

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

TEORIA CONSTRUTAL E DESEMPENHO TÉRMICO DE
TROCADORES DE CALOR SOLO-AR

por

Ruth da Silva Brum

Tese para obtenção do Título de
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, Dezembro de 2016

TEORIA CONSTRUTAL E DESEMPENHO TÉRMICO DE
TROCADORES DE CALOR SOLO-AR

por

Ruth da Silva Brum
Mestre em Modelagem Computacional

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

Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Energia

Orientador: Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha.

Aprovada por:

Prof. Dr. Adriane Prisco Petry, PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Liércio André Isoldi, FURG

Prof. Dr. Marcelo Risso Errera, UFPR

Prof. Dr. Jakson Manfredini Vassoler
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 9 de Dezembro de 2016

*Dedico esta tese a meu companheiro Jairo e
aos meus filhos Miguel e Abigail
que me deram tanto carinho e apoio para
concluir esta etapa da minha vida!*

AGRADECIMENTOS

A conclusão deste trabalho é um momento de alegria, por essa razão, desejo expressar os meus sinceros agradecimentos:

Ao CNPQ pela bolsa de Doutorado.

Ao professor Luiz Alberto de Oliveira Rocha, meu orientador, pela competência científica e acompanhamento do trabalho, pela disponibilidade e generosidade reveladas ao longo destes quatro anos, assim como pelas críticas, correções e sugestões relevantes feitas durante a orientação.

Aos Professores Liércio André Isoldi e Elizaldo Domingues dos Santos, pelo apoio moral, orientação e permanente disponibilidade, que me permitiram encontrar informações e soluções que em muito contribuíram para a execução dessa tese.

Aos professores Marcelo Risso Errera e Adriane Prisco Petry, pela colaboração na participação nas bancas de defesa e qualificação, bem como pelas várias sugestões que tanto contribuíram para a melhoria desse trabalho final.

Ao meu amado companheiro, Jairo Valões de Alencar Ramalho, que sempre me estimula a crescer científica e pessoalmente, pelas inúmeras trocas de impressões ao trabalho. Acima de tudo, pelo inestimável apoio familiar que preencheu as diversas falhas que fui tendo por força das circunstâncias, e pela paciência e compreensão reveladas ao longo destes anos.

Ao meu filho, Miguel Brum Ramalho, por ser tão precioso na minha vida e por conseguir com apenas um sorriso transformar um dia difícil em magnífico, por me permitir sonhar mesmo nos momentos em que tudo parecia tão distante, por me deixar sempre alerta aos pequenos deslizos.

À minha filha, Abigail Brum Ramalho, por ter aparecido no meio dessa jornada e me mostrado a importância da vida e da família, por ser uma página tão linda que o destino escreveu na minha vida. Obrigada por todos os carinhos, por todas as lágrimas de felicidade que me proporcionou e por todo o seu amor por mim.

Aos meus pais, Vilma oliveira da Silva e Felisbino Fortes Brum, por me ensinarem a viver a vida com dignidade, respeito e humildade. Pela espera e compreensão durante longos períodos, meu muitíssimo obrigado.

Aos meus irmãos, Raquel e Ricardo, pelas palavras de incentivo. Aos meus sobrinhos Pietro, Murilo, Francisco, Luisa, Stefane, Stela, Ester, Ismael, Joseane e Gustavo pelas risadas e bagunças que tornam meus dias mais alegres.

Às minhas amigas Joseane, Juliana e Nívia que me apoiaram na tarefa de ser mãe.

Ao meu amigo e colega de trabalho Michel Rodrigues pelas inúmeras colaborações em diversos trabalhos.

Aos colegas Larissa Lemos, Cibele, Thiago, Gustavo, Guilherme, Emanuel pelas conversas, os desabafos e as gostosas risadas dadas durante todos esses anos de convivência.

Aos colegas de trabalho do Departamento de Matemática e Estatística que me apoiaram e incentivaram a conclusão desse trabalho.

E por fim não poderia deixar de agradecer a Deus.

RESUMO

Trocadores de Calor Solo-Ar (TCSA) são dispositivos usados para melhorar o condicionamento térmico de ambientes construídos. Eles funcionam através da ventilação do ar por um ou mais dutos enterrados, utilizando o solo como fonte ou sumidouro de calor. Em virtude da defasagem entre as temperaturas do ar e das camadas superficiais da Terra, é possível resfriar o ar no verão e aquecê-lo no inverno. Seus princípios de operação baseiam-se na mecânica dos fluidos e transferência de calor, áreas onde a teoria Construtal tem sido usada para melhorar o desempenho, ou reduzir imperfeições, de vários sistemas térmicos, após uma estratégica análise de suas geometrias (ou de seu design), também chamada de método Design Construtal que se fundamenta na lei construtal. Dessa lei, projetos em engenharia devem começar, por exemplo, descobrindo as arquiteturas que facilitam o escoamento entre uma fonte pontual e um volume, ou vice-versa. Explorando esses conceitos para TCSA, onde a corrente é o calor que flui entre os dutos e o solo, esta tese objetiva centralmente avaliar o desempenho térmico desses dispositivos em função de possíveis desenhos de suas estruturas. Particularmente, isso foi feito: (1) usando um duto e variando seu diâmetro e vazão de ar; (2) inserindo novos dutos, até um total de cinco, mantendo a vazão de ar constante, e estudando diversas disposições geométricas. Numericamente, foram empregados dois modelos testados e validados a partir de dados experimentais, que foram simulados no código comercial de dinâmica dos fluidos computacional, FLUENT, o qual baseia-se em métodos de volumes finitos. As geometrias e malhas foram geradas no software GAMBIT. Dos resultados numéricos, esta tese também avançou desenvolvendo novos modelos para o conceito de potencial térmico instantâneo, que é uma medida das diferenças de temperatura entre a saída e a entrada dos dutos de TCSA. Descobriu-se que estes modelos podiam ser simplificados em termos de funções senoidais, facilitando análises e definições analíticas subsequentes, criando um quadro resumo para grandes volumes de dados simulados. Das avaliações dos resultados nos estudos com um duto, foram encontradas faixas para a obtenção de rendimentos térmicos anuais estimados em pelo menos 80%, com mudanças no diâmetro e/ou vazão do ar. Analisando múltiplos dutos, foram reveladas melhorias significativas de rendimento com: (1) o aumento no número de dutos; (2) a redução, até certos limites, da razão entre os espaçamentos verticais e horizontais entre eles; (3) a ampliação da razão entre o volume da instalação e o volume do domínio computacional. Destaca-se, ainda, que em todos os casos foram calculados balanços energéticos, com a estimativa das taxas (e quantidade) de calor

trocado, bem como da energia elétrica consumida pelos ventiladores, mostrando sua viabilidade no condicionamento de ar com redução do consumo de energia elétrica.

Palavras-chave: Trocadores de calor solo-ar (TCSA); Lei Construtal; Design Construtal; Ar Condicionado; Modelos Numéricos e Simulação.

ABSTRACT

The Earth-Air Heat Exchangers (EAHE) are devices used to improve the thermal conditions of built environments. They work by blowing the air inside buried ducts to use the soil as heat source or sink. Due to a phase difference between the air and ground temperatures, it is possible to cool the air in the summer and heat it in the winter. These operating principles are based on the areas of fluid mechanics and heat transfer, where the *Constructal* theory has been used to improve the performance, or reduce imperfections, of several thermal systems, after a strategic evaluation of their geometries (or their design), also called *Constructal Design* method, which is anchored by the constructal law. From this law, engineering projects should begin, for example, finding the architectures which ease the flow between a source point and a volume, or vice versa. Bringing these concepts to EAHE, where the current is the heat which flows between the ducts and the soil, this thesis mainly aims to assess the thermal performance of EAHE due to possible designs of their layouts. Particularly, this was done by: (1) adopting one duct and varying its diameter and/or the air flow; (2) using up to five ducts, keeping the air flow constant, and studying various geometric shapes. Numerically, two models were used, which have been tested and validated from experimental data, and the simulations were done in the CFD software FLUENT, which is based in the finite volume methods. The geometries and meshes were generated by the software GAMBIT. From the numerical results, this thesis also pursued developing new models for the concept of the instantaneous thermal potential, which is a measure of the temperatures differences between the ducts outlet and inlet. It was found that these models can be simplified in terms of sinusoidal functions, helping analysis, definitions, and creating a framework to summarize large volumes of simulated data. From the evaluation of the data in the studies with one duct, ranges for changes in their diameter and/or air flow were found to obtain at least 80% of estimated annual efficiency. Analyzing multiple ducts, significant improvements in efficiency were also obtained by: (1) increasing the number of ducts; (2) reducing, to some extent, the ratio between their vertical and horizontal spacings; (3) increasing the ratio between the installation volume and the computational domain. It should also be highlighted that in all cases the energy balances were computed, to find the rates (and amounts) of exchanged heat, as well as the electric energy consumed by the fans, showing the economic viability of using EAHE as devices for air conditioning.

Keywords: Earth Air Heat Exchangers (EAHE); *Constructal Law*; *Constructal Design*; Air conditioning; Numerical Models and Simulation

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Motivação	1
1.2	Proposta do trabalho e objetivos.....	2
1.3	Organização do trabalho	3
2	TROCADORES DE CALOR SOLO-AR (TCSA)	4
3	DESIGN CONSTRUTAL	9
3.1	Teoria Construtal	9
3.2	Design Construtal aplicado a TCSA.....	13
3.3	Detalhamento da proposta	14
4	METODOLOGIA	18
4.1	Modelagem matemática.....	18
4.2	Modelagem computacional.....	22
5	ANÁLISES DE DESEMPENHO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ESCOAMENTO E DIÂMETRO DOS DUTOS	29
5.1	Novos modelos para o potencial térmico instantâneo	30
5.2	Potencial Térmico Mensal.....	36
5.3	Eficiência e Desempenho Energético	39
5.4	Conclusões.....	45
6	INVESTIGAÇÃO DA MELHORIA DO DESEMPENHO DE TCSA VIA TEORIA CONSTRUTAL	46
6.1	Instalação 1: Um duto.....	46
6.2	Instalação 2: Dois dutos.....	48
6.3	Instalações 3 e 4: Três dutos.....	51
6.4	Instalações 5 e 6: Quatro dutos.....	55

6.5	Instalações 7 e 8: Cinco dutos.....	60
6.6	Comparativo das Instalações	65
6.7	Conclusões.....	67
7	MODELOS PARA O POTENCIAL TÉRMICO DE TCSA.....	69
7.1	Modelando o potencial térmico instantâneo.....	69
7.2	Potencial Térmico Mensal e Desempenho Energético	74
7.3	Conclusões.....	74
8	CONCLUSÕES.....	76
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	79
	APÊNDICE A: AJUSTES DE DADOS.....	86

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Ilustração do funcionamento dos TCSA durante o verão (a) e o inverno (b). Aqui, o azul e o vermelho representam, respectivamente, temperaturas baixas e altas.	2
Figura 3.1 Volume elementar de condutividade térmica k_0 contendo uma trilha com alta condutividade k_p	10
Figura 3.2 Ilustrações da primeira (a) e segunda (b) montagens de volumes elementares com trilhas de alta condutividade.	10
Figura 3.3 Esboço para a rede otimizada com montagens de alta ordem.	11
Figura 3.4 Questão de Design para TCSA	14
Figura 3.5 Geometria da porção de volume do solo.	15
Figura 3.6 Vistas transversais das instalações dos dutos.	16
Figura 4.1 Típico domínio computacional	18
Figura 4.2 Domínio Computacional	23
Figura 4.3 Ilustração do domínio computacional e sua malha	24
Figura 4.4 Ilustração do domínio computacional considerando três dutos.	27
Figura 4.5 Esquema ilustrativo do modelo computacional.	28
Figura 5.1 Questão para projeto de TCSA	29
Figura 5.2 Outra questão de Design de TCSA	30
Figura 5.3 Potencial térmico instantâneo anual para $D = 0,11$ m e três diferentes velocidades.	32
Figura 5.4 Potencial térmico instantâneo anual para $v = 3,3$ m/s e três diferentes diâmetros.	32
Figura 5.5 Comparação entre os valores contínuos de $a_v(v)$ e $d_v(v)$ com os valores discretos a_k e d_k	35
Figura 5.6 Comparação entre os valores contínuos de $a_D(D)$ e $d_D(D)$ com os valores discretos a_k e d_k	36
Figura 5.7 Potencial térmico mensal de resfriamento (a) e de aquecimento (b) relativo a v para $D = 0,11$ m.	37
Figura 5.8 Potencial térmico mensal de resfriamento (a) e de aquecimento (b) relativo a D para $v = 3,3$ m/s.	38

Figura 5.9 Vistas horizontais dos campos de temperatura em Ω para dutos com diferentes diâmetros: D_1 (a), D_2 (b), e D_3 (c).....	39
Figura 5.10 Taxas de resfriamento (a) e de aquecimento (b) em função de v para $D = 0,11$ m.	42
Figura 5.11 Taxas de resfriamento (a) e de aquecimento (b) em função de D para $v = 3,3$ m/s.	42
Figura 5.12 Potência de funcionamento em função da velocidade (a) e do diâmetro (b).	44
Figura 6.1 Novas questões para o projeto de TCSA.....	46
Figura 6.2 Comparação anual entre o melhor e pior caso para P	49
Figura 6.3 Comparação dos melhores e piores casos de P para os dois padrões em triângulo.	53
Figura 6.4 Campos de temperatura no melhor caso (Instalação 4).	53
Figura 6.5 Tendências lineares de $a_j + d_j$ em relação à r , para $\psi = 0,010$	54
Figura 6.6 Comparação dos melhores e piores casos de P para instalações com quatro dutos.	57
Figura 6.7 Vista transversal dos campos de temperatura na entrada (a) e saída (b) dos dutos para o melhor caso das instalações com quatro dutos.	58
Figura 6.8 Tendências lineares de $a_j + d_j$ em relação à r para $\psi = 0,010$	58
Figura 6.9 Comparação dos melhores e piores casos de P para instalações com cinco dutos.	62
Figura 6.10 Vista transversal dos campos de temperatura na entrada (a) e saída (b) dos dutos para o melhor caso das instalações com cinco dutos.	63
Figura 6.11 Tendências lineares de $a_j + d_j$ em relação à r para $\psi = 0,010$	63
Figura 6.12 Comparativo dos potenciais térmicos mensais no verão para os melhores casos em função do número de dutos.	66
Figura 6.13 Comparativo dos potenciais térmicos mensais no inverno para os melhores casos em função do número de dutos.	66
Figura 6.14 Comparativo da quantidade de calor trocada no verão e inverno para os melhores casos em função do número de dutos.	67
Figura 6.15 Comparativo das eficiências anuais para os melhores casos em função do número de dutos.	67
Figura 7.1 Três casos de potenciais térmicos instantâneos para $\psi = 0,010$	70
Figura 7.2 Comparação entre a_j e seus ajustes $a_n(s)$ de grau n para $\psi = 0,010$	72

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 Valores dos diâmetros das instalações.....	17
Tabela 4.1 Estudo de independência de malha.....	25
Tabela 4.2 Propriedades termofísicas do ar e do solo.	26
Tabela 5.1 Valores dos coeficientes a_k , c_k e d_k para cada velocidade v e diâmetro fixo $De = 0,11 m$	33
Tabela 5.2 Valores dos coeficientes a_k , c_k e d_k para cada diâmetro D e velocidade fixa $ve = 3.3 m/s$	33
Tabela 5.3 Valores da eficiência dos TCSA em função da velocidade para $D = 0,11m$	40
Tabela 5.4 Valores da eficiência dos TCSA em função do diâmetro para $v = 3,3m/s$	41
Tabela 5.5 Valores da Medida Esbelta dos TCSA em função do diâmetro para $v = 3,3 m/s$. .	44
Tabela 6.1 Potenciais térmicos mensais $P_t(^{\circ}C)$ nos meses mais quentes e mais frios do ano.	47
Tabela 6.2 Taxa de calor trocado $Q (W)$ nos meses mais quentes e mais frios do ano.	48
Tabela 6.3 Quantidade de calor trocado Q (kWh), nos meses mais quentes e mais frios do ano.	48
Tabela 6.4 Valores de a_j , c_j e d_j para cada S_h	48
Tabela 6.5 Potenciais térmicos mensais ($^{\circ}C$) para os meses mais quentes e mais frios do ano.	49
Tabela 6.6 Taxa de calor trocado $Q (W)$ nos meses mais quentes e mais frios do ano.	50
Tabela 6.7 Quantidade de calor trocado Q (kWh) nos meses mais quentes e mais frios do ano.	50
Tabela 6.8 Instalação 3. $\psi = 0,003$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r	51
Tabela 6.9 Instalação 3. $\psi = 0,007$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r	51
Tabela 6.10 Instalação 3. $\psi = 0,010$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r	51
Tabela 6.11 Instalação 4. $\psi = 0,003$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r	52
Tabela 6.12 Instalação 4. $\psi = 0,007$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r	52
Tabela 6.13 Instalação 4. $\psi = 0,010$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r	52
Tabela 6.14 Potenciais térmicos mensais ($^{\circ}C$) nos meses mais quentes e mais frios do ano...54	54
Tabela 6.15 Taxa de calor trocado $Q(W)$ nos meses mais quentes e frios do ano.	55
Tabela 6.16 Quantidade de calor trocado $Q(kWh)$, nos meses mais quentes e frios do ano...55	55

Tabela 6.17 Instalação 5. $\psi = 0,003$. Valores de a_j, c_j e d_j para cada r	56
Tabela 6.18 Instalação 5. $\psi = 0,007$. Valores de a_j, c_j e d_j para cada r	56
Tabela 6.19 Instalação 5. $\psi = 0,010$. Valores de a_j, c_j e d_j para cada r	56
Tabela 6.20 Instalação 6. $\psi = 0,003$. Valores de a_j, c_j e d_j para cada r	56
Tabela 6.21 Instalação 6. $\psi = 0,007$. Valores de a_j, c_j e d_j para cada r	56
Tabela 6.22 Instalação 6. $\psi = 0,010$. Valores de a_j, c_j e d_j para cada r	57
Tabela 6.23 Potenciais térmicos mensais ($^{\circ}\text{C}$) nos meses mais quentes e mais frios do ano...	59
Tabela 6.24 Taxa de calor trocado Q (W) nos meses mais quentes e frios do ano.....	60
Tabela 6.25 Quantidade de calor trocado Q (kWh) nos meses mais quentes e frios do ano....	60
Tabela 6.26 Instalação 7. $\psi = 0,003$. Valores de a_j, c_j e d_j para cada r	60
Tabela 6.27 Instalação 7. $\psi = 0,007$. Valores de a_j, c_j e d_j para cada r	61
Tabela 6.28 Instalação 7. $\psi = 0,010$. Valores de a_j, c_j e d_j para cada r	61
Tabela 6.29 Instalação 8. $\psi = 0,003$. Valores de a_j, c_j e d_j para cada r	61
Tabela 6.30 Instalação 8. $\psi = 0,007$. Valores de a_j, c_j e d_j para cada r	61
Tabela 6.31 Instalação 8. $\psi = 0,010$. Valores de a_j, c_j e d_j para cada r	61
Tabela 6.32 Potenciais térmicos mensais ($^{\circ}\text{C}$) nos meses mais quentes e mais frios do ano...	64
Tabela 6.33 Taxa de calor trocado Q (W) nos meses mais quentes e frios do ano.....	65
Tabela 6.34 Quantidade de calor trocado Q (kWh) nos meses mais quentes e frios do ano....	65
Tabela 6.35 Valores da Medida Esbelta dos TCSA em função do diâmetro.	65
Tabela 7.1 Valores dos coeficientes a_j, c_j e d_j para cada s considerando $\psi = 0,010$	70
Tabela 7.2 Valores dos coeficientes a_j, c_j e d_j para cada s considerando $\psi = 0,007$	71
Tabela 7.3 Valores dos coeficientes a_j, c_j e d_j para cada s considerando $\psi = 0,003$	71

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

CFD	Computational Fluid Dynamics
EAHE	Earth-Air Heat Exchangers
PROMECC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RSM	Modelo das tensões de Reynolds
TCSA	Trocador de Calor Solo-Ar
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Romanas

A	Área, m ²
A _i	Área transversal ocupada pelos TCSA, m ²
A _D	Área da seção transversal do duto, m ²
C _v	Potência consumida pelos ventiladores, W
c _p	Calor específico, J/kgK
C _{ijk}	Correlação da pressão-deformação
D	Diâmetro, m
D _{ave}	Profundidade de referência, m
E	Função erro
e	Energia específica, J/kg
\bar{F}	Forças de corpos externas, por unidade de volume, N/m ³
f	Fator de fricção de Darcy-Weisbach
\bar{g}	Força do campo gravitacional, por unidade de volume, N/m ³
H _s	Altura da porção do solo, m
h	Entalpia específica, J/kg
I	Tensor unitário
k ₀	Condutividade térmica, W/mk
k _{eff}	Condutividade térmica efetiva, W/mk
k _t	Condutividade térmica turbulenta, W/mk
L _s	Comprimento do solo e dos dutos, m
\dot{m}	Vazões mássicas totais das instalações, kg/s
N	Número de dutos utilizados na instalação
P	Potencial térmico instantâneo, °C
P _T	Potencial térmico mensal, °C
p	Pressão estática do fluido, N/m ²
Q	Quantidade de calor trocado, J
\dot{Q}	Taxa de calor trocado, W
q	Fluxo de calor, W/m ²
Re _D	Número de Reynolds

S_h	Medida dos espaçamentos horizontais entre os dutos, m
S_v	Medida dos espaçamentos verticais entre os dutos, m
S_m	Termo de fonte, $\text{kg}/\text{m}^3\text{s}$
T	Temperatura, K ou $^{\circ}\text{C}$
T_a	Temperatura do ar, K
T_{solo}	Temperatura do solo, K
T_s	Temperatura do ar na saída do duto, K
T_e	Temperatura do ar na entrada do duto, K
t	Tempo, s ou dias
v	Velocidade do ar, m/s
v_e	Velocidade de referência, m/s
V	Volume, m^3
V_s	Volume da porção de solo considerada, m^3
V_i	Volume ocupado pelas instalações dos TCSA, m^3
V_c	Volume de controle, m^3
W_s	Largura do solo, m
Letras Gregas	
α_a	Difusividade térmica do ar, m^2/s
Δp	Quedas de pressão, N/m^2
ε_{ij}	Correlação de difusão de terceira ordem
η	Eficiência dos ventiladores
θ	Eficiência dos TCSA
μ_a	Viscosidade absoluta do ar, kg/ms
ν_a	Viscosidade cinemática do ar, m^2/s
Π_{ij}	Correlação de dissipação
ρ	Massa específica, kg/m^3
σ_k	Viscosidade turbulenta, m^2/s
$\bar{\tau}$	Tensor de tensões viscosas, N/m^2
τ	Tensor das tensões de Reynolds, m^2/s^2
ϕ	Fração de volume de ar
Ψ	Fração de volume da instalação
Ω	Domínio computacional

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

No desenvolvimento da humanidade, o clima sempre impôs condições aos projetos de habitação, observando-se uma constante busca por proteção às diversidades climáticas e melhoria das condições de bem estar e conforto térmico. Por outro lado, nos últimos anos, aumentaram as preocupações com o desenvolvimento de soluções sustentáveis, pois a energia gasta com sistemas de ar condicionado tradicionais ao redor do mundo tem crescido cada vez mais [Rodrigues e Gillot, 2015; Sobti e Singh, 2015]. Esse cenário evidencia a necessidade de investimentos no desenvolvimento de fontes e dispositivos energéticos alternativos e/ou renováveis.

Como este trabalho é desenvolvido no estado brasileiro do Rio Grande do Sul, onde o clima é temperado (as quatro estações são bem definidas), convém destacar que os equipamentos condicionadores de ar geram aumentos de demanda principalmente no verão e no inverno, preocupando as concessionárias de energia e os proprietários de edificações, como salienta Hollmuller et al., 2006.

Para minimizar o uso de condicionadores de ar, os projetos na construção civil podem considerar questões de sustentabilidade, possibilitando a manutenção do conforto térmico de uma edificação através de proteções solares, isolamento térmico, controle das áreas de vidro nas fachadas, criação de aberturas propiciando ventilação adequada e uso de iluminação natural, dentre outras técnicas/ferramentas [Hollmuller e Lachal, 2001].

Nesse contexto, como alternativa natural para melhorar o condicionamento térmico e reduzir o consumo de energia, explora-se nessa tese o uso dos chamados Trocadores de Calor Solo-Ar (TCSA). Basicamente, os TCSA são sistemas compostos por ventiladores e dutos enterrados. Os ventiladores insuflam o ar externo no interior dos dutos onde há trocas de calor do ar com o solo. Com isso, o ar sai a uma temperatura mais quente no inverno, ou mais fria no verão, conforme ilustrado na Figura 1.1.

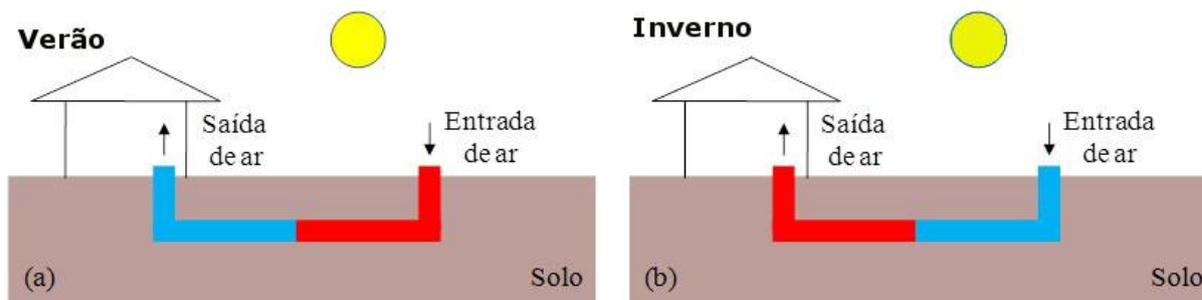


Figura 1.1 - Ilustração do funcionamento dos TCSA durante o verão (a) e o inverno (b). Aqui, o azul e o vermelho representam, respectivamente, temperaturas baixas e altas.

Os TCSA funcionam devido à inércia térmica da Terra. Durante o verão, o calor é armazenado pelo solo que desempenha o papel de um reservatório térmico infinito [Vaz et al., 2011a]. Como resultado, ao chegar o inverno, a temperatura do solo, em geral, apresenta-se maior do que a do ar exterior. Assim, o escoamento de ar através de tubos enterrados permite aquecê-lo, graças às trocas de calor com o solo. O processo inverso ocorre durante o inverno: a temperatura do solo diminui gradativamente devido ao calor liberado para a atmosfera, tornando o solo, ao chegar o verão, mais frio que o ar atmosférico.

1.2 Proposta do trabalho e objetivos

Do ponto de vista da engenharia, análises de TCSA envolvem múltiplas considerações, como: levantamento de dados experimentais, incluindo condições de solo e clima de uma localidade; desenvolvimento de modelos, simplificados e/ou complexos; estudos da influência da profundidade da instalação, comprimento, diâmetro e material dos dutos.

Além disso, como os espaços de construção são finitos, essa tese objetiva estabelecer relações entre o desempenho térmico dos TCSA e a disposição geométrica de seus dutos. Isto é feito utilizando a teoria construtal (detalhada no Capítulo 3), baseada na lei construtal [Bejan, 1997], que por hipótese se relaciona com a ocorrência e evolução dos diversos tipos de configuração de fluxo na natureza.

Em síntese, esta tese é uma exploração da teoria construtal, visando melhorar o desempenho térmico de TCSA em função de suas possíveis formas geométricas. Em particular, essa pesquisa visa contribuir com:

- Avaliação da influência de parâmetros operacionais e construtivos, tais como: a velocidade de escoamento do ar e o diâmetro dos dutos;
- Análise do desempenho térmico de arranjos compostos por dois, três, quatro e cinco dutos;
- Desenvolvimento de novas metodologias para a análise de potenciais térmicos de TCSA.

Destaca-se também que as simulações computacionais, os modelos adotados, e diversas condições utilizadas, se apoiam em dados experimentais, disponíveis no trabalho de pesquisa publicado por Vaz, 2011a, medidos em uma edificação identificada como casa Ventura, localizada na cidade de Viamão, no estado do Rio Grande do Sul, Brasil.

1.3 Organização do trabalho

O texto desta tese se dispõe da seguinte maneira:

- O Capítulo 2 apresenta um balanço do estado da arte sobre diferentes trabalhos numéricos e experimentais abordando TCSA, do começo dos anos 90 aos dias atuais;
- No Capítulo 3, são abordados diferentes tópicos relativos à Teoria Construtal, fundamentando a metodologia conhecida por Design Construtal. Esse capítulo também delinea as estratégias de Design Construtal aplicadas nessa tese para o estudo de TCSA;
- O Capítulo 4 descreve a modelagem física, matemática e computacional dos sistemas de TCSA adotados nessa tese;
- No Capítulo 5, é feito um estudo do desempenho de TCSA em função do diâmetro dos dutos e da velocidade média do escoamento. Este capítulo introduz também diversos conceitos, modelos e formulações adotadas no restante da tese, como é o caso do potencial térmico instantâneo;
- O Capítulo 6 apresenta diversos resultados de aplicações da teoria Construtal na análise de TCSA envolvendo de um a cinco dutos, dispostos em oito configurações geométricas diferentes.
- No Capítulo 7, é feito um estudo de caso de TCSA envolvendo três dutos, na perspectiva de desenvolvimento de novos modelos para o seu potencial térmico.
- Propostas de continuidade e discussões dos principais resultados deste trabalho são delineadas no Capítulo 8.

2 TROCADORES DE CALOR SOLO-AR (TCSA)

Este capítulo aborda uma revisão bibliográfica de trabalhos que abrangem o comportamento térmico do solo, enquanto reservatório inercial de energia proveniente da radiação solar, bem como aqueles utilizando esta inércia para aquecer ou resfriar ambientes através de dutos enterrados no solo.

Cabe salientar que o conhecimento do princípio de funcionamento dos TCSA não é recente [Jacovides et al., 1996] e, há séculos, algumas sociedades criaram mecanismos para aproveitar-se dele [Peretti et al., 2013; Rodrigues e Gillott, 2015]. No entanto, a arquitetura moderna tem reportado seu uso com maior frequência a partir do final dos anos 80, havendo ainda, na década atual, referências que reportam a ausência de instalações ou carência de estudos sobre o tema em diferentes países [Diaz-Mendez et al, 2014; Trzaski e Zawada 2011].

Assim, um dos primeiros modelos completos para estudar numericamente TCSA foi apresentado por Mihalakakou et al., 1994, onde os autores compararam os resultados com dados experimentais, analisando a variação da temperatura e umidade do ar circulante na tubulação e no interior do solo. Isto representou um avanço em relação a modelos simplificados que não previam a variação da temperatura no solo.

Naturalmente, a preocupação de vários autores tem sido o uso de modelos para investigar a melhoria do projeto dos TCSA. Nesse sentido, Mihalakakou et al., 1994, também simularam estudos com um ou mais dutos enterrados em paralelo (uma técnica de superposição permitiu estudar N dutos com o modelo para apenas um) para avaliar fatores como: cobertura da superfície terrestre, profundidade, comprimento e raio dos dutos. Nos resultados, constatou-se um aumento na capacidade de resfriamento, adotando-se superfícies cobertas (ainda que) por (finas) camadas de grama, aumentando a profundidade e o comprimento dos dutos, bem como diminuindo o seu raio.

Em função dos avanços de processamento computacional, tem sido possível incorporar nos modelos mais elementos de dinâmica dos fluidos. Dessa forma, Wu et al., 2007, criticam simplificações tratando a transferência de calor nos dutos como função linear da velocidade média do ar ou, simplesmente, como constante. Assim, eles propuseram um novo modelo incorporando efeitos do escoamento turbulento do ar. Para validá-lo, seus algoritmos foram implementados no ambiente CFD (*Computational Fluid Dynamics*) do

software PHOENICS e os resultados numéricos foram comparados com dados experimentais medidos no sul da China.

Todavia, Paepe e Janssens, 2003, apontaram a dificuldade de utilização de modelos complexos entre arquitetos e projetistas, sugerindo a adoção de mapas gráficos. Em outros trabalhos, modelos simplificados ainda continuam sendo estudados, bem como há frentes de pesquisa por técnicas analíticas, gerando resultados satisfatórios quando comparados a dados experimentais.

