

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

**ANÁLISE NUMÉRICA DE TROCADORES DE CALOR SOLO-AR EM FORMA DE
“Y” ATRAVÉS DO MÉTODO DESIGN CONSTRUTAL E DE UM NOVO
INDICADOR DE DESEMPENHO ENERGÉTICO (*IDE*) EMPREGANDO
MODELO COMPUTACIONAL APRIMORADO**

por

Michel Kepes Rodrigues

Tese para obtenção do Título de
Doutor em Modelagem Computacional

Rio Grande, julho de 2019.

Michel Kepes Rodrigues

Análise numérica de Trocadores de Calor Solo-Ar em forma de “Y” através do método Design Construtal e de um novo Indicador de Desempenho Energético (*IDE*) empregando modelo computacional aprimorado

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

BANCA EXAMINADORA

Prof. Liércio André Isoldi, Dr.
Orientador (Universidade Federal do Rio Grande - FURG)

Prof. Elizaldo Domingues dos Santos, Dr.
Coorientador (Universidade Federal do Rio Grande - FURG)

Prof. Jeferson Avila Souza, Dr.
Membro Interno (Universidade Federal do Rio Grande - FURG)

Prof. Joaquim Vaz, Dr.
Membro Convidado (Universidade Federal do Rio Grande - FURG)

Prof. Luiz Alberto Oliveira Rocha, Dr.
Membro Externo (Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS)

Prof. José Manuel Paixão Conde, Dr.
Membro Externo (Universidade Nova de Lisboa - UNL)

Rio Grande, julho de 2019.

Ficha catalográfica

R696a Rodrigues, Michel Kepes.

Análise numérica de trocadores de calor solo-ar em forma de "y" através do método design construtal e de um novo indicador de desempenho energético (IDE) empregando modelo computacional aprimorado / Michel Kepes Rodrigues. – 2019.

151 f.

Tese (doutorado) – Universidade Federal do Rio Grande – FURG, Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, Rio Grande/RS, 2019.

Orientador: Dr. Liércio André Isoldi.

Coorientador: Dr. Elizaldo Domingues dos Santos.

1. Trocador de calor solo-ar (TCSA) 2. Energias renováveis 3. Simulação numérica 4. Método design construtal 5. Desempenho do TCSA I. Isoldi, Liércio André II. Santos, Elizaldo Domingues dos III. Título.

CDU 004.41:620.91

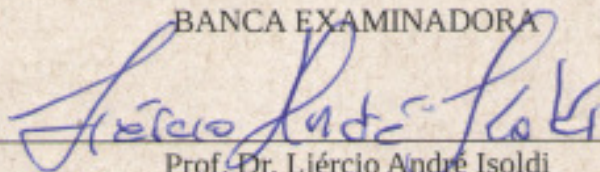
Michel Kepes Rodrigues

“Análise numérica de trocadores de calor solo-ar em forma de “y” através do método design construtal e de um novo indicador de desempenho energético (ide) empregando modelo computacional aprimorado”

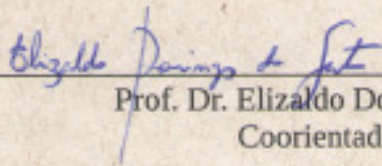
Tese apresentada ao Programa de Pós- Graduação em Modelagem Computacional da Universidade Federal do Rio Grande - FURG, como requisito parcial para obtenção do Grau de Doutor. Área concentração: Modelagem Computacional.

Aprovado em

BANCA EXAMINADORA



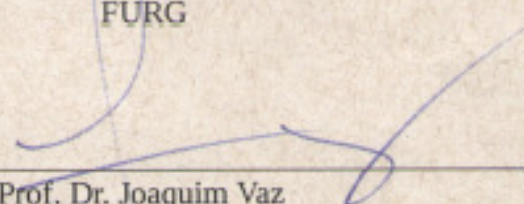
Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Orientador – FURG



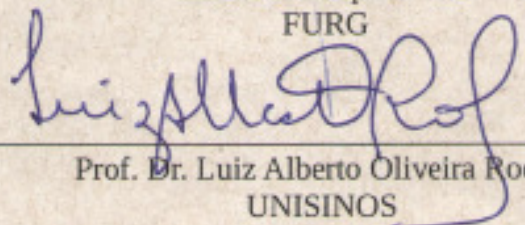
Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
Coorientador – FURG




Prof. Dr. Jeferson Avila Souza
FURG



Prof. Dr. Joaquim Vaz
FURG



Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
UNISINOS



Prof. Dr. José Manuel Paixão Conde
UNL



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

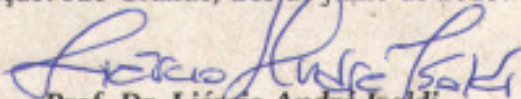
Av. Itália km 8 Campus Carreiros - CEP 96201-900 -Rio Grande/RS
E-mail: ppgmc@furg.br -Tel: (53) 3293 5055



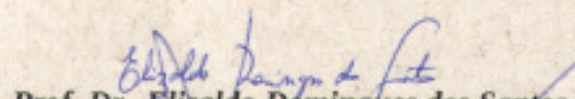
ATA DE DEFESA DE TESE

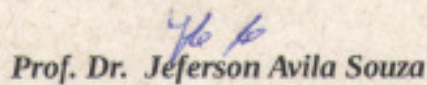
ATA N° 01/2019

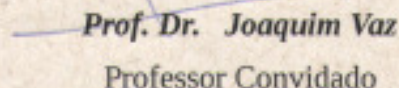
Ao terceiro dia do mês de julho do ano de dois mil e dezenove, no auditório da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande - FURG, realizou-se a primeira sessão de defesa de tese do Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional. O doutorando **Michel Kepes Rodrigues** apresentou e defendeu a tese "**Análise numérica de trocadores de calor solo-ar em forma de "y" através do método design construtal e de um novo indicador de desempenho energético (ide) empregando modelo computacional aprimorado**" como requisito parcial para a obtenção do grau de Doutor em Modelagem Computacional. A sessão foi aberta às quatorze horas pelo Prof. Dr. Liércio André Isoldi, orientador da tese e presidente da Comissão de Avaliação. A referida Comissão esteve integrada, além do presidente e orientador, pelo Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos (coorientador), pelo Prof. Dr. Jeferson Avila Souza, da FURG, pelo Prof. Dr. Joaquim Vaz, da FURG, pelo Prof. Dr. José Manuel Paixão Conde, da UNL, e pelo Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha, da UNISINOS. Após cada integrante da Banca ter arguido o doutorando, e este ter tido a oportunidade de responder a cada um, a Comissão reuniu-se para deliberar sobre o conceito a ser atribuído ao trabalho. A Comissão de Avaliação considerou o candidato APROVADO neste requisito parcial para a obtenção do grau de Doutor em Modelagem Computacional. Por fim, o presidente publicou e encerrou a sessão da qual eu, William Correa Marques, na qualidade de Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, lavrei a presente ata que vai assinada por todos os membros da Comissão de Avaliação. Rio Grande, três de julho de 2019.

