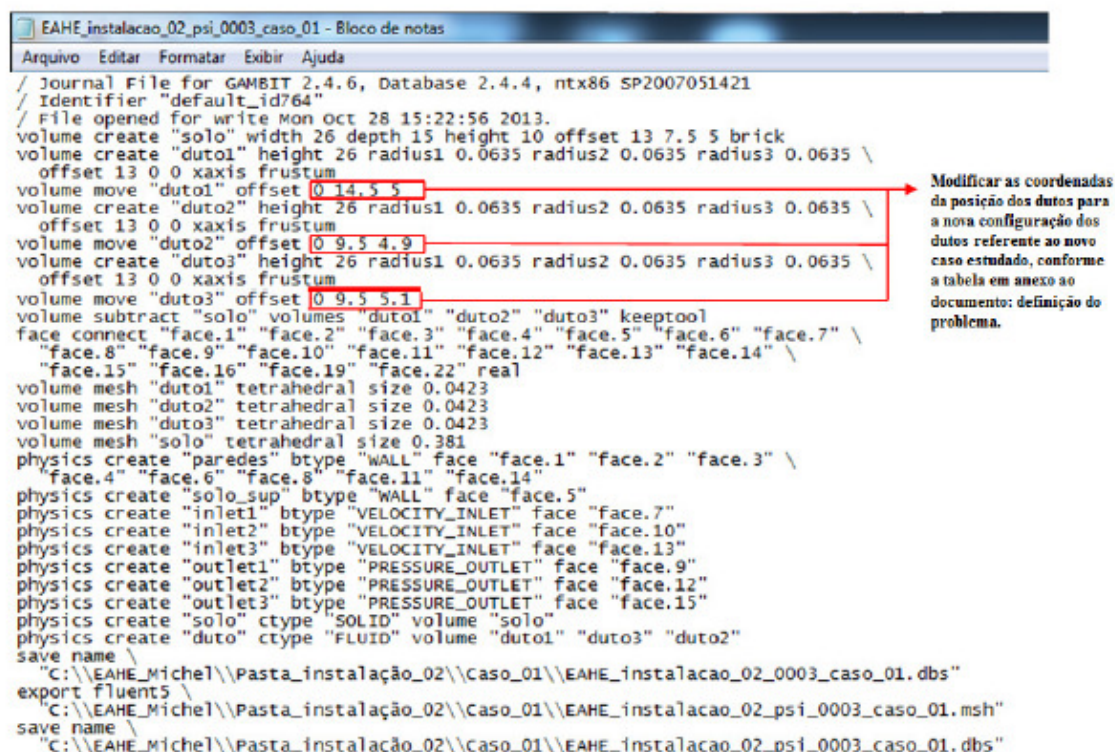


Figura 16 - Exemplo de configuração do arquivo.jou.

Passos:

- 1) Abrir o gerador EAHE_instalacao_02_psi_especificar_caso_especificar.jou criado na pasta de trabalho. Nesse caso, haverá um arquivo padrão de geração de malha referente a cada tipo de instalação;
- 2) Modificar, conforme Fig. 16, no arquivo, as coordenadas da nova posição dos dutos, conforme necessário;
- 3) Salvar o novo arquivo.jou com o nome padronizado;
- 4) No GAMBIT:
File - Run Journal - novo arquivo.jou (modificado)
- 5) Salvar o novo projeto e exportar a nova malha.