Por exemplo, Cucumo et al., 2008, utilizaram modelos analíticos unidimensionais transientes para estimar a performance térmica de TCSA. Adotar dois sistemas de coordenadas espaciais independentes (um na direção longitudinal dos dutos enterrados e outro na direção vertical), possibilitou simplificações apropriadas para prever os campos de temperatura no duto e no solo. Isso, levando em consideração perturbações térmicas na superfície livre superior e mudanças de fase (condensação) nos dutos enterrados.

Já Su et al., 2012, adotaram um modelo de TCSA descrito por dois sub-modelos 1D. O primeiro, implícito transiente difusivo-convectivo, usado para determinar a temperatura e umidade do ar. O segundo, explícito transiente, calculava a temperatura no solo. O modelo também foi validado com dados experimentais.

Em um meio termo, Trzaski e Zawada, 2011, adotaram modelo tridimensional para o solo e bidimensional para o fluxo térmico. Após uma avaliação de várias variáveis do projeto dos TCSA, como a profundidade, comprimento, diâmetro e espaçamento dos dutos, concluiu-se com um alerta para a interdependência entre elas. Isto é, sugere-se que estudos de desempenho cubram casos específicos, através de séries de simulações levando em conta o impacto dos vários parâmetros, pois, em geral, não é possível identificar isoladamente seus valores ótimos.

Com o aumento da complexidade dos modelos, vários autores têm explorado a utilização de softwares comerciais. Este foi o caso já mencionado explicitamente de Wu et al., 2007, com o PHOENICS. No trabalho de Reenen, 2011, investiga-se um modelo de TCSA com o apoio do software COMSOL Multiphysics (baseado no métodos dos elementos finitos) e também do Matlab/Simulink. Em Misra et al., 2013, e Bansal et al., 2013, uma tubulação em forma de U foi estudada com a ajuda do software FLUENT (o qual é baseado no método de volumes finitos) e do gerador de malhas GAMBIT.

Uma questão que se mostra relevante no projeto de TCSA é uma pesquisa prévia das

características e temperaturas do solo na região de interesse. Isso demanda dados experimentais e estimativas analíticas, como é feito, por exemplo, em [Jacovides et al., 1996], onde são analisados dados de temperatura na superfície do solo da cidade de Atenas (Grécia) ao longo de vários anos. Para isso, foi usada uma solução analítica via séries de Fourier para a equação da condução de calor no solo e feito um ajuste dos parâmetros em relação aos dados experimentais. Verificou-se que bastavam os três primeiros termos da série para representar precisamente a maior parte dos padrões observados na temperatura do solo na superfície e em várias profundidades.

Como a localização afeta os TCSA, muitos artigos examinam seu desempenho em diferentes localidades. Em [Hollmuller e Lachal, 2001], por exemplo, foi estudada a eficiência de TCSA instalados na Europa Central, do ponto de vista energético e econômico, comparando com sistemas de ar condicionado à base de combustível. Eles concluíram que devido ao comportamento climático da Suíça, os TCSA mostraram-se competitivos apenas para resfriamento. Já em [Florides et al., 2011], foi estudado o potencial energético do solo, em oito locais de Chipre (Turquia), com relação à profundidade, época do ano, geologia e altitude. Para avaliar a eficácia da instalação de TCSA, foram medidas as temperaturas do solo por um ano (outubro de 2009 a setembro de 2010). Os dados coletados indicaram um potencial para o uso eficiente de trocadores de calor em Chipre, conduzindo a uma redução significativa do consumo de energia.

Em relação ao Brasil, nos trabalhos [Vaz et al., 2011b; Vaz et al., 2014] são apresentados estudos experimentais e numéricos de TCSA feitos em uma casa (chamada Casa Ventura) construída na cidade de Viamão, no estado do Rio Grande do Sul, onde ocorreram diferentes medições durante um ano. No estudo numérico, foi proposto um novo modelo tridimensional, optando-se pelos softwares GAMBIT e FLUENT para simulá-lo. Os campos de temperatura transientes determinados numericamente foram comparados e validados com os dados experimentais.

Novas investigações numéricas, baseadas nos dados experimentais de Vaz et al., 2011b, foram feitas por Brum et al., 2012, onde se analisou a influência da profundidade da instalação sobre o potencial térmico dos TCSA. Também se utilizou um modelo completo, baseado na solução das equações de conservação de massa, momento e energia (revistas em capítulos posteriores desta tese), adotando-se uma simplificação no domínio tridimensional para acelerar o processamento computacional. Os campos de temperatura do modelo

numérico simplificado foram comparados e validados com resultados numéricos e experimentais de Vaz et al., 2011b. O estudo também analisou a influência da profundidade de instalação dos dutos no potencial térmico dos TCSA. Pelos dados locais, foram observados ganhos significativos até uma profundidade de 3 metros, que passou a ser recomendada.

Visando uma redução de custos computacionais, novos modelos foram introduzidos em [Brum et al., 2013a] e [Brum et al., 2013b], sendo o primeiro bidimensional e o segundo tridimensional. Foram consideradas fatias reduzidas de solo ao redor dos dutos, onde foram impostas condições de contorno modeladas a partir de dados experimentais e numéricos. O segundo modelo permite reduções de até 45% no tempo de simulação e ainda é suficientemente completo para permitir diferentes estudos sobre a influência de parâmetros operacionais e construtivos.

Em pesquisas relacionadas, tomando por base o modelo proposto em [Brum et al., 2013b], diferentes modelos de turbulência foram estudados por Ferraz, 2015, e Ferraz et al., 2015, para comparar seu desempenho computacional e influência na melhoria da predição dos resultados. Observou-se uma maior concordância com dados experimentais empregando simulação de grandes escalas (LES), elevando-se consideravelmente os custos computacionais. Ainda com base no modelo proposto em [Brum et al., 2013b], nos trabalhos de Nunes, 2015, e Nunes et al., 2015, foram estudados TCSA com configurações geométricas complexas, visando ampliar seu potencial térmico, porém reduzindo o tamanho da instalação e perdas de carga.

Deste balanço de diferentes trabalhos escritos nos últimos 20 anos, pode-se resumir que o estudo de TCSA envolve uma ampla gama de pesquisas, como estudos experimentais, desenvolvimento de modelos, validação, análise de seu desempenho computacional, avaliação de parâmetros construtivos e operacionais.

Nesse ponto, percebe-se uma carência de estudos sobre a melhoria dos projetos de TCSA utilizando a chamada teoria construtal [Bejan A., 2000; Bejan e Lorente, 2008]. À época do início dessa tese, em 2013, um dos únicos trabalhos utilizando esta teoria para analisar a transferência de calor entre um conjunto de dutos e o solo, durante o ciclo anual de temperatura, havia sido feito por Rocha et al., 2012, onde o método Design Construtal foi empregado para determinar a geometria de fluxo (espaçamentos, formas) que maximizava a transferência de calor entre o conjunto e o solo.

Nesse contexto, esta tese objetiva contribuir com novas pesquisas de melhoria da

configuração geométrica de TCSA, apoiando-se na teoria *Construtal*, em modelos desenvolvidos em trabalhos anteriores da autora [Brum et al., 2012; Brum et al., 2013b] e em dados experimentais disponíveis da pesquisa reportada em [Vaz et al., 2011b; Vaz et al., 2014].

3 DESIGN CONSTRUTAL

3.1 Teoria Construtal

Um exemplo modelo para introduzir a teoria constructal é o problema solucionado por Bejan, 1997, relativo à miniaturização de placas de sistemas eletrônicos. Isto é:

Seja um volume de tamanho finito V , com condutividade térmica k_0 no qual o calor é gerado em todos os pontos e resfriado através de uma pequena área (sumidouro de calor) localizado em sua fronteira. Uma quantidade finita de material com alta condutividade k_p está disponível. Qual a distribuição ótima deste material pelo volume de modo que a mais alta temperatura seja minimizada?¹.

Em outras palavras: como se deve coletar e “canalizar” para um ponto o calor gerado volumetricamente em um volume finito com baixa condutividade?

Para analisar este problema, começou-se por avaliar um sistema elementar de volume $V_0 = H_0 L_0 W$, com $V_0 \ll V$, onde a dimensão W foi considerada suficientemente pequena para permitir uma abordagem em duas dimensões, conforme ilustrado na Figura 3.1. A trilha de material de alta condutividade, utilizada para escoar a corrente térmica q para fora do volume elementar, foi assumida com volume $D_0 L_0 W$. As dimensões H_0 e L_0 foram deixadas livres para variar, porém a área $A_0 = H_0 L_0$ foi mantida fixa. Pelos resultados, a máxima temperatura no volume elementar é minimizada quando se tem a seguinte razão geométrica:

$$\frac{H_0}{L_0} = 2 \left[\frac{k_0 H_0}{k_p D_0} \right]^{1/2} \quad (3.1)$$

O artigo então avança conectando diversos volumes elementares e suas trilhas a uma nova trilha central com material de alta condutividade e dimensão $D_1 L_1 W$, chamando o procedimento de primeira montagem, criando assim um novo volume $V_1 = H_1 L_1 W$, conforme ilustrado na Figura 3.2 (a). Descobre-se que o sistema é otimizado quando $H_1/L_1 = 2$, ou ainda, quando $L_1 = L_0$. Em seguida, o artigo procede, montando sucessivamente blocos otimizados anteriormente, sendo a segunda montagem ilustrada na Figura 3.2 (b).

¹ Consider a finite-size volume in which heat is being generated at every point and which is cooled through a small patch (heat sink) located on its boundary. A finite amount of high conductivity (k_p) material is available. Determine the optimal distribution of k_p material through the given volume such that the highest temperature is minimized.

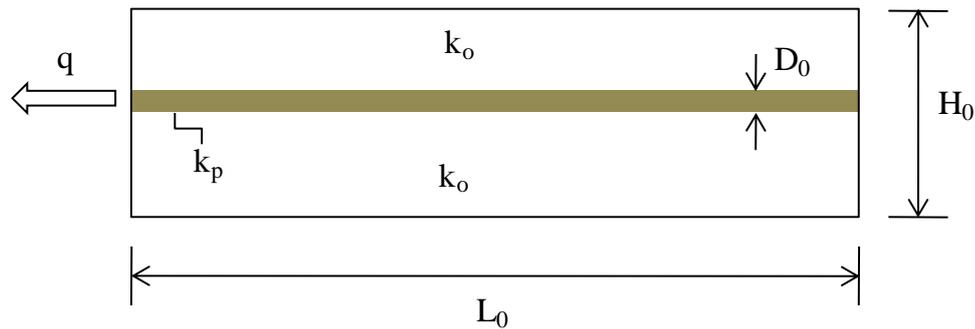


Figura 3.1 - Volume elementar de condutividade térmica k_0 contendo uma trilha com alta condutividade k_p .

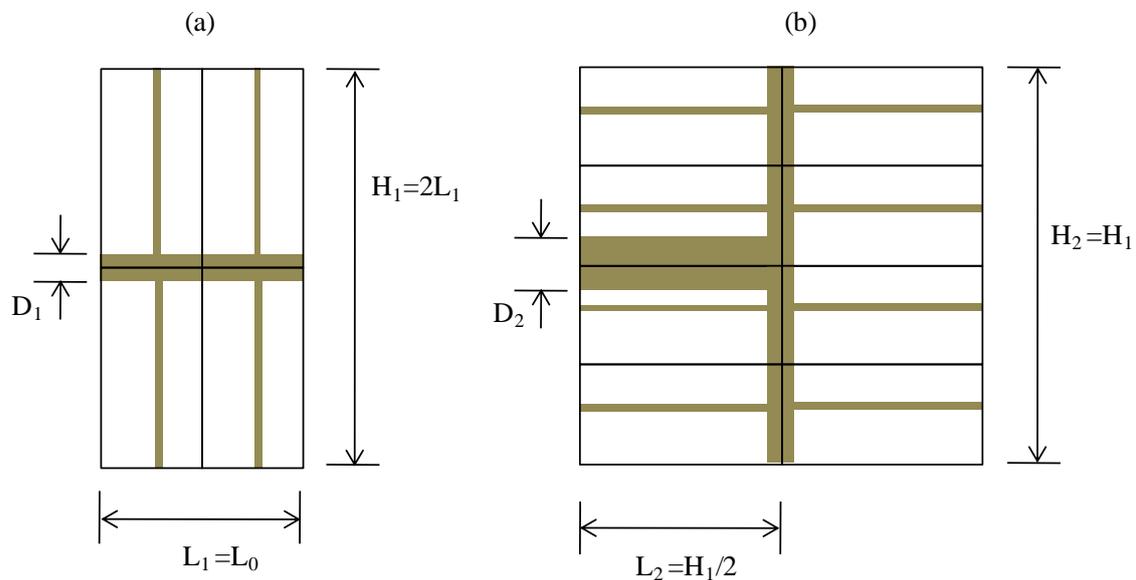


Figura 3.2 - Ilustrações da primeira (a) e segunda (b) montagens de volumes elementares com trilhas de alta condutividade.

Ao final de mais montagens, é feito um esboço para montagens de alta ordem que é ilustrado na Figura 3.3. Como foi observado, o desenho visto nesta última figura não era novo e já havia sido proposto como um modelo heurístico para o sistema circulatório, onde se sabia empiricamente que cada tubo era seguido por dois tubos menores. De fato, o desenho também lembra as formas e estruturas das geometrias presentes em diferentes sistemas de fluxo, animados e inanimados, como as bacias e deltas dos rios, as raízes e galhos das plantas, as árvores brônquicas, etc, que haviam sido longamente assumidos como aleatórios, ou obras do acaso [Bejan e Zane, 2012].

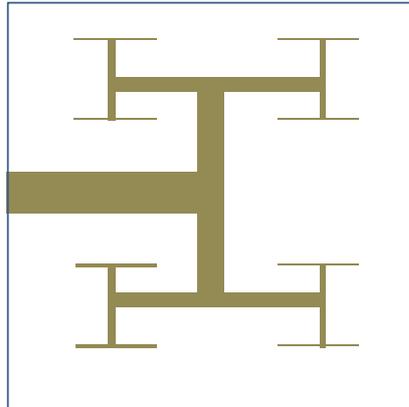


Figura 3.3 - Esboço para a rede otimizada com montagens de alta ordem.

De acordo com Bejan, 1997, a descrição de estruturas como as da Figura 3.3 havia sido popularizada com o advento da geometria *fractal*. Todavia, nessas metodologias anteriores, a estrutura global era vista e aceita, para posteriormente ser “fragmentada” em estruturas menores, que podiam se unir por bifurcações. A novidade do trabalho de Bejan, 1997, foi que a obtenção da estrutura se deu a partir da “construção” de pequenas estruturas elementares que, ao crescerem após sucessivos processos de otimização, adquiriram formas semelhantes às vistas na natureza. Desse modo, estava se iniciando a chamada teoria construtal.

Assim, partindo de um problema de transferência de calor, onde o sistema foi derivado sujeitando-se a restrições globais (tais como, fixação do volume e da quantidade de material condutor), a metodologia se assemelhava à simulação de uma estrutura física tentando se organizar internamente para conseguir crescer lidando com as limitações impostas pelo ambiente. Pela teoria Construtal, é um equívoco ignorar as configurações que se apresentam na natureza, pois elas são fruto de uma evolução no tempo, que pode ser compreendida quando estas diferentes estruturas são vistas a partir de uma perspectiva comum. Basicamente, todas elas formam sistemas de escoamento (de água, de nutrientes, de ar, de sangue, etc.) e só podem prosseguir evoluindo ao facilitarem o movimento das correntes que as atravessam. Isto pode ser expresso na forma de uma lei física, que é o caso da lei Construtal [Bejan, 1997]:

Para que um sistema de fluxo de tamanho finito persista (sobreviva) no tempo, as suas configurações devem evoluir facilitando o acesso das correntes que fluem através

dele.²

Logo, caso haja liberdade, um sistema natural adapta sua geometria para melhor se adequar ao fluxo que o percorre. Desenhos simétricos como o da Figura 3.3, resultam das restrições simétricas impostas ao problema. Isso nem sempre ocorre na natureza, originando formas geométricas irregulares adaptadas às restrições do ambiente. Assim, objetivos e restrições é que esculpem propositadamente uma quantidade limitada de material em uma determinada forma [Bejan, 2000]. Entendendo imperfeições como um fenômeno inevitável, um bom projeto envolve a distribuição quase uniforme de imperfeições ao longo do sistema de fluxo, visando reduzi-las [Bejan e Zane, 2012].

A compreensão das consequências da lei construtal dá origem ao chamado método Design Construtal, apresentado didaticamente por Bejan e Lorente, 2008, com diferentes exemplos de aplicações em engenharia. Partindo das questões: “qual é o sistema de fluxo e o que flui através dele?”, são buscadas as arquiteturas que fornecem maiores acessos às correntes. Por exemplo, as melhores configurações para conectar uma componente (um ponto) com muitas componentes (um volume) são geralmente ramificadas, e assumem formas de árvores. Todavia, esses não são os únicos desenhos a serem descobertos e usados para alcançar diferentes objetivos globais.

Nesse sentido, *design construtal* se relaciona com as estratégias para identificar as características geométricas que melhoraram o desempenho de determinado sistema de fluxo, aprendidas com a aplicação da lei construtal em estruturas básicas [Bejan e Lorente, 2008]. Assim, trabalhos como os apresentados nessa tese, utilizando design construtal, frequentemente envolvem estudos e simulações onde a forma geométrica da configuração de fluxo é modificada livremente visando ampliar o acesso ao fluxo para as correntes que fluem no sistema, respeitando, naturalmente, restrições globais ou volumétricas.

Desde a sua introdução, vários exemplos de trabalhos aplicando a teoria *construtal* podem ser encontrados na literatura. Ainda analisando placas retangulares de baixa condutividade térmica, Almogbel e Bejan, 1999, avaliaram a inserção de um segundo material de alta condutividade visando minimizar a temperatura máxima no conjunto. Após a otimização numérica dos espaçamentos, verificou-se mais uma vez que a geometria do fluxo se assemelhava a forma de uma árvore.

² For a finite-size system to persist in time (to live), it must evolve in such way that it provides easier access to the imposed (global) currents that flow through it.

No campo da transferência de calor, há vários estudos envolvendo a otimização das formas geométricas de cavidades usadas para o resfriamento quando estas estão inseridas em sólidos com geração de calor. Podem ser encontradas geometrias elípticas, triangulares, na forma de C ou T [Biserni et al., 2004; Rocha et al., 2007], além daquelas com padrões complexos nas formas H, Y, X, T e T-Y [Biserni et al., 2007; Lorenzini e Rocha, 2009a; Lorenzini et al., 2011a; Lorenzini et al., 2013; Lorenzini et al., 2014]. Outro foco de diversas pesquisas é o caso da melhoria geométrica de arranjos de aletas, como é o caso de [Bejan e Almogbel, 2000; Lorenzini e Rocha, 2006; Xie et al., 2010; Lorenzini e Rocha, 2009b; Lorenzini et al., 2011b].

Uma aplicação de teoria *construtal* para trocadores de calor (não TCSA) foi feita em [Azad e Amidpour, 2011], visando melhorar a geometria dos tubos e reduzir o seu custo. Através de simulações envolvendo geometrias na forma de árvores e utilizando um algoritmo genético, verificou-se a possibilidade de redução de mais 50% nos custos de trocadores de calor.

Nos últimos anos, surgiram novos artigos envolvendo a teoria Construtal e o uso de bombas de calor acopladas ao solo (ou fazendo também uso de TCSA). Dentre eles, pode-se citar: o artigo de Kobayashi et al., 2012, onde se estuda o efeito da configuração de fluxo na performance térmica de um duto na forma de serpentina enterrado no solo e os artigos de Errera et al., 2013, e Errera et al., 2014, que desenvolvem análises do acoplamento de um TCSA a múltiplas bombas de calor.

3.2 Design Construtal aplicado a TCSA

Na entrada das estruturas de fluxo de TCSA, o ar é ventilado em dutos (que podem ser vistos como fontes/sumidouros pontuais) para trocar calor com o solo (que pode ser visto como uma fonte/sumidouro volumétrica), objetivando-se que ele saia no interior de uma edificação a uma temperatura amena. Dessa forma, uma importante questão para a melhoria do projeto (design) de TCSA é a colocada na Figura 3.4. Considerando um espaço finito, que é uma das restrições usuais em obras e construções, e dispondo-se de um ou mais dutos, como arranjar-los geometricamente visando melhorar seu desempenho térmico?

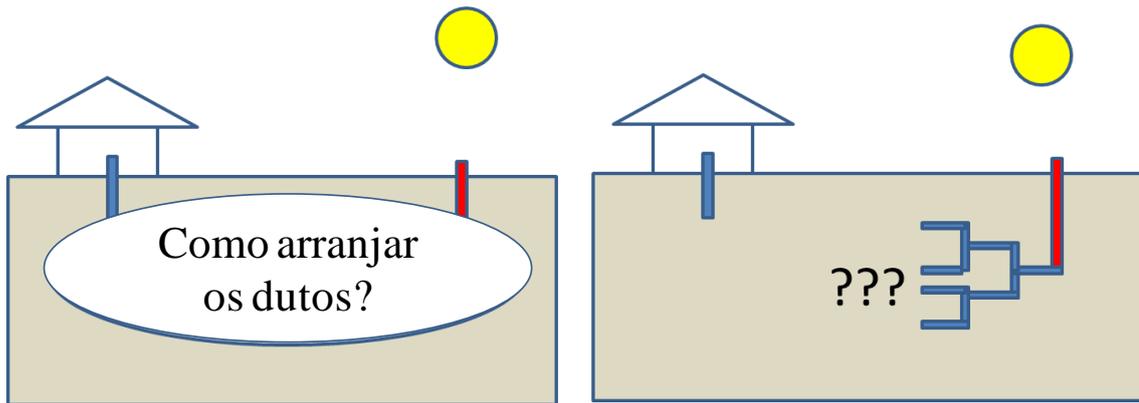


Figura 3.4 - Questão de Design para TCSA

Esta tese analisa numericamente o efeito das variações de possíveis geometrias de TCSA envolvendo configurações de um a cinco dutos. Para isso, adota-se como estratégia a variação livre das estruturas de fluxo de TCSA nas direções das principais correntes que fluem por eles, respeitando limitações volumétricas. Em particular, a corrente de interesse é o calor e esse flui predominantemente: na direção radial, dos dutos para o solo e vice-versa e na direção vertical, do solo para a superfície terrestre e vice-versa. O objetivo geral é ampliar o potencial térmico dos TCSA, que é uma média das diferenças entre as temperaturas do ar na entrada e na saída dos dutos. Isso se reflete também, como se vê adiante, no aumento da eficiência e da quantidade de calor trocada por esses dispositivos.

Em todas as montagens, a estrutura dos dutos ocupa um volume constante, V_i , cujo centro é enterrado a uma profundidade de referência, D_{ave} , dentro de uma porção de solo de volume finito, V_s . Em geral, assume-se que o solo tem a forma de um paralelepípedo reto, enquanto os TCSA (para os casos envolvendo três ou mais dutos) têm a forma de prismas retos. Respeitando restrições volumétricas, os espaçamentos horizontais, S_h , e verticais, S_v são deixados livres para variar. Com isso, através de uma sequência de simulações, a pesquisa avalia como a magnitude do potencial térmico varia (ou se amplia) à medida que a estrutura assume diferentes valores para a razão $r = S_v/S_h$ (ou equivalentemente, $s = 1/r$).

3.3 Detalhamento da proposta

Neste trabalho, foi considerada uma porção tridimensional de solo, na forma de um paralelepípedo reto, cuja altura, largura e comprimento são dados, respectivamente, por:

$H_s = 15,0 \text{ m}$, $W_s = 10,0 \text{ m}$ e $L_s = 26,0 \text{ m}$, como feito também em [Brum et al., 2013b] e ilustrado na Figura 3.5. Foram consideradas oito configurações diferentes para o posicionamento dos dutos no interior do solo, doravante também chamadas, respectivamente, de Instalações 1 a 8, cujas vistas transversais são apresentadas na Figura 3.6 de (1) a (8).

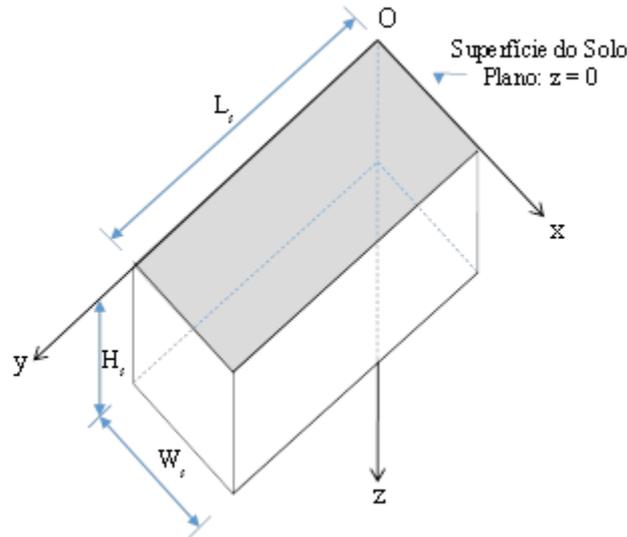


Figura 3.5 - Geometria da porção de volume do solo.

Para garantir uma comparação adequada e consistente entre o desempenho térmico destas instalações, são introduzidos dois parâmetros: a fração de volume de ar (ϕ) e a fração de volume de instalação (ψ), matematicamente expressos, respectivamente, por:

$$\phi = \frac{V_a}{V_s} = \frac{n\pi D_i^2 L_s}{4W_s H_s L_s} = \frac{n\pi D_i^2}{4W_s H_s} \quad (3.2)$$

$$\psi = \frac{V_i}{V_s} = \frac{A_i L_s}{W_s H_s L_s} = \frac{A_i}{W_s H_s} \quad (3.3)$$

onde, V_a é a soma dos volumes dos dutos (correspondendo também ao volume de fluido de ar); V_s é o volume da porção de solo considerada; V_i é o volume ocupado pelas instalações dos TCSA (consideradas prismáticas); n e D_i são, respectivamente, a quantidade e o diâmetro dos dutos utilizados nas instalações; A_i é a área transversal ocupada pelos TCSA, que é delimitada pelas linhas tracejadas na Figura 3.6, para os casos das Instalações 3 a 8.

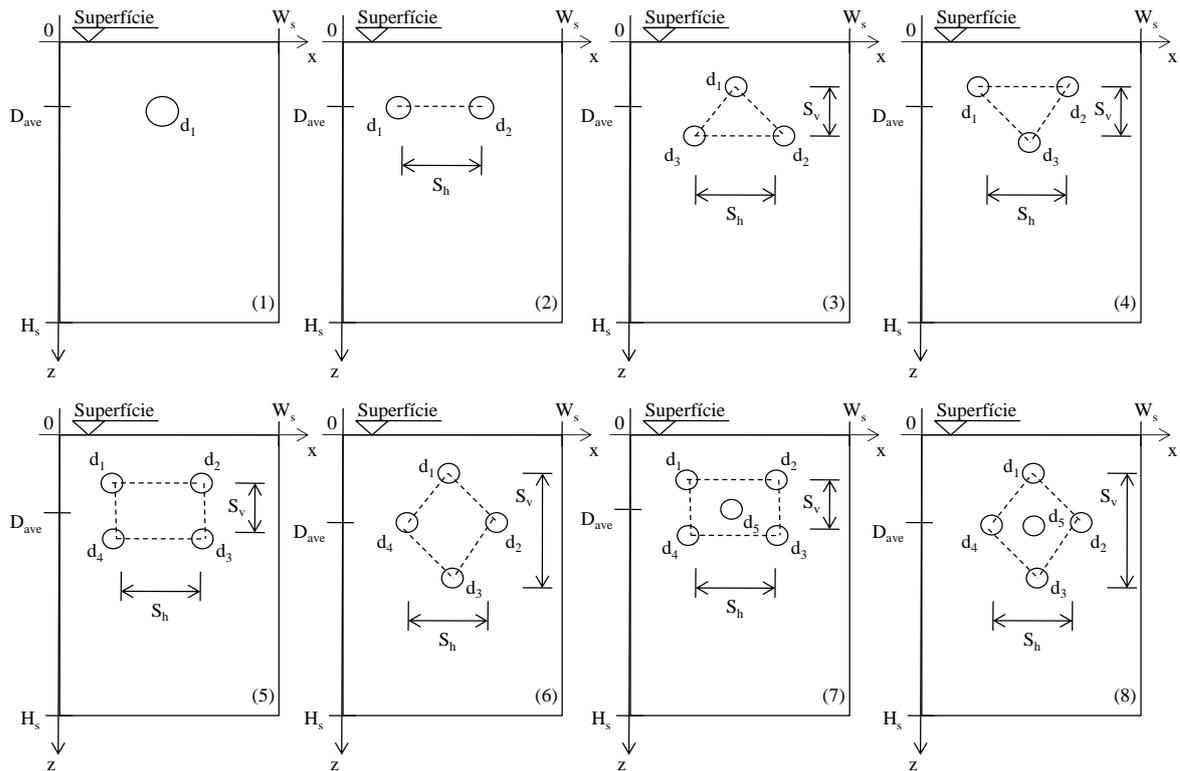


Figura 3.6 - Vistas transversais das instalações dos dutos.

No caso das Instalações 3, 4, 6 e 8, a área transversal é dada por:

$$A_i = \frac{S_h S_v}{2}, \quad (3.4)$$

enquanto, nos casos das Instalações 5 e 7, é dada por:

$$A_i = S_h S_v. \quad (3.5)$$

Para os casos das Instalações 1 e 2 a fração de volume ψ não é definida.

Essas frações de volume definidas nas Equações (3.2) e (3.3) podem ser entendidas como limitações do problema. Em todos os casos, que serão apresentados posteriormente nos capítulos 6 e 7, o valor de ϕ é fixado em $2,534 \times 10^{-4}$. Isso impõe que aumentos no número de dutos levem a correspondentes reduções nos seus diâmetros. Para reforçar essa restrição, resolveu-se fixar também as vazões mássicas totais das instalações em: $\dot{m} = 1,455 \cdot 10^{-1}$ kg/s, para os casos do Capítulo 6, valor também adotado em [Rodrigues et al., 2015]; $\dot{m} = 4,408 \cdot 10^{-2}$ kg/s, para o estudo de caso do Capítulo 7.

Portanto, os diâmetros dos dutos são definidos pela fórmula:

$$D_i = \sqrt{\frac{4W_s H_s \phi}{n \pi}}. \quad (3.6)$$

Assim, os diâmetros aproximados das instalações apresentadas na Figura 3.6 são dados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Valores dos diâmetros das instalações.

Instalação	1	2	3 e 4	5 e 6	7 e 8
Diâmetro	0,220m	0,155m	0,127m	0,110m	0,098m

Quanto às fixações nas frações de volume ψ , elas restringem as áreas transversais A_i que passam a ser fixadas, reduzindo as variações possíveis para S_v e S_h . Nos capítulos 6 e 7, as instalações com três ou mais dutos são testadas com três valores fixos para ψ , que são 0,003, 0,007 e 0,010.

Por fim, considerando que os dutos não podem se interceptar e que eles devem estar dentro do solo, foram impostas as seguintes restrições adicionais: $S_h > D_i$, $S_v > D_i$, $S_h < W_s - 2D_i$, $S_v < 2D_{ave} - 0,5$.

4 METODOLOGIA

4.1 Modelagem matemática

Nos modelos adotados nesta tese para analisar o movimento do ar no interior dos dutos são utilizados os princípios de conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia, porém, apenas este último é usado para calcular os campos de temperatura no solo. Isto está ilustrado na Figura 4.1, junto com o domínio computacional. Além disso, o escoamento do ar nos dutos é considerado turbulento, assim, uma revisão dos equacionamentos propostos é feita nesta seção.