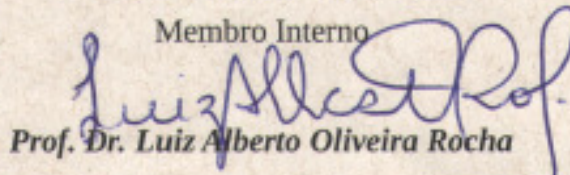

Prof. Dr. Liércio André Isoldi


Orientador

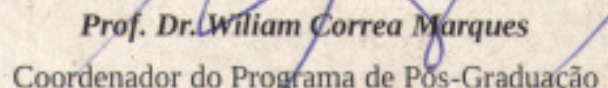

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
Coorientador


Prof. Dr. Jeferson Avila Souza
Membro Interno


Prof. Dr. Joaquim Vaz
Professor Convidado


Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha
Membro Externo


Prof. Dr. José Manuel Paixão Conde
Membro Externo


Prof. Dr. William Correa Marques
Coordenador do Programa de Pós-Graduação
em Modelagem Computacional

*Dedico esta Tese a minha esposa Prisciliane,
ao meu filho Miguel, a minha mãe Miriam e à
memória do meu pai Moacir, dada é a
importância deles na minha vida.*

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço a Deus por me conceder saúde, condições físicas, materiais, emocionais e espirituais para realizar a presente pesquisa.

Ao professor Liércio André Isoldi, meu orientador, pela competência técnica e científica, por ter me conduzido nesta jornada, destinando-me tempo, atenção, compreensão, confiança e apreço. Agradeço também aos valiosos ensinamentos que foram fundamentais para construção deste trabalho.

Ao professor Elizaldo Domingues dos Santos, meu coorientador, pela competência técnica e científica, por ter me assistido nesta caminhada, doando-me tempo, atenção e motivação, tratando-me com gentileza, receptividade e profissionalismo.

Ao professor Joaquim Vaz por ter disponibilizado os dados e resultados da sua pesquisa, a fim que etapas importantes deste estudo pudessem ser realizadas. Também agradeço pelas importantes considerações realizadas no exame de qualificação e por ter aceitado compor a banca examinadora.

Ao professor Jeferson Avila Souza pelos ensinamentos em sala de aula, nos atendimentos para dirimir dúvidas, nas aulas das disciplinas de Seminários, no exame de qualificação e por ter aceitado compor a comissão de avaliação. Agradeço também por ter se colocado à disposição para contribuir com este estudo.

Ao professor Luiz Alberto Oliveira Rocha pela parceria no grupo de pesquisa há vários anos, pela disponibilidade, pelo acompanhamento ao longo de todo o meu processo de formação enquanto pesquisador, por indicar importantes correções no projeto de tese e por ter aceitado ocupar acento na comissão de avaliação.

Ao professor José Manuel Paixão Conde da Universidade Nova de Lisboa (UNL), de Lisboa, Portugal por participar como membro da banca examinadora, prestigiando o trabalho realizado no grupo de pesquisa da Universidade Federal do Rio Grande e muito nos honrando com a sua presença.

Ao professor Ernesto Alquati e a Pró-Pró-Reitoria de Infraestrutura (PROINFRA) da FURG pela disponibilização de ensaios de solo do tipo SPT, viabilizando a execução de etapas importantes da presente pesquisa.

A professora Juliana Costi por disponibilizar dados realísticos de temperaturas do ar e do solo, possibilitando a realização de fases importantes desta pesquisa.

Ao professor Wiliam Correa Marques pelos ensinamentos em sala de aula, pelo espaço de discussão possibilitado nas aulas das disciplinas de Seminários e pelo trabalho importante

que desenvolve frente à coordenação do Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional (PPGMC) da FURG.

A minha esposa Prisciliane da Cruz Kunst Rodrigues pela compreensão nos momentos de cansaço e de ausência, os quais não foram poucos. Agradeço pela dedicação a nossa família, pelo incentivo profissional e amor incondicional ao longo de todos estes maravilhosos anos de união.

Ao meu filho Miguel Kunst Rodrigues, de 2 anos e meio, por ter me ensinado a ser um ser humano melhor, por me apresentar o maior amor do mundo e que, por meio de apenas um olhar ou sorriso, transforma o dia para melhor, fazendo a vida valer à pena.

A minha mãe Miriam Kepes Rodrigues por não ter medido esforços em me dar todo amor que um filho pode receber. Agradeço a minha mãe por sempre acreditar em mim, incentivando-me a vencer na vida, com humildade, simplicidade e honestidade.

Ao meu pai Moacir Terterola Rodrigues, que partiu há 3 anos e meio, deixando muitas saudades e um legado de que os valores mais importantes da vida estão nas coisas simples. Meu pai foi meu companheiro, meu guia, meu amigo, meu ídolo, meu fã, meu conselheiro, meu entusiasta, meu motivador.

Aos amigos Ruth da Silva Brum, Jairo Valões de Alencar Ramalho, Marcelo Goulart, Camila Rosa Vaz, Vinicius Hermes, Henrique Gonçalves, Felipe Coswig e a Patrícia Ramis da Costa pela parceria e apoio nas atividades de estudo e pesquisa.

A Universidade Federal do Rio Grande – FURG, pública, gratuita e de qualidade, pois sem ela, não teria atingido a minha formação acadêmica e profissional. Agradeço imensamente aos professores, servidores técnico-administrativos, estagiários e aos funcionários terceirizados por sustentarem essa importante estrutura para a nossa comunidade.

Por fim, agradeço aos demais amigos, familiares e colegas de trabalho os quais não foram aqui nominados, mas que torceram e acreditaram em mim. A todas essas pessoas, o meu reconhecimento e respeito.

*(...) Por isso mesmo, empenhem-se para
acrescentar à sua fé a virtude; à virtude o
conhecimento;*

*ao conhecimento o domínio próprio; ao
domínio próprio a perseverança; à
perseverança a piedade;*

*à piedade a fraternidade; e à fraternidade o
amor. (...)*

(2 Pedro 1:5-7)