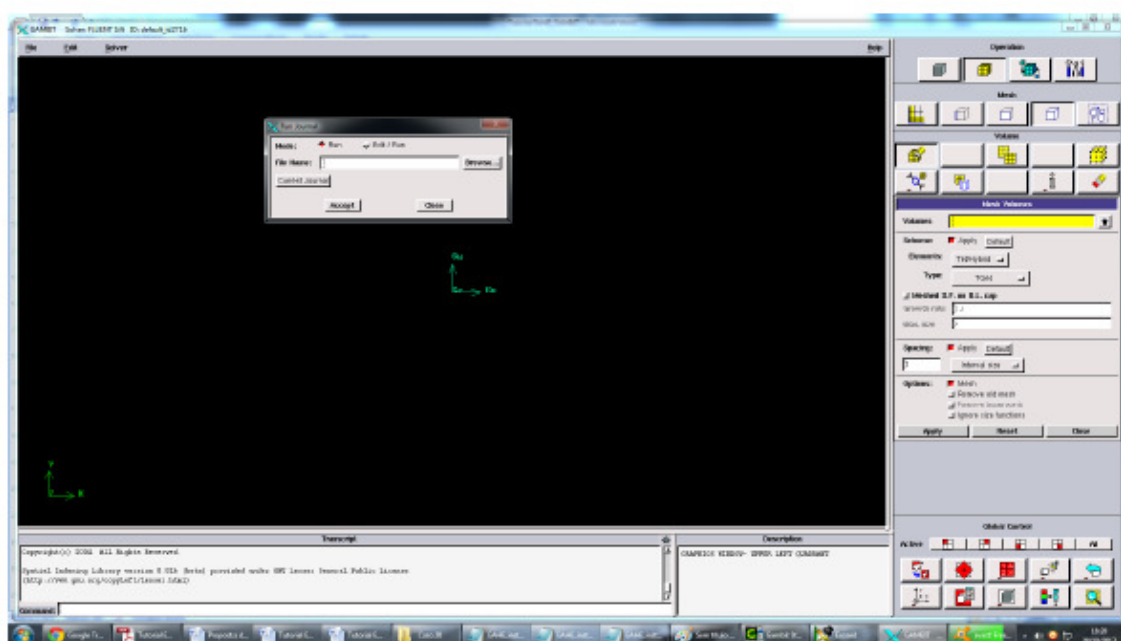


Figura 17 - Abertura do novo arquivo.jou no GAMBIT (modificado).