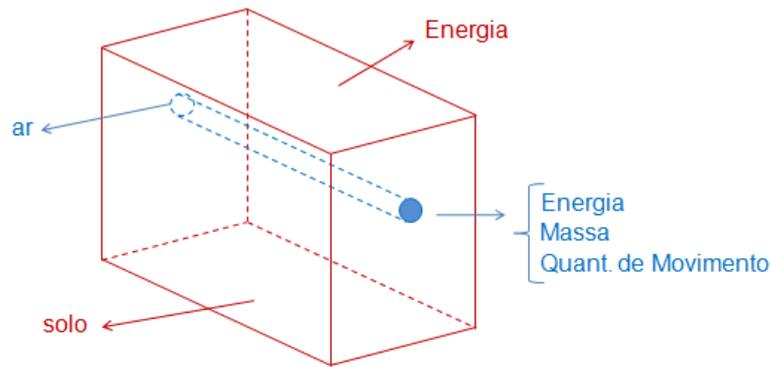


Figura 4.1 - Típico domínio computacional

4.1.1 Conservação de massa

Para haver conservação da massa de um fluido escoando por um volume de controle, a taxa de massa acumulada nele deve ser igual à soma da taxa de massa gerada no seu interior com a diferença entre as taxas de massa que entram e saem dele. Isso se traduz na equação de conservação de massa [Maliska, 2010; Versteeg e Malalasekera, 2007], ou equação da continuidade, que pode ser escrita, na sua forma diferencial, para escoamentos compressíveis e incompressíveis, pela expressão a seguir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_i} = S_m, \quad (4.1)$$

onde ρ é a massa específica do material considerado (kg/m^3), v é a velocidade do escoamento (m/s) e S_m é um termo representativo de possíveis fontes de geração de massa ($\text{kg}/\text{m}^3\text{s}$). Como usual, o parâmetro t representa o tempo (s), e as coordenadas espaciais (m) são dadas por x_1 , x_2 e x_3 . Adota-se a notação indicial de Einstein, onde componentes vetoriais são indicadas por subscritos como i , j e k , que são números inteiros variando de 1 a 3. A repetição desses índices serve para representar somatórios.

O escoamento de ar nos dutos é considerado incompressível e adota-se um valor constante para a massa específica do ar (ρ_a). Além disso, não são assumidas fontes de ar no interior dos dutos. Assim, a Equação (4.1) é representada apenas por:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.2)$$

4.1.2 Princípio da quantidade de movimento

A quantidade de movimento é descrita pelas equações de Navier-Stokes. Suas derivações são baseadas na hipótese de que as tensões normais e cisalhantes são funções lineares da taxa de deformação, em conformidade com a lei da viscosidade de Newton [Maliska, 2010; Versteeg e Malalasekera, 2007]. Em coordenadas cartesianas, elas podem ser escritas na forma:

$$\frac{\partial(\rho \bar{v}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{v}_i \bar{v}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} \delta_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} \right] + F_i, \quad (4.3)$$

onde, p é a pressão estática do fluido (N/m^2), δ_{ij} é o delta de Kronecker ($\delta_{ij} = 1$ se $i = j$, caso contrário, $\delta_{ij} = 0$), μ é a viscosidade absoluta do fluido (kg/ms) e F indica forças de corpo externas por unidade de volume (N/m^3), incluindo a gravitacional.

No modelo em estudo, além de supor um escoamento incompressível, são desprezados efeitos de forças de campo e a viscosidade absoluta do ar (μ_a) é assumida constante. Desse modo, a Equação (4.3) torna-se:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{v}_i \bar{v}_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho_a} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} \delta_{ij} + \nu_a \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) \right], \quad (4.4)$$

onde, $\nu_a = \mu_a/\rho_a$ é a viscosidade cinemática do ar (m^2/s).

4.1.3. Princípio da energia

Satisfazendo o princípio da conservação de energia [Versteeg e Malalasekera, 2007; Incropera et al., 2011], a taxa de calor armazenada em um volume de controle é igual à taxa de calor gerada no seu interior mais a diferença entre as taxas de calor que entram e saem por sua superfície. Isso se traduz na equação de balanço

$$c_p \rho \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{q}_j) = G, \quad (4.5)$$

onde c_p é o calor específico à pressão constante do material no volume e G modela possíveis fontes de calor no seu interior (o que não é considerado nessa tese). Quanto ao fluxo de calor q , este precisa ser modelado por equações constitutivas.

No solo, assume-se que o fluxo ocorre apenas por efeito de difusão, com isso, o campo de temperaturas é determinado pela equação:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha_s \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2}, \quad (4.6)$$

onde α_s é a difusividade térmica do solo (tomada nesta tese como constante).

No duto, porém, são assumidos efeitos de difusão, convecção e de turbulência, com isso, o campo de temperaturas fica determinado por:

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (v_j \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_a \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - q_j^* \right), \quad (4.7)$$

onde α_a é a difusividade térmica do ar e $q_j^* = \overline{v_j' T'}$ é o fluxo de energia turbulento. Aqui, a barra superior ($\bar{\quad}$) indica uma média temporal e o apóstrofo ($'$) uma componente flutuante no tempo.

4.1.4. Modelagem da turbulência

Como escoamentos turbulentos envolvem a presença de estruturas turbilhonares em uma larga faixa de escalas de comprimento e tempo, as soluções numéricas podem demandar níveis de armazenamento muito elevados, com uso de malhas refinadas e esquemas de

discretização com erros de truncamento pequenos. Nesta tese, uma forma de reduzir custos computacionais foi utilizando modelos de turbulência baseados na decomposição de Reynolds, também conhecidos como modelos RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*). Em particular, adotou-se aqui o modelo das tensões de Reynolds (RSM).

Este modelo pertence ao grupo dos modelos clássicos que propõem analisar uma média temporal das equações de conservação, sendo as incógnitas do problema (velocidade, pressão e temperatura) decompostas em uma parcela média e outra flutuante no tempo [Wilcox, 2002; Pope, 2008; Vaz, 2011a; dos Santos, 2011]. Porém, após a aplicação do operador média temporal sobre as equações de conservação, são originadas novas incógnitas devido as não linearidades do modelo, ou à 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; ou fluxos turbilhonares de energia, para a equação de conservação de energia. Eles contribuem na determinação dos campos turbulentos médios. Assim, o número de equações de conservação permanece o mesmo, porém, passa-se a ter mais incógnitas do que equações, dando origem ao problema do fechamento.

Buscando resolver o problema do fechamento, surgiram modelos de turbulência que introduzem novas equações para a modelagem dos termos adicionais. 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.

O modelo das tensões de Reynolds (RSM) é um dos mais completos fornecidos pelo software FLUENT [ANSYS, 2007]. O modelo RSM soluciona o problema do fechamento, resolvendo equações de transporte para as tensões de Reynolds, juntamente com uma equação para a taxa de dissipação [Versteeg e Malalasekera, 2007].

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. Contudo, muitos dos termos na equação são desconhecidos e hipóteses

simplificativas são necessárias a fim de fechar as equações [Versteeg e Malalasekera, 2007; ANSYS, 2007].

As equações de transporte para as tensões de Reynolds são dadas por:

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial t} + \bar{v}_k \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_k} = - \left(\tau_{ik} \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_k} + \tau_{jk} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_k} \right) - \frac{\partial C_{ijk}}{\partial x_k} + \Pi_{ij} - \epsilon_{ij} + \nu_a \nabla^2 \tau_{ij}. \quad (4.8)$$

Aqui τ representa o tensor das tensões de Reynolds, C é a correlação da pressão-deformação, Π é a correlação de dissipação e ϵ é a correlação de difusão de terceira ordem. Para fechar o conjunto de equações, estes termos têm de ser modelados. Isto é feito pelas equações:

$$\tau_{ij} = \overline{v'_i v'_j} \quad (4.9)$$

$$C_{ijk} = \overline{v'_i v'_j v'_k} + \frac{1}{\rho_a} (\overline{p' v'_i} \delta_{jk} + \overline{p' v'_j} \delta_{ik}), \quad (4.10)$$

$$\Pi_{ij} = \frac{\overline{p'}}{\rho_a} \left(\frac{\partial v'_j}{\partial x_i} + \frac{\partial v'_i}{\partial x_j} \right), \quad (4.11)$$

$$\epsilon_{ij} = 2\nu_a \frac{\partial v'_i}{\partial x_k} \frac{\partial v'_j}{\partial x_k}. \quad (4.12)$$

O mesmo procedimento utilizado para o transporte do tensor de Reynolds é empregado para o fluxo de calor turbulento, assim uma equação de transporte adicional é necessária e esta dá origem a novos termos de segunda e terceira ordem que precisam ser modelados. Isto é visto mais detalhadamente em referências como [Peeters e Henkes, 1992; Versteeg e Malalasekera, 2007; Wilcox, 2002]. Além disso, Ferraz, 2015, apresenta um estudo específico sobre a aplicação de diferentes modelos de turbulência no estudo de TCSA.

4.2 Modelagem computacional

Nesta tese, foram utilizadas duas abordagens para o cálculo dos campos de temperatura nos dutos. Nos resultados apresentados no próximo capítulo, estudando a influência do diâmetro dos dutos e da velocidade média do escoamento, foi utilizado o chamado Modelo Reduzido introduzido por Brum et al., 2013b. Nos resultados posteriores, estudando a influência de diferentes configurações com múltiplos dutos foi usado o Modelo Simplificado de Brum et al., 2012. Como se vê ao longo dessa seção, a diferença principal entre estes dois modelos encontra-se na forma como é delimitado o domínio computacional,

sendo o Modelo Reduzido conveniente (e mais rápido) para os estudos de TCSA com apenas um duto, enquanto o Modelo Simplificado é mais apropriado para avaliar os TCSA com múltiplos dutos, facilitando futuras pesquisas comparativas. Em ambos os casos, a modelagem matemática é a mesma apresentada na seção anterior.

4.2.1 Modelo Reduzido

Neste modelo, considera-se apenas um duto enterrado em uma (reduzida) fatia tridimensional do solo, como se ilustra na Figura 4.2. O domínio adotado Ω é um paralelepípedo retangular cujas medidas de altura, largura e comprimento são: $H_s = 2$ m, $W_s = 5$ m e $L_s = 26$ m, como também feito em [Brum et al., 2013b], respectivamente. Nas simulações dessa tese, Ω está no interior da Terra, com suas superfícies superior e inferior localizadas, respectivamente, nas profundidades de 2 e 4 m, onde a temperatura do solo é pré-estimada como se vê mais adiante.

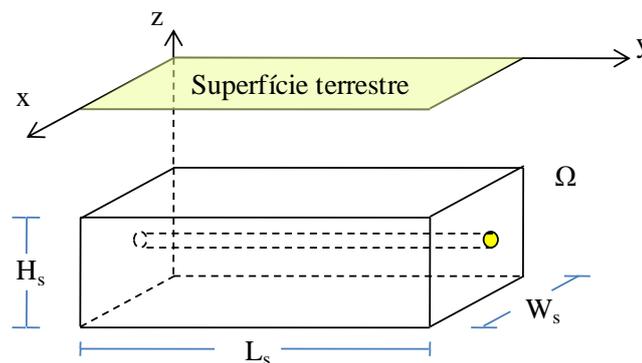


Figura 4.2 - Domínio Computacional

Quanto ao duto, ele é colocado no centro de Ω , isto é, a uma profundidade de 3m. Este valor foi escolhido seguindo recomendações de um estudo do desempenho térmico de TCSA a diferentes profundidades, como detalhado em [Brum et al., 2012; Brum et al., 2013b]. O comprimento do duto L é igual a L_s , porém, seu diâmetro D é deixado livre para analisar seu papel no desempenho de TCSA. Os valores utilizados para D são apresentados mais a frente.

Para a abordagem computacional, a construção do domínio e sua discretização foram realizadas com o software GAMBIT. Um exemplo do domínio computacional e a sua malha são apresentados na Figura 4.3. Como já comentado, na resolução das equações que

descrevem o problema, foi usado o software FLUENT, o qual se baseia em métodos de volumes finitos.

Para todas as simulações, foram empregados volumes tetraédricos, com 319.161 volumes no solo e 39.532 no duto. Para aumentar a precisão, a malha foi refinada em torno dos dutos (ver Figura 4.3). Isto é importante, visto que os maiores gradientes de temperatura ocorrem dentro dos dutos e nas suas proximidades. Também é neles que ocorre o fluxo turbulento.

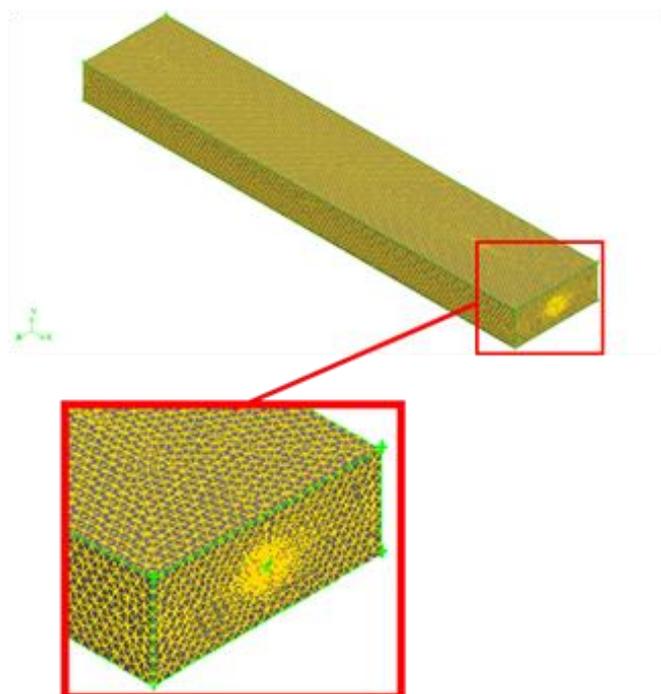


Figura 4.3 - Ilustração do domínio computacional e sua malha

Estes números foram estabelecidos depois de um estudo da qualidade da malha. Isto é, utilizando o software FLUENT e diferentes malhas, foram comparadas as temperaturas T de saída de ar a 3 m de profundidade e após um tempo simulado de 2 anos. Adotou-se uma tolerância relativa entre as temperaturas da ordem de 10^{-4} como critério suficiente para independência. Isso foi obtido com 358.693 volumes, como ilustrado na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Estudo de independência de malha

Número da Malha (j)	Número de Volumes	Temperatura de saída do ar $T_j(K)$	Erro relativo $\left \frac{T_{j+1} - T_j}{T_j} \right $
1	234625	290,94	$5,34 \times 10^{-4}$
2	358693	290,79	$5,19 \times 10^{-5}$
3	1537555	290,77	-

Enquanto as superfícies laterais do domínio computacional Ω foram consideradas adiabáticas, para impor as condições de contorno nas suas superfícies superior e inferior, em qualquer instante de tempo t , foram ajustadas funções para a temperatura nas profundidades de 2 e 4 m, baseando-se em dados experimentais de Vaz, 2011a, e utilizando-se o método dos mínimos quadrados [Gerald, 1980; Burden e Faires, 2003]. Respectivamente, essas funções são:

$$T_2(t) = 291,68 + 2,83 \text{sen}(2,01 \times 10^{-7}t + 0,22), \quad (4.13)$$

$$T_4(t) = 291,71 - 1,32 \text{sen}(1,98 \times 10^{-7}t - 3,54). \quad (4.14)$$

Em relação aos dutos, eles foram considerados apenas como perfurações cilíndricas. Ou seja, sua espessura e propriedades dos seus materiais foram desprezadas. Esta simplificação tem sido feita usualmente na literatura [Bansal et al., 2009; Bansal et al., 2010; Vaz, 2011a; Vaz et al., 2011b], pois ela não provoca alterações significativas na solução final. Como se vê em [Ascione et al., 2011], após um estudo de diferentes materiais, conclui-se que o concreto, o plástico ou os materiais metálicos conduzem a performances energéticas muito similares. Devido à pequena espessura, os diferentes valores de condutividades térmicas pouco influenciam às trocas térmicas de dutos suficientemente longos enterrados em profundidades apropriadas.

Novamente, a partir dos dados experimentais de Vaz, 2011a, também foi ajustada uma função T_a para a temperatura do ar. Assim, como condição de contorno na entrada dos dutos, foi imposta a função:

$$T_a(t) = 296,18 + 6,92 \text{sen}(2 \times 10^{-7}t + 26,42). \quad (4.15)$$

Para as outras condições de contorno, na entrada dos dutos, a velocidade do ar v foi variada para analisar seu papel no desempenho dos TCSA. Os valores utilizados são

apresentados nos próximos capítulos. Na saída dos dutos, adotou-se que o ar está à pressão atmosférica.

Quanto à condição inicial, considerou-se o domínio Ω a 291,60 K, que é a temperatura média anual solo. O período total de simulações foi de dois anos, discretizado em passos de tempo de uma hora (3600 s), sendo que os resultados apresentados nessa tese são referentes ao segundo ano. Como os problemas não são lineares, para avançar os passos de tempo adotou-se como critério de convergência que os resíduos de massa, quantidade de movimento e energia, entre duas sucessivas iterações, precisavam ser inferiores a 10^{-3} , 10^{-3} e 10^{-6} , respectivamente.

Por fim, as propriedades termofísicas do ar e do solo também são as mesmas usadas no trabalho de Vaz, 2011a, simulando as condições da cidade brasileira de Viamão, no Rio Grande do Sul. Elas são resumidas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Propriedades termofísicas do ar e do solo.

	Massa específica ρ (kg/m ³)	Condutividade térmica K (W/mK)	Calor específico a pressão constante c_p (J/kgK)	Viscosidade absoluta μ (kg/ms)
Ar	1,16	0,0242	1010	$1,789 \times 10^{-5}$
Solo	1800	2,1	1780	-

4.2.3 Modelo Simplificado

Neste modelo, a porção de solo considerada para a inserção de um ou mais dutos de TCSA ocupa um volume quinze vezes maior do que no modelo reduzido. Basicamente, o domínio computacional adotado Ω é novamente um paralelepípedo retangular cujas medidas de altura, largura e comprimento são: $H_s = 15 \text{ m}$, $W_s = 10 \text{ m}$ e $L_s = 26 \text{ m}$, respectivamente. Uma ilustração do domínio, considerando três dutos, é feita na Figura 4.4.

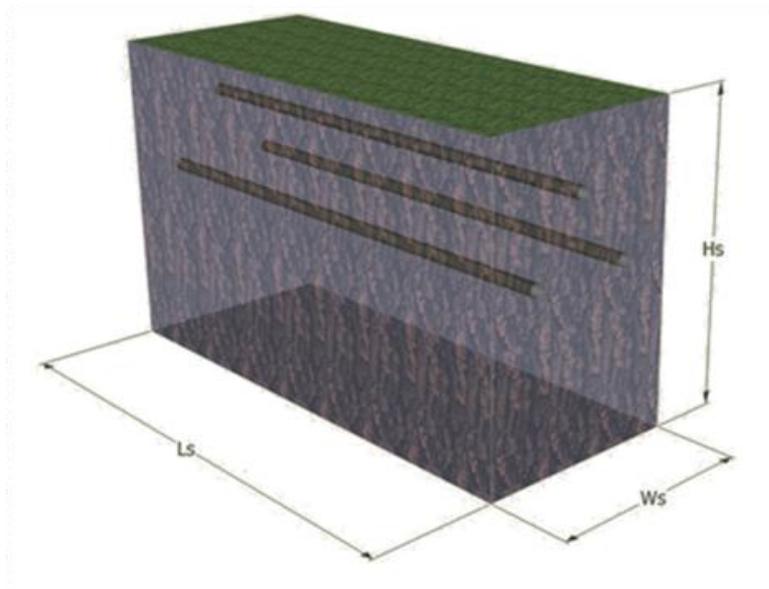


Figura 4.4 - Ilustração do domínio computacional considerando três dutos.

Nesse ponto, cabe observar que as simulações feitas no trabalho de Vaz, 2011a, consideravam um domínio bastante complexo, seguindo um desenho minucioso do local das instalações experimentais. Em [Brum et al., 2012] esta metodologia foi revista, adotando-se um domínio (bem mais simples) semelhante ao da Figura 4.4, e obtendo-se resultados satisfatórios. Essa é a razão dos nomes dos modelos Simplificado (em relação ao de Vaz, 2011a) e Reduzido (em relação ao Simplificado).

Outra diferença relevante é nas condições de contorno. No modelo Simplificado a temperatura é prescrita apenas na superfície superior de Ω (na superfície do solo), supondo-se que as demais superfícies estão isoladas termicamente. Como feito no modelo Reduzido, a partir de um ajuste dos dados experimentais, foi obtida a seguinte função representativa da temperatura na superfície do solo:

$$T_s(t) = 291,70 + 6,28\text{sen}(2 \times 10^{-7}t + 26,24). \quad (4.16)$$

Quanto às demais condições de contorno e iniciais, bem como propriedades termofísicas, foram adotadas as mesmas já apresentadas no modelo Reduzido. Uma única exceção é quanto à velocidade do ar na entrada dos dutos. Esta é fixada em 3,3 m/s para os casos mostrados no Capítulo 6, seguindo o mesmo valor adotado no trabalho experimental de Vaz, 2011a. No Capítulo 7, onde há um estudo de caso, ela é fixada em 1,0 m/s.

Para a abordagem computacional, as soluções numéricas das equações também são feitas utilizando o software FLUENT e a geração das malhas (também com volumes tetraédricos) usando o GAMBIT. É relevante notar que o refinamento das malhas foi padronizado. O tamanho máximo para as células nos dutos foi de $D/3$ e no solo de $3D$, onde D é o diâmetro dos dutos, seguindo estudo feito por Rodrigues et al., 2015.

Mais uma representação esquemática do modelo computacional, apresentando uma típica malha envolvendo quatro dutos e as condições de contorno, é apresentada na Figura 4.5.

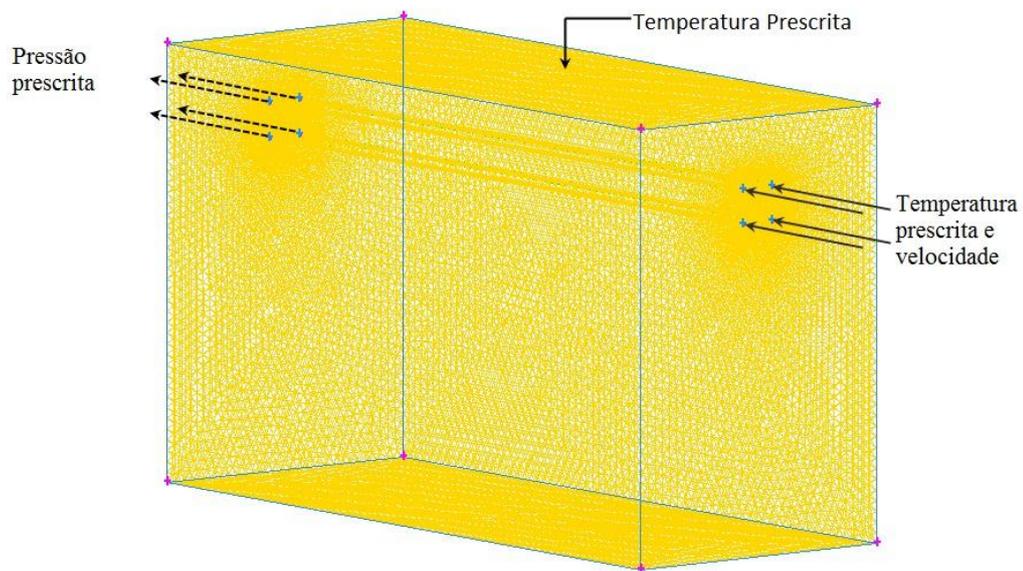


Figura 4.5 - Esquema ilustrativo do modelo computacional.

5 ANÁLISES DE DESEMPENHO EM FUNÇÃO DA VELOCIDADE DE ESCOAMENTO E DIÂMETRO DOS DUTOS

Em [Brum et al., 2013a], além da introdução e validação do Modelo Reduzido foi feito um estudo relativo à melhoria do potencial térmico de TCSA em função da profundidade da instalação dos dutos. Como apresentado na Figura 5.1, a questão de projeto (*design*) era: mantendo-se constante o diâmetro dos dutos e a vazão de escoamento (\dot{m}), onde eles deveriam ser posicionados para melhorar a troca térmica durante todo o ano?

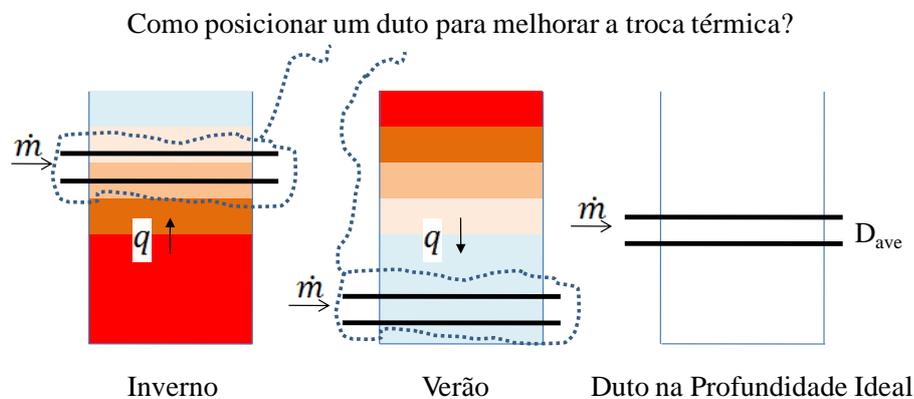


Figura 5.1 - Questão para projeto de TCSA

Como ilustra a Figura 5.1, onde as cores azuis e vermelhas, como usual, servem para representar um gradiente de temperaturas, das menores às maiores, o fluxo térmico (q) no solo se inverte do inverno para o verão (e vice-versa). Em ambas as estações, há uma melhoria na troca térmica com o aumento da profundidade dos dutos. Todavia, em [Brum et al., 2013a] notou-se que a partir de uma certa profundidade de referência D_{ave} não há mais ganhos significativos para justificar aumentos nas escavações de instalação dos dutos. Naquele trabalho, recomendou-se $D_{ave} = 3\text{m}$, considerando os dados experimentais da instalação na cidade de Viamão [Vaz, 2011a].

Prosseguindo a pesquisa desenvolvida em [Brum et al., 2013a], esta tese começou explorando a aplicação do Modelo Reduzido para avaliar o potencial térmico de TCSA em função das variações no diâmetro dos dutos e da velocidade média do ar escoando por eles.

Assim, mantendo-se os dutos na profundidade de referência D_{ave} uma das questões de *design* era a escolha do diâmetro D dos dutos, como ilustrado na Figura 5.2.

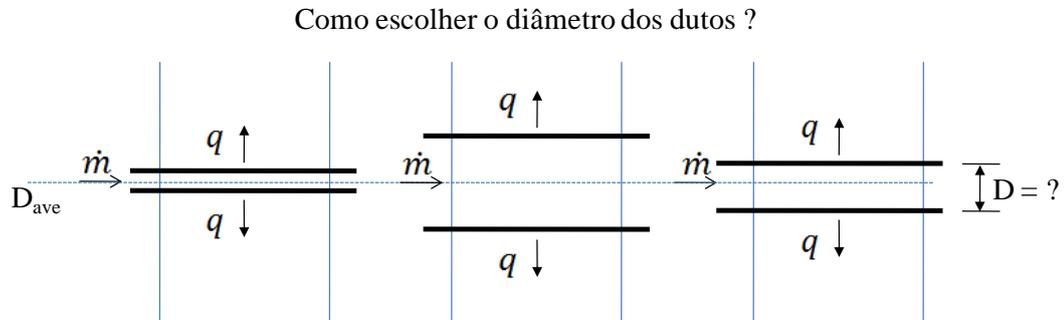


Figura 5.2 - Outra questão de *Design* de TCSA

Como se vê adiante, este capítulo promove um aprofundamento dos estudos feitos anteriormente, avaliando, além do potencial térmico dos TCSA, um balanço de seu desempenho energético e da sua eficiência. Estas análises foram facilitadas com a criação de uma nova metodologia para o estudo do potencial térmico, através da introdução e desenvolvimento de modelos para o chamado potencial térmico instantâneo, como apresentado na próxima seção. Além disso, esse capítulo também apresenta diversos conceitos e formulações que serão utilizadas no restante da tese. Registra-se, por fim, que parte dos resultados apresentados aqui foram publicados em [Brum et al., 2016].

5.1 Novos modelos para o potencial térmico instantâneo

Em diferentes referências [Brum et al., 2013a; Brum et al., 2013b; Brum et al., 2012; Rodrigues et al., 2015; Vaz et al., 2014], a análise dos TCSA tem se focado na melhoria do seu potencial térmico P_t , isto é, a média temporal, geralmente calculada mensalmente, das diferenças entre as temperaturas do ar na saída e na entrada dos dutos. Uma razão para isso é que o potencial térmico é diretamente proporcional à quantidade de calor trocado e à eficiência dos TCSA [Lee, 2010; Incropera et al., 2011].

Nesse sentido, é conveniente trabalhar com a noção do potencial térmico instantâneo P , o qual, no caso de TCSA compostos por apenas um duto, é dado por:

$$P(t) = T_s(t) - T_e(t), \quad (5.1)$$

onde $T_s(t)$ e $T_e(t)$ são, respectivamente, as temperaturas na saída e na entrada do trocador em um instante qualquer de tempo t . Nos casos de TCSA compostos por n dutos (que serão, vistos nos próximos capítulos), o potencial térmico instantâneo é dado pela média:

$$P(t) = \sum_{k=1}^n [T_{s,k}(t) - T_{e,k}(t)]/n. \quad (5.2)$$

Aqui, $T_{s,k}(t)$ e $T_{e,k}(t)$ são, respectivamente, as temperaturas na saída e na entrada do k -ésimo duto, em um instante de tempo t .

Além do tempo, P é função de diferentes outras variáveis, como é o caso da velocidade média v de escoamento do ar nos dutos e do seu diâmetro D . Um objetivo desse capítulo é avaliar como P se relaciona com v e D , variando essas variáveis em torno dos valores de referência $v_e = 3,3$ m/s e $D_e = 0,11$ m, os quais foram utilizados no trabalho de Vaz, 2011a, e têm servido como base experimental para desenvolvimentos utilizados nessa pesquisa.

Dentre as contribuições deste trabalho, são encontradas duas funções modelo para o potencial instantâneo do tipo:

$$P_v(t, v) = a_v(v) \text{sen}(b_v t + c_v) + d_v(v), \quad (5.3)$$

e

$$P_D(t, D) = a_D(D) \text{sen}(b_D t + c_D) + d_D(D), \quad (5.4)$$

onde b_v , c_v , b_D e c_D são constantes reais, a_v e d_v são funções de v e a_D e d_D são funções de D . Desse modo, o potencial térmico foi modelado como um fenômeno físico de natureza oscilatória e, como usual, os termos a , b , c e d representam, respectivamente, sua amplitude, frequência angular, fase e valor médio. Portanto, esse trabalho mostra que a amplitude e o valor médio de P são as propriedades mais afetadas por v e D .

Essa constatação é apoiada pelos gráficos dos valores numéricos do potencial térmico instantâneo, mostrados na Figura 5.3 e na Figura 5.4. Na primeira figura, há uma comparação dos valores de P para três diferentes velocidades, mantido o diâmetro constante. Na segunda, o potencial é comparado mudando os diâmetros e mantendo-se a velocidade constante. Em todos os casos, há uma nítida variação da amplitude e do valor médio de P com v e D , pouco se percebendo mudanças de frequência ou de fase.

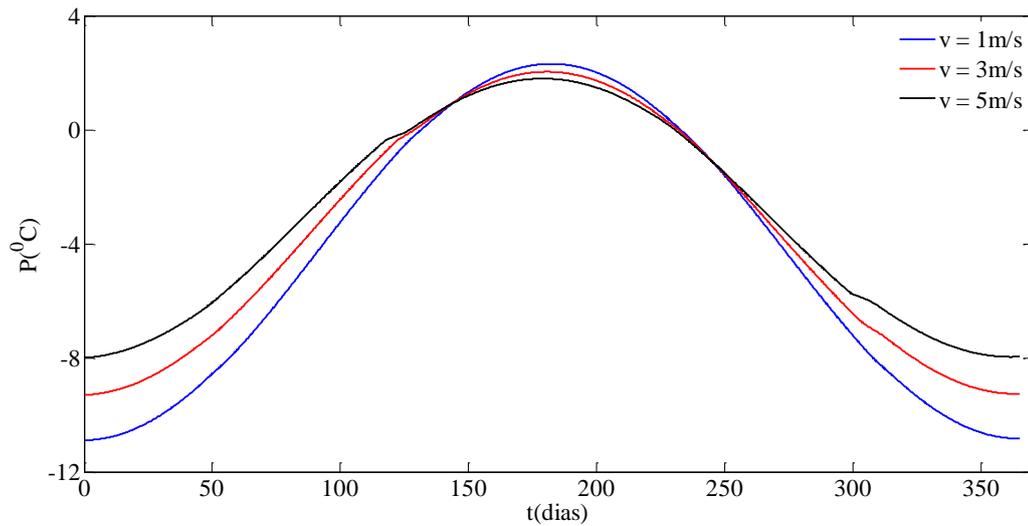


Figura 5.3 - Potencial térmico instantâneo anual para $D = 0,11$ m e três diferentes velocidades.