RESUMO

O Trocador de Calor Solo-Ar (TCSA) é um dispositivo constituído por dutos enterrados no solo através dos quais o ar é forçado a escoar. O ar que entra no duto pode trocar calor com o solo e sai do duto com uma temperatura mais amena em relação a sua temperatura de entrada. Em períodos quentes, o ar sofre resfriamento e, em períodos frios, o mesmo sofre aquecimento. O ar, então, troca calor com o solo, que por sua vez armazena energia térmica na sua camada superficial, sendo que esta energia é originária da radiação solar incidente na superfície terrestre, que é uma energia renovável. A principal finalidade do TCSA é proporcionar uma melhoria na condição térmica no interior de edificações, visando à redução no consumo de energia elétrica de equipamentos de condicionamento de ar tradicionalmente utilizados. A presente pesquisa sustenta-se sobre três pilares: o aprimoramento do modelo computacional de TCSA; a análise de desempenho do TCSA e o estudo de caso realizado. O objetivo geral desta pesquisa é melhorar o desempenho de TCSA em forma de "Y", por meio de um modelo computacional aprimorado, considerando um novo parâmetro de desempenho específico para este tipo de dispositivo, em um estudo de caso realizado no município de Rio Grande. Os principais destaques e contribuições desta pesquisa são: o desenvolvimento do Modelo Computacional Compacto (MOC) de TCSA; a criação do Indicador de Desempenho Energético (*IDE*) e o estudo de caso inédito do TCSA em forma de "Y", aplicado no município de Rio Grande. A simulação numérica, a técnica de caracterização do tipo de solo, o método de obtenção do perfil de temperaturas do solo e do ar, a técnica da Busca Exaustiva e o método Design Construtal são as principais ferramentas metodológicas empregadas neste estudo. Para aplicação do método Design Construtal, dois graus de liberdade são considerados no sistema para que o mesmo possa evoluir: a razão (L_2/L_1) e o ângulo \hat{A} , sendo que L_2 é o ramo secundário, L_1 é o ramo primário (da configuração em "Y") e \hat{A} é o ângulo formado entre o ramo secundário e a direção horizontal. Enquanto a razão (L_2/L_1) assume os valores: 0,05; 0,10; 0,25; 5,50 e 11,50, os ângulos \hat{A} admitidos são: 0°, 15°, 30°, 45°, 60° e 75°. Diversas instalações de TCSA são propostas e investigadas. Os resultados mostraram que: (a) é possível estabelecer um novo modelo computacional, validado e verificado, mais acurado, mais rápido e com capacidade de aplicabilidade em diversas regiões do planeta. Esse modelo é capaz de levar em consideração as características do tipo de solo local e dados reais ou realísticos de temperaturas do solo e do ar de uma determinada região. Nesta pesquisa, é adotado um procedimento desenvolvido para solução das equações de conservação, denominada de metodologia numérica de solução desacoplada dos fenômenos fluidodinâmicos e térmicos – DFT. Um novo critério de geração de malha com base em elementos hexaédricos para análise fluidodinâmica é definido; (b) o TCSA formado por $L_2/L_1 = 0,05$ e $\hat{A} = 30^\circ$ é considerado o dispositivo ótimo, dentre os casos analisados, isto é, aquele que conduz a maximização do *IDE* do TCSA. Consequentemente, esse dispositivo conduz ao melhor desempenho energético do TCSA e (c) o TCSA aplicado em uma determinada localidade do município de Rio Grande, na profundidade recomendada de 1,00 m, pode render na economia de energia elétrica mensal de até 120 kWh (aquecimento), em períodos de frio, e de 75 kWh (resfriamento), em períodos de calor.

Palavras-chave: Trocador de Calor Solo-Ar (TCSA), Energias Renováveis, Simulação Numérica, método Design Construtal, desempenho do TCSA.

ABSTRACT

Earth-Air Heat Exchanger (EAHE) is a device consisting of ducts buried in the ground through which air is forced to flow. Air that enters the duct can exchange heat with the soil and leave the duct at a milder temperature than its inlet temperature. In hot periods, the air cools, and in cold periods, it warms. Air then exchanges heat with the soil, which in turn stores thermal energy in its surface layer, and this energy originates from solar radiation incident on the earth's surface, which is a renewable energy. The main purpose of EAHE is to provide an improvement in the thermal condition inside buildings, aiming at reducing the electric energy consumption of traditionally used air conditioning equipment. The present research is based on three pillars: the improvement of the computational model of EAHE; performance analysis of EAHE and case study. The general objective of this research is to improve the performance of Y-shaped EAHE by means of an improved computational model, considering a new performance parameter specific for this type of device, in a case study conducted in the city of Rio Grande. The main highlights and contributions of this research are: the development of Compact Computational Model (CCM) of EAHE; the creation of the Energy Performance Indicator (*EPI*) and the unpublished case study of Y-shaped EAHE, applied in the city of Rio Grande. Numerical simulation, soil type characterization technique, soil and air temperature profiling method, Exhaustive Search technique and Constructal Design method are the main methodological tools employed in this study. For application of the Constructal Design method, two degrees of freedom are considered in the system so that it can evolve: the ratio (L_2/L_1) and the angle \hat{A} , where L_2 is the secondary branch, L_1 is the primary branch (of the configuration in Y-shaped) and \hat{A} is the angle formed between the secondary branch and the horizontal direction. While the ratio (L_2/L_1) assumes the values: 0.05; 0.10; 0.25; 5.50 and 11.50, the angles allowed are: 0°, 15°, 30°, 45°, 60° and 75°. Several installations of EAHE are proposed and investigated. The results showed that: (a) it is possible to establish a new computational model, validated and verified, more accurate, faster and capable of applicability in several regions of the planet. This model is able to take into account local soil type characteristics and real or realistic soil and air temperature data for a given region. In this research, a procedure developed for solving conservation equations is adopted, called numerical methodology of decoupled solution of fluid dynamic and thermal phenomena - DFDT. A new hexahedral element mesh generation criterion for fluid dynamic analysis is defined; (b) the installations of EAHE formed by $L_2/L_1 = 0.05$ and $\hat{A} = 30^\circ$ is considered the optimal device, among the analyzed cases, that is, the one that leads to the maximization of the *EPI* of EAHE. Consequently, this device leads to the best energy performance of the TCSA and (c) the EAHE applied in a particular locality of the city of Rio Grande, at the recommended depth of 1.00 m, can yield monthly energy savings of up to 120 kWh (heating) in cold periods and 75 kWh (cooling) in warm periods.

Keywords: Earth-Air Heat Exchanger (EAHE), Renewable Energy, Numerical Simulation, Constructal Design method, Performance of EAHE.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	25
1.1 Motivação	25
1.2 Trocador de Calor Solo-Ar	26
1.3 Objeto de estudo	27
1.4 Estado da Arte.....	29
1.5 Objetivos.....	36
1.3.1 Objetivo geral	37
1.3.2 Objetivos específicos.....	37
1.6 Generalidades.....	38
2 METODOLOGIA	40
2.1 Modelagem matemática.....	40
2.1.1 Princípio da conservação da massa.....	40
2.1.2 Princípio da conservação da quantidade de movimento.....	41
2.1.3 Princípio da conservação da energia.....	42
2.1.4 Abordagem da turbulência.....	44
2.2 Modelagem numérica	45
2.2.1 Abordagem computacional	45
2.2.2 Método numérico	47
2.2.3 Discretização espacial e temporal.....	47
2.2.4 Acoplamento pressão-velocidade	49
2.2.5 Domínio computacional, condições de contorno e hipóteses simplificativas.....	50
2.3 Método Design Construtal.....	53
2.4 Técnica de caracterização do tipo de solo.....	56
2.5 Método de obtenção do perfil de temperaturas do solo e do ar.....	57
2.6 Desempenho e eficiência em Trocadores de Calor Solo-Ar.....	58
3 RESULTADOS E DISCUSSÃO	61
3.1 Aprimoramento do modelo computacional de Trocador de Calor Solo-Ar.....	61
3.1.1 Validação e verificação do modelo computacional	62
3.1.2 Validação do procedimento para obtenção de dados de temperaturas.....	71
3.1.3 Geração de malha computacional	74
3.1.4 Determinação numérica da perda de carga	78
3.1.5 Estudo de passos de tempo da simulação numérica.....	83
3.1.6 Solução numérica desacoplada dos efeitos fluidodinâmicos e térmicos.....	86
3.1.7 Modelo computacional de trocador de calor solo-ar aprimorado	89
3.2 Estudo do desempenho de Trocadores de Calor Solo-Ar.....	90
3.2.1 Indicador de Desempenho Energético	97
3.3 Estudo de Caso.....	100
3.3.1 Região de aplicação	100
3.3.2 Propriedades dos materiais	101