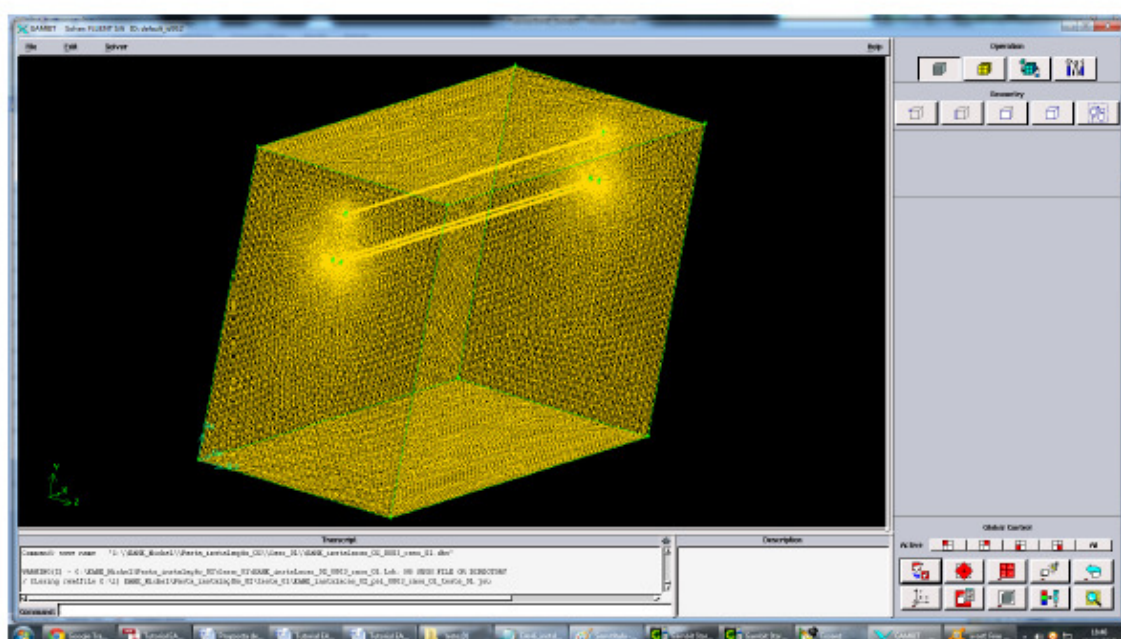


Figura 18 - Exemplo de malha oriunda da modificação do arquivo.jou

- Tinha-se a configuração inicial das coordenadas do caso 1 e se criou a nova malha referente a configuração dos dutos do caso 9 ($\psi = 0,003$), por exemplo. Assim, são preservadas as demais configurações e condições de contorno do problema.

APÊNDICE C - TUTORIAL BÁSICO DO FLUENT PARA TROCADOR DE CALOR SOLO-AR



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM COMPUTACIONAL
PROPOSTA DE ESTUDOS - SIMULAÇÃO NUMÉRICA
TROCADOR DE CALOR SOLO-AR E *CONSTRUCTAL DESIGN*
MESTRANDO: MICHEL KEPES RODRIGUES



TUTORIAL PARA SIMULAÇÃO DE TROCADOR DE CALOR SOLO-AR NO FLUENT

Fundamentalmente, o FLUENT é um software aplicado na solução de problemas de CFD. No campo da simulação numérica, o mesmo é capaz de realização das etapas de processamento e pós-processamento.

Após a geração da malha no GAMBIT, ou em outro software equivalente, como o gmsh, é necessário exportá-la para o FLUENT, a fim de dar início a etapa de processamento.

A seguir, através das figuras, segue um breve roteiro que tem a intenção de facilitar o aprendizado do usuário iniciante na simulação numérica de problemas de trocador de calor solo-ar.

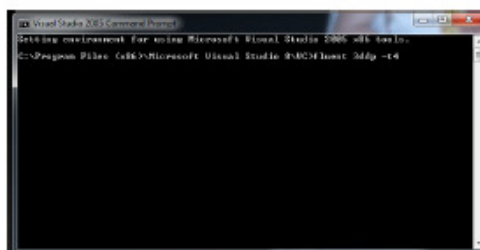


Figura 1 - Habilitação do software FLUENT utilizando Visual Studio Command Prompt.
(3 dimensões, dupla precisão e 4 processadores).

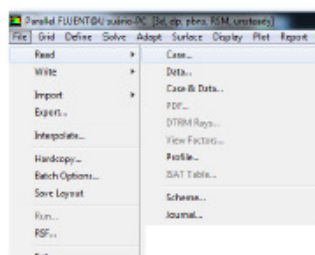


Figura 2 - Leitura a malha computacional (arquivo.msh).

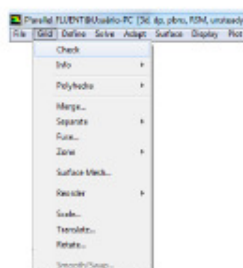
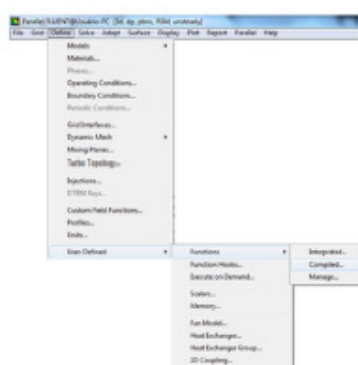
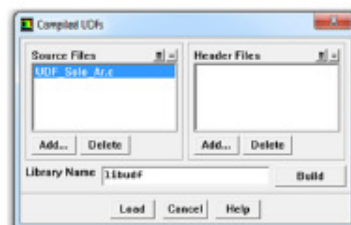


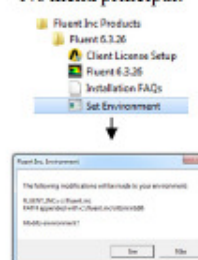
Figura 3 - Verificação do domínio e da malha.