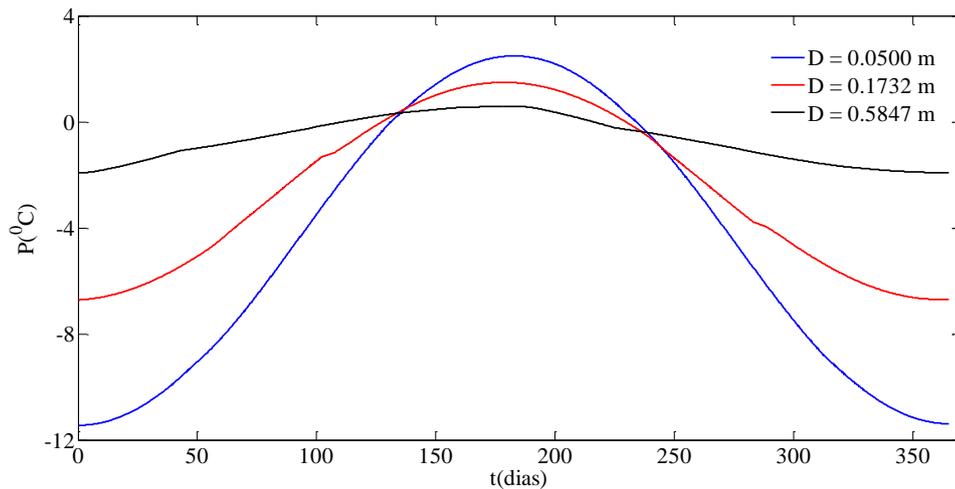


Figura 5.4 - Potencial térmico instantâneo anual para $v = 3,3$ m/s e três diferentes diâmetros.

Para avaliar esta conjectura numericamente, foram consideradas 11 simulações com diferentes velocidades mantendo-se um diâmetro constante ($D_e = 0,11$ m) e outras 8 com diâmetros diferentes mantendo-se a velocidade constante ($v_e = 3,3$ m/s). Primeiramente, em cada um dos 19 casos, os potenciais térmicos instantâneos foram modelados, individualmente, na forma:

$$P_k(t) = a_k \text{sen}(b_k t + c_k) + d_k, \quad (5.5)$$

onde os coeficientes reais a_k , b_k , c_k e d_k foram calculados pelo método dos mínimos quadrados (Gerald, 1980; Burden e Faires, 2003), seguindo o algoritmo detalhado em (Brum et al., 2015), que também é apresentado nos apêndices dessa tese, por completitude.

Os valores aproximados desses coeficientes são apresentados na Tabela 5.1 e na Tabela 5.2, com exceção de b_k , pois, em todos os casos $b_k \cong 0,017$. Isto é um resultado esperado, pois o período de P é teoricamente de um ano (365 dias), logo, sua frequência angular deve ser igual a $2\pi/365 \cong 0,017$.

Tabela 5.1 - Valores dos coeficientes a_k , c_k e d_k para cada velocidade v e diâmetro fixo $D_e = 0,11$ m

v (m/s)	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
a_k	6,598	6,369	6,130	5,896	5,672	5,461	5,264	5,077	4,905	4,744	4,593
c_k	-1,572	-1,563	-1,554	-1,545	-1,535	-1,525	-1,515	-1,505	-1,496	-1,486	-1,476
d_k	-4,261	-4,095	-3,925	-3,759	-3,603	-3,457	-3,320	-3,193	-3,074	-2,964	-2,862

Tabela 5.2 - Valores dos coeficientes a_k , c_k e d_k para cada diâmetro D e velocidade fixa $v_e = 3.3$ m/s

D (m)	0,0500	0,0770	0,1155	0,1732	0,2598	0,3898	0,5847	0,8771
a_k	6,967	6,696	5,593	4,100	2,720	1,802	1,195	0,733
c_k	-1,587	-1,584	-1,529	-1,481	-1,425	-1,259	-1,174	-1,235
d_k	-4,449	-4,187	-3,546	-2,613	-1,727	-1,068	-0,696	-0,450

Dos resultados da Tabela 5.1 e da Tabela 5.2, pode-se verificar também que a variação dos coeficientes c_k , em relação à v e à D , é muito menor que a dos coeficientes a_k e d_k . Além disso, os valores aproximados dos desvios padrão [Bulmer, 1979] de a_k , b_k e d_k são, respectivamente, 0,673, 0,032 e 0,469 na Tabela 5.1 e 2,479, 0,165 e 1,588 na Tabela 5.2. Portanto, no desenvolvimento de modelos para o potencial instantâneo, é razoável aproximar c_k por seu valor médio (-1,525 na Tabela 5.1 e -1,409 na Tabela 5.2), e buscar ajustes por mínimos quadrados apenas para os coeficientes a_k e d_k .

Sendo assim, para começar a modelagem de P como função de v , buscou-se uma função do tipo:

$$P_v(t, v) = a_v(v) \text{sen}(0.017t - 1.525) + d_v(v), \quad (5.6)$$

supondo: $a_v(v) = \alpha_1 + \alpha_2 v$ e $d_v(v) = \delta_1 + \delta_2 v$.

Seguindo a metodologia de mínimos quadrados, os valores de α_1 , α_2 , δ_1 e δ_2 são determinados visando minimizar a função erro:

$$E = E(\alpha_1, \alpha_2, \delta_1, \delta_2) = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m [P_v(t_i, v_j) - P_{i,j}]^2. \quad (5.7)$$

Aqui, n é a quantidade de valores numéricos de simulações ao longo de um ano (que foram 1463, capturando dados de temperatura de 6 em 6 horas), m é o número de velocidades testadas (11, como já mencionado) e $P_{i,j}$ representa os valores numéricos discretos do potencial térmico instantâneo considerando um instante de tempo $t_i = i/4$ dias e uma velocidade $v_j = 1 + 0,5j$ m/s.

O valor mínimo dessa função erro ocorre no ponto crítico $(\alpha_1, \alpha_2, \delta_1, \delta_2)$ onde todas as derivadas parciais de E se anulam. Calculando essas derivadas, obtém-se:

$$E_{\alpha_1} = 2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m [(\alpha_1 + \alpha_2 v_j) \text{sen}(bt_i + c) + (\delta_1 + \delta_2 v_j) - P_{i,j}] \text{sen}(bt_i + c), \quad (5.8)$$

$$E_{\alpha_2} = 2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m [(\alpha_1 + \alpha_2 v_j) \text{sen}(bt_i + c) + (\delta_1 + \delta_2 v_j) - P_{i,j}] v_j \text{sen}(bt_i + c), \quad (5.9)$$

$$E_{\delta_1} = 2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m [(\alpha_1 + \alpha_2 v_j) \text{sen}(bt_i + c) + (\delta_1 + \delta_2 v_j) - P_{i,j}], \quad (5.10)$$

$$E_{\delta_2} = 2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m [(\alpha_1 + \alpha_2 v_j) \text{sen}(bt_i + c) + (\delta_1 + \delta_2 v_j) - P_{i,j}] v_j. \quad (5.11)$$

Portanto, para encontrar os coeficientes α_1 , α_2 , δ_1 e δ_2 basta resolver o sistema linear:

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \begin{pmatrix} \text{sen}^2(bt_i + c) & v_j \text{sen}^2(bt_i + c) & \text{sen}(bt_i + c) & v_j \text{sen}(bt_i + c) \\ v_j \text{sen}^2(bt_i + c) & v_j^2 \text{sen}^2(bt_i + c) & v_j \text{sen}(bt_i + c) & v_j^2 \text{sen}(bt_i + c) \\ \text{sen}(bt_i + c) & v_j \text{sen}(bt_i + c) & 1 & v_j \\ v_j \text{sen}(bt_i + c) & v_j^2 \text{sen}(bt_i + c) & v_j & v_j^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \delta_1 \\ \delta_2 \end{pmatrix} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \begin{pmatrix} P_{i,j} \text{sen}(bt_i + c) \\ P_{i,j} v_j \text{sen}(bt_i + c) \\ P_{i,j} \\ P_{i,j} v_j \end{pmatrix}. \quad (5.12)$$

Feito isso, são obtidos os seguintes valores aproximados: $\alpha_1 = 6,916$, $\alpha_2 = -0,402$, $\delta_1 = -4,464$ e $\delta_2 = 0,278$.

A Figura 5.5 compara os gráficos dos valores discretos de a_k e d_k (também dispostos na Tabela 5.1) com os valores estimados continuamente pelas funções $a_v(v)$ e $d_v(v)$. Pode-se

notar que as aproximações lineares para $a_v(v)$ e $d_v(v)$ são bastante precisas, podendo-se verificar que a amplitude e o valor médio de P realmente variam quase linearmente com a velocidade. Mais ainda, o coeficiente de correlação de Pearson [Bulmer, 1979] entre $a_v(v_k)$ e a_k , e também entre $d_v(v_k)$ e d_k , é de aproximadamente 0.997. Logo, pode-se modelar o potencial instantâneo em função do tempo e da velocidade pela seguinte função:

$$P_v(t, v) = (6,916 - 0,402v)\text{sen}(0,017t - 1,525) - 4,464 + 0,278v. \quad (5.13)$$

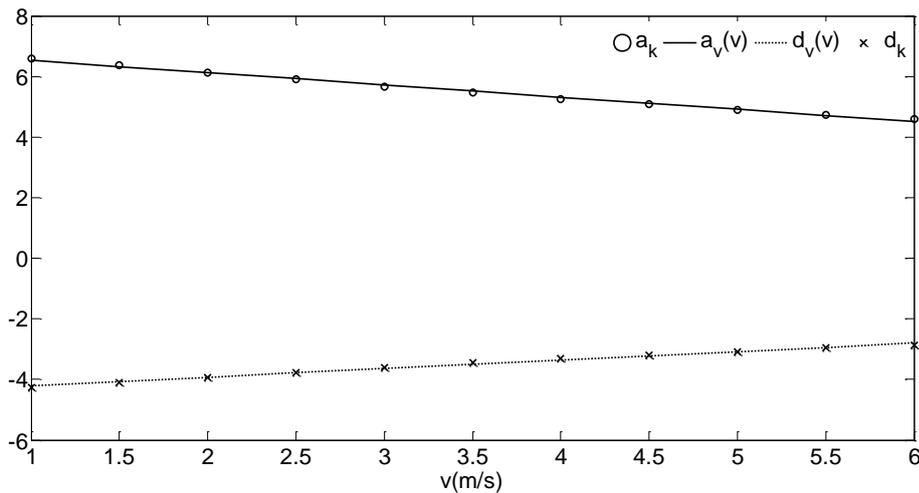


Figura 5.5 - Comparação entre os valores contínuos de $a_v(v)$ e $d_v(v)$ com os valores discretos a_k e d_k .

Nesse ponto, cabe observar que, alternativamente, uma maneira mais simples de estimar os coeficientes α_1 , α_2 , δ_1 e δ_2 seria fazer um ajuste por mínimos quadrados das funções $a_v(v)$ e $d_v(v)$ relativo apenas aos valores apresentados na Tabela 5.1. Isto é, para obter α_1 , α_2 se procederia minimizando a função erro:

$$E_\alpha = E_\alpha(\alpha_1, \alpha_2) = \sum_{k=1}^m [a_v(v_i) - a_k]^2, \quad (5.14)$$

enquanto δ_1 e δ_2 seriam obtidos minimizando:

$$E_\delta = E_\delta(\delta_1, \delta_2) = \sum_{k=1}^m [d_v(v_i) - d_k]^2. \quad (5.15)$$

De fato, nesse caso, obtém-se, aproximadamente, $\alpha_1 = 6,934$, $\alpha_2 = -0,404$, $\delta_1 = -4,487$ e $\delta_2 = 0,282$. Como estes valores são muito próximos dos obtidos anteriormente, por sua simplicidade, esse ajuste direto é suficientemente recomendável.

De modo análogo, visando encontrar um modelo para o potencial em função do diâmetro, como na Equação (5.4), foram feitos ajustes por mínimos quadrados (dessa vez ajustes de segundo grau) a partir dos dados da Tabela 5.2, obtendo-se as seguintes funções:

$$a_D(D) = 15,830D^2 - 21,758D + 7,863, \quad (5.16)$$

$$d_D(D) = -10,302D^2 + 14,079D - 5,009. \quad (5.17)$$

Aqui, o coeficiente de correlação de Pearson entre $a_D(D_k)$ e a_k é de aproximadamente 0.986 e entre $d_D(D_k)$ e d_k é de 0.989.

Uma comparação entre os gráficos dos valores discretos de a_k e d_k (Tabela 5.2) com os valores estimados pelas funções $a_D(D_k)$ e $d_D(D_k)$ também é feita na Figura 5.6, ilustrando sua adequação. Dito isso, o potencial instantâneo em função do tempo e do diâmetro pode ser modelado pela função:

$$P_D(t, D) = a_D(D)\text{sen}(0,0171t - 1,409) + d_D(D), \quad (5.18)$$

onde $a_D(D)$ e $d_D(D)$ são definidas, respectivamente, pelas Equações (5.16) e (5.17).

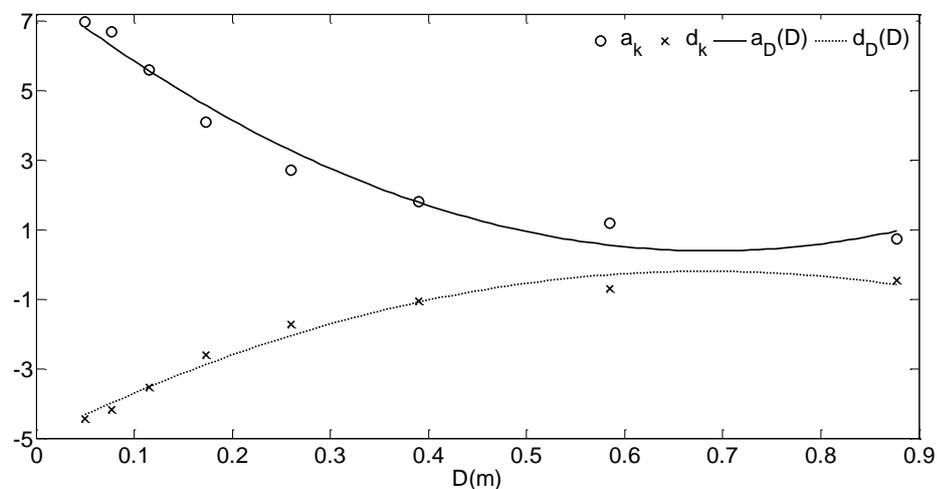


Figura 5.6 - Comparação entre os valores contínuos de $a_D(D)$ e $d_D(D)$ com os valores discretos a_k e d_k

5.2 Potencial Térmico Mensal

Com a obtenção de modelos contínuos para o potencial térmico instantâneo P , que são dados pelas Equações (5.13) e (5.18), torna-se relativamente mais simples proceder a um

estudo analítico do desempenho térmico de TCSA em função dos seus parâmetros de operação e sobre diferentes períodos do ano. Como já comentado previamente, há referências [Brum et al., 2013a; Brum et al., 2013b; Brum et al., 2012; Rodrigues et al., 2015; Vaz et al., 2014] onde os TCSA são avaliados pelos seus potenciais térmicos P_T , que podem ser definidos como médias mensais de P . Desse modo, dado um mês compreendido entre os dias t_0 e t_n , a partir das fórmulas propostas, pode-se calcular seu potencial térmico mensal por equações como:

$$P_T = \frac{\int_{t_0}^{t_n} P_v(t, v) dt}{t_n - t_0}, \quad (5.19)$$

ou

$$P_T = \frac{\int_{t_0}^{t_n} P_D(t, D) dt}{t_n - t_0}, \quad (5.20)$$

considerando fixos os valores de v , ou de D , nas Equações (5.19) e (5.20), respectivamente.

Na Figura 5.7 e na Figura 5.8 são ilustrados os valores do potencial térmico em função da velocidade e do diâmetro, respectivamente. Em ambos os casos, na parte (a) são cobertos os quatro meses, usualmente, mais quentes do ano (no Rio Grande do Sul) quando se deseja os TCSA para resfriamento. Assim, quanto menor, o valor de P_T mais conforto térmico o TCSA pode oferecer. Por outro lado, na parte (b) estão quatro dos meses mais frios, onde se espera que os TCSA auxiliem no aquecimento, ou seja, que o valor de seu P_T aumente.

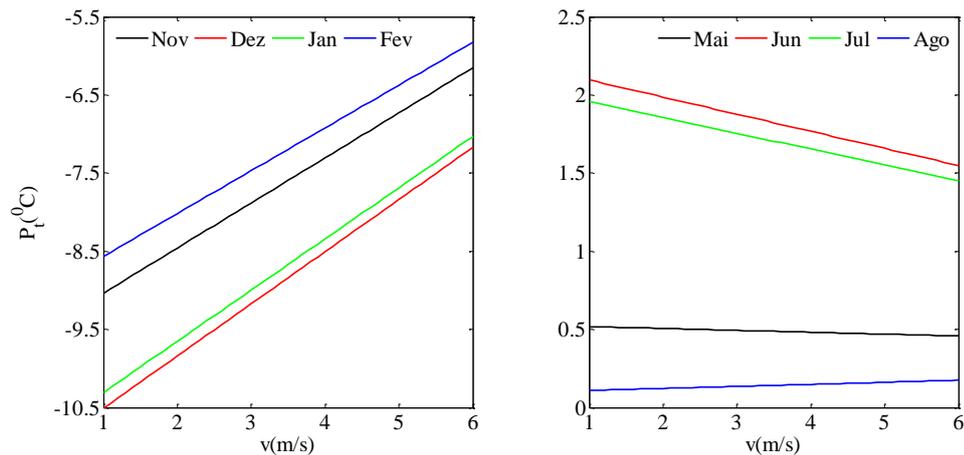


Figura 5.7 - Potencial térmico mensal de resfriamento (a) e de aquecimento (b) relativo a v para $D = 0,11$ m.

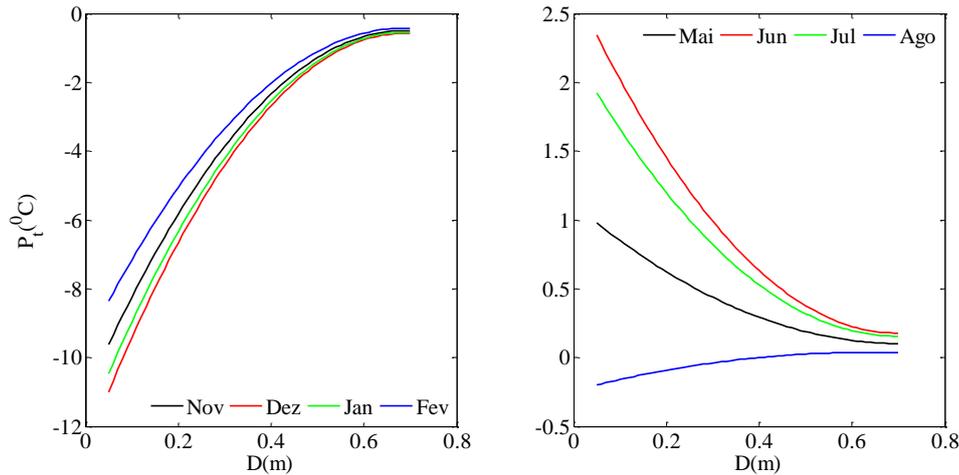


Figura 5.8 - Potencial térmico mensal de resfriamento (a) e de aquecimento (b) relativo a D para $v = 3,3$ m/s.

Pelas Figuras (5.7) e (5.8), nota-se que esses objetivos são alcançados reduzindo-se a velocidade ou o diâmetro, possibilitando os potenciais: de resfriamento no intervalo de $-10,5^{\circ}\text{C}$ a $-8,5^{\circ}\text{C}$ no verão; de aquecimento em torno 2°C em Junho e Julho, no inverno. Nos outros meses, os potenciais não são mostrados porque sua magnitude é bem menor.

Para auxiliar a compreensão das trocas de calor nos dutos em termos da variação do diâmetro, a Figura 5.9 mostra três vistas horizontais do campo de temperaturas no domínio computacional Ω , considerando dutos com três diâmetros diferentes: $D_1 = 0,0770$ m, $D_2 = 0,1155$ m e $D_3 = 1,3156$ m, cujas entradas e saídas estão, respectivamente, à direita e à esquerda. A escala de temperaturas vai do azul (mais frio) ao vermelho (mais quente).

Como se observa na Figura 5.9, para o duto com maior diâmetro, a troca térmica é muito reduzida, com o ar entrando e saindo do duto quase na mesma temperatura. Por outro lado, no caso do duto com menor diâmetro, nota-se uma elevada troca térmica, com o ar saindo quase na mesma temperatura do solo.

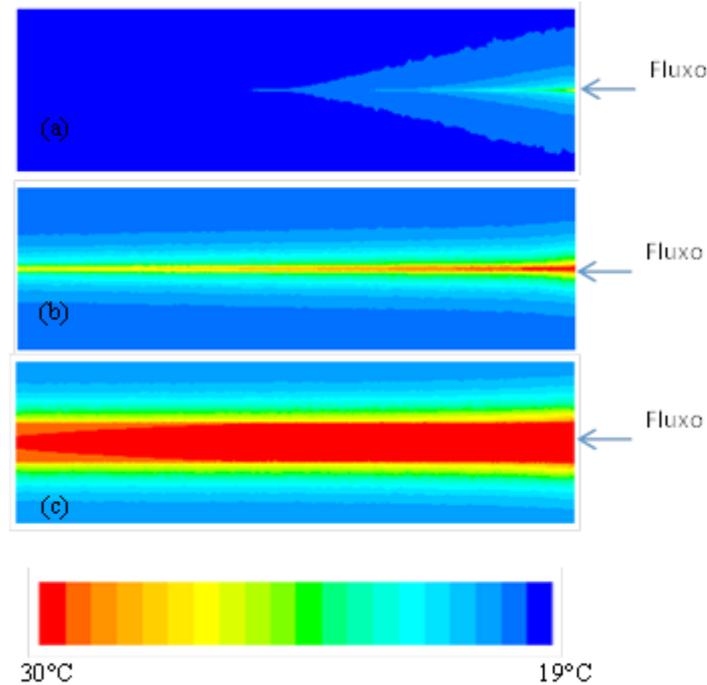


Figura 5.9 - Vistas horizontais dos campos de temperatura em Ω para dutos com diferentes diâmetros: D_1 (a), D_2 (b), e D_3 (c).

5.3 Eficiência e Desempenho Energético

Além das questões de conforto térmico, as variações de velocidade e diâmetro dos dutos também afetam o seu desempenho energético, cabendo um estudo quanto à quantidade de calor trocada pelos TCSA (o que se converte em redução do consumo de energia convencional) e o seu consumo energético com ventilação.

Nesse sentido, é importante estabelecer medidas da eficiência dos TCSA, possibilitando a criação de faixas de variação da velocidade e do diâmetro (dentro de valores aceitáveis do ponto de vista do conforto térmico), onde se pode avaliar seus ganhos e suas perdas energéticas. Uma medida usual de eficiência [Incropera et al., 2011; Lee, 2010; Pfafferott, 2003; Errera et al., 2013] é o cálculo de razões de temperatura do tipo:

$$\theta = \frac{T_s - T_e}{T_{solo} - T_e}. \quad (5.21)$$

Aqui, T_{solo} é a temperatura do solo.

Alguns problemas óbvios do uso direto da Equação (5.21) é que nas estações de primavera e outono, ocorre uma transição de temperaturas e, eventualmente, a temperatura do

solo e a temperatura do ar na entrada dos TCSA podem se igualar (ou tornar-se muito próximas), zerando o denominador da equação. Outra dificuldade é que a presença do trocador altera a temperatura do solo a sua volta. Assim, para efeitos numéricos, é conveniente estimar a temperatura do solo em modelos sem dutos, como é feito em [Brum et al., 2013 b].

Feitas essas considerações, adota-se nessa tese uma medida de eficiência anual dada pela equação:

$$\theta = \frac{\sqrt{\int_0^{365} [T_s - T_e]^2 dt}}{\sqrt{\int_0^{365} [T_{solo} - T_e]^2 dt}} \quad (5.22)$$

Aqui, basicamente, o numerador e o denominador da Equação (5.22) são calculados pela norma padrão do espaço funcional $L^2[0, 365]$ [Reddy, 1998], evitando que potenciais de aquecimento e resfriamento se subtraíam na integração ao longo do ano. Para um estudo do potencial em função da velocidade, pode-se substituir $T_s(t) - T_e(t)$ por $P_v(t, v)$, já no caso de um estudo relativo aos diâmetros, por $P_D(t, D)$. Neste capítulo, e no restante da tese, estima-se $T_{solo}(t)$ pela temperatura no solo na profundidade de referência, $D_{ave} = 3\text{m}$ (que, como se vê adiante, é a profundidade do centro de instalações com múltiplos dutos). Conforme Brum et al., 2013 b, essa temperatura é dada por:

$$T_{solo}(t) = 18,70 + 1,94\text{sen}(0,017t - 0,11). \quad (5.23)$$

Como já mencionado, por conveniência, assume-se T_{solo} em °C e t em dias.

Alguns valores para a eficiência dos TCSA em termos de v e D são apresentados na Tabela 5.3 e na Tabela 5.4. Como esperado, a eficiência cresce diminuindo v e/ou D , assim como ocorre com a magnitude do P_t , em vários meses. A partir desses valores, é conveniente focar as análises daqui em diante considerando v variando na faixa mais restrita de 1,0 a 3,5 m/s fixando D em 0,11 m; ou então, D variando entre 0,05 a 0,12 m, fixando v em 3,3 m/s. Com essas restrições, os valores de eficiência são maiores que, ou quase iguais, a 80 %.

Tabela 5.3 - Valores da eficiência dos TCSA em função da velocidade para $D = 0,11\text{m}$.

$v(\text{m/s})$	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
$\theta(\%)$	96,5	93,4	90,3	87,3	84,2	81,1

Tabela 5.4 - Valores da eficiência dos TCSA em função do diâmetro para $v = 3,3\text{m/s}$.

$D(\text{m})$	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12
$\theta(\%)$	99,3	96,4	93,5	90,6	87,8	85,1	82,4	79,7

Uma estimativa da taxa mensal de calor trocada $\dot{Q}(W)$ pelos TCSA, pode ser feita através da equação [Incropera et al., 2011; Pfafferott, 2003]:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_a P_t, \quad (5.24)$$

onde $\dot{m} = \rho_a v A_D$ é a vazão de ar nos dutos e $A_D = \frac{\pi D^2}{4}$ sua área. Nos próximos capítulos da tese, envolvendo TCSA com n dutos, a vazão será calculada por: $\dot{m} = n\rho_a v A_D$. Logo, enquanto os aumentos em v e D reduzem θ e a magnitude de P_t , por outro lado, eles aumentam \dot{Q} , como se confirma nos gráficos da Figura 5.10 e da Figura 5.11.

A partir dos gráficos da Figura 5.7 a Figura 5.11, podem-se estabelecer as seguintes análises.

- **Quanto à velocidade:** Em termos relativos, o aumento de v entre 1 e 3,5 m/s pode reduzir a magnitude do P_t em até 20%, mas pode ampliar \dot{Q} em mais de 200%. Por exemplo, o potencial térmico de resfriamento em dezembro varia entre um mínimo de $-10,5^\circ\text{C}$ a $-8,8^\circ\text{C}$, enquanto \dot{Q} vai de 117 W a 344 W. Como outro exemplo, o potencial térmico de aquecimento em junho varia de 2,1 a $1,8^\circ\text{C}$, já \dot{Q} vai de 23 a 71 W.
- **Quanto ao diâmetro:** o aumento de D entre 0,05 e 0,12 m causa reduções relativas não muito superiores a 20% na magnitude de P_t , todavia, a ampliação relativa de \dot{Q} pode ser superior a 300%. Portanto, dá-se aqui uma situação análoga ao caso da variação da velocidade. Por exemplo, no mês de dezembro, enquanto P_t varia de $-11,0$ a $-8,8^\circ\text{C}$, \dot{Q} vai de 83 a 386 W.

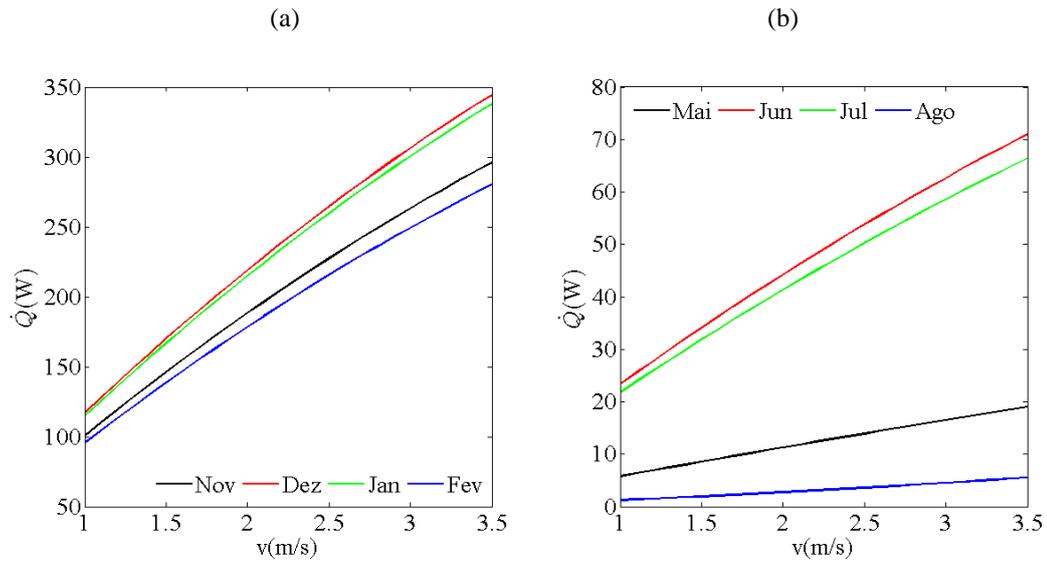


Figura 5.10 - Taxas de resfriamento (a) e de aquecimento (b) em função de v para $D = 0,11$ m.

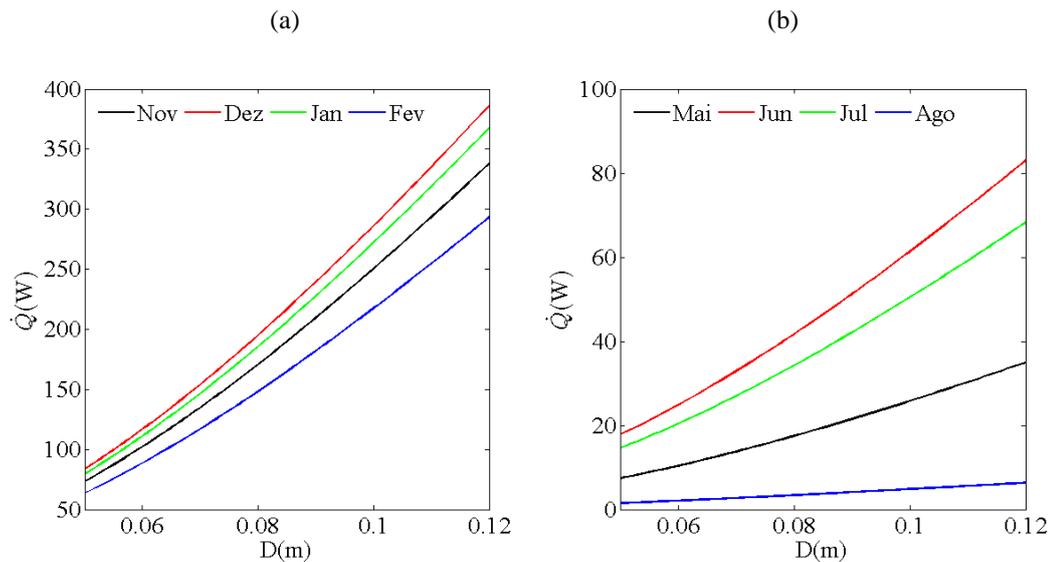


Figura 5.11 - Taxas de resfriamento (a) e de aquecimento (b) em função de D para $v = 3,3$ m/s.