3.3.3	Investigação numérica para definição da profundidade do Trocador de Calor Solo-Ar	102
3.3.4	Aplicação do método Design Construtal em Trocadores de Calor Solo-Ar	107
3.3.5	Análise de desempenho de Trocadores de Calor Solo-Ar	114
4	CONSIDERAÇÕES FINAIS	137
4.1	Conclusões	137
4.2	Contribuições e destaques	139
4.3	Sugestões de pesquisas futuras	140
5	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	142

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Princípio de funcionamento do TCSA: (a) períodos quentes e (b) períodos frios.	27
Figura 2.1 - Conexão espacial e temporal do volume P	49
Figura 2.2 - Representação esquemática de um domínio computacional e condições de contorno.....	50
Figura 2.3 - Sistemas de fluxo: (a) escoamento de água através da árvore; (b) formação do cristal de gelo; (c) descarga elétrica; (d) escoamento de água em uma bacia hidrográfica, (e) escoamento de ar nos pulmões e (f) trânsito de automóveis em uma cidade.....	55
Figura 3.1 - Ilustração da Instalação Experimental (IEx) de TCSA.....	62
Figura 3.2 - Vista transversal da Instalação de Comparação (IC) de TCSA.....	64
Figura 3.3 - Comparação entre as temperaturas do ar no final do trecho reto do duto A	67
Figura 3.4 - Comparação entre as temperaturas do ar no final do trecho reto do duto B	67
Figura 3.5 - Comparação entre as temperaturas do ar no final do trecho reto do duto C	68
Figura 3.6 - Temperaturas na superfície do solo para o município de Viamão.....	71
Figura 3.7 - Distribuição de temperaturas em função da profundidade no solo para o município de Viamão (28/07/2007).....	72
Figura 3.8 - Temperaturas do ar ambiente para o município de Viamão.....	73
Figura 3.9 - Vista transversal da Instalação Elementar (IE) de TCSA.....	74
Figura 3.10 - Ilustração de um TCSA com configuração geométrica complexa.....	78
Figura 3.11 - Componente 1: condição do escoamento (a), configuração da malha na seção transversal (b) e configuração da malha na seção longitudinal (c).....	79
Figura 3.12 - Componente 2: configuração da malha na seção longitudinal (a) e configuração da malha na seção transversal (b).....	82
Figura 3.13 - Componente 3: configuração da malha na seção longitudinal (a) e configuração da malha na seção transversal (b).....	83
Figura 3.14 - Comportamento do passo de tempo em função do tempo de processamento.....	86
Figura 3.15 - Resultados numéricos de temperaturas do ar na saída do duto da IE de TCSA.....	88
Figura 3.16 - Ilustração de casos com mesmo COP	99
Figura 3.17 - Ilustração do perfil transversal do solo do EC de Rio Grande.....	100
Figura 3.18 - Vista longitudinal do TCSA dispostos nas profundidades: (a) 0,50 m, (b) 1,00 m, (c) 1,50 m, (d) 2,00 m, (e) 2,50 m e (f) 3,00 m.....	102
Figura 3.19 - Comparação entre as variações de temperaturas do ar de saída em razão da profundidade e a variação de temperatura do ar de entrada no TCSA.....	103

Figura 3.20 - Instalação de Referência (IR) de TCSA: (a) vista longitudinal e (b) vista em perspectiva isométrica.....	105
Figura 3.21 - Comparação entre o comportamento da variação da temperatura do ar.....	107
Figura 3.22 - Fluxograma de aplicação do método Design Construtal e Busca Exaustiva....	108
Figura 3.23 - Restrições físicas e geométricas.....	109
Figura 3.24 - Domínio computacional e descrição do problema: (a) vista superior, (b) vista lateral e (c) vista em perspectiva isométrica.....	110
Figura 3.25 - Representação esquemática de aplicação do método da Busca Exaustiva para otimização geométrica.....	112
Figura 3.26 - Vista superior das instalações do conjunto U de TCSA.....	113
Figura 3.27 - PC do TCSA para o conjunto U de instalações.....	115
Figura 3.28 - Efeito da razão L_2/L_1 sobre o PC do TCSA.....	116
Figura 3.29 - Efeito do ângulo \hat{A} sobre a PC do TCSA.....	117
Figura 3.30 - Efeito da razão $(L_2/L_1)_o$ sobre o PC do TCSA.....	118
Figura 3.31 - PT do TCSA para o conjunto U de instalações.....	119
Figura 3.32 - PT do TCSA para a I1, I6 e IR.....	120
Figura 3.33 - Efeito da razão (L_2/L_1) sobre o PT do TCSA.....	121
Figura 3.34 - Efeito do ângulo \hat{A} sobre o PT do TCSA.....	122
Figura 3.35 - Efeito da razão $(L_2/L_1)_o$ sobre o PT do TCSA para $0,05 \leq L_2/L_1 \leq 0,25$	123
Figura 3.36 - Efeito da razão $(L_2/L_1)_o$ sobre o PT do TCSA para $5,50 \leq L_2/L_1 \leq 11,50$	124
Figura 3.37 - DE do TCSA para o conjunto U de instalações.....	126
Figura 3.38 - Relação entre IDE e DE para o conjunto U de instalações de TCSA.....	127
Figura 3.39 - Relação de proporção entre IDE e DE	128
Figura 3.40 - Efeito da PC sobre o IDE do TCSA.....	129
Figura 3.41 - Efeito do PT sobre o IDE	130
Figura 3.42 - Efeito da razão L_2/L_1 sobre o IDE , para os menores valores de L_2/L_1	131
Figura 3.43 - Efeito da razão L_2/L_1 sobre o IDE , para os menores valores de L_2/L_1	132
Figura 3.44: Efeito do ângulo \hat{A} sobre o IDE	132
Figura 3.45 - Eficiência (η) do TCSA para o conjunto U de instalações.....	134
Figura 3.46 - COP do TCSA para o conjunto U de instalações.....	135
Figura 3.47 - Relação entre o IDE e o COP do TCSA para o conjunto U de instalações.....	136