(a)



No menu principal:



(b)

Figura 4 - Compilação da UDF.

- Compilação da UDF Fig. 4 (a) e para a primeira implementação se deve realizar o processo ilustrado na Fig. 4 (b).

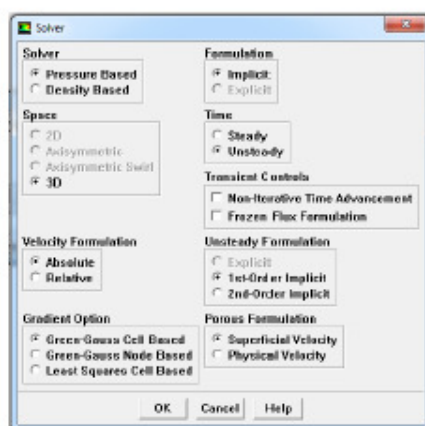


Figura 5 - Definição da solução, com base na pressão, no regime transiente, tridimensional, formulação implícita.

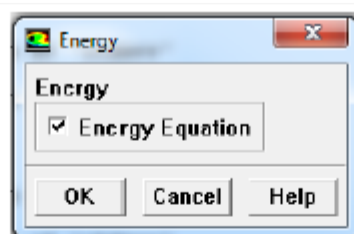


Figura 6 - Habilitação da equação da energia.

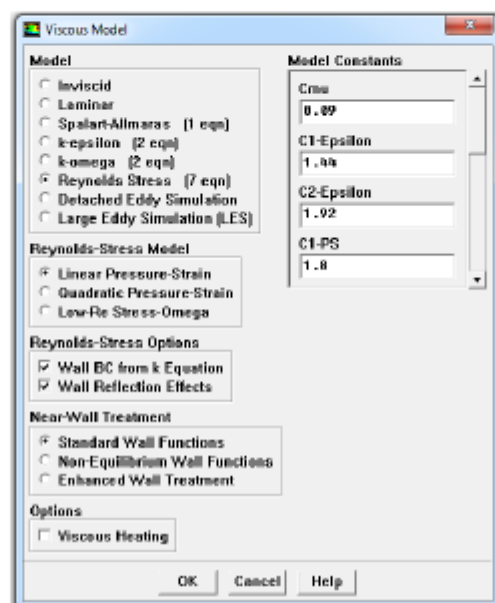


Figura 7 - Definição do modelo de turbulência.

- Neste trabalho foi utilizado o modelo RSM.

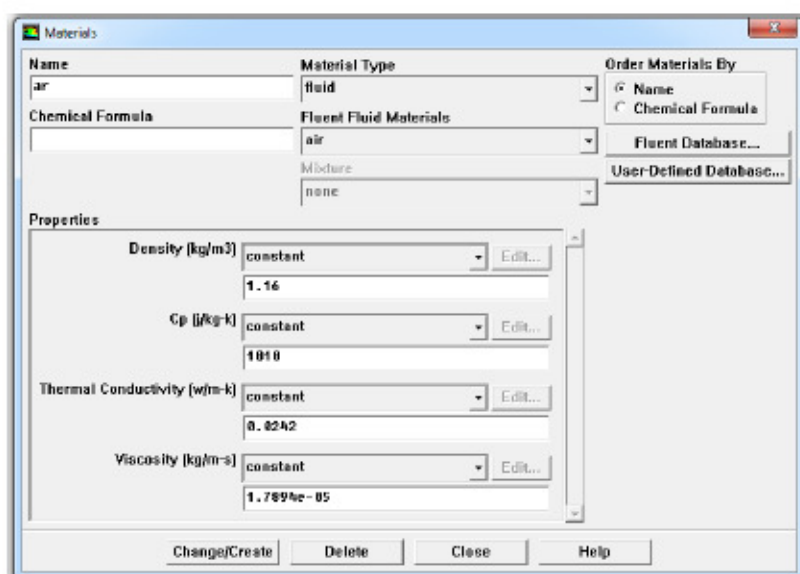


Figura 8 - Definição das propriedades termofísicas do fluido (ar).