Em termos energéticos, \dot{Q} pode ser interpretado como uma potência elétrica ganha com o uso dos TCASA, traduzida na diminuição da mesma potência elétrica ao usar aparelhos de ar condicionado tradicionais para obter a mesma troca térmica. Considerando, por exemplo, os dados relativos ao mês de dezembro, onde há um caso em que \dot{Q} varia de 83 a

386 W, isso pode significar uma redução mensal no consumo de energia convencional entre 62 e 287 kWh.

Por outro lado, os ventiladores dos TCSA também consomem energia elétrica. Para estimar minimamente a potência elétrica C_v consumida pelo sistema de ventilação dos TCSA, esta tese avalia a potência necessária para superar a resistência ao escoamento devido às quedas de pressão Δp nos dutos.

Pode-se calcular C_v por [Incropera et al., 2011; Brunetti, 2008; White, 2011]:

$$C_v = \frac{\Delta p v A_D}{\eta}, \quad (5.25)$$

onde η é a eficiência dos ventiladores (assumindo-se nesse texto um valor de 70%) e

$$\Delta p = \left(f \frac{L}{D} + \sum K_s \right) \frac{\rho_a v^2}{2}. \quad (5.26)$$

Aqui, f é o fator de fricção de Darcy-Weisbach e para escoamentos turbulentos em dutos com números de Reynolds, Re_D , dentro do intervalo $[3 \times 10^3, 5 \times 10^6]$ pode-se determinar o fator de fricção pela fórmula $f = [0.79 \ln(Re_D) - 1,64]^{-2}$ [Lienhard IV e Lienhard V, 2003; Incropera et al., 2011]. Isto é adequado, visto que nesse trabalho os valores para Re_D variam, aproximadamente, na faixa de 7000 a 25000. Além disso, adota-se aqui $\sum K_s = 1,8$ [Brunetti, 2008; White, 2011; Bejan e Lorente, 2008], para considerar pelo menos os coeficientes por perdas singulares nos dois cotovelos a 90° que conectam cada um dos dutos à superfície. Antes de prosseguir, convém definir que no caso de TCSA com n dutos (abordado nos próximos capítulos), calcula-se C_v por:

$$C_v = n \frac{\Delta p v A_D}{\eta}. \quad (5.27)$$

Pelos gráficos da Figura 5.12, os valores estimados de C_v são inferiores a 3W. Portanto, durante os meses frios de Junho e Julho, ou nos meses quentes de Dezembro e Janeiro, quando os TCSA são mais necessários, os valores de \dot{Q} são pelo menos 5 vezes maiores do que C_v . Desse modo, os TCSA podem ser operados com ventiladores de potência bem inferior a \dot{Q} , possibilitando altos coeficientes de performance [Pfafferott, 2003], $COP = \dot{Q}/C_v$, justificando o uso dos TCSA e sua viabilidade econômica.

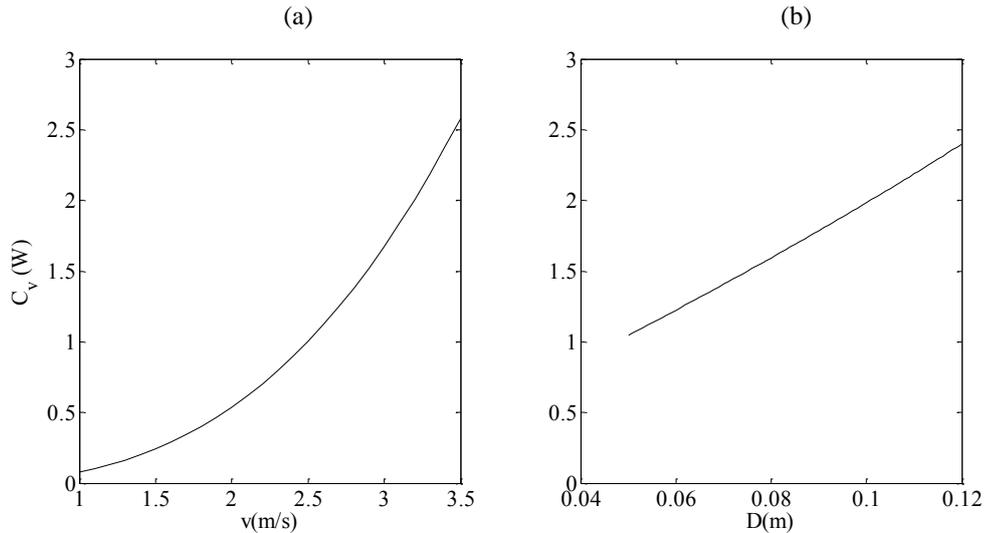


Figura 5.12 - Potência de funcionamento em função da velocidade (a) e do diâmetro (b).

Cabe notar que o fato das perdas locais serem pouco significativas está de acordo com o exposto em [Bejan e Lorente, 2008], onde os autores empregam a teoria Construtal para estudar esse tipo de problema em função da chamada medida esbelta S_b do sistema³, que é uma razão entre a escala de comprimento de fluxo externo e a escala de comprimento de fluxo interno. Assim, para TCSA com n dutos, pode-se definir:

$$S_b = \frac{\sqrt[3]{V_s}}{\sqrt[3]{V_a}} = \frac{\sqrt[3]{W_s H_s L_s}}{\sqrt[3]{\frac{n\pi D_i^2 L_s}{4}}} \quad (5.28)$$

Os valores de S_b para diferentes valores de diâmetros estudados nesse capítulo são apresentados na Tabela 5.5. Conforme Bejan e Lorente, 2008, se S_b é superior a 10, como é o caso de praticamente todos os resultados, as perdas locais podem ser desprezadas.

Tabela 5.5 - Valores da Medida Esbelta dos TCSA em função do diâmetro para $v = 3,3$ m/s.

D_i (m)	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12
S_b	17,21	15,24	13,75	12,58	11,63	10,84	10,17	9,60

³ Medida esbelta é uma tentativa de tradução do termo “sveltiness” em inglês. O adjetivo “svelte” pode ser traduzido como “esbelto”, “delgado”, “esguio”. Porém, o substantivo “sveltiness” não possui uma substantivação adequada em língua portuguesa.

5.4 Conclusões

Este capítulo apresentou uma aplicação do Modelo Reduzido para TCSA, visando estudar seu desempenho diante de variações no diâmetro dos dutos D e da velocidade média do escoamento v . A partir dos resultados numéricos, novos modelos foram desenvolvidos para o chamado potencial térmico instantâneo, que mede as diferenças entre temperaturas na saída e na entrada dos dutos.

Foi observado que estes modelos podem ser simplificados em termos de funções do tipo senoidal, tomando como variáveis v , D e o tempo t . Isto facilita análises e definições posteriores, além de resumir em poucas equações um grande volume de dados numéricos simulados. Cabe notar que esta metodologia é recente, observando-se nas referências a adoção de modelos complexos ou simplificados para a obtenção dos dados, havendo uma carência de referências que reavaliam os resultados para produzir novos modelos.

O desempenho em potencial dos TCSA foi examinado considerando aspectos de conforto térmico, eficiência e balanço energético, para os meses mais quentes e mais frios do ano, referentes à cidade brasileira de Viamão, no Rio Grande do Sul. Foram avaliadas faixas de variação para v e D , possibilitando uma eficiência anual estimada de pelo menos 80%.

Para ampliar a magnitude do potencial térmico de resfriamento ou de aquecimento, verificou-se que é necessário reduzir v e/ou D , sendo os melhores resultados obtidos adotando $v = 1\text{m/s}$ e $D = 0,11\text{m}$; ou $v = 3,3\text{m/s}$ e $D = 0,05\text{m}$. Por outro lado, considerando o desempenho energético, ele pode ser melhorado com aumentos em v e/ou D . Os maiores valores para as taxas de calor trocadas foram obtidas adotando: $v = 3,5\text{m/s}$ e $D = 0,11\text{m}$; ou $v = 3,3\text{m/s}$ e $D = 0,12\text{m}$. Logo, esses resultados contribuem para delinear intervalos de variação para v e D , onde se pode planejar TCSA visando melhorar seu potencial térmico e/ou seu ganho energético.

Esta pesquisa também estimou a potência elétrica necessária para o funcionamento dos TCSA. Dos resultados, com uma escolha apropriada dos ventiladores, a energia economizada com o uso dos TCSA, no verão e nos meses mais frios do inverno, pode ser bem menor que a consumida, justificando os TCSA como uma tecnologia promissora.

6 INVESTIGAÇÃO DA MELHORIA DO DESEMPENHO DE TCSA VIA TEORIA CONSTRUTAL

Após a introdução de vários conceitos e formulações apresentadas no capítulo anterior, este capítulo promove uma investigação numérica sobre diferentes configurações geométricas de TCSA, compostos por até cinco dutos, visando melhorar o seu desempenho com o método *design construtal*, no tocante ao seu potencial térmico, sua eficiência e ganhos energéticos. Convém destacar que parte das análises referentes a potenciais térmicos médios mensais, que são apresentadas neste capítulo, foram publicadas em [Rodrigues et al., 2015].

Em particular, este capítulo se preocupa com diferentes possibilidades de inserção de dutos em torno de uma profundidade de referência (D_{ave}) e em um terreno de tamanho finito, como detalhado no Capítulo 3, buscando respostas para perguntas como a que é colocada na Figura 6.1. Resumidamente, outras perguntas respondidas nesse capítulo são: (1) Mantida a vazão de ar constante, é mais eficiente usar um ou mais dutos? (2) Fixado o volume de instalações com três ou mais dutos, é melhor aumentar ou reduzir a razão entre seus espaçamentos verticais e horizontais? (3) Mantido fixo o volume computacional, é mais vantajoso ampliar ou reduzir o volume da instalação?

Como espaçar dois, três ou mais dutos em um terreno de tamanho finito?

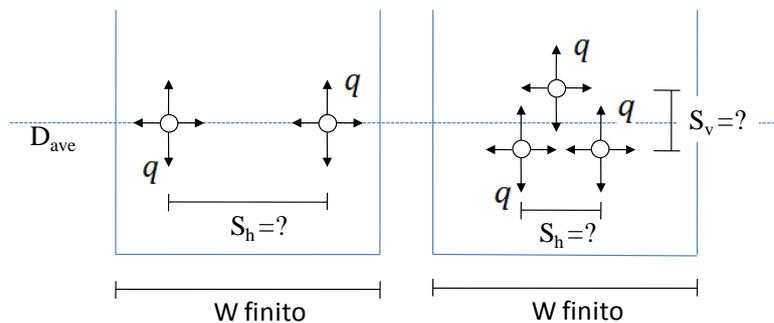


Figura 6.1 - Novas questões para o projeto de TCSA.

6.1 Instalação 1: Um duto

Na Instalação 1 (ver Figura 3.6 (1)), adota-se um duto com diâmetro $D = 0,22$ m. Apenas um caso foi simulado numericamente, pois ele vai servir de referência para

comparação com outras instalações envolvendo mais dutos, mas com igual vazão de ar. A partir dos dados numéricos, foi ajustada uma função, para o seu potencial térmico instantâneo, dada, aproximadamente, por:

$$P(t) = 2,79 \text{sen}\left(\frac{2\pi}{365}t - 1,46\right) - 1,62. \quad (6.1)$$

Semelhante ao que foi feito no capítulo anterior, dado um mês compreendido entre os dias t_0 e t_n , o potencial térmico mensal dos TCSA é obtido pela equação:

$$P_T = \frac{\int_{t_0}^{t_n} P(t) dt}{t_n - t_0}. \quad (6.2)$$

Desse modo, os potenciais térmicos mensais nos meses mais quentes e mais frios do ano⁴ foram calculados e estão apresentados na Tabela 6.1. Pelos resultados, Dezembro e Junho são os meses que possuem, em magnitude, os maiores potenciais térmicos para resfriamento e aquecimento, respectivamente.

Tabela 6.1- Potenciais térmicos mensais P_t (°C) nos meses mais quentes e mais frios do ano.

Dezembro	Janeiro	Junho	Julho
-4,35	-4,18	1,10	0,97

Para estimar a taxa mensal de calor trocado, foi utilizada a Equação (5.24) e os resultados obtidos são apresentados na Tabela 6.2. São observadas taxas de até 639,11 W e 161,71 W para resfriamento e aquecimento, respectivamente. Isso se reflete na possibilidade de economias de energia com ar condicionado superiores a 475,50 kWh no verão e 116,43 kWh no inverno, como se vê na Tabela 6.3.

Usando a Equação (5.25), também foi feita uma estimativa da potência elétrica necessária para o consumo dos ventiladores, obtendo-se um valor $C_v \cong 4,9 W$. Logo, os TCSA podem ser operados com ventiladores de potência bem inferior a \dot{Q} . No entanto, a eficiência anual desse caso é relativamente baixa, ficando em aproximadamente 39 %. O cálculo para a eficiência θ , segue da Equação (5.22), reescrita neste capítulo na forma:

⁴ Por conveniência, em praticamente todo o restante do capítulo, são considerados apenas os meses mais quentes e mais frios do ano, pois, como visto no capítulo anterior, são os de maior interesse para o uso dos TCSA.

$$\theta = \frac{\sqrt{\int_0^{365} P(t)^2 dt}}{\sqrt{\int_0^{365} [T_{solo} - T_e]^2 dt}} \quad (6.3)$$

Tabela 6.2 - Taxa de calor trocado $\dot{Q}(W)$ nos meses mais quentes e mais frios do ano.

Dezembro	Janeiro	Junho	Julho
639,11	614,76	161,71	142,16

Tabela 6.3 - Quantidade de calor trocado Q (kWh), nos meses mais quentes e mais frios do ano.

Dezembro	Janeiro	Junho	Julho
475,50	457,38	116,43	105,77

6.2 Instalação 2: Dois dutos

Na Instalação 2 (ver Figura 3.6 (2)), são utilizados dois dutos com diâmetro $D = 0,155$ m, cujo espaçamento horizontal S_h é deixado livre para variar dentro das limitações apresentadas no Capítulo 3. Tomando como base o resultado de 10 simulações numéricas, para cada uma delas foi obtida uma função potencial instantâneo do tipo:

$$P_j(t) = a_j \text{sen}(b_j t + c_j) + d_j, \quad (6.4)$$

onde, em geral⁵, $b_j \cong 2\pi/365 \cong 0,0172$, e os demais valores para os coeficientes são dados na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 - Valores de a_j , c_j e d_j para cada S_h

S_h	0,18	0,87	1,56	2,24	2,92	3,61	4,29	4,98	5,66	6,35
a_j	3,13	3,63	3,83	3,94	4,00	4,04	4,06	4,07	4,06	4,04
c_j	-1,44	-1,44	-1,44	-1,45	-1,46	-1,47	-1,47	-1,47	-1,47	-1,47
d_j	-1,79	-2,04	-2,13	-2,19	-2,23	-2,26	-2,27	-2,28	-2,27	-2,26

Além da frequência angular, nota-se que as variações em S_h pouco modificam (em termos relativos) a fase dos potenciais instantâneos que se aproximam do valor médio:

⁵ Para todas as simulações desse capítulo, os valores de b_j foram efetivamente calculados e resultaram aproximadamente iguais a $2\pi/365$. Assim, eles não serão mais representados no restante do texto.

$c_j \cong -1,46$. Esta é uma tendência que vai se notar em todos os demais casos desse capítulo. Sendo assim, pode-se adotar como um critério de melhoria para os TCSA, a maximização da magnitude do seu potencial instantâneo. Com isso, para comparar os resultados, bastar focar nos valores das amplitudes e dos valores médios, sendo o melhor caso aquele que tiver maior valor para a soma dos módulos de a_j e d_j . Portanto, em termos pontuais: o melhor resultado foi obtido com $S_h = 4,98$ e o pior caso com $S_h = 0,180$. Gráficos comparativos para os potenciais instantâneos nesses dois casos são ilustrados na Figura 6.2.

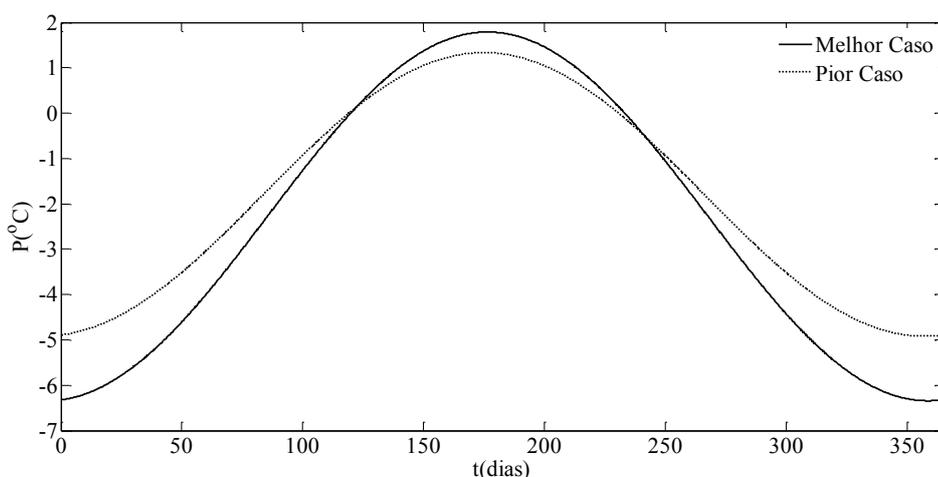


Figura 6.2 - Comparação anual entre o melhor e pior caso para P .

Para o melhor e pior caso, também foram calculados os potenciais térmicos mensais nos meses mais quentes e mais frios do ano, que são apresentados na Tabela 6.5. Comparando os melhores e piores casos, são percebidos aumentos relativos nos potenciais térmicos superiores a 22% e 27%, respectivamente, no verão e no inverno.

Tabela 6.5 - Potenciais térmicos mensais ($^{\circ}\text{C}$) para os meses mais quentes e mais frios do ano.

	Dezembro	Janeiro	Junho	Julho
Melhor caso	-6,24	-6,03	1,67	1,51
Pior caso	-4,85	-4,64	1,26	1,09

Esses resultados são esperados, visto que o afastamento entre os dutos reduz sua mútua interferência térmica. Todavia, os dados também mostram que não se ganha significativamente em afastá-los além de certo ponto, o que é importante, visto que o espaço

físico pode ser um limitante para a instalação. Além disso, comparando a Tabela 6.5 com a Tabela 6.1, nota-se que o uso de dois dutos, mantendo a mesma vazão usada com um duto, ampliou as magnitudes dos potenciais térmicos mensais.

Em relação às taxas (\dot{Q}) e quantidades (Q) de calor trocado, seus valores também foram calculados no melhor e pior caso, sendo apresentados, respectivamente, nas Tabela 6.6 e Tabela 6.7. Assim, no melhor caso, pode-se obter taxas superiores a 909W e 244 W para resfriamento e aquecimento, respectivamente. No pior caso, essas respectivas taxas são inferiores a 707 W e 184 W. No melhor caso, isso se traduz em economias de energia com ar condicionado superiores a 676 kWh no verão e 175 kWh no inverno. Embora os ganhos absolutos entre os melhores e piores casos sejam mais pronunciados, cabe notar que em termos relativos eles são os mesmos de P_T , devido à sua proporcionalidade com \dot{Q} .

Tabela 6.6 - Taxa de calor trocado \dot{Q} (W) nos meses mais quentes e mais frios do ano.

	Dezembro	Janeiro	Junho	Julho
Melhor caso	909,92	879,66	244,34	220,91
Pior caso	707,38	677,58	184,11	159,71

Tabela 6.7 - Quantidade de calor trocado Q (kWh) nos meses mais quentes e mais frios do ano.

	Dezembro	Janeiro	Junho	Julho
Melhor caso	676,98	654,46	175,93	164,36
Pior caso	526,29	504,12	132,56	118,83

Com o aumento no número de dutos, aumenta também a potência elétrica necessária para o consumo dos ventiladores, que para dois dutos é $C_v \cong 6,4W$. Todavia, esse valor continua bem menor que \dot{Q} .

Considerando a eficiência, para o melhor e pior caso geral de arranjos com dois dutos, obtém-se, respectivamente, valores de 56 % e 44 %. Isso representa um ganho relativo na eficiência de 29 % entre o melhor e o pior caso. Cabe notar ainda que mesmo o pior caso é mais eficiente que o caso utilizando apenas um duto.

6.3 Instalações 3 e 4: Três dutos.

Como já comentado no Capítulo 3, a partir das instalações envolvendo três ou mais dutos, foram fixadas frações de volume ψ , que representam a razão entre o volume da instalação e o volume do domínio computacional. Assim, daqui em diante, os resultados serão apresentados para os três valores estudados de ψ , que foram 0,003, 0,007 e 0,010.

No caso das Instalações 3 e 4 (ver Figura 3.6 (3) e (4)), são usados três dutos com diâmetro $D = 0,127\text{ m}$, cujas vistas transversais formam, respectivamente, padrões em triângulo normal e invertido. A razão $r = S_v/S_h$, entre os espaçamentos verticais S_v e horizontais S_h , é deixada livre para variar, conforme as restrições apresentadas no Capítulo 3.

Para cada uma das 72 simulações realizadas, foram ajustadas funções para o potencial instantâneo na mesma forma da Equação (6.4), cujos coeficientes para $\psi = 0,003$, 0,007 e 0,010 da Instalação 3 são apresentados, respectivamente, nas Tabela 6.8, Tabela 6.9 e Tabela 6.10. Para a Instalação 4, e as mesmas frações de volume, os coeficientes são apresentados, respectivamente, nas Tabela 6.11, Tabela 6.12 e Tabela 6.13.

Tabela 6.8 - Instalação 3. $\psi = 0,003$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	18,70	15,86	13,24	10,89	8,76	6,86	5,19	3,77	2,56	1,59	0,85	0,34
a_j	3,82	3,92	4,01	4,09	4,15	4,21	4,24	4,27	4,28	4,25	4,26	4,32
c_j	-1,54	-1,53	-1,52	-1,51	-1,50	-1,49	-1,48	-1,47	-1,46	-1,45	-1,44	-1,44
d_j	-2,48	-2,46	-2,43	-2,41	-2,40	-2,38	-2,36	-2,34	-2,32	-2,30	-2,29	-2,33

Tabela 6.9 - Instalação 3. $\psi = 0,007$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	10,86	9,33	7,92	6,63	5,45	4,38	3,43	2,60	1,88	1,28	0,79	0,42
a_j	3,87	3,98	4,08	4,17	4,25	4,31	4,37	4,41	4,43	4,45	4,46	4,50
c_j	-1,55	-1,54	-1,53	-1,52	-1,51	-1,50	-1,49	-1,48	-1,47	-1,46	-1,46	-1,45
d_j	-2,57	-2,54	-2,52	-2,50	-2,48	-2,46	-2,44	-2,42	-2,41	-2,39	-2,39	-2,41

Tabela 6.10 - Instalação 3. $\psi = 0,010$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	8,33	7,24	6,22	5,28	4,42	3,63	2,92	2,29	1,73	1,26	0,85	0,53
a_j	3,86	3,97	4,07	4,17	4,26	4,34	4,41	4,46	4,50	4,53	4,55	4,59
c_j	-1,57	-1,56	-1,55	-1,53	-1,52	-1,51	-1,50	-1,49	-1,49	-1,48	-1,47	-1,47
d_j	-2,64	-2,61	-2,58	-2,56	-2,53	-2,51	-2,50	-2,48	-2,46	-2,45	-2,44	-2,45

Tabela 6.11 - Instalação 4. $\psi = 0,003$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	18,70	15,86	13,24	10,89	8,76	6,86	5,19	3,77	2,56	1,59	0,85	0,34
a_j	3,19	3,33	3,47	3,60	4,11	4,17	4,31	4,50	4,45	4,49	4,53	4,22
c_j	-1,38	-1,38	-1,38	-1,38	-1,34	-1,35	-1,34	-1,35	-1,34	-1,34	-1,35	-1,40
d_j	-2,75	-2,69	-2,64	-2,59	-2,54	-2,50	-2,47	-2,51	-2,40	-2,36	-2,34	-2,37

Tabela 6.12 - Instalação 4. $\psi = 0,007$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	10,86	9,33	7,92	6,63	5,45	4,38	3,43	2,60	1,88	1,28	0,79	0,42
a_j	3,46	3,63	3,79	3,95	4,08	4,20	4,32	4,42	4,50	4,56	4,63	4,72
c_j	-1,33	-1,33	-1,34	-1,34	-1,34	-1,35	-1,35	-1,35	-1,35	-1,35	-1,36	-1,37
d_j	-2,89	-2,81	-2,75	-2,71	-2,66	-2,62	-2,58	-2,54	-2,51	-2,48	-2,45	-2,46

Tabela 6.13 - Instalação 4. $\psi = 0,010$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	8,33	7,24	6,22	5,28	4,42	3,63	2,92	2,29	1,73	1,26	0,85	0,53
a_j	3,29	3,48	3,67	3,83	4,00	4,14	4,26	4,38	4,48	4,57	4,64	4,72
c_j	-1,33	-1,34	-1,34	-1,34	-1,34	-1,35	-1,35	-1,35	-1,35	-1,36	-1,36	-1,37
d_j	-3,05	-2,95	-2,88	-2,81	-2,76	-2,71	-2,67	-2,63	-2,59	-2,56	-2,53	-2,52

Mais uma vez, nota-se que as variações em r pouco alteram os valores das fases dos potenciais instantâneos, que se aproximam, respectivamente, dos seus valores médios $c_j \cong -1,50$ ou $c_j \cong -1,35$, para os padrões em triângulo normal (Instalação 3) e invertido (Instalação 4), respectivamente.

Sendo assim, adotando-se o critério da maximização da magnitude do potencial, para os dois padrões em triângulo normal (Instalação 3) e invertido (Instalação 4), os melhores resultados foram obtidos com $\psi = 0,010$ e $r = 0,53$, enquanto os piores ocorreram para $\psi = 0,003$ com $r = 18,70$. Além disso, a maior magnitude para o potencial foi obtida com a Instalação 4. Na Figura 6.3, são apresentados os gráficos dos potenciais instantâneos ao longo de um ano para o melhor e pior caso de cada instalação, ilustrando suas diferenças.

Para propiciar uma visualização das trocas térmicas, a Figura 6.4 ilustra transversalmente os campos de temperatura no melhor caso da Instalação 4 no último dia do ano, notando-se uma redução entre as temperaturas do ar na entrada e na saída dos dutos. Como se vê adiante, o TCSA nesse caso opera a uma eficiência de aproximadamente 64 %.

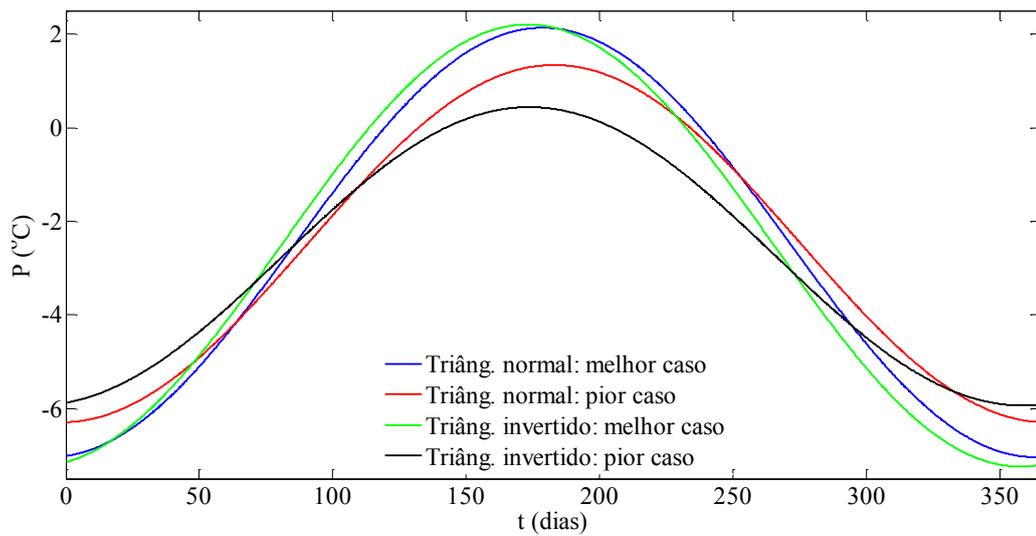


Figura 6.3 - Comparação dos melhores e piores casos de P para os dois padrões em triângulo.

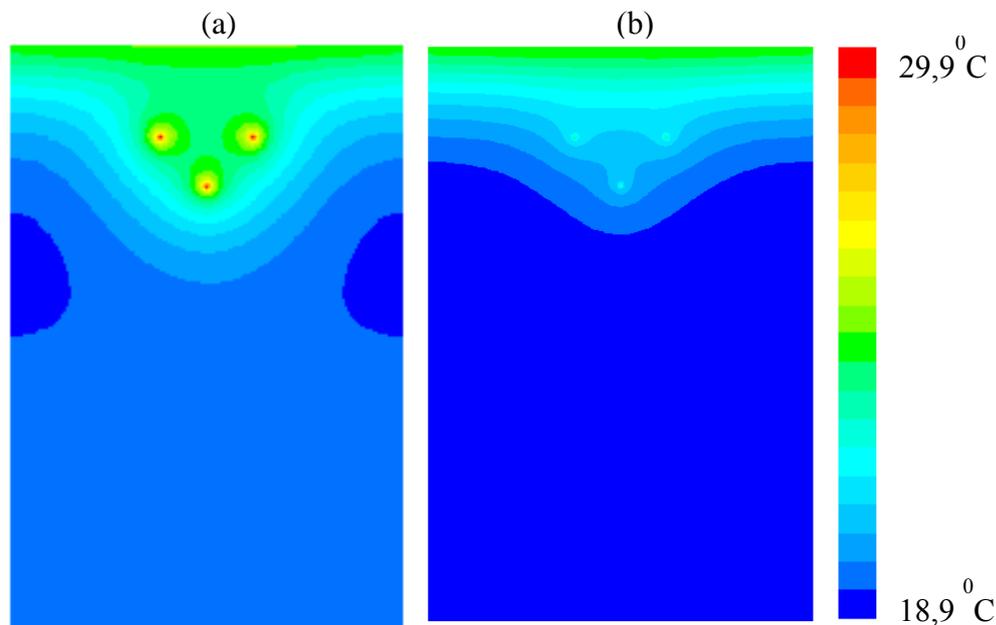


Figura 6.4 - Campos de temperatura no melhor caso (Instalação 4).

Observando os dados em conjunto, os melhores resultados se dão com o aumento de ψ (sendo $\psi = 0,010$ o melhor caso e $\psi = 0,003$ o pior) e com a redução de r , isto é, com aumentos no volume da instalação e com espaçamentos horizontais superiores aos verticais. Assim, nos melhores casos, os dutos estão mais afastados e posicionados próximos da profundidade $D_{ave} = 3\text{ m}$. Quanto à comparação dos padrões de arranjos, pela tendência

linear dos dados (ajuste linear dos valores de $|a_j| + |d_j|$), a Instalação 4 tende a produzir melhores resultados que a Instalação 3 à medida que r diminui, como se vê na Figura 6.5.