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Propriedades termofísicas do ar.	61
Tabela 3.2 - Propriedades termofísicas do solo na localidade do município de Viamão, RS. .	62
Tabela 3.3 - Comparação dos resultados numéricos do Presente Estudo e dos resultados numéricos da literatura com os resultados experimentais.	69
Tabela 3.4 - Comparação dos resultados numéricos do Presente Estudo com os resultados numéricos da literatura.	70
Tabela 3.5 - Teste de independência de malha com elementos tetraédricos.	76
Tabela 3.6 - Teste de independência de malha com elementos hexaédricos para o duto.....	77
Tabela 3.7 - Perda de carga do ar no Componente 1.....	81
Tabela 3.8 - Perda de carga do ar no Componente 2.....	82
Tabela 3.9 - Perda de carga do ar no Componente 3.....	83
Tabela 3.10 - Influência do passo de tempo no tempo de processamento.	84
Tabela 3.11 - Comparação entre o método Convencional e o método DFT.	89
Tabela 3.11 - Propriedades termofísicas do solo do EC no município de Rio Grande.	101
Tabela 3.12 - <i>PT</i> mensal do TCSA em função da profundidade da instalação.	104
Tabela 3.13 - Melhores <i>PT</i> do TCSA.	104

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional
CNTP	Condições Normais de Temperatura e Pressão
COP	Coefficiente de Performance
DA	Diferença Média absoluta
DE	Desempenho Energético
DFT	Fenômenos Fluidodinâmicos e Térmicos
DR	Diferenças Médias Relativas
EC	Estudo de Caso
ECMWF	Centro Europeu de Previsão do Tempo Médio
EE	Escola de Engenharia
EDP	Equações Diferenciais Parciais
Eq(s).	Equação(ões)
FA	Função de Ajuste
Fig(s).	Figura(s)
FVM	Método dos Volumes Finitos
FURG	Universidade Federal do Rio Grande
GSHP	Bomba de Calor de Origem Terrestre
HVAC	Sistemas Convencionais de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
IC	Instalação de Comparação
IDE	Indicador de Desempenho Energético
IE	Instalação Elementar
IEt	Instalação de Extrapolação
IEx	Instalação Experimental
IFRS	Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia
IR	Instalação de Referência
IT	Instalação Teórica
LabSiN	Laboratório de Simulação Numérica
LANSD	Laboratório de Análise Numérica e Sistemas Dinâmicos
LSM	Método dos Mínimos Quadrados
<i>M</i>	Número de Mach
NSPT	Índice de Resistência do Teste de Penetração Padrão
PC	Perda de Carga
PE	Potencial Energético

PPGMC	Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional
PT	Potencial Térmico
PVC	Policloreto de Vinila
RANS	Médias de Reynolds e Navier-Stokes
RESM	Metodologia de Superfície de Resposta
RNG	Grupo de Re-Normalização
RS	Rio Grande do Sul
RSM	Modelo de Tensões de Reynolds
SIMPLE	Equações Interligadas Semi Implícitas
SPT	Teste de Penetração Padrão
SST	Transporte de Tensões de Corte de Menter
Tab(s).	Tabela(s)
TD	Tabela de Dados
TCSA	Trocador(es) de Calor Solo-Ar
UDF	Função Definida pelo Usuário
URAMS	Média Transiente de Reynolds e Navier-Stokes

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras Romanas:

a	constante real
A	área, m^2
A_r	área de restrição, m^2
A_s	área da seção transversal do duto, m^2
\hat{A}	ângulo, $^\circ$
b	constante real
c	velocidade do som no fluido, m/s
CA	número real
C_{ij}	transporte advectivo de tensões se Reynolds
c_p	calor específico à pressão constante da substância, J/kgK
C_μ	parâmetro constante
c_1	parâmetro constante
c_3	parâmetro constante
$C_{\varepsilon 1}$	parâmetro constante
COP	coeficiente de desempenho
d	diâmetro do duto, m
d_i	diâmetro do duto no agrupamento i , m
D	Domínio espacial/computacional
D_{ave}	profundidade média no solo, m
DA	diferença média absoluta, $^\circ C$ ou Pa
DE	desempenho energético, J ou kJ ou Wh ou kWh
DR	diferença média relativa (%)
DT/Dt	derivada matricial
e	energia específica, J/kg
e	constante matemática de Euler
\dot{E}	taxa de geração de energia, W ou kW
EV	energia solicitada pelo sistema de ventilação, J ou kJ ou Wh ou kWh
f	fator de fricção
\vec{F}	forças de campos, por unidade de volume, N/m^3
F_i	fator de atrito no agrupamento i

F_i	forças de corpo externas, por unidade de volume, N/m^3
G	possíveis fontes de calor, J ou kJ
\vec{g}	aceleração da gravidade, m/s^2
h	profundidade relativa, m
h_a	altura em relação à superfície do solo, m
h	entalpia específica, J/kg
h_r	profundidade da disposição do sistema, m
H_s	profundidade do solo, m
I	tensor unitário, N/m^2
IDE	indicador de desempenho energético
K	energia cinética turbulenta, m^2/s^2
K_l	coeficiente de perdas localizadas
k	condutividade térmica da substância, W/mK
k_{eff}	condutividade térmica efetiva da substância, W/mK
k_{lt}	soma dos coeficientes de perdas localizadas
k_{lti}	coeficiente de perda de carga localizada no agrupamento i
k_t	condutividade térmica turbulenta, W/mK
L	comprimento (solo ou duto), m
L_d	comprimento dos dutos, m
L_d	comprimento total de dutos no agrupamento i
L_e	comprimento na região de entrada do duto, m
L_s	comprimento do solo, m
M	número de Mach
m	massa, kg
\dot{m}	vazão mássica do ar, kg/s
n	índice de contagem
$n_{\Delta t}$	número de passos de tempo
\hat{n}	vetor unitário normal a superfície do volume de controle
p	pressão estática do ar, Pa
\tilde{p}	resultado analítico, Pa
$\overset{\sim\sim}{p}$	resultado numérico, Pa
p_e	pressão do ar na entrada, Pa
p_j	pressão do ar média na secção de entrada, Pa
p_{j+1}	pressão do ar média na secção de saída, Pa
p_s	pressão do ar na saída, Pa