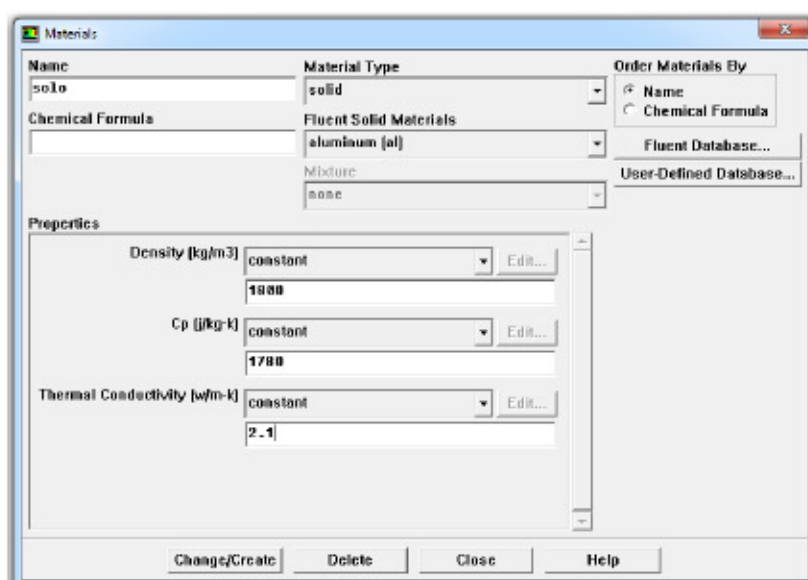


Figura 9 - Definição das propriedades termofísicas do meio material (solo).

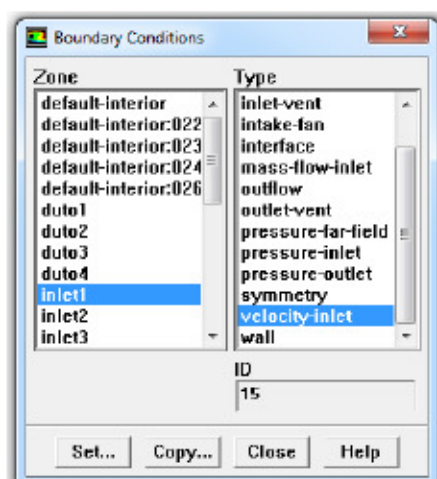


Figura 10 - Definição das condições de contorno na entrada do (s) duto (s).

- Repetir esta etapa para instalações com mais de um duto.

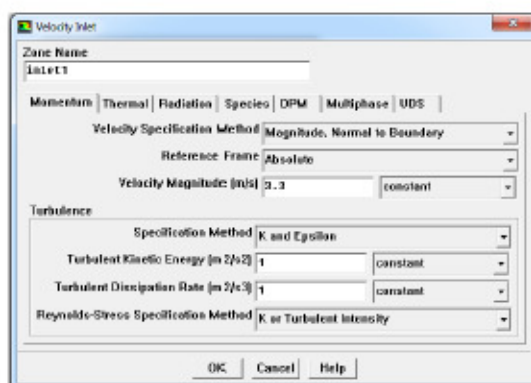


Figura 11 - Definição das condições de contorno na entrada do (s) duto (s) (velocidade).

- Repetir esta etapa para instalações com mais de um duto.

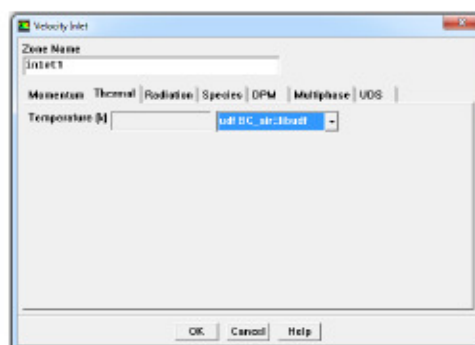


Figura 12 - Definição das condições de contorno na entrada do (s) duto (s) (temperatura).