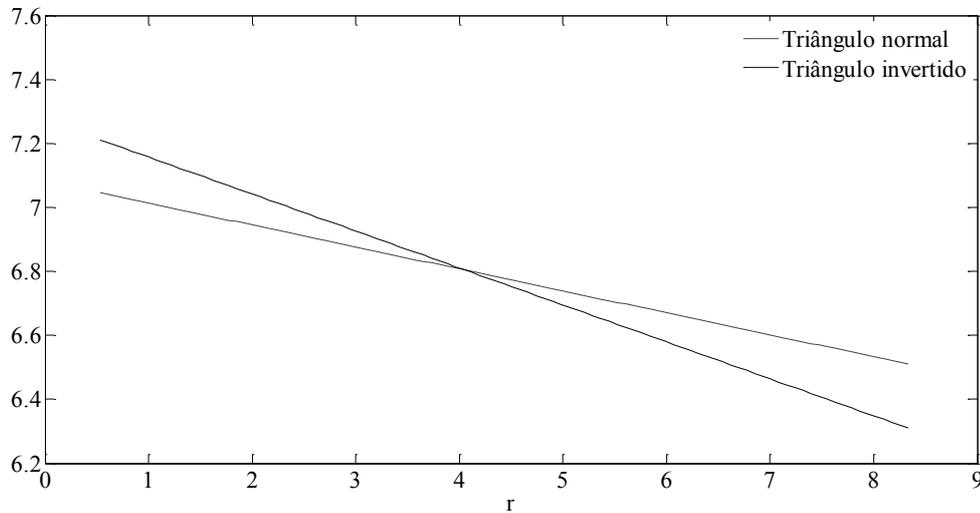


Figura 6.5 - Tendências lineares de $|a_j| + |d_j|$ em relação à r , para $\psi = 0,010$.

Nos melhores e piores casos das Instalações 3 e 4, foram calculados seus potenciais térmicos mensais nos meses mais frios e mais quentes do ano, que são resumidos na Tabela 6.14. Com mais dutos, obtém-se no melhor caso potenciais próximos à -7°C no verão e 2°C no inverno, ampliando os resultados conseguidos com dois dutos. Comparando os melhores e piores casos, relativos às instalações com três dutos, com o estudo dos padrões geométricos são percebidos aumentos relativos nos potenciais térmicos superiores a 16% e 80%, respectivamente, no verão e no inverno. Para o melhor e pior caso, a eficiência anual também foi aumentada, respectivamente, em 64% e 55%, representando um ganho relativo de 18%.

Tabela 6.14 - Potenciais térmicos mensais ($^\circ\text{C}$) nos meses mais quentes e mais frios do ano.

	Dezembro	Janeiro	Junho	Julho
Triângulo invertido: melhor caso	-7,18	-6,69	2,13	1,70
Triângulo normal: melhor caso	-6,92	-6,68	2,01	1,82
Triângulo invertido: pior caso	-5,89	-5,58	0,39	0,12
Triângulo normal: pior caso	-6,14	-6,09	1,17	1,16

Com as ampliações nos potenciais térmicos, também ocorreram aumentos na mesma proporção para as taxas e as quantidades de calor trocado, que são resumidas,

respectivamente, na Tabela 6.15 e na Tabela 6.16, para os meses mais quentes e mais frios do ano, considerando os melhores e piores casos das Instalações 3 e 4. Pelo exposto, nos melhores casos, são obtidas taxas superiores a 980W e 250W para resfriamento e aquecimento, respectivamente. Nos piores casos, essas respectivas taxas são inferiores a 870W e 180W. Assim, nos melhores casos, são possíveis economias de energia com ar condicionado superiores a 720kWh no verão e 180kWh no inverno. Em contrapartida, a potência elétrica necessária para o consumo dos ventiladores é estimada em $C_v \cong 7,6W$.

Tabela 6.15 - Taxa de calor trocado \dot{Q} (W) nos meses mais quentes e frios do ano.

	Dezembro	Janeiro	Junho	Julho
Triângulo invertido: melhor caso	1054,30	982,47	313,50	250,47
Triângulo normal: melhor caso	1017,17	981,03	295,14	266,80
Triângulo invertido: pior caso	864,95	819,14	57,17	17,23
Triângulo normal: pior caso	902,58	894,27	172,51	170,18

Tabela 6.16 - Quantidade de calor trocado Q (kWh), nos meses mais quentes e frios do ano.

	Dezembro	Janeiro	Junho	Julho
Triângulo invertido: melhor caso	784,40	730,96	225,72	186,35
Triângulo normal: melhor caso	756,78	729,88	212,50	198,50
Triângulo invertido: pior caso	643,52	609,44	41,16	12,82
Triângulo normal: pior caso	671,52	665,33	124,21	126,62

6.4 Instalações 5 e 6: Quatro dutos.

Nas Instalações 5 e 6 (ver Figura 3.6 (5) e (6)), são utilizados quatro dutos com diâmetro $D = 0,110m$. Suas vistas transversais formam, respectivamente, padrões em retângulo e em losango. Novamente, a razão $r = S_v/S_h$, entre os espaçamentos verticais S_v e horizontais S_h , é deixada livre para variar, conforme as restrições apresentadas no Capítulo 3. Para avaliar estas instalações, foram feitas 84 simulações, ajustando em cada caso funções para o potencial instantâneo como na Equação (6.4), cujos coeficientes, considerando $\psi = 0,003$, $0,007$ e $0,010$ na Instalação 5, são apresentados, respectivamente, nas Tabela

6.17, Tabela 6.18 e Tabela 6.19. Em relação à Instalação 6, e as mesmas frações de volume, esses coeficientes são dados, respectivamente, nas Tabela 6.20, Tabela 6.21 e Tabela 6.22.

Tabela 6.17 - Instalação 5. $\psi = 0,003$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	0,03	0,05	0,07	0,08	0,18	0,32	0,50	0,72	0,98	1,28	1,62	4,50	8,00	12,50
a_j	4,44	4,85	4,48	4,90	4,44	4,34	4,36	4,34	4,82	4,82	4,82	4,79	4,72	4,60
c_j	-1,46	-1,40	-1,45	-1,39	-1,43	-1,41	-1,42	-1,42	-1,37	-1,37	-1,37	-1,38	-1,39	-1,39
d_j	-2,45	-2,44	-2,45	-2,42	-2,42	-2,40	-2,38	-2,37	-2,34	-2,35	-2,35	-2,42	-2,46	-2,50

Tabela 6.18 - Instalação 5. $\psi = 0,007$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	0,04	0,09	0,16	0,25	0,36	0,49	0,64	0,81	1,00	2,25	4,00	6,25	9,00	12,25
a_j	4,98	5,07	5,09	5,08	5,07	5,07	5,05	5,04	5,03	4,98	4,91	4,79	4,64	4,47
c_j	-1,41	-1,41	-1,40	-1,40	-1,39	-1,39	-1,39	-1,39	-1,39	-1,39	-1,40	-1,40	-1,41	-1,41
d_j	-2,50	-2,52	-2,51	-2,49	-2,48	-2,48	-2,47	-2,47	-2,47	-2,50	-2,54	-2,58	-2,64	-2,67

Tabela 6.19 - Instalação 5. $\psi = 0,010$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	0,24	0,33	0,43	0,54	0,67	0,81	1,22	1,50	2,67	3,38	4,17	6,00	8,17	10,67
a_j	5,19	5,18	5,17	5,17	5,14	5,14	5,11	5,09	5,00	4,96	4,90	4,75	4,57	4,37
c_j	-1,41	-1,41	-1,40	-1,41	-1,40	-1,40	-1,40	-1,40	-1,40	-1,41	-1,41	-1,41	-1,41	-1,42
d_j	-2,57	-2,56	-2,55	-2,55	-2,54	-2,55	-2,56	-2,57	-2,61	-2,63	-2,65	-2,70	-2,74	-2,80

Tabela 6.20 - Instalação 6. $\psi = 0,003$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	0,02	0,20	0,56	1,10	1,82	2,72	3,80	5,06	6,50	8,12	9,92	11,90	14,06	16,40
a_j	5,22	5,03	4,87	4,83	4,84	4,87	4,90	4,91	4,91	4,90	4,88	4,85	4,80	4,75
c_j	-1,44	-1,39	-1,38	-1,37	-1,38	-1,38	-1,39	-1,39	-1,40	-1,40	-1,40	-1,41	-1,41	-1,42
d_j	-2,64	-2,45	-2,36	-2,34	-2,36	-2,40	-2,44	-2,48	-2,52	-2,55	-2,59	-2,62	-2,65	-2,69

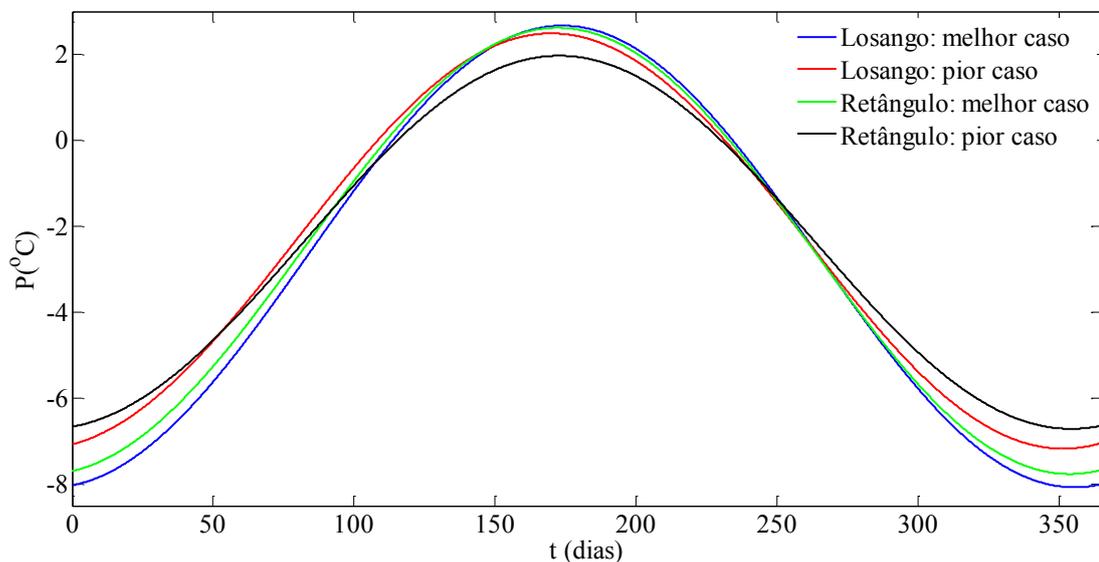
Tabela 6.21 - Instalação 6. $\psi = 0,007$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	0,03	0,18	0,45	0,85	1,36	2,00	2,76	3,65	4,65	5,78	7,03	8,41	9,90	11,52
a_j	5,30	5,24	5,10	5,03	5,01	5,01	5,01	5,00	4,98	4,95	4,90	4,84	4,77	4,69
c_j	-1,44	-1,42	-1,40	-1,39	-1,39	-1,40	-1,40	-1,41	-1,41	-1,41	-1,42	-1,42	-1,43	-1,43
d_j	-2,67	-2,58	-2,50	-2,47	-2,48	-2,51	-2,54	-2,58	-2,62	-2,66	-2,70	-2,74	-2,78	-2,82

Tabela 6.22 - Instalação 6. $\psi = 0,010$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	0,05	0,16	0,33	0,56	0,85	1,20	1,61	2,08	2,61	3,20	3,85	4,56	5,33	6,16
a_j	5,37	5,34	5,25	5,18	5,10	5,10	5,08	5,07	5,06	5,03	5,00	4,96	4,91	4,85
c_j	-1,44	-1,43	-1,41	-1,41	-1,37	-1,40	-1,40	-1,41	-1,41	-1,41	-1,42	-1,42	-1,43	-1,43
d_j	-2,70	-2,66	-2,60	-2,56	-2,59	-2,55	-2,57	-2,60	-2,62	-2,65	-2,69	-2,72	-2,76	-2,79

Avaliando mais uma vez a magnitude do potencial, pela soma dos módulos de a_j e d_j , em termos pontuais, os melhores resultados foram obtidos com a fração de volume $\psi = 0,01$. No caso da Instalação 5, isso se deu com $r = 0,24$ e para a Instalação 6 com $r = 0,05$. Os piores resultados ocorreram com a fração de volume $\psi = 0,003$, sendo $r = 0,72$ para a Instalação 5 e $r = 1,10$ para a Instalação 6. Uma comparação entre os potenciais instantâneos nesses quatro casos é apresentada na Figura 6.6. Também foi incluído na Figura 6.7 um gráfico ilustrativo dos campos de temperatura no melhor caso geral para quatro dutos, que ocorre para o padrão em losango, da Instalação 6.

Figura 6.6 - Comparação dos melhores e piores casos de P para instalações com quatro dutos.

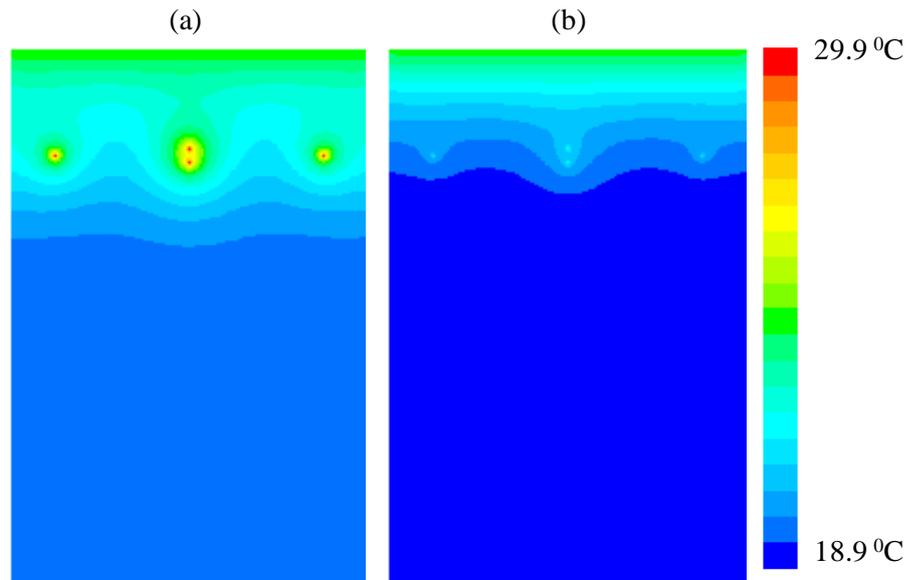


Figura 6.7 - Vista transversal dos campos de temperatura na entrada (a) e saída (b) dos dutos para o melhor caso das instalações com quatro dutos.

Avaliando os dados, nota-se novamente uma melhoria geral com o aumento de ψ e a redução de r , ou seja, aumentando o volume da instalação e o espaçamento horizontal entre os dutos. Assim, nos melhores casos, os dutos estão mais afastados e posicionados próximos da profundidade $D_{ave} = 3\text{ m}$. Quanto à comparação dos padrões de arranjos, pela tendência linear dos dados (ajuste linear dos valores de $|a_j| + |d_j|$), o padrão em losango tende a produzir melhores resultados que o retângulo à medida que r diminui, como se vê na Figura 6.8.

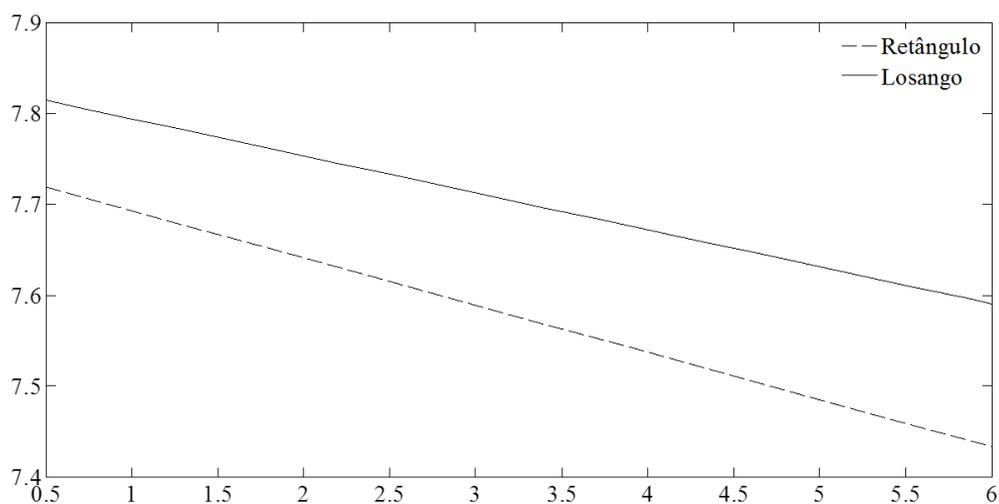


Figura 6.8 - Tendências lineares de $|a_j| + |d_j|$ em relação à r para $\psi = 0,010$.

Uma possível explicação física é que na geometria retangular há duas regiões onde os dutos ficam mais próximos interferindo nas trocas térmicas dos quatro dutos. No losango, isso ocorre apenas na região central, interferindo nas trocas de apenas dois deles.

Em outra análise, o aumento no número de dutos também aumenta as magnitudes dos potenciais térmicos mensais (nos meses mais quentes e mais frios do ano), quando se compara os dados da Tabela 6.23 com aqueles apresentados na Tabela 6.14, para instalações com três dutos. No melhor caso, os potenciais de resfriamento são próximos a $-8,0$ °C no verão, e os de aquecimento próximos a $2,5$ °C no inverno. Comparando os melhores e piores casos, observam-se aumentos relativos superiores a 16% e 26%, respectivamente, no verão e no inverno. Isso significa também aumentos em eficiência, que chegam a 72% para o melhor caso no padrão em losango e 60% no pior caso em retângulo, havendo aqui um ganho relativo em eficiência de 20%.

Tabela 6.23 - Potenciais térmicos mensais (°C) nos meses mais quentes e mais frios do ano.

	Dezembro	Janeiro	Junho	Julho
Losango: melhor caso	-7,95	-7,59	2,55	2,25
Retângulo: melhor caso	-7,67	-7,24	2,52	2,16
Losango: pior caso	-7,10	-6,60	2,42	1,98
Retângulo: pior caso	-6,63	-6,29	1,88	1,60

Em relação ao desempenho energético, comparações entre as taxas de calor trocado e quantidade de calor trocado, para os melhores e piores casos das Instalações 5 e 6, são apresentadas, respectivamente, na Tabela 6.24 e na Tabela 6.25. Nos melhores casos, pode-se obter com os TCSA taxas superiores a 1100 W e 330 W para resfriamento e aquecimento, respectivamente. Nos piores casos, essas respectivas taxas podem ficar inferiores a 1000 W e 280 W. Isso equivale, nos melhores casos, a economias de energia com ar condicionado superiores a 830 kWh no verão e 240 kWh no inverno. Enquanto isso, estima-se um consumo necessário ao sistema de ventilação de $C_v \cong 8,75$ W.

Tabela 6.24 - Taxa de calor trocado \dot{Q} (W) nos meses mais quentes e frios do ano.

	Dezembro	Janeiro	Junho	Julho
Losango: melhor caso	1168,99	1115,95	374,25	330,60
Retângulo: melhor caso	1126,85	1063,68	370,69	316,85
Losango: pior caso	1043,63	970,16	355,54	291,06
Retângulo: pior caso	974,03	924,53	276,69	234,91

Tabela 6.25 - Quantidade de calor trocado Q (kWh) nos meses mais quentes e frios do ano.

	Dezembro	Janeiro	Junho	Julho
Losango: melhor caso	869,73	830,27	269,46	245,96
Retângulo: melhor caso	838,37	791,38	266,89	235,74
Losango: pior caso	776,46	721,80	255,99	216,55
Retângulo: pior caso	724,68	687,85	199,22	174,77

6.5 Instalações 7 e 8: Cinco dutos.

Nas Instalações 7 e 8 (ver Figura 3.6 (7) e (8)), foram usados cinco dutos com diâmetro $D = 0,098$ m, com suas vistas transversais formando, respectivamente, padrões em retângulo e em losango. Basicamente, os mesmos padrões dos TCSA com quatro dutos, inserindo um duto no centro da instalação.

Para analisar estas Instalações, foram simulados 78 casos. Como tem sido feito em todo esse capítulo, seguindo o modelo da Equação (6.4), para cada uma delas foram ajustadas funções para o potencial instantâneo. Os coeficientes dessas funções estão dispostos desde a Tabela 6.26 até a Tabela 6.31, cobrindo as frações de volume $\psi = 0,003$, $0,007$ e $0,010$, para as Instalações 7 e 8.

Tabela 6.26 - Instalação 7. $\psi = 0,003$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08	0,13	0,22	0,50	0,89	2,00	8,00	41,32
a_j	5,32	5,30	5,30	5,29	5,27	5,22	5,14	5,02	4,98	4,99	5,07	4,49
c_j	-1,43	-1,43	-1,42	-1,42	-1,41	-1,40	-1,39	-1,38	-1,37	-1,38	-1,40	-1,43
d_j	-2,61	-2,59	-2,57	-2,55	-2,51	-2,46	-2,41	-2,33	-2,31	-2,34	-2,50	-2,84

Tabela 6.27 - Instalação 7. $\psi = 0,007$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	0,028	0,033	0,04	0,05	0,06	0,08	0,11	0,16	0,33	0,64	1,78	25,00
a_j	5,44	5,47	5,48	5,48	5,48	5,46	5,45	5,41	5,32	5,23	5,19	4,44
c_j	-1,44	-1,44	-1,44	-1,44	-1,44	-1,43	-1,43	-1,42	-1,40	-1,39	-1,40	-1,45
d_j	-2,68	-2,69	-2,69	-2,68	-2,66	-2,64	-2,62	-2,58	-2,51	-2,46	-2,47	-3,01

Tabela 6.28 - Instalação 7. $\psi = 0,010$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09	0,12	0,17	0,24	0,38	0,67	1,50	16,67
a_j	5,55	5,56	5,21	5,20	5,19	5,15	5,13	5,05	4,97	4,88	4,19	3,76
c_j	-1,45	-1,45	-1,47	-1,47	-1,47	-1,46	-1,47	-1,45	-1,44	-1,44	-1,39	-1,45
d_j	-2,73	-2,73	-2,72	-2,71	-2,70	-2,67	-2,64	-2,61	-2,57	-2,53	-2,11	-2,66

Tabela 6.29 - Instalação 8. $\psi = 0,003$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	0,02	0,20	0,56	1,10	1,82	2,72	3,80	5,06	6,50	8,12	9,92	11,90	14,06	16,40
a_j	5,22	5,07	4,99	4,97	4,98	4,98	4,98	4,97	4,96	4,93	4,90	4,85	4,87	4,75
c_j	-1,43	-1,39	-1,37	-1,37	-1,37	-1,38	-1,38	-1,38	-1,39	-1,39	-1,39	-1,40	-1,42	-1,40
d_j	-2,58	-2,39	-2,32	-2,31	-2,33	-2,36	-2,38	-2,41	-2,44	-2,47	-2,49	-2,52	-2,69	-2,57

Tabela 6.30 - Instalação 8. $\psi = 0,007$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	0,03	0,18	0,45	0,85	1,36	2,00	2,76	3,65	4,65	5,78	7,03	8,41	9,90	11,52
a_j	5,22	5,30	5,24	5,20	5,18	5,17	5,16	5,14	5,10	5,06	5,22	4,95	4,87	4,79
c_j	-1,43	-1,41	-1,40	-1,39	-1,39	-1,39	-1,40	-1,40	-1,41	-1,41	-1,43	-1,41	-1,42	-1,42
d_j	-2,58	-2,53	-2,47	-2,45	-2,46	-2,48	-2,51	-2,53	-2,56	-2,59	-2,58	-2,65	-2,69	-2,72

Tabela 6.31 - Instalação 8. $\psi = 0,010$. Valores de a_j , c_j e d_j para cada r .

r	0,05	0,16	0,33	0,56	0,85	1,20	1,61	2,08	2,61	3,20	3,85	4,56	5,33	6,16
a_j	5,37	5,42	5,39	5,35	5,32	5,30	5,28	5,26	5,24	5,21	5,17	5,12	5,07	5,02
c_j	-1,44	-1,43	-1,41	-1,41	-1,41	-1,41	-1,41	-1,41	-1,41	-1,41	-1,42	-1,42	-1,42	-1,42
d_j	-2,64	-2,62	-2,57	-2,54	-2,54	-2,54	-2,56	-2,58	-2,60	-2,62	-2,64	-2,67	-2,69	-2,72

Seguindo como critério o aumento da magnitude do potencial, os melhores resultados foram obtidos com a fração de volume $\psi = 0,010$. Dentro do padrão em retângulo, isso se deu para $r = 0,05$, enquanto no padrão em losango para $r = 0,16$. Os piores resultados ocorreram para a fração de volume $\psi = 0,003$. Os piores casos no padrão em retângulo e losango ocorreram, respectivamente, para $r = 1,50$ e $r = 1,10$. Os gráficos dos potenciais instantâneos ao longo de um ano para esses quatro casos são ilustrados na Figura 6.9. Assim, com cinco dutos, o melhor resultado foi obtido com o padrão em retângulo. Uma ilustração dos campos de temperatura para esse caso está feita na Figura 6.10. Nota-se que esse é o melhor caso geral nesse capítulo, atingindo-se uma eficiência térmica de 74%.

Analisando os dados em conjunto, confirma-se mais uma vez uma melhoria dos resultados com o aumento de ψ e a redução de r . O dado novo é quanto à comparação dos padrões de arranjos, onde o melhor resultado foi obtido com o padrão em retângulo ao invés do losango, como se viu no caso com quatro dutos. Fazendo um ajuste linear dos valores de $|a_j| + |d_j|$, para pequenos valores de r , nota-se pelo gráfico da Figura 6.11 que o padrão em retângulo tende a produzir melhores resultados que o losango, à medida que r diminui.

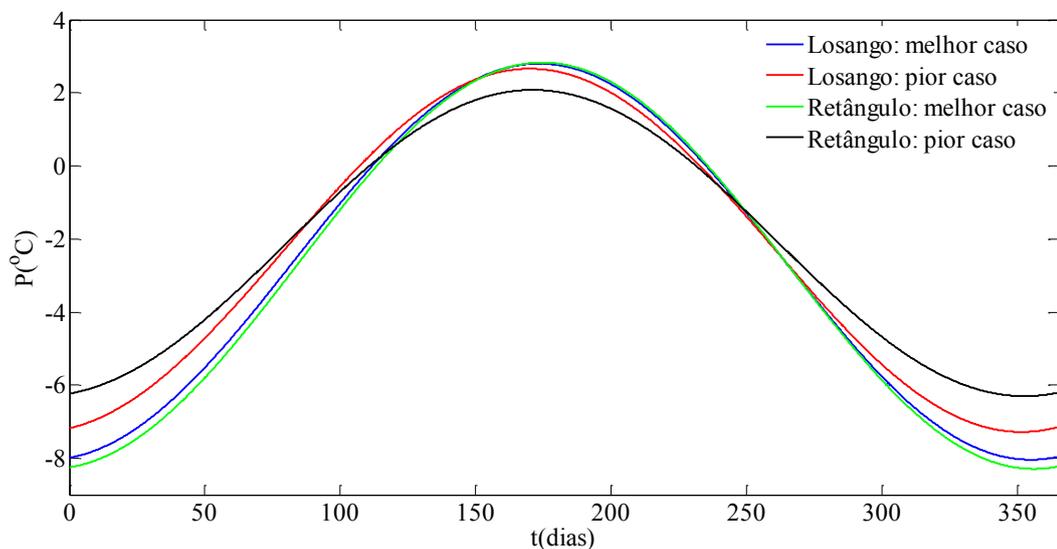


Figura 6.9 - Comparação dos melhores e piores casos de P para instalações com cinco dutos.

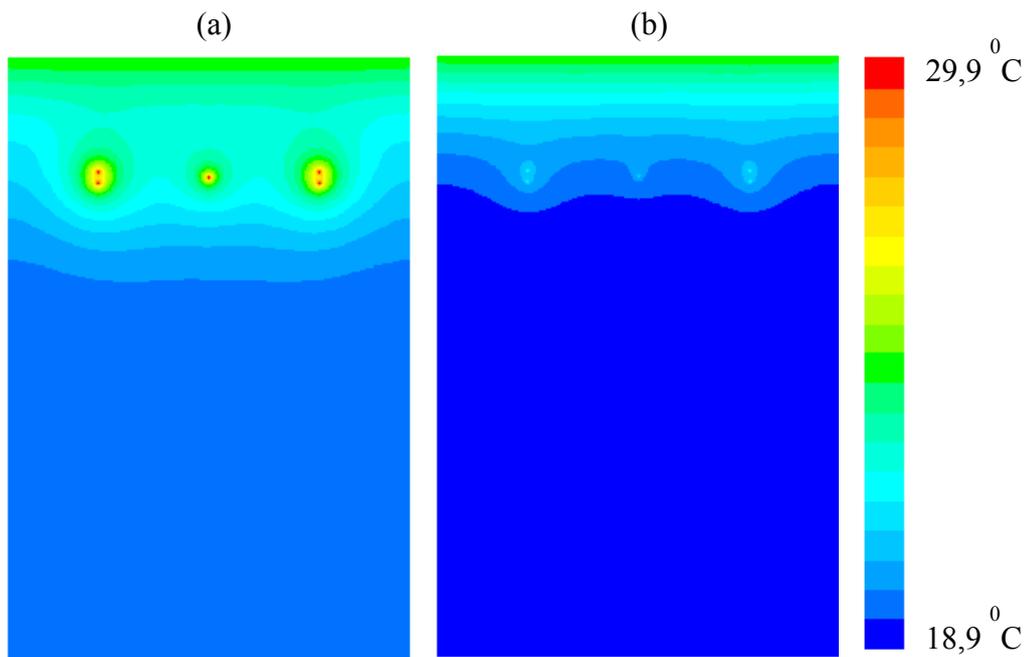


Figura 6.10 - Vista transversal dos campos de temperatura na entrada (a) e saída (b) dos dutos para o melhor caso das instalações com cinco dutos.

Fisicamente, à medida que r diminui, quando os resultados tendem a melhorar nos dois padrões, no caso em retângulo, o duto do meio é afastado dos demais, podendo trocar calor mais livremente com o solo. Já no caso em losango ocorre o oposto, os três dutos centrais são aproximados e interferem nas suas trocas térmicas. Assim, o quinto duto central pode melhorar os resultados para o padrão em retângulo e piorar no padrão em losango.

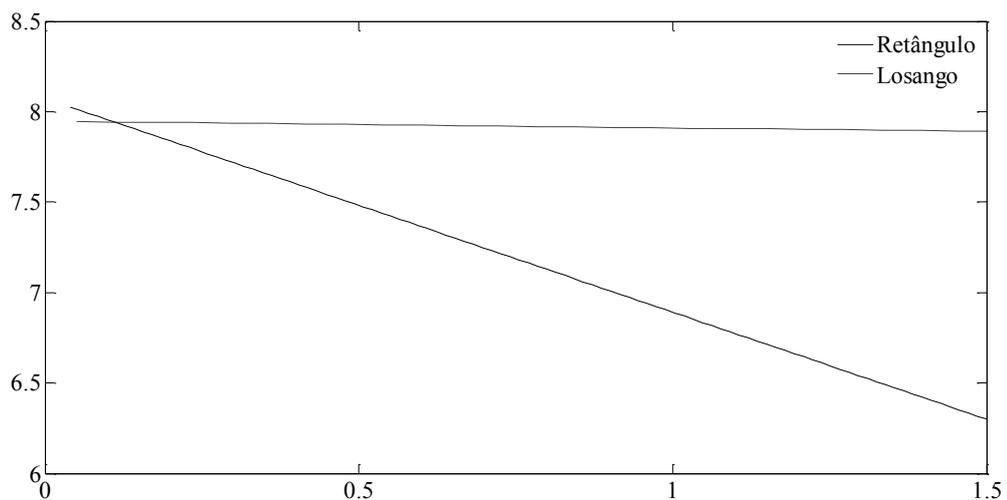


Figura 6.11 - Tendências lineares de $|a_j| + |d_j|$ em relação à r para $\psi = 0,010$.

Seguindo para uma análise dos potenciais térmicos mensais, nos meses mais quentes e frios, seus valores para os melhores e piores casos das instalações com cinco dutos são apresentados na Tabela 6.32. Fazendo mais um balanço geral entre os melhores e piores casos, com cinco dutos, são observadas melhorias relativas superiores a 23% e 25%, respectivamente, no verão e no inverno. Isso se reflete em valores para a eficiência anual de 74% no melhor caso e de 56% no pior caso.