\bar{p}	pressão do ar média no tempo, Pa
PC	perda de carga do ar, Pa
PE	potencial energético, J ou kJ ou Wh ou kWh
PT	potencial térmico do ar, °C
\dot{Q}	taxa de transferência de calor, W ou kW
q	quantidade de energia, J ou kJ ou Wh ou kWh
\dot{q}	taxa de geração de energia por unidade de volume, W/m ³ ou kW/m ³
q''	fluxo de calor, W/m ² ou kW/m ²
q_j	fluxo turbulento de energia, W/m ² ou kW/m ²
q''_n	fluxo de calor na direção de n , W/m ² ou kW/m ²
r	coeficiente de correlação de Pearson
r^2	coeficiente de determinação estatística
Re	número de Reynolds ($Re_d = \rho v d \mu^{-1}$)
S^ϕ	termo fonte ou sumidouro, W/m ³ ou kW/m ³
t	tempo, s ou h ou dias ou meses, ou anos
t_f	tempo físico, s ou h ou dias ou meses, ou anos
T	temperatura, K ou °C
T_e	temperatura média na seção transversal de entrada do ar no duto, K ou °C
$T_e(t)$	temperatura do ar na entrada no instante de tempo t , K ou °C
T_e^d	temperatura de entrada do ar no trecho reto do duto, K ou °C
T_i	variação de temperatura no solo, K ou °C
T_j	temperatura média na saída do ar do duto em uma determinada posição no espaço e no tempo, K ou °C
T_{j+1}	temperatura média na saída do ar do duto em uma determinada posição no espaço e no tempo, porém, com uma malha computacional mais refinada, K ou °C
T_{ref}	temperatura em um estado termodinâmico de referência, K ou °C
T_s	temperatura média na seção transversal de saída do ar no duto, K ou °C
T_S	temperatura na superfície do solo, K ou °C
$T_s(t)$	temperatura do ar na entrada no instante de tempo, K ou °C
T_s^d	temperatura de saída do ar no trecho reto do duto, K ou °C
T_0	temperatura média do solo, K ou °C
T'	dados experimentais de temperatura, K ou °C
T''	resultados numéricos de temperatura, K ou °C
U	conjunto de instalações
\vec{u}	campo de velocidades médio no tempo, m/s

\vec{v}	vetor velocidade do escoamento, m/s
v	velocidade do escoamento do ar, m/s
v_m	velocidade média de escoamento do ar (no perfil de velocidades), m/s
v_i	velocidade do escoamento na direção i , m/s
v_i	velocidade no agrupamento i , m/s
\dot{v}	vazão volumétrica do ar, m ³ /s
V	volume, m ³
V_a	volume ocupado pelo ar, m ³
V_s	volume da porção de solo, m ³
W_s	largura do solo, m
\dot{W}	trabalho realizado, J ou kJ ou Wh ou kWh
x_i	coordenada dimensional na direção i , m
x_j	coordenada dimensional na direção j , m

Letras Gregas:

α	difusividade térmica, m ² /s
Ω	domínio espacial, m
Γ	transmitância
δ	variação da componente em relação ao tempo ou ao espaço
δ_{ij}	delta de Kronecker
σ_k	constante
Δ	variação da componente em relação ao tempo ou ao espaço
Δp_d	perdas de carga distribuídas linearmente
Δp_l	perdas de carga localizadas
ε	taxa de dissipação da energia cinética da turbulência
ε	rugosidade absoluta do material, m
Θ	amplitude térmica, K ou °C
λ	coeficiente real
η	eficiência dos ventiladores
μ	viscosidade dinâmica do ar, kg/ms
π	constante matemática
ρ	massa específica da substância, kg/m ³
τ	tensor de tensão de Reynolds, m ² /s ²
τ_{ij}	tensor de tensão, Pa

$\bar{\tau}$	tensor de tensões viscosas, Pa
ν	viscosidade cinemática do ar, m ² /s
ν_t	viscosidade turbulenta, m ² /s
φ	função em relação ao tempo ou ao espaço
ϕ	valores discretos no campo escalar

Subíndice:

<i>a</i>	ar
<i>a</i>	aquecimento
<i>d</i>	distribuída
<i>d</i>	dutos
<i>e</i>	entrada
<i>f</i>	físico
<i>h</i>	horizontal
<i>i</i>	indicador de contagem
<i>IT</i>	Instalação Teórica
<i>j</i>	constante
<i>k</i>	constante
<i>l</i>	localizada
<i>lt</i>	localizada no TCSA
<i>lti</i>	localizada no agrupamento <i>i</i>
<i>m</i>	massa
<i>ma</i>	maximizado
<i>mi</i>	minimizado
<i>ma,ma</i>	maximizado duas vezes
<i>mi,mi</i>	minimizado duas vezes
<i>o</i>	geometria otimizada
<i>oo</i>	geometria otimizada duas vezes
<i>p</i>	pressão
<i>r</i>	resfriamento
<i>s</i>	saída
<i>S</i>	solo
<i>so</i>	solo
<i>t</i>	total
<i>v</i>	vertical

d distribuída
 Δt passo de tempo

Superíndice:

($\bar{\quad}$) variável média no tempo ou espaço
($()$) componente flutuante no tempo
($'$) dado experimental ou analítico
($"$) dado numérico ou analítico
 d entrada no duto
 n índice de contagem

1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo é abordada a motivação desta pesquisa; o princípio de funcionamento do Trocador de Calor solo-Ar (**Assunto** desta pesquisa); o objeto de estudo, onde são apresentados os problemas tratados; o estado da arte; os objetivos desta pesquisa e os aspectos gerais deste trabalho.

1.1 Motivação

Esta pesquisa é impulsionada pelas seguintes ações: a tentativa de redução do consumo de energia elétrica dos equipamentos de condicionamento térmico utilizados tradicionalmente em edificações; a possibilidade de contribuição para o processo de eficiência energética de ambientes construídos; um meio alternativo de utilização da energia renovável para as ações relacionadas à sustentabilidade e ao meio ambiente.

A demanda de energia nas edificações aumentou significativamente nos últimos anos devido à crescente população e à procura por equipamentos de condicionamento do ar. O resfriamento e o aquecimento de edifícios representam cerca de 33 % do consumo total de energia em todo o mundo (AGRAWAL et al., 2018a).

A energia elétrica consumida pelos equipamentos de condicionamento térmico em edificações como, por exemplo, sistema de ar condicionado, climatizadores, aquecedores (como estufas), dentre outros, tem crescido cada vez mais em uma escala global. Isso se dá devido à diversidade climática que impõe a necessidade de adequação à condição de bem-estar e conforto térmico em ambientes construídos (RODRIGUES e GILLOTT, 2015; SOBTI e SINGH, 2015).

Os sistemas convencionais de aquecimento, ventilação e ar condicionado HVAC (Heating, Ventilating and Air Conditioning) tem sido amplamente utilizados para resfriamento e aquecimento de ambientes construídos e normalmente apresentam elevado consumo de energia elétrica. A fim de amenizar o consumo de energia elétrica, vários métodos passivos são estudados em diversas regiões do mundo, visando o condicionamento térmico em edificações (GUPTA e TIWARI, 2016).

As fontes de energias renováveis formam um importante grupo o qual promovem estratégias alternativas à utilização indiscriminada dos combustíveis fósseis, que são amplamente utilizados em diversas regiões do mundo na geração de energia. Nesse sentido, diversos sistemas que utilizam as energias renováveis são estudados e aplicados em várias

regiões do mundo (AL-BAGHDADI, 2011). Esse cenário evidencia a necessidade de pesquisas e desenvolvimento de sistemas energéticos alternativos e/ou renováveis.