- UDF do ar;
- Repetir esta etapa para instalações com mais de um duto.

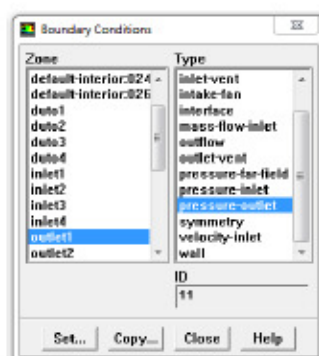


Figura 13 - Definição das condições de contorno na saída do (s) duto (s).

- Repetir esta etapa para instalações com mais de um duto.

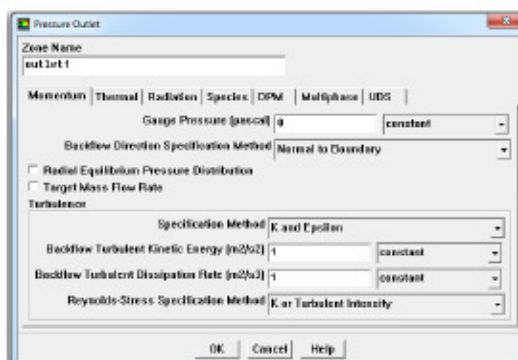


Figura 14 - Definição das condições de contorno na saída do (s) duto (s) (pressão).

- Repetir esta etapa para instalações com mais de um duto.

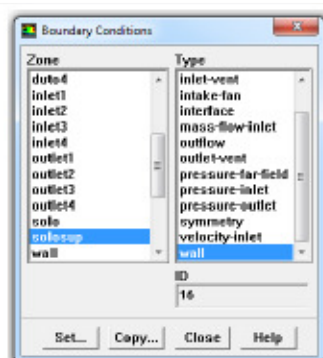


Figura 15 - Definição das condições de contorno na superfície do solo.

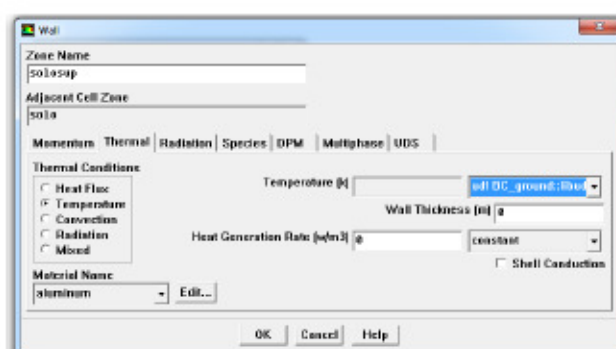


Figura 16 - Definição das condições de contorno na superfície do solo (temperatura).

- UDF do solo.

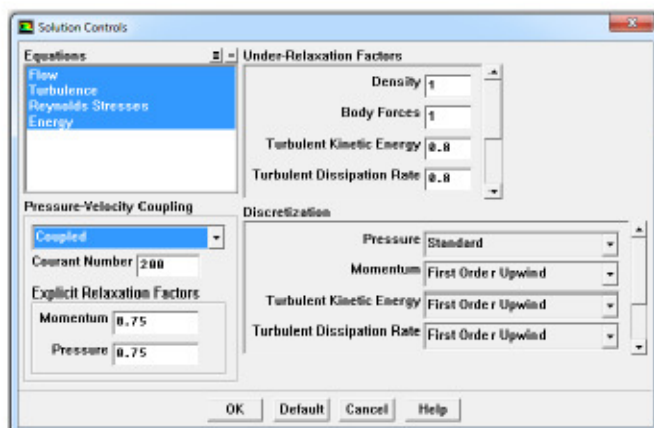


Figura 17 - Definição do acoplamento pressão-velocidade e o tipo de discretização.