Comparando com os dados das instalações com quatro dutos (Tabela 6.23), percebe-se que a inserção do quinto duto produz uma melhoria nos potenciais do padrão em retângulo, atingindo-se potenciais de resfriamento inferiores à $-8,0^{\circ}\text{C}$ no verão e potenciais de aquecimento superiores a $2,6^{\circ}\text{C}$ no inverno. Entretanto, no padrão em losango a adição do quinto duto não é vantajosa, pois, nos melhores casos, as magnitudes dos potenciais no verão são inferiores aos melhores casos obtidos com quatro dutos.

Tabela 6.32 - Potenciais térmicos mensais ($^{\circ}\text{C}$) nos meses mais quentes e mais frios do ano.

	Dezembro	Janeiro	Junho	Julho
Losango: melhor caso	-7,93	-7,54	2,68	2,36
Retângulo: melhor caso	-8,16	-7,82	2,69	2,41
Losango: pior caso	-7,21	-6,69	2,59	2,14
Retângulo: pior caso	-6,23	-5,84	2,01	1,67

Em relação ao balanço energético, considerando os melhores e piores casos nos meses mais quentes e mais frios, os valores para as taxas de calor trocado e para as quantidades de calor trocado são apresentados na Tabela 6.33 e na Tabela 6.34, respectivamente.

Como já havia sido notado para o potencial térmico, a inserção do quinto duto no padrão em losango não aumentou o desempenho energético. Apenas para padrão em retângulo houve melhoria, com as taxas de calor trocadas, no melhor caso, chegando próximas de 1200 W e 400 W, respectivamente, no verão e no inverno. Esse foi também o melhor caso geral desse capítulo, permitindo economias de energia com ar condicionado superiores a 890 kWh no verão e 280 kWh no inverno. Quanto ao consumo necessário ao sistema de ventilação, estima-se seu valor em $C_v \cong 9,76 \text{ W}$.

Tabela 6.33 - Taxa de calor trocado \dot{Q} (W) nos meses mais quentes e frios do ano.

	Dezembro	Janeiro	Junho	Julho
Losango: melhor caso	1165,33	1107,65	394,32	346,20
Retângulo: melhor caso	1199,38	1148,73	395,77	354,75
Losango: pior caso	1059,35	983,76	380,17	313,83
Retângulo: pior caso	915,99	858,63	295,45	245,75

Tabela 6.34 - Quantidade de calor trocado Q (kWh) nos meses mais quentes e frios do ano.

	Dezembro	Janeiro	Junho	Julho
Losango: melhor caso	867,00	824,09	283,91	257,57
Retângulo: melhor caso	892,34	854,66	284,96	263,93
Losango: pior caso	788,16	731,92	273,72	233,49
Retângulo: pior caso	681,50	638,82	212,73	182,84

Para finalizar, ao avaliar a medida esbelta das instalações estudadas nesse capítulo, a qual é definida pela Equação 5.28, obtém-se os resultados apresentados na Tabela 6.35. Em todos os casos, S_b é maior que 10 e, conforme [Bejan e Lorente, 2008], as perdas locais podem ser desprezadas, conforme se observou nos resultados apresentados.

Tabela 6.35 - Valores da Medida Esbelta dos TCSA em função do diâmetro.

Instalação	1	2	3 e 4	5 e 6	7 e 8
Diâmetro	0,220m	0,155m	0,127m	0,110m	0,098m
S_b	15,80	15,84	15,80	15,80	15,85

6.6 Comparativo das Instalações

Para propiciar um resumo e comparação entre as diferentes configurações propostas neste trabalho, são ilustrados, primeiramente, na Figura 6.12 os potenciais térmicos mensais no verão para os melhores casos em função do número de dutos. Na Figura 6.13, são feitos os mesmos comparativos no inverno. Assim, pode-se visualizar pelos gráficos que o crescimento na magnitude dos potenciais térmicos, com o aumento no número de dutos, é mais rápido até a adição do quinto duto, quando os ganhos ficam menos expressivos.

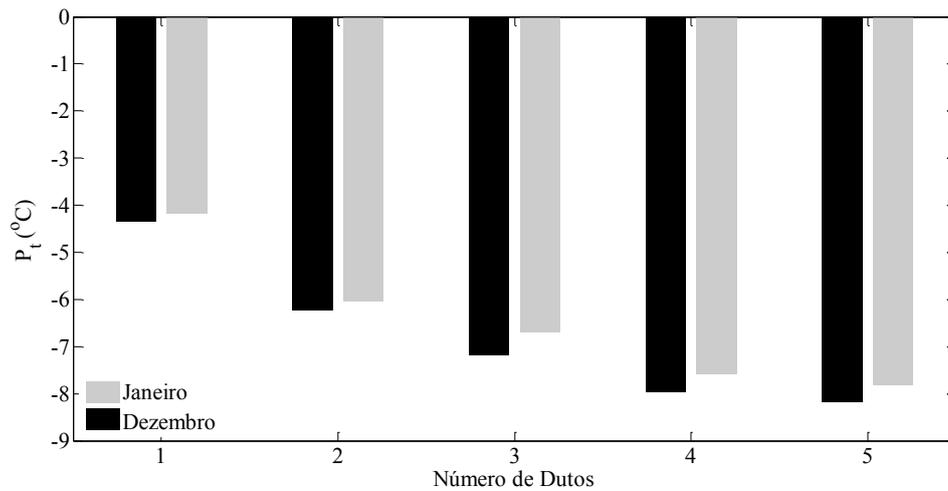


Figura 6.12 - Comparativo dos potenciais térmicos mensais no verão para os melhores casos em função do número de dutos.

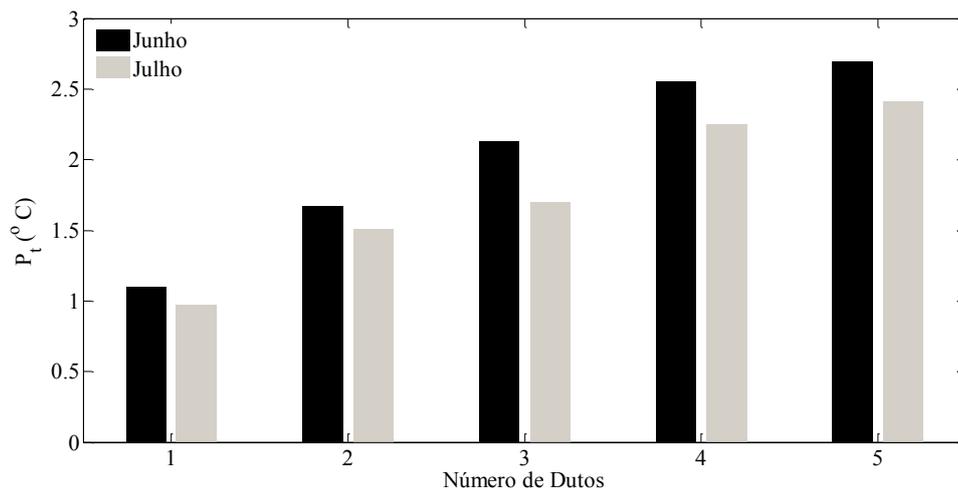


Figura 6.13 - Comparativo dos potenciais térmicos mensais no inverno para os melhores casos em função do número de dutos.

Este mesmo comportamento se dá nos gráficos para a quantidade de calor trocada e eficiência anual (dos melhores casos), em função do número de dutos, que são mostrados, respectivamente, na Figura 6.14 e na Figura 6.15. Fazendo uma comparação em termos energéticos, para o mês de dezembro, por exemplo, os ganhos relativos com a adição de cada novo duto são os seguintes. De um para dois dutos: 30%. De dois para três: 14%. De três para

quatro: 10%. De quatro para cinco: 3%. Isso evidencia um esgotamento nos ganhos, não se estimando maiores vantagens em adicionar mais dutos nas instalações.

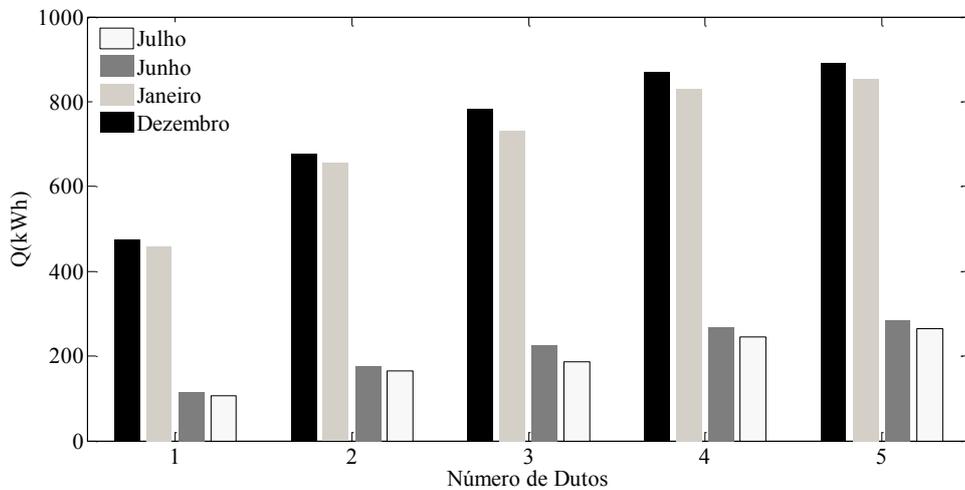


Figura 6.14 - Comparativo da quantidade de calor trocada no verão e inverno para os melhores casos em função do número de dutos.

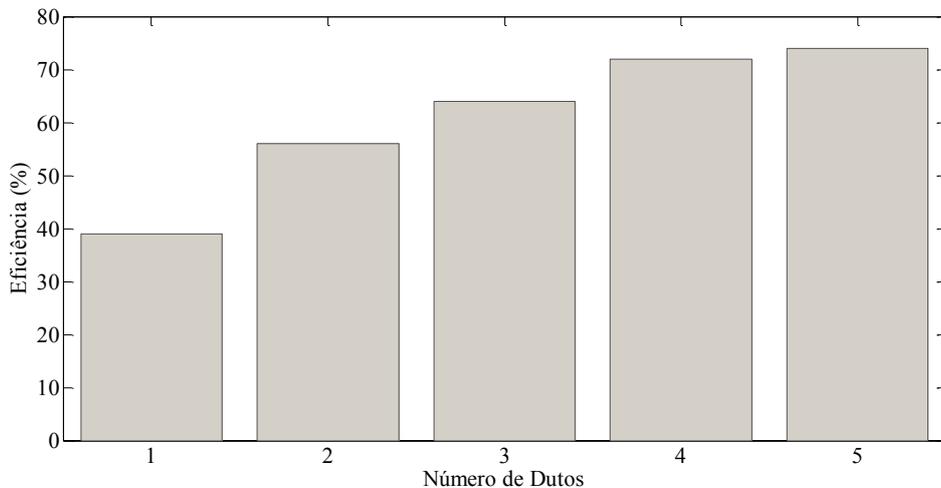


Figura 6.15 - Comparativo das eficiências anuais para os melhores casos em função do número de dutos.

6.7 Conclusões

Utilizando o método Design Construtal foram analisados neste capítulo oito tipos de instalações para TCSA, contendo de um a cinco dutos. Baseando-se nos dados de 245 simulações, foram avaliadas questões referentes a potencial térmico, balanço energético e

eficiência anual, relacionando-as com possíveis configurações geométricas das instalações, que estavam restringidas por um domínio computacional de tamanho finito.

Em todos os casos, a vazão de ar nos TCSA foi mantida constante, com isso o aumento no número de dutos foi acompanhado de uma redução nos seus diâmetros. Nas instalações com três ou mais dutos, as variações da razão r , entre seus espaçamentos verticais e horizontais, se deram respeitando também três valores fixos para as frações de volume ψ , que são as razões entre o volume da instalação e o volume do domínio computacional.

Para todas as instalações, os melhores resultados ocorreram para a fração de volume $\psi = 0,010$ e os piores resultados com $\psi = 0,003$. Usualmente, também se observaram vantagens em reduzir r . Em outras palavras, há melhorias de desempenho com aumentos no volume ocupado pela instalação, acompanhadas de espaçamentos horizontais entre os dutos maiores que os verticais. Assim, os dutos ficam mais afastados e próximos da profundidade de referência $D_{ave} = 3 m$. Na prática, porém, o espaço útil para a construção dos TCSA pode ser um fator limitante. Isso inviabiliza longos espaçamentos e justifica avaliações adequadas das possibilidades para ψ e r , como as feitas nesse capítulo, via Design Construtal.

Em geral, pelos resultados obtidos, foram observadas possibilidades de ganhos no desempenho térmico dos TCSA com o aumento no número de dutos. Assim, com a divisão do fluxo de ar, e a utilização de dutos de menor diâmetro, facilita-se a transferência de calor entre o ar que escoar no duto e o solo a sua volta. Todavia, notou-se uma saturação nessa regra a partir da adição de um quinto duto.

Dependendo do padrão geométrico, como foi o caso em losango, a adição de um quinto duto no centro da instalação produziu resultados piores do que os obtidos com apenas quatro dutos. Por outro lado, ocorreram melhorias de desempenho ao adicionar um quinto duto no padrão em retângulo. Portanto, a adição de novos dutos nas instalações de TCSA, sem um cuidado com a sua disposição geométrica, não garante desempenhos superiores.

7 MODELOS PARA O POTENCIAL TÉRMICO DE TCSA

Baseando-se no método design construtal, este capítulo introduz novos modelos periódicos para o potencial térmico de Trocadores de Calor Solo-Ar (TCSA). Como estudo de caso, analisa-se o melhor espaçamento para três dutos visando aumentar a transferência de calor entre o solo e o ar. Os dutos assumem o padrão geométrico de um triângulo normal, conforme ilustrado na Figura 3.6 (3), com seu centro enterrado na profundidade de referência $D_{ave} = 3$ m.

Em geral, adota-se aqui condições semelhantes às propostas no capítulo anterior, utilizando-se o(a)s mesmo(a)s: domínio computacional, modelo Simplificado, restrições globais e frações de volume ψ . Uma exceção importante é que nesse capítulo a velocidade do ar na entrada dos dutos é reduzida para 1,0 m/s, o que produz melhorias no potencial térmico, como já visto no Capítulo 5.

Por conveniência, os novos modelos obtidos para o potencial térmico instantâneo foram desenvolvidos em termos da razão $s = S_h/S_v$, entre os espaçamentos horizontais (S_h) e verticais (S_v) dos dutos, permitindo avaliar como as variações de s afetam o desempenho térmico de TCSA. Uma contribuição nova é o estabelecimento de modelos matemáticos contínuos para as relações entre s e o potencial térmico instantâneo de TCSA. Isto permite obter resultados e conclusões adicionais quanto à eficiência e desempenho energético de TCSA, em função da sua geometria.

Antes de prosseguir, convém notar que este capítulo envolve resultados aceitos para publicação no trabalho [Ramalho et al., 2017].

7.1 Modelando o potencial térmico instantâneo

Como se pode ter percebido nos capítulos anteriores, o potencial térmico instantâneo é função de muitas variáveis além do tempo. Em uma tese preocupada com a teoria Construtal, há um interesse particular em compreender a relação entre o potencial térmico e a razão s . Uma das principais contribuições deste capítulo é mostrar que P pode ser escrito na forma:

$$P(t, s) = a(s)\text{sen}(bt + c) + d, \quad (7.1)$$

onde b , c e d são constantes reais, e a amplitude a é função de s .

Como mostrado na Figura 7.1, onde há uma comparação do potencial térmico instantâneo P para três valores diferentes de s , dentro da mesma fração de volume ψ , a razão s influencia diretamente suas amplitudes, pouco alterando suas frequências, fases, ou valores médios.

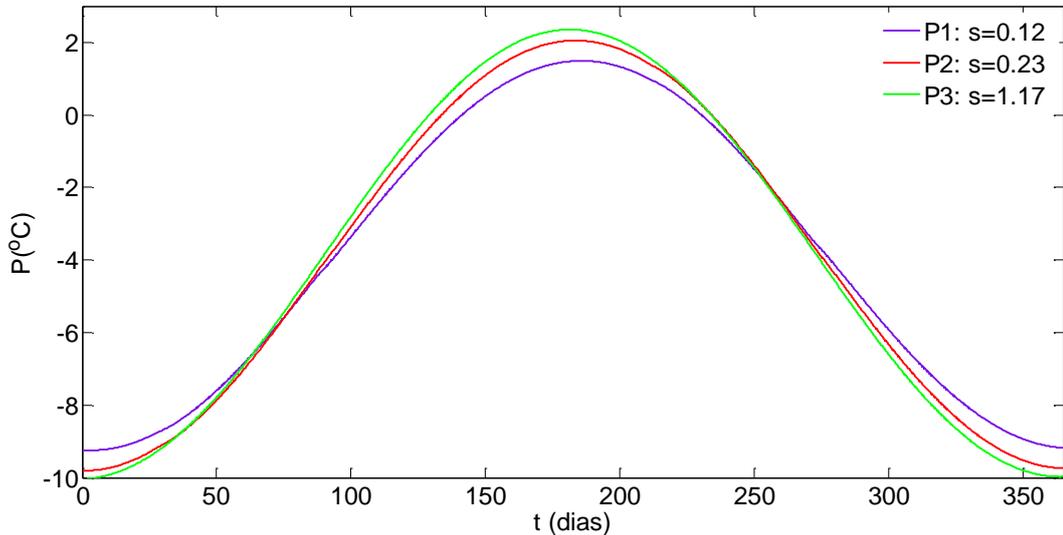


Figura 7.1 - Três casos de potenciais térmicos instantâneos para $\psi = 0,010$.

Para verificar isto numericamente, a partir de 42 casos simulados, os potenciais térmicos instantâneos foram ajustados primeiramente na forma usualmente adotada no Capítulo 6, isto é:

$$P_j(t) = a_j \text{sen}(b_j t + c_j) + d_j. \quad (7.2)$$

Os valores aproximados dos coeficientes a_j , c_j e d_j são apresentados nas Tabelas 7.1, 7.2 e 7.3, considerando as frações de volume $\psi = 0,010$, $0,007$ e $0,003$, respectivamente. Assim como nos capítulos anteriores, todos os valores para b_j foram aproximadamente iguais a $2\pi/365 \cong 0,017$.

Tabela 7.1 - Valores dos coeficientes a_j , c_j e d_j para cada s considerando $\psi = 0,010$.

s	0,12	0,14	0,16	0,19	0,23	0,28	0,34	0,44	0,58	0,69	0,80	0,92	1,05	1,17
a_j	5,36	5,52	5,62	5,79	5,92	6,03	6,12	6,21	6,27	6,27	6,33	6,30	6,32	6,18
c_j	-1,62	-1,61	-1,60	-1,60	-1,59	-1,59	-1,58	-1,58	-1,57	-1,57	-1,57	-1,57	-1,57	-1,56
d_j	-3,87	-3,89	-3,80	-3,87	-3,86	-3,85	-3,81	-3,83	-3,82	-3,80	-3,82	-3,80	-3,79	-3,82

Tabela 7.2 - Valores dos coeficientes a_j , c_j e d_j para cada s considerando $\psi = 0,007$.

s	0,09	0,11	0,13	0,15	0,18	0,23	0,29	0,39	0,53	0,66	0,78	0,94	1,10	1,26
a_j	5,32	5,46	5,58	5,69	5,80	5,89	5,96	6,02	6,07	6,28	6,10	6,31	6,31	6,12
c_j	-1,63	-1,62	-1,61	-1,60	-1,59	-1,58	-1,57	-1,57	-1,56	-1,56	-1,55	-1,56	-1,56	-1,55
d_j	-3,84	-3,83	-3,82	-3,81	-3,81	-3,80	-3,79	-3,78	-3,78	-3,77	-3,77	-3,76	-3,76	-3,77

Tabela 7.3 - Valores dos coeficientes a_j , c_j e d_j para cada s considerando $\psi = 0,003$.

s	0,05	0,06	0,08	0,09	0,11	0,15	0,19	0,27	0,39	0,50	0,63	0,81	1,01	1,18
a_j	5,38	5,51	5,62	5,73	5,82	5,89	5,96	6,00	6,03	6,26	6,05	6,27	6,27	6,05
c_j	-1,61	-1,60	-1,60	-1,59	-1,58	-1,57	-1,56	-1,56	-1,55	-1,55	-1,54	-1,55	-1,55	-1,53
d_j	-3,78	-3,78	-3,77	-3,76	-3,76	-3,75	-3,74	-3,73	-3,73	-3,71	-3,72	-3,70	-3,70	-3,71

Pelos resultados das Tabelas 7.1 a 7.3, os coeficientes c_j e d_j variam bem menos que a_j com relação à s . Por exemplo, para $\psi = 0,007$, os desvios padrão [Bulmer, 1979] de a_j , c_j e d_j são 0,32, 0,03 e 0,03, respectivamente. Logo, é razoável aproximar c_j e d_j pelos seus respectivos valores médios e ajustar por mínimos quadrados apenas a_j em função de s .

Antes de prosseguir, é importante ressaltar que essa foi uma característica do estudo de caso apresentado neste capítulo. Em muitos casos vistos no capítulo anterior, as variações de d_j são tão significativas quanto às de a_j , sendo necessário obter uma função $d(s)$ para ajustar os dados discretos d_j .

Feitas essas considerações, a partir dos dados obtidos numericamente, é possível desenvolver as seguintes três funções para modelar o potencial térmico instantâneo.

Para $\psi = 0,010$

$$P(t, s) = a(s) \operatorname{sen}(0,017t - 1,584) - 3,831, \quad (7.3)$$

onde,

$$a(s) = -8,166 s^4 + 23,463 s^3 - 24,491 s^2 + 11,156 s + 4,373. \quad (7.4)$$

Para $\psi = 0,007$

$$P(t, s) = a(s) \operatorname{sen}(0,017t - 1,578) - 3,792, \quad (7.5)$$

onde,

$$a(s) = -6,476 s^4 + 18,449 s^3 - 18,596 s^2 + 8,158 s + 4,780. \quad (7.6)$$

Para $\psi = 0,003$

$$P(t, s) = a(s)\text{sen}(0,017t - 1,567) - 3,740, \quad (7.7)$$

onde,

$$a(s) = -8,460 s^4 + 21,700 s^3 - 19,288 s^2 + 7,206 s + 5,149. \quad (7.8)$$

Nas Equações 7.3 a 7.8, as unidades de P e t são, respectivamente, °C e dias. A variável s é adimensional. Aqui, é importante destacar que foram adotados polinômios de quarto grau visando um aumento na correlação com os dados. A Figura 7.2 compara os gráficos dos resultados discretos a_j e seus três polinômios de ajuste, com graus 4, 3 e 2, respectivamente nomeados: $a_4(s)$, $a_3(s)$ and $a_2(s)$. Como mostrado, a curva para $a_4(s)$ segue mais próxima dos dados discretos. Mais ainda, para este caso, existe um coeficiente de correlação de Pearson R [Bulmer, 1979] entre $a_4(s_j)$ e a_j de 0,997.

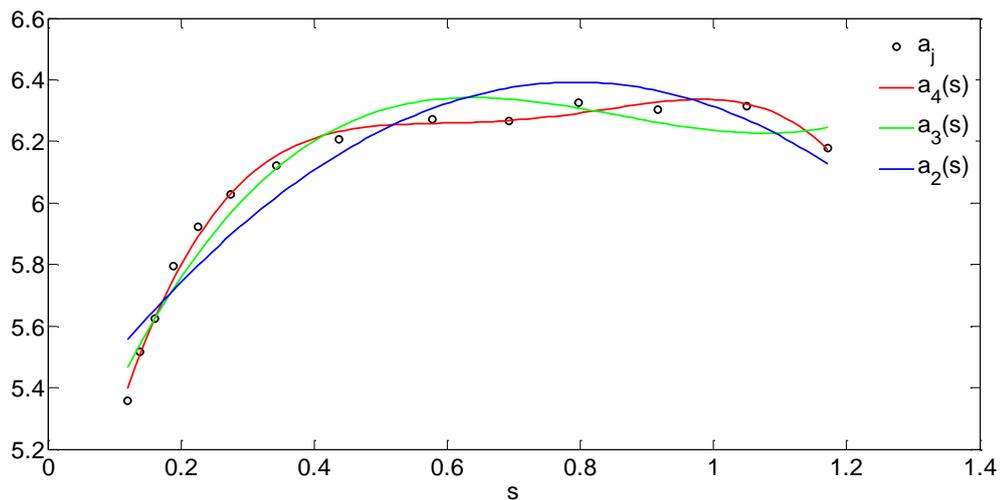


Figura 7.2 - Comparação entre a_j e seus ajustes $a_n(s)$ de grau n para $\psi = 0,010$.

Para projetos de TCSA, o objetivo principal é maximizar as diferenças (positivas ou negativas) entre as temperaturas da entrada e saída dos dutos. Portanto, é desejável calcular o máximo e o mínimo das funções potenciais térmicas instantâneas.

Assim, utilizando estas funções recentemente desenvolvidas, um primeiro passo é o de encontrar a amplitude máxima do potencial instantâneo que é dada pelas funções $a(s)$. Uma vez que estas funções são polinômios, os seus valores máximos ocorrem onde as suas

primeiras derivadas são iguais a zero, ou nos limites dos intervalos considerados para as variáveis s (Stewart, 2006).

No caso de $\psi = 0,010$, s varia no intervalo $[0,12; 1,17]$. A derivada da Equação (7.4) é dada por:

$$\frac{da(s)}{ds} = -32,671 s^3 + 70,406 s^2 - 48,992 s + 11,156, \quad (7.9)$$

e ela se anula, aproximadamente, em $s = 1$. Como $a(0,12) = 5,40$, $a(1,00) = 6,34$ e $a(1,17) = 6,17$, então é possível concluir que a amplitude máxima do potencial térmico instantâneo é de cerca de $6,34$ °C, o que ocorre para uma relação $s = S_h/S_v \cong 1$.

Fazendo cálculos semelhantes para $\psi = 0,007$ e $\psi = 0,003$, a amplitude máxima ocorre também quando $s \cong 1$. Em ambos os casos seu valor é próximo de $6,31$ °C. Assim, embora seja por uma diferença relativamente pequena, a fração de volume $\psi = 0,010$ dá o melhor desempenho térmico para os casos considerados neste trabalho. Olhando para estes resultados do ponto de vista geométrico, dentro das faixas de valores estudadas, percebe-se que um arranjo suficientemente robusto para os dutos toma a forma de triângulos isósceles com base e altura unitárias.

Depois de calcular o valor máximo de amplitude com a função de s , é possível encontrar os valores máximos e mínimos do potencial térmico instantâneo em relação ao tempo t . Em particular, é conveniente para a análise concentrar-se, daqui em diante, considerando $\psi = 0,010$ e a função potencial definida pela Equação (7.3) e Equação (7.4), uma vez que a maior amplitude foi obtida para esta fração de volume.

Portanto, como os valores máximo e mínimo da função seno são, respectivamente, 1 e -1, eles ocorrem nos seguintes dias.

Máximo:

$$\text{sen}(0,017t_{max} - 1,584) = 1 \rightarrow 0,017t_{max} - 1,584 = \frac{\pi}{2} \rightarrow t_{max} \cong 186 \text{ dias}. \quad (7.10)$$

Mínimo:

$$\text{sen}(0,017t_{min} - 1,584) = -1 \rightarrow 0,017t_{min} - 1,584 = -\frac{\pi}{2} \rightarrow t_{min} \cong 1 \text{ dia}. \quad (7.11)$$

Como esperado, estes resultados estão de acordo com os gráficos na Figura 7.1, onde o valor máximo do potencial térmico instantâneo ocorre quase no meio do ano (após 186 dias, durante o inverno), enquanto o seu valor mínimo ocorre no início do ano (no verão). Com

base nesses dados, os valores máximos e mínimos para o potencial térmico instantâneo, para todos os casos estudados, são dados por:

$$P_{max} = P(186, 1) \cong 2,5^{\circ}C, \quad (7.12)$$

$$P_{min} = P(1, 1) \cong -10,2^{\circ}C. \quad (7.13)$$

7.2 Potencial Térmico Mensal e Desempenho Energético

Levando em consideração estes resultados, para um mês compreendido entre os dias t_0 e t_n , o potencial térmico mensal é dado por:

$$P_T = \frac{\int_{t_0}^{t_n} P(t, s) dt}{t_n - t_0}, \quad (7.14)$$

para cada valor fixo de s .

A partir destas análises, o maior potencial térmico para resfriamento é conseguido, em Janeiro (entre os dias 0 a 31) e para uma relação $s = 1$. Assim, ele é dado por:

$$P_T = \frac{\int_0^{31} P(t, 1) dt}{31 - 0} \cong -9,9^{\circ}C. \quad (7.15)$$

Por outro lado, o maior potencial para o aquecimento térmico ocorre em Julho (entre os dias 181 a 212) e seu valor é:

$$P_T = \frac{\int_{181}^{212} P(t, 1) dt}{212 - 181} \cong 2,3^{\circ}C. \quad (7.16)$$

Comparando os resultados da mesma instalação apresentados no capítulo anterior, cabe notar que os ganhos de magnitude em P_T se devem a redução da velocidade do ar na entrada dos dutos. Porém, isso reduz as taxas de calor trocadas, estimando-se $\dot{Q} = 440,7 W$ em Janeiro e $\dot{Q} = 103,4 W$ em Julho. Isto corresponde, nesses respectivos meses, a quantidades de calor trocadas no valor de 327,9 kWh e 77,0 kWh.

7.3 Conclusões

Baseando-se no método Design Construtal, este capítulo desenvolveu uma modelagem matemática para determinar os potenciais térmicos instantâneos de TCSA compostos por três

duto. Não apenas se observou que P é uma função periódica no tempo t , mas também que a sua amplitude é afetada diretamente pela razão s entre os espaçamentos horizontais e verticais dos dutos.

Isto levou a novos modelos para P em função de s e t . A partir deles, dentro da gama de simulações estudadas, este trabalho determinou: a melhor fração de volume para o conjunto de TCSA ($\psi = 0,010$); a amplitude máxima de P ($6,34$ °C); o melhor espaçamento entre os dutos (ocorrendo para $s \cong 1$); a melhor forma geométrica (os resultados apontam que os dutos devem ser dispostos formando triângulo isósceles com medida de base igual a da altura); os dias e os meses com potenciais mais elevados e os seus valores (que ocorrem em Janeiro e Julho). Também foi calculado o desempenho energético, atingindo-se uma quantidade máxima de calor trocada, estimada em $327,9$ kWh para o mês de Janeiro.

Como observação final, a metodologia empregada pela primeira vez neste trabalho, para modelar o potencial térmico instantâneo, considerou apenas três dutos como um estudo de caso. Sua aplicabilidade para analisar outros casos e geometrias deve ser objeto de futuros trabalhos.

8 CONCLUSÕES

Esta tese apresentou diferentes contribuições referentes ao estudo e aprimoramento de Trocadores de Calor Solo-Ar (TCSA) baseando-se em modelos numéricos desenvolvidos a partir de condições experimentais encontradas em uma instalação real, construída no interior do estado do Rio Grande do Sul, no Brasil.

O Capítulo 5 apresenta os primeiros resultados novos, com avaliações do desempenho térmico de TCSA em função do diâmetro D dos dutos e da velocidade média de escoamento do ar v . Uma primeira novidade é a introdução e modelagem do chamado potencial térmico instantâneo P , que mede as diferenças entre as temperaturas nas saídas e entradas dos dutos, em um instante qualquer de tempo t . A partir de P , definiu-se então o potencial térmico mensal (que era uma medida comumente adotada em referências anteriores) e foram obtidas formulações analíticas para outras medidas de desempenho, como é o caso da eficiência anual θ e a quantidade de calor trocado Q .

Dos resultados avaliados, observou-se um crescimento na magnitude do potencial térmico com reduções em v e/ou D , e nos melhores casos foram encontrados valores próximos a -11°C para os potenciais térmicos mensais no verão. De modo inverso, as taxas de calor trocado cresceram com aumentos em v e/ou D , permitindo obter taxas de resfriamento próximas de 350 W. Esses dados foram obtidos após um estudo restringindo as variações em v e D para possibilitar a operação dos TCSA com $\theta \geq 80\%$. Além disso, dos cálculos feitos para a potência elétrica necessária ao funcionamento do sistema de ventilação, foi menor que 1% da energia economizada com o uso dos TCSA, permitindo altos coeficientes de performance desses dispositivos.