A necessidade da racionalização dos recursos naturais disponíveis, devido à sua escassez e limitação, é uma realidade hoje em dia frente aos aspectos ambientais, sociais e econômicos. A sustentabilidade ganhou foco internacional nas últimas décadas em enfatizar a importância da preservação do ambiente natural e do desenvolvimento da consciência ecológica para o desenvolvimento sustentável. O interesse nessas iniciativas é, então, importante para o bem-estar da coletividade e o equilíbrio do meio natural (GUERRA et al., 2018).

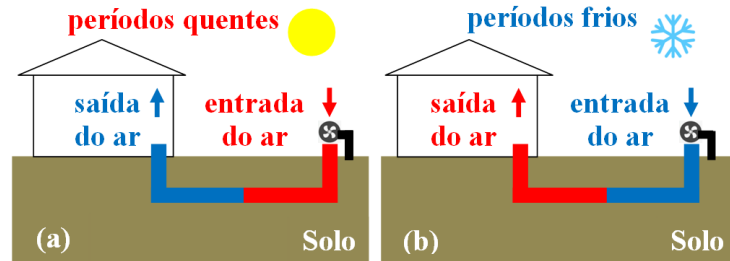
As técnicas de eficiência energética em edificações podem oferecer estratégias para redução do consumo de energia elétrica, propiciando estímulo à economia e redução de custos com tarifação. No entanto, para favorecer a diminuição no tempo de utilização de condicionadores de ar, os projetos podem considerar, na construção civil, questões de sustentabilidade, possibilitando a manutenção do conforto térmico de edificações através de proteções solares, isolamento térmico, controle das áreas de vidro nas fachadas, iluminação natural, criação de aberturas para favorecer o processo de ventilação, dentre outros. Com isso, métodos de avaliação do custo de viabilidade de execução dessas técnicas e da contabilização dos variados benefícios são alvo de constantes estudos nas últimas décadas (HOLLMULLER e LACHAL, 2001; ROSENOWA e BAYERA, 2017).

No Brasil, o Selo Procel Edificações é um instrumento de adesão voluntária que tem por objetivo identificar as edificações que apresentam as melhores classificações de eficiência energética em dada categoria, motivando o mercado consumidor a adquirir e utilizar imóveis mais eficientes. A envoltória, a iluminação e o condicionamento do ar são categorias avaliadas em relação ao consumo de energia elétrica nestas edificações. É estimado que o setor de moradias represente cerca de 50 % do consumo de energia elétrica no país (ELETROBRAS, 2017).

1.2 Trocador de Calor Solo-Ar

O Trocador de Calor Solo-Ar (TCSA) é um dispositivo constituído por dutos enterrados no solo através pelos quais o ar é forçado a escoar, conforme pode ser observado na Fig. 1.1. Nesse processo, o ar que entra no duto pode trocar calor com o solo e sai do duto com uma temperatura mais amena em relação à temperatura de entrada. Ao longo do ano, em períodos quentes, o ar sofre resfriamento (ver Fig. 1.1a) e, em períodos frios, o mesmo sofre aquecimento (ver Fig. 1.1b). O ar troca calor com o solo, que por sua vez armazena energia

térmica na sua camada superficial, sendo que esta energia armazenada é originária da radiação solar incidente na superfície terrestre, que é uma classe de energia renovável (RODRIGUES et al., 2015a, AGRAWAL et al., 2019).



Fonte: o autor.

Figura 1.1 - Princípio de funcionamento do TCSA: (a) períodos quentes e (b) períodos frios.

O objetivo do TCSA é proporcionar uma melhoria na condição térmica do ar no interior de edificações, visando reduzir o consumo de energia elétrica de equipamentos de condicionamento de ar tradicionalmente utilizados (RODRIGUES et al., 2015b; GUPTA e TIWARI, 2016).

De acordo com Gupta e Tiwari (2016), considerado o ciclo diário, a superfície terrestre ganha calor durante o dia, gerando um fluxo de calor no sentido da superfície do solo para o seu interior. À noite, a superfície perde calor, invertendo o sentido do fluxo, que passa a ser do interior do solo para a superfície. De forma análoga, o fenômeno ocorre considerando o ciclo anual em que, durante os períodos quentes, o fluxo de calor é orientado para o interior do solo e, nos períodos frios, o fluxo de calor é no sentido contrário.

A economia de energia com a utilização do TCSA pode ser co-mprovada através do trabalho de Santamouris e Kolokotsa (2013), onde são listados 30 projetos em todo o mundo, em distintas condições climáticas, as quais consideram baixas e elevadas temperaturas. Entretanto, conforme Agrawal et al. (2018b), o desempenho do TCSA é afetado pelas condições geográficas e climáticas, pelas propriedades do solo, bem como por parâmetros operacionais como a velocidade de entrada do ar e parâmetros construtivos, como a configuração geométrica dos dutos.

1.3 Objeto de estudo

O objeto de estudo é estruturado em três problemas de pesquisa que estão relacionados com: a investigações do desempenho energético do TCSA; o aprimoramento do modelo computacional de TCSA e o estudo de caso em que a ideia é atender dois cômodos de um

ambiente construído (ou duas edificações) com um TCSA bifurcado em forma de "Y" (com uma entrada e duas saídas). A modelagem computacional de TCSA aplicada no estudo de configurações geométricas pouco estudadas com intuito de obtenção dos melhores desempenhos é agente motivador do presente estudo (**Tema** de pesquisa).

Os problemas que envolvem avaliação de geometrias e otimização geométrica podem, por vezes, esbarrarem em dificuldades e limitações, pois geralmente consomem maior tempo de processamento da simulação numérica (principalmente em problemas transientes) e muitos casos necessitam ser avaliados.

O desempenho do TCSA é uma característica importante deste dispositivo para o estudo de novos projetos e diferentes tipos de instalações. Nesta pesquisa são propostas diversas instalações, constituídas por distintas configurações geométricas para a disposição dos dutos e o desempenho do TCSA é investigado com intuito de identificar a instalação com melhor desempenho. Nesse sentido, é oportuno o desenvolvimento de metodologia para determinação do desempenho do TCSA com base em elementos importantes para este tipo de dispositivo (**Problema 1** de pesquisa).

Na engenharia moderna, a ferramenta computacional é muito empregada na solução de problemas no campo de energias renováveis (energia solar, energia eólica, energia geotérmica, energia das ondas do mar) como, por exemplo, no desenvolvimento e validação de modelos computacionais, viabilizando inúmeras aplicações práticas. Na última década, a simulação numérica tem sido um importante campo de atuação para engenheiros, técnicos e cientistas das mais diversas áreas do conhecimento, devido ao avanço e aprimoramento dos métodos numéricos (AL-BAGHDADI, 2011).

Atualmente, os modelos matemáticos e computacionais são muito empregados em estudos de TCSA. Muitas vezes, as pesquisas experimentais se tornam muito dispendiosas financeiramente e, dependendo do estudo, muitos casos precisam ser considerados, aumentando, assim, o tempo de execução das atividades e a demanda por recursos humanos. Nessa conjuntura, quanto mais rápido e acurado for o modelo computacional, maiores são as possibilidades de realizar a pesquisa, de corrigir estratégias de estudos e de definição de casos a serem avaliados. Portanto, é interesse desta pesquisa avançar na modelagem computacional de TCSA (**Problema 2** de pesquisa).