- Neste trabalho a acoplamento pressão-velocidade utilizado foi o Couplet.

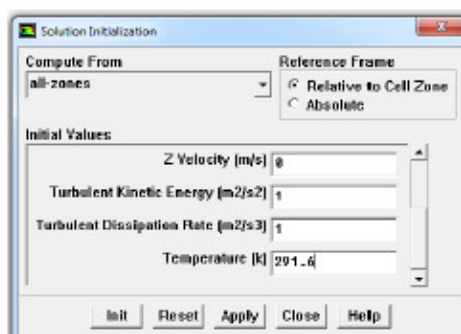


Figura 18 - Definição da condição inicial à simulação numérica.

- A inicialização se dá com a temperatura média do solo.

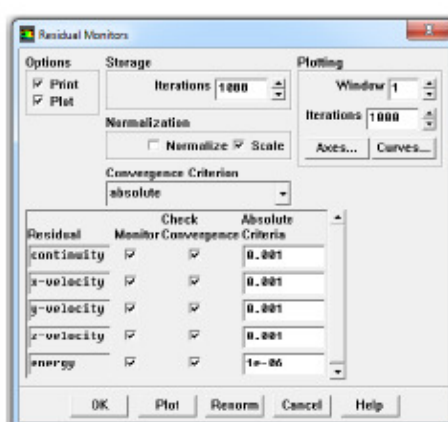


Figura 19 - Definição do critério de convergência dos resíduos numéricos para o escoamento.

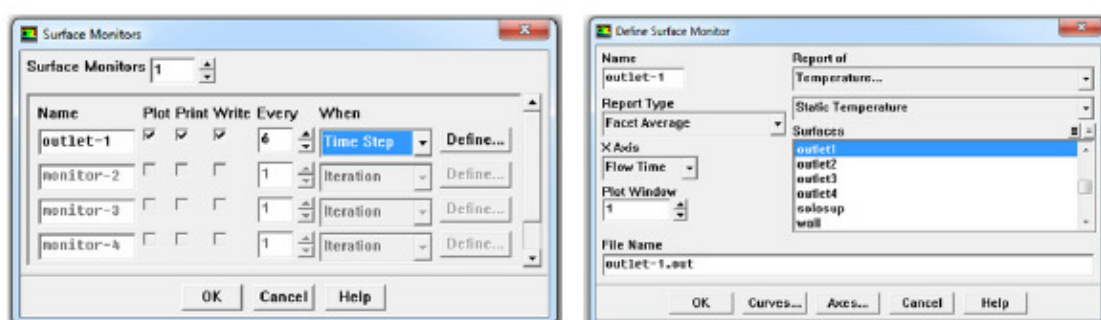


Figura 20 - Definição do monitor de temperatura média na secção de saída do ar no duto.

- Neste caso, foi necessário monitorar a temperatura média na secção de saída do ar de cada duto da instalação a cada intervalo de 6 horas, por dia.

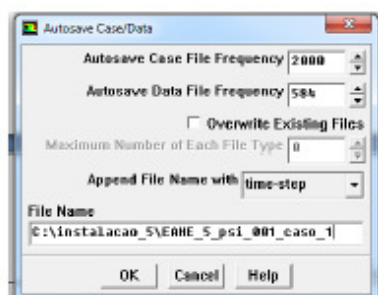


Figura 21 - Definição de parâmetros para salvar os arquivos automaticamente.

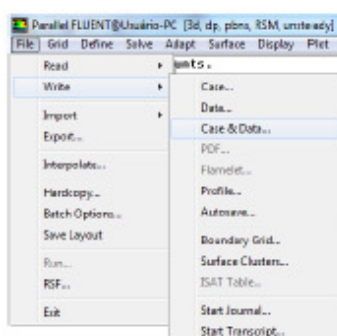


Figura 22 - Realização do processo de salvar os arquivos iniciais (arquivo.cas e arquivo.dat).