O Capítulo 6 trouxe um conjunto de novos resultados envolvendo a aplicação do método Design Construtal para estudar oito casos de configurações geométricas para instalações de TCSA envolvendo de um a cinco dutos. Como restrições, a vazão de ar \dot{m} nos dutos foi mantida constante e as variações nas razões r entre seus espaçamentos verticais e horizontais precisavam satisfazer três valores fixos para as razões ψ entre o volume da instalação e o volume do domínio computacional.

O objetivo no estudo era ampliar a magnitude do potencial térmico dos TCSA e, conseqüentemente (visto que \dot{m} foi fixada) a quantidade de calor trocada e a eficiência anual

dos TCSA. Em geral, notou-se que isso pode ser feito aumentando ψ e reduzindo r . Ou seja, há melhorias no potencial térmico com aumentos no volume ocupado pela instalação e espaçamentos horizontais superiores aos espaçamentos verticais. Na prática, porém, os espaços físicos nas obras de TCSA podem ser bastante limitados, havendo a necessidade de uso de valores intermediários. Além disso, ocorreram exceções como foi o caso da Instalação 8, onde as reduções em r não implicaram em aumentos significativos no potencial.

Mantendo \dot{m} prescrito, também se perceberam ganhos significativos com o aumento no número de dutos. No entanto, a partir do quinto duto, percebeu-se uma saturação nos ganhos. Isto é, na maioria dos casos, os ganhos relativos às instalações com quatro dutos ficaram inferiores a 5%. Além disso, verificou-se que uma colocação descuidada de um quinto duto pode gerar resultados inferiores aqueles de instalações com apenas quatro dutos. Assim, os melhores resultados foram obtidos para instalações com quatro dutos (transversalmente formando um padrão em losango), ou então para instalações com cinco dutos (com padrão em retângulo e um duto no centro).

Finalmente, no Capítulo 7, baseando-se ainda em Design Construtal, foi feito um estudo de caso envolvendo instalações com três dutos. Um dos principais resultados do capítulo foi relativo à modelagem do potencial térmico instantâneo a partir de funções periódicas, com amplitude em função da razão s entre os espaçamentos horizontais e verticais dos dutos. A partir desses modelos analíticos, dentro da gama de simulações estudadas, foi calculada a melhor fração de volume ($\psi = 0.010$) e o melhor espaçamento entre os dutos, que ocorreu para $s \cong 1$, indicando um padrão dos dutos na forma de triângulo isósceles com a base igual a altura.

Do exposto, a pesquisa em TCSA é um campo bastante fértil e os resultados obtidos nessa tese motivam novas pesquisas e trabalhos futuros, almejando-se avançar nas seguintes ideias:

- Prosseguir aplicando Design Construtal na avaliação do desempenho energético de TCSA, avaliando novas possibilidades para seus arranjos;
- Prospectar dados de solos existentes em outras localidades no estado do Rio Grande do Sul e seus potenciais para a instalação de TCSA;
- Produzir novos estudos experimentais advindos de instalações existentes, ou buscar alavancar novas instalações, ainda que em pequena escala;

- Desenvolvimento e estudos de novos modelos para TCSA e para seu potencial térmico, bem como avaliar novas metodologias para a melhoria de modelos já existentes;
- Estudar outros aspectos relevantes para o condicionamento de ar, como umidade e filtragem.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Ascione, F., Bellia, L., e Minichiello, F., Earth-to-air heat exchangers for Italian climates, **Renewable Energy**, Vol. 36, pp. 2177-2188, 2011.

Almogbel, M.; Bejan, A.; Conduction trees with spacings at the tips. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 42, pp. 3739-3756, 1999.

ANSYS, **Guia do Usuário do FLUENT**, version 6.3.16, 2007.

Azad, A. V.; Amidpour, M. , Economic optimization of shell and tube heat exchanger based on constructal theory, **Energy**, Vol. 36, pp. 1087-1096, 2011.

Bansal, V.; Misra, R.; Das Agarwal, G.; Mathur, J.; Transient effect of soil thermal conductivity and duration of operation on performance of Earth Air Tunnel Heat Exchanger, **Applied Energy**, Vol. 103, pp. 1-11, 2013.

Bansal, V.; Misra, R.; Agrawal, G. D.; Mathur, J., Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for summer cooling, **Energy and Buildings**, Vol. 42, pp. 645-648, 2010.

Bansal, V.; Misra, R.; Agrawal, G. D.; Mathur, J.; Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for winter heating, **Energy and Buildings**, Vol. 41, pp. 1151-1154, 2009.

Bansal, V.; Misra, R.; Das Agarwal, G.; Mathur, J., Transient effect of soil thermal conductivity and duration of operation on performance of Earth Air Tunnel Heat Exchanger, **Applied Energy**, Vol 103, pp. 1-11, 2013.

Bartle, R. G., **The Elements of Real Analysis**, 2ª edição, New York, USA: John Wiley & Sons, 1976.

Bejan, A., Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, pp. 799-816, 1997.

Bejan. A., **Shape and Structure. from Engineering to Nature**, Cambridge UK: Cambridge University, 2000.

Bejan, A.; Almgobel, M., Constructal T-shaped fins, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 43, pp. 2101-2115, 2000.

Bejan, A.; Lorente, S., Constructal theory of generation of configuration in nature and engineering, **Journal of Applied Physics**, Vol 100, 041301, 2006.

Bejan, A., ; Lorente, S., The Constructal Law (La Loi Constructale). **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 49, pp. 445-445, 2006.

Bejan, A.; Lorente, S.; **Design with Constructal Theory**, Hoboken: Wiley, 2008.

Bejan, A.; Zane, J. P.; **Design in Nature**. New York: Doubleday, 2012.

Biserni, C., Rocha, L. A. O., Bejan, A., Inverted fins: geometric optimization of the intrusion into a conducting wall. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 47, pp. 2577-2586, 2004.

Biserni, C., Rocha, L. A. O., Stanescu, G., Lorenzini, E., Constructal H-shaped cavities according to Bejan's theory. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 50, pp. 2132-2138, 2007.

Brum, R. S.; Rocha, L. A.; Vaz, J.; Santo, E. D.; Isoldi, L. A.; Development of Simplified Numerical Model for Evaluation of the Influence of Soil-Air Heat Exchanger Installation Depth Over Its Thermal Potentia, **International Journal of Advanced Renewable Energy Research**, pp. 505-514, 2012.

Brum, R. S.; Isoldi, L. A.; dos Santos, E. D.; Vaz, J.; Rocha, L. A.; Two-Dimensional Computational Modeling Of The Soil Thermal Behavior Due To The Incidence Of Solar Radiation, **Engenharia Térmica**, Vol. 12, pp. 63-68, 2013a.

Brum, R. S.; Vaz, J.; Rocha, L. A.; dos Santos, E. D.; Isoldi, L. A.; A new computational modeling to predict the behavior of Earth-Air Heat Exchangers, **Energy and Buildings**, Vol. 64, pp. 395-402, 2013b.

Brum, R. S., Ramalho, J. V. A., Rocha, L. A. O., Isoldi, L. A., Santos, E. D. A Matlab code to fit periodic data. **Revista Brasileira de Computação Aplicada**, 7(2), pp. 16-25, 2015.

Brum, R. S., Ramalho, J. V. A., Rocha, L. A. O., Isoldi, L. A., Santos, E. D. Transient Models to Analyze the Influence of the Air Velocity and Ducts Diameter on the Performance of Earth-Air Heat Exchangers, **International Journal of Fluid Mechanics Research**, Vol. 43, pp. 503-520, 2016.

Brunetti, F., **Mecânica dos Fluidos**, 2nd Ed., São Paulo, Brazil: Pearson Prentice Hall, 2008.

Bulmer, M. G. ,**Principles of Statistics**, New York, USA: Dover Publications Inc., 1979.

Burden, R. L.; Faires, J. D.; **Análise numérica**, São Paulo Brasil: Pioneira Thomsom Learning, 2003.

Bulmer, M. G., **Principles of Statistics**, New York, USA: Dover Publications Inc, 1979.

Chapman, S. J.; **Programação em Matlab para Engenheiros**, São Paulo (SP): Cengage Learning, 2011.

Cucumo, M.; Cucumo, S.; Montoro, L.; Vulcano, A.; A one-dimensional transient analytical model for earth-to-air heat exchangers, taking into account condensation phenomena and thermal perturbation from the upper free surface as well as around the buried pipes, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 51, pp. 506–516, 2008.

Diaz-Mendez, S. E.; Carachure, C. P.; Herrera-Castillo, J. A.; Reducing the energy consumption of an earth–air heat exchanger with a pid control system. **Energy Conversion and Management**, Vol. 77, pp. 1-6, 2014.

Dos Santos, E. D.; **Análise numérica de escoamentos turbulentos não reativos com transfência de calor por convecção e radiação térmica em meios participantes**, 2011, Tese (Doutorado em engenharia mecânica), Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre.

Errera, M. R.; Lorente, S.; Anderson, R.; Bejan, A.; One underground heat exchanger for multiple heat pump. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 65, pp. 727-738, 2013.

Errera, M. R.; Lorente, S.; Bejan, A.; Assemblies of heat pumps served by a single underground heat exchanger. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 75, pp. 327-336, 2014.

Ferraz, J., **Modelagem computacional de trocador de calor solo-ar comparando diferentes modelagens para a turbulência.**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande (FURG), Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional (PPGMC), 2015.

Ferraz, J. G., Nunes, B. R., Rodrigues, M. K, Brum, R. S., Souza, J. A., O. Rocha, L. A. O. Isoldi, L. A.; Dos Santos, E. D., Modelagem computacional de um trocador de calor solo-ar empregando diferentes modelagens para turbulência, **Scientia Plena**, Vol. 11, n. 8, 2015.

Florides, G.; Kalogirou, S.; Messaritis, V.; Panayides, I.; Zomeni, Z.; Partasides, G.; The geothermal characteristics of the ground and the potential of using ground coupled heat pump in Cyprus, **Energy**, Vol 36, pp. 5027-5036, 2011.

Gerald, C. F.; **Applied Numerical Analysis**, 2ª edição, USA:Addison-Wesley, 1980.

Hollmuller, P. J.; Carlo, M. O.; Westphal, F.; Lamberts, R.; **Potential of buried pipes systems and derived techniques for passive cooling of buildings in brazilian climates**, Edited by CUEPE, Université de Genève, Switzerland, 2006.

Hollmuller, P.; Lachal, B.; Cooling and preheating with buried pipe systems: monitoring, Simulation and economic aspects, **Energy and Buildings**, Vol. 33, pp. 509-518, 2001.

Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L. e Lavine, A.S., **Fundamentos de transferência de calor e massa.**, Rio de Janeiro, Brazil: LTC, 2011.

Jacovides, C. P.; Mihalakakou, G.; Santamouris, M.; Lewis, J. O.; On The Ground Temperature Profile For Passive Cooling Applications, **Solar Energy**, Vol 57, pp.167-175, 1996.

Kobayashi, H.; Lorente. S.; Anderson, R.; Bejan. A., Serpetine thermal coupling between a stream and a conducting body. **Journal of Applied Physics**, vol. 111, 044911, 2012.

Lee, H.S., **Thermal design: heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells**, Hoboken: John Wiley & Sons, 2010.

Lienhard IV, J. H. e, Lienhard V, J. H., **A heat transfer textbook**, Massachussets: Phlogiston Press, 2003.

Lorenzini, G.; Rocha, L. A. O.; Constructal design of Y-shaped assembly of fins, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 49, pp. 4552-4557, 2006.

Lorenzini, G.; Rocha, L. A. O.; Geometric optimization of T-Y-shaped cavity according to Constructal Design, Vol. 52, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, pp. 4683-4688, 2009a.

Lorenzini, G.; Rocha, L. A. O.; Constructal design of T-Y assembly of fins for an optimized heat removal, Vol. 52, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, pp. 1458-1463, 2009b.

Lorenzini, G.; Biserni, C.; Isoldi, L. A.; Santos, E. D.; Rocha, L. A. O., Constructal design applied to the geometric optimization of Y-shaped cavities embedded in a conducting medium, **Journal of Electronic Packaging**, Vol. 133, 041008, 2011a.

Lorenzini, G.; Correa, R. L.; Santos, E. D.; Rocha, L. A. O., Constructal design of complex assembly of fins, **Journal of Heat Transfer**, Vol. 133, 081902, 2011b.

Lorenzini, G.; Rocha, L. O.; Biserni, C.; Santos, E. D. (2012). Constructal Design of cavities inserted into a cylindrical solid body, **Journal of Heat Transfer**, Vol.134,. pp. 071301-1 - 071301-6, 2012.

Lorenzini, G.; Biserni, C.; Link, F. B.; Isoldi, L. A.; Dos Santos, E. D.; Rocha, L. A. O., Constructal Design of T-shaped cavity for several convective fluxes imposed at the cavity surfaces, **Journal of Engineering Thermophysics**, 22, pp.309-321, 2013.

Lorenzini, G.; Biserni, C.; Estrada, E.; Isoldi, L. A.; dos Santos, E. D.; Rocha, L. O.; Constructal Design of convective Y-shaped cavities by means of genetic algorithm, **Journal of Heat Transfer**, Vol.136, nº 7, 2014.

Lorenzini, G.; Biserni, C.; Garcia, F. L.; dos Santos, E. D.; Isoldi, L.; Rocha, L. O.; Constructal Design of isothermal X-shaped cavities, **Thermal Science**, pp. 349-356, 2014.

Maliska, C. ,**Tranferência de calor e mecânica dos fluídos computacionais**, 2ª edição, Rio de Janeiro: LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.,2010.

Mihalakakou, G.; Santamouris, M.; Asimakopoulos, D.; Papanikolaou, N.; Modelling the thermal performance of Earth-to-air heat exchangers, **Solar Energy**, Vol. 53, pp. 301-305, 1994.

Misra, R.; Bansal, V.; Das Agrawal, G.; Mathur, J.; Aseri, T. K.; CFD analysis based parametric study of derating factor for Earth Air Tunnel Heat Exchanger, **Applied Energy**, Vol. 103, pp. 266-277, 2013.

Nunes, B. R.,**Modelagem Computacional Aplicada Ao Estudo De Trocador De Calor Solo-Ar Com Configuração Geométrica Complexa**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande (FURG), Programa de Pós-Graduaçãoem Modelagem Computacional (PPGMC), 2015.

Nunes, B. R.; Ferraz, J. G.; Kipper, R.; Rodrigues, M. K.; Brum, R. S.; Souza, J. A.; Rocha, L. A. O.; Dos Santos, E. D.; Isoldi, L. A.; Modelagem computacional aplicada ao estudo de um trocador de calor solo-ar com diferentes configurações geométricas, **Scientia Plena**; Vol. 11, num. 08, 2015.

Paepe, M.; Janssens, A.; Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers, **Energy and Buildings**, Vol. 35, pp. 389-397, 2003.

Peeters, T. W.; Henkes, R. A.; 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**, Vol. 35, pp. 403-420, 1992.

Peretti, C., Zarrella, A., Carli, M., Zecchin, R., The design and environmental evaluation of earth-to-air heat exchangers (EAHE). A literature review, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 28, pp. 107-116, 2013.

Pfafferott, J., Evaluation of earth-to-air heat exchangers with a standardised method to calculate energy efficiency, **Energy and Buildings**, vol. 35, pp. 971-983, 2003.

Pope, S.; **Turbulent Flows**, New York, USA: Cambridge University Press, 2008.

Ramalho, J. V. A.; Brum, R. S.; Rocha, L. A. O.; Isoldi, L. A.; Santos, E. D.; Fitting new constructal models for the thermal potential of Earth-Air Heat Exchangers. Aceito para publicação em **Acta Scientiarum. Technology**, 2017.

Reenen, D. V.; **Modelling the performance of underground heat exchangers and storage systems**, Master's Thesis, Chalmers University Of Technology, 2011.

Reddy, B. D., **Introductory functional analysis: with applications to boundary value problems and finite elements**, New York, Springer-Verlag, 1998.

Rocha, L. A. O.; Lorente, S.; Bejan, A.; Tree-shaped vascular wall designs for localized intense cooling, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, pp. 4535–4544, 2009.

Rocha, L. A. O.; Lorente, S.; Bejan, A.; Constructal design of underground heat sources or sinks for the annual cycle, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol.55, pp.7832-7837, 2012.

Rocha, L. A. O.; Montanari, G. C.; Santos, E. D.; Rocha, A. S.; Constructal design applied to the study of cavities into a solid conducting wall, **Thermal engineering**, vol.6, pp.41-47, 2007.

Rodrigues, M. K.; Brum, R. S.; Vaz, J.; Rocha, L. A. O.; Dos Santos, E. D.; Isoldi, L. A., Numerical investigation about the improvement of the thermal potential of an earth-air heat exchanger (EAHE) employing the constructal design method, **Renewable Energy**, 80, pp. 538-551, 2015.

Rodrigues, L.T.; Gillott, M.; A novel low-carbon space conditioning system incorporating phase-change materials and earth-air heat exchangers, **International Journal of Low-Carbon Technologies**, Vol. 10, 2015.

Santamouris, M.; Mihalakakou, G.; Argiriou, A.; On the performance of buildings coupled with earth to air heat exchangers, **Solar Energy**, pp. 375-380, 1995.

Sobti, J.; Singh, S. K.; Earth-air heat exchanger as a green retrofit for Chandīgarh - a critical review, **Geothermal Energy**, pp. 3-14, 2015.

Stewart, J.; **Cálculo**, 6ª edição, Vol. II, São Paulo, Brasil: Pioneira Thomsom Learning, 2006.

Su, H.; Liu, X.; Ji, L.; Jing-Yu, M; A numerical model of a deeply buried air-earth-tunnel heat exchanger, **Energy and Buildings**, vol.48, pp.233-239, 2012.

Trzaski, A.; Zawada, B.; The influence of environmental and geometrical factors on air-ground tube heat exchanger energy efficiency, **Building and Environment**, Vol. 46, pp. 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 edificadas**, Tese de doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, 2011a.

Vaz, J.; Sattler, M.; dos Santos, E. D.; Isoldi, L. A.; Experimental and numerical analysis of an earth-air heat exchanger, **Energy and Buildings**, vol. 43 (9), pp. 2476-2482, 2011b.

Vaz, J.; Sattler, M.; Brum, R. S.; dos Santos, E. D.; Isoldi, L. A. An experimental study on the use of Earth-Air Heat Exchangers (EAHE), **Energy and Buildings**, 72, pp. 122–131, 2014.

Versteeg, H. K.; Malalasekera, W.; **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**, 2ª edição, England: Pearson Education Limited, 2007.

White, F. M., **Fluid Mechanics**, New York, USA: McGraw-Hill, 2011.

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

Wu, H.; Wang, S.; Zhu, D.; Modelling and evaluation of cooling capacity of earth-air-pipe systems, **Energy Conversion and Management**, Vol. 48, pp. 1462-1471, 2007.

Xie, Z. H.; Chen, L. G.; Sun, F. R.; Constructal optimization of twice Y-shaped assemblies of fins by taking maximum thermal resistance minimization as objective, **Science China Technological Sciences**, Vol. 53, pp. 2756-2764, 2010.

APÊNDICE A: AJUSTES DE DADOS

Por completude, este apêndice apresenta a metodologia para ajuste de curvas periódicas amplamente utilizados nessa tese, sendo também objeto de publicação em (Brum et al, 2015). Mais especificamente, apresenta-se a metodologia para obter a melhor função senoidal, através do método dos mínimos quadrados, para ajustar os dados discretos dos campos de temperatura obtidos experimental ou numericamente. Devido as não linearidades do sistema de equações obtido, sua resolução aproximada foi feita utilizando-se o método de Newton. Esse apêndice apresenta, também, uma versão do código proposto implementado na linguagem de programação do Matlab.

Mínimos Quadrados

Dado um conjunto de dados $\{x_i, y_i\}$, relativos às medidas de temperatura y_i observadas em intervalos discretos x_i , no método dos mínimos quadrados obtém-se uma função representativa f desses dados minimizando a soma dos quadrados das diferenças entre os valores de y_i e $f(x_i)$ (ver Figura A.1).

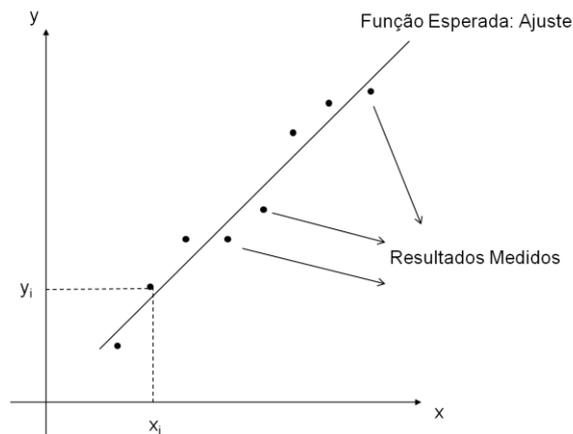


Figura A.1 - Um exemplo de ajuste de curvas

Como os campos de temperatura nos TCSA são periódicos, convém buscar ajustes de dados por funções do tipo $f(x) = A \text{sen}(Bx + C) + D$. No método dos mínimos quadrados, as constantes A , B , C e D são escolhidas de modo a minimizar a função erro:

$$Erro(A, B, C, D) = \sum_{i=1}^N [f(x_i) - y_i]^2 = \sum_{i=1}^N [A \operatorname{sen}(Bx_i + C) + D - y_i]^2, \quad (\text{A.1})$$

onde N é o número de dados.

O valor mínimo dessa função ocorre onde suas derivadas parciais se anulam. Calculando as derivadas parciais em relação às variáveis A , B , C e D . obtém-se:

$$\begin{aligned} Erro_A &= 2 \sum_{i=1}^N [A \operatorname{sen}(Bx_i + C) + D - y_i] \operatorname{sen}(Bx_i + C), \\ Erro_B &= 2 \sum_{i=1}^N [A \operatorname{sen}(Bx_i + C) + D - y_i] A \cos(Bx_i + C) x_i, \\ Erro_C &= 2 \sum_{i=1}^N [A \operatorname{sen}(Bx_i + C) + D - y_i] A \cos(Bx_i + C), \\ Erro_D &= 2 \sum_{i=1}^N [A \operatorname{sen}(Bx_i + C) + D - y_i] \end{aligned} \quad (\text{A.2})$$

Portanto, para minimizar o erro, é preciso resolver o sistema não-linear de equações:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^N [A \operatorname{sen}(Bx_i + C) + D - y_i] \operatorname{sen}(Bx_i + C) &= 0, \\ \sum_{i=1}^N [A \operatorname{sen}(Bx_i + C) + D - y_i] A \cos(Bx_i + C) x_i &= 0, \\ \sum_{i=1}^N [A \operatorname{sen}(Bx_i + C) + D - y_i] A \cos(Bx_i + C) &= 0, \\ \sum_{i=1}^N [A \operatorname{sen}(Bx_i + C) + D - y_i] &= 0. \end{aligned} \quad (\text{A.3})$$

Para resolver este sistema, foi usado o método de Newton, conforme disposto a seguir.

Método de Newton

Nas vizinhanças de um ponto $x_0 = (A_0, B_0, C_0, D_0)$, pode-se aproximar (Stewart, 2006; Bartle, 1976) um campo vetorial não linear e diferenciável:

$$F(A, B, C, D) = \begin{pmatrix} u(A, B, C, D) \\ v(A, B, C, D) \\ w(A, B, C, D) \\ y(A, B, C, D) \end{pmatrix}, \quad (\text{A.4})$$

pelo campo vetorial linear:

$$L(A, B, C, D) = \begin{pmatrix} u(x_0) + u_A(x_0)(A - A_0) + u_B(x_0)(B - B_0) + u_C(x_0)(C - C_0) + u_D(x_0)(D - D_0) \\ v(x_0) + v_A(x_0)(A - A_0) + v_B(x_0)(B - B_0) + v_C(x_0)(C - C_0) + v_D(x_0)(D - D_0) \\ w(x_0) + w_A(x_0)(A - A_0) + w_B(x_0)(B - B_0) + w_C(x_0)(C - C_0) + w_D(x_0)(D - D_0) \\ y(x_0) + y_A(x_0)(A - A_0) + y_B(x_0)(B - B_0) + y_C(x_0)(C - C_0) + y_D(x_0)(D - D_0) \end{pmatrix}. \quad (\text{A.5})$$

Logo, é possível resolver a equação $F(A, B, C, D) = 0$ (equivalente a um sistema não linear) através da solução da equação $L(A, B, C, D) = 0$ (que forma um sistema linear), ou seja:

$$\begin{aligned} u(x_0) + u_A(x_0)(A - A_0) + u_B(x_0)(B - B_0) + u_C(x_0)(C - C_0) + u_D(x_0)(D - D_0) &= 0, \\ v(x_0) + v_A(x_0)(A - A_0) + v_B(x_0)(B - B_0) + v_C(x_0)(C - C_0) + v_D(x_0)(D - D_0) &= 0, \\ w(x_0) + w_A(x_0)(A - A_0) + w_B(x_0)(B - B_0) + w_C(x_0)(C - C_0) + w_D(x_0)(D - D_0) &= 0, \\ y(x_0) + y_A(x_0)(A - A_0) + y_B(x_0)(B - B_0) + y_C(x_0)(C - C_0) + y_D(x_0)(D - D_0) &= 0. \end{aligned} \quad (\text{A.6})$$

Em termos matriciais, isto resulta no seguinte sistema:

$$\begin{pmatrix} u_A(x_0) & u_B(x_0) & u_C(x_0) & u_D(x_0) \\ v_A(x_0) & v_B(x_0) & v_C(x_0) & v_D(x_0) \\ w_A(x_0) & w_B(x_0) & w_C(x_0) & w_D(x_0) \\ y_A(x_0) & y_B(x_0) & y_C(x_0) & y_D(x_0) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A \\ B \\ C \\ D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_A(x_0) & u_B(x_0) & u_C(x_0) & u_D(x_0) \\ v_A(x_0) & v_B(x_0) & v_C(x_0) & v_D(x_0) \\ w_A(x_0) & w_B(x_0) & w_C(x_0) & w_D(x_0) \\ y_A(x_0) & y_B(x_0) & y_C(x_0) & y_D(x_0) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_0 \\ B_0 \\ C_0 \\ D_0 \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} u(x_0) \\ v(x_0) \\ w(x_0) \\ y(x_0) \end{pmatrix}. \quad (\text{A.7})$$

A matriz de derivadas parciais nos dois lados da equação acima é chamada matriz jacobiana (J) do campo vetorial F . Vetorialmente, a equação anterior pode ser escrita na forma mais compacta:

$$J(x_0) x = J(x_0) x_0 - F(x_0), \quad (\text{A.8})$$

onde $x = (A, B, C, D)$ e, como já definido, $x_0 = (A_0, B_0, C_0, D_0)$.

Portanto, para achar um valor aproximado da raiz x_r de um campo vetorial F , isto pode ser feito iterativamente escolhendo uma aproximação inicial x_0 e calculando aproximações sucessivas através da resolução do sistema de equações lineares:

$$J(x_k) x_{k+1} = J(x_k) x_k - F(x_k), \quad (\text{A.9})$$

onde $k = 0, 1, 2, \dots$ etc. Esta técnica de resolução é chamada de Método de Newton (Burden e Faires, 2003; Gerald, 1980).

Para reduzir custos computacionais, convém definir $t = x_{k+1} - x_k$, como uma variável auxiliar. Assim, o algoritmo do método de Newton fica com duas etapas:

1. Determinar t em $J(x_k) t = -F(x_k)$.
2. Calcular $x_{k+1} = x_k + t$.

Como exposto em (Burden e Faires, 2003; Gerald, 1980), o método de Newton tanto pode convergir bastante rápido como pode divergir, dependendo da aproximação inicial

utilizada e dos valores das derivadas. Contudo, para a grande maioria dos casos testados nessa tese, o método convergiu rapidamente, isto é, em menos de cinco iterações.

Código Utilizado Comentado

O código desenvolvido foi implementado na linguagem de programação do Matlab (Chapman, 2011) Antes de prosseguir, para quem não conhece a linguagem, cabem algumas observações gerais.

- No Matlab, textos à direita do símbolo % são comentários.
- Longas sequências de comandos podem ser continuadas nas linhas seguintes usando reticências (...).
- A função `sum()`, geralmente escrita com a sintaxe `sum(x)`, retorna a soma dos elementos de um vetor `x`. Isto é útil para o cálculo de somatórios sem a necessidade de laços de repetição.
- A função `max()`, escrita com a sintaxe `max(x)`, retorna o maior elemento de um vetor `x`.
- É possível vetorizar operações. Isto é, se `x` e `y` são dois vetores e `k` é uma constante, os seguintes comandos: `abs(x)`, `k*x`, `x.^2`, `x.*y`, retornam vetores com, respectivamente, o valor absoluto de todos os elementos de `x`, todos os elementos de `x` multiplicados por `k`, todos os elementos de `x` elevados ao quadrado, um vetor cujo `i`-ésimo elemento é o produto entre os `i`-ésimos elementos dos vetores `x` e `y`.
- Um sistema linear $Ax = b$ pode ser resolvido com o comando `x = A\b`.
- Como várias linguagens de programação, o Matlab conta com a construção condicional `if-else` e com laços de repetição como `while`. Apesar de este último ter uma sintaxe `while (condição) executa comandos end`, o laço não apenas termina quando a condição é falsa, mas também quando um comando `break` é executado.

Após este preâmbulo, o código utilizado é apresentado abaixo:

```
% ..... ENTRADA DOS DADOS .....
% aproximação inicial (ilustrativa) para os coeficientes da senoide
a=7.5;b=0.0185;c=0.8316;d=20.5;
```

```

% tolerância e número máximo de iterações
Tol = 1e-5; Nmax = 10;
% número (ilustrativo) de intervalos de tempo dos dados discretos
n=1461;
% preenchimento dos intervalos de tempo e valores de temperatura
addpath('C:\nome_da_pasta'); % fornece ao matlab a pasta onde está o arquivo de dados
[x1, y1] =textread('arquivo.txt', '%f %f', n); % comando de leitura de arquivo com dados

%.....CÁLCULO DOS COEFICIENTES .....
cont=1;% contador de iterações
while (cont<Nmax)
    % calcula a matriz jacobiana
    jac=[sum(sin(b*x1+c).^2).sum(x1.*cos(b*x1+c).*(2*a*sin(b*x1+c)+d-y1))....
    sum(cos(b*x1+c).*(2*a*sin(b*x1+c)+d-y1)).sum(sin(b*x1+c));...
    % fim da primeira linha da matriz
    sum(x1.*sin(b*x1+c).*cos(b*x1+c))....
    sum(x1.^2.*(a*(cos(b*x1+c)).^2-(a*sin(b*x1+c)+d-y1).*sin(b*x1+c))....
    sum(x1.*(a*(cos(b*x1+c)).^2-(a*sin(b*x1+c)+d-y1).*sin(b*x1+c))....
    sum(x1.*cos(b*x1+c));...
    % fim da segunda linha da matriz
    sum(sin(b*x1+c).*cos(b*x1+c))....
    sum(x1.*(a*(cos(b*x1+c)).^2-(a*sin(b*x1+c)+d-y1).*sin(b*x1+c))....
    sum((a*(cos(b*x1+c)).^2-(a*sin(b*x1+c)+d-y1).*sin(b*x1+c))....
    sum(cos(b*x1+c));...
    % fim da terceira linha da matriz
    sum(sin(b*x1+c)).sum(a*cos(b*x1+c).*x1).sum(a*cos(b*x1+c)).size(x1.1)];
    % fim da quarta linha da matriz

    % calcula o campo vetorial
    F=[sum((a*sin(b*x1+c)+d-y1).*sin(b*x1+c));...
    sum((a*sin(b*x1+c)+d-y1).*cos(b*x1+c).*x1);...
    sum((a*sin(b*x1+c)+d-y1).*cos(b*x1+c));sum((a*sin(b*x1+c)+d-y1))];

    % resolução do Sistema Linear: jacy=-F
    y=jac\(-F);

    if (max ( abs(y) )<tol ) % Teste de convergência

        break; % encerra o laço de repetição

    else
        cont=cont+1;
        a=a+y(1); b=b+y(2); c=c+y(3); d=d+y(4)
    end % fim do se

end % fim do loop while

```