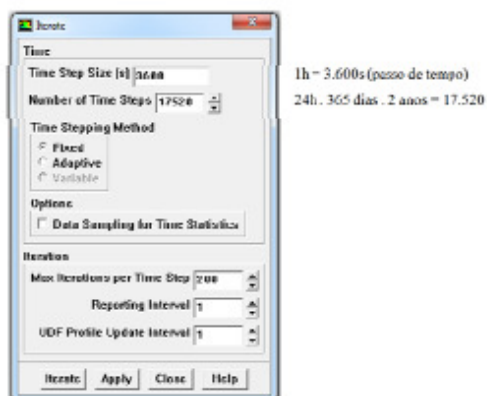


Figura 23 - Configuração do processo de inicialização da simulação numérica.

- Começo da simulação numérica propriamente dita;
- Momento em que se deve acompanhar o processo de convergência dos resultados na tela (conforme a opção marcada na Fig. 19);
- Também é possível acompanhar, na tela, o gráfico da temperatura em função do tempo.

Para a etapa de pós-processamento

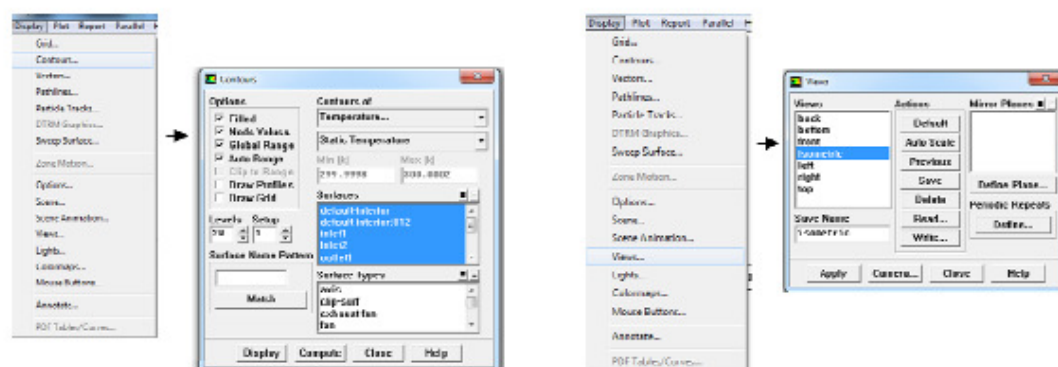


Figura 24 - Figuras do campo de temperaturas.

- Display - Contours e Display - Views;
- Desta forma, é possível explorar as imagens dos os campos de temperaturas, pressão, velocidades e outros;
- A utilização, por exemplo, dos programas Paint ou Snagit podem ser interessantes para trabalhar com as figuras;
- Para as figuras contendo gráficos e tabelas são indicadas a utilização do Excel ou Origin.

ANEXO A - CÓDIGO UTILIZADO PARA AS CONDIÇÕES DE CONTORNO DE TEMPERATURA PARA A SUPERFÍCIE DO SOLO E PARA A ENTRADA DO AR NO DUTO

```

/* This UDF file creates a time dependent boundary condition for temperature*/
/* I used it to include time dependent temperature boundary condition (T(t))*/

#include "udf.h"

DEFINE_PROFILE(BC_air, thread, position)
{
    face_t f;
    real t = CURRENT_TIME;
    real T0 = 296.18;
    real theta = 6.92;
    real omega = 199.24e-9;

    begin_f_loop(f, thread)
    {
        F_PROFILE(f, thread, position) = T0 + theta*sin((omega*t)+(26.42));
    }
    end_f_loop(f, thread)
};

DEFINE_PROFILE(BC_ground, thread, position)
{
    face_t f;
    real t = CURRENT_TIME;
    real T0 = 291.70;
    real theta = 6.28;
    real omega = 199.24e-9;

    begin_f_loop(f, thread)
    {
        F_PROFILE(f, thread, position) = T0 + theta*sin((omega*t)+(26.24));
    }
    end_f_loop(f, thread)
};

```