No que se refere às questões de projeto, o estudo de fluxos (de massa e/ou energia) em mecanismos bifurcados, em particular, exerce grande importância no campo da engenharia, tendo em vista a sua vasta gama de aplicações. Essas configurações podem ser encontradas nos mais diversos setores como em tubulações em sistemas de refrigeração de pequeno, médio e grande porte, redes de dutos para climatização de ambientes, tubulações de sistemas

térmicos, tubulações de sistemas da indústria petroquímica, canais de componentes eletrônicos, dentre outros.

Uma maneira de reduzir a demanda de energia pelos escoamentos de fluidos, por exemplo, é a minimização de resistências, as quais ocorrem em grande parte quando a configuração geométrica do sistema é construída de forma estratégica, favorecendo o descolamento das substâncias (BEJAN, 2000; BEJAN e LORENTE, 2008). Além disso, existe a influência das configurações bifurcadas na capacidade de promover as trocas térmicas dos sistemas termofluidicos. Muitas vezes, a maneira convencional de interligação entre dois ramos é por meio de uma junção em forma de "T". Não há, no entanto, garantias de que os sistemas que utilizam tais tipos de configurações possam apresentar baixa resistência ao escoamento ou um bom desempenho operacional.

Na natureza, há várias configurações de interligação de canais possíveis de serem observadas. Muitas dessas configurações que ocorrem são através de canais de fluxos que possuem o formato de uma árvore (evolução dos galhos, ou das raízes). As redes de escoamento de fluidos, por exemplo, em forma de árvore, têm sido objeto de vários estudos devido à sua importância na compreensão do comportamento dos sistemas naturais (como os vasos sanguíneos e a árvore brônquica), bem como, no projeto de sistemas artificiais (BEJAN e LORENTE, 2008; BEJAN e ZANE, 2012).

Em instalações de TCSA, os ramos bifurcados podem permitir, por exemplo, que a partir de uma entrada de ar no sistema, dois cômodos de uma edificação, ou duas edificações possam ser atendidos simultaneamente. No entanto, a bifurcação pode assumir distintas configurações. Então, propõe-se realizar uma avaliação das geometrias e a otimização geométrica do TCSA em forma de "Y" (**Problema 3** de pesquisa). Para isso, o desempenho do TCSA necessita ser estudado. Esse desempenho é avaliado do ponto de vista energético, visando identificar a economia de energia elétrica e, conseqüentemente, economia financeira com a redução do consumo.

Com isso, a presente pesquisa se constrói sobre três pilares: o aprimoramento e/ou desenvolvimento do modelo computacional de TCSA; o estudo do desempenho energético do TCSA e a avaliação geométrica de um TCSA bifurcado em forma de "Y" (**Objeto de estudo** desta pesquisa).

1.4 Estado da Arte

Nesta seção são abordadas questões relacionadas: à modelagem computacional de TCSA, ao desempenho deste dispositivo e à avaliação geométrica de sistemas de fluxos.

Primeiramente, no que tange à abordagem computacional, destaca-se que em Vaz (2011) e Vaz et al. (2011) foi desenvolvido um modelo computacional de TCSA (chamado aqui de modelo Completo, devido à complexidade do domínio computacional e do traçado dos dutos) com base em um estudo experimental realizado no município de Viamão, no RS. Nesta pesquisa experimental, uma instalação de TCSA foi construída, permitindo que diversos estudos pudessem ter sido realizados. O modelo de Vaz (2011) e Vaz et al. (2011), então, foi capaz de simular o comportamento térmico e fluidodinâmico do ar no interior do duto, gerando resultados que foram confrontados com os dados experimentais. Foram realizados alguns estudos envolvendo o perfil de temperatura no subsolo e no ar no interior de dutos enterrados no solo, dentre outras abordagens as quais não são trazidas neste trabalho.

Nesse sentido, em Vaz et al. (2011) foi apresentado um modelo computacional de TCSA utilizando os softwares GAMBIT e FLUENT. Os resultados numéricos foram utilizados para validar o modelo computacional desenvolvido. Os resultados mostraram que o potencial do solo para aquecer o ar foi maior do que para o resfriamento do ar. O potencial de aquecimento foi mais destacado nos meses de maio, junho, julho e agosto, mostrando-se maior do que 3 K. Para profundidades entre 2 e 3 m, estimou-se que o potencial possa ser superior a 8 K. Por outro lado, o potencial de resfriamento foi maior nos meses de janeiro, fevereiro e dezembro, entretanto, foi baixo para pequenas profundidades (menos de um metro), podendo chegar a 4 K.

Em Brum et al. (2012) foi proposto um modelo computacional de TCSA com base em no aprimoramento do modelo Completo desenvolvido em Vaz (2011) e Vaz et al. (2011). O modelo de Brum et al. (2012) foi denominado de modelo Simplificado de TCSA. Esse modelo, como o próprio nome sugere, propôs uma simplificação em relação ao modelo Completo. O modelo considerou, dentre outras coisas, um domínio computacional menor e foi testado em instalações com apenas um duto reto. O modelo foi validado e verificado e vem sendo aplicado em diversos estudos com em Brum et al. (2013), Isoldi et al. (2013), Rodrigues et al. (2015a), Rodrigues et al. (2015b), Rodrigues et al. (2015c), Brum et al. (2017), Rodrigues et al. (2018) e Brum et al. (2019).

Dando continuidade, em Brum et al. (2013), além do modelo Simplificado de TCSA, foi proposta uma aplicação com a apresentação um novo modelo, denominado de modelo computacional Reduzido de TCSA, que foi um aprimoramento do modelo anterior, porém considerando um domínio computacional ainda menor, considerando novas técnicas de ajustes de dados a partir do método de mínimos quadrados.

Nesta pesquisa, é proposto um novo modelo computacional com base no aprimoramento do modelo computacional Simplificado de Brum et al. (2013). Esse

aprimoramento tem por finalidade diminuir o tempo de processamento da simulação numérica, melhorar a acurácia do resultado numericamente obtido e ampliar a aplicabilidade do modelo. Essa aplicabilidade é no sentido de fornecer maior autonomia ao modelo para ser empregado em distintas localidades, levando em consideração as características do solo e do ar local.

Em um segundo momento, é abordado o estudo do princípio de funcionamento do TCSA, bem como os aspectos que influenciam o seu desempenho.

Em relação ao princípio de funcionamento do TCSA, as pesquisas de Mavroyanopoulos e Kyritsis (1986), Mihalakakou et al. (1994), Mihalakakou et al (1996) e Santamouris et al. (1995) trazem aspectos essenciais ligados à instalação dos dutos, aos fundamentos físicos envolvidos no processo operacional e ao desempenho dos sistemas.

O desempenho do TCSA é afetado pelas propriedades térmicas e de escoamento do ar tais como temperatura de entrada, velocidade de escoamento e umidade relativa. Foi observado que aumentando-se a temperatura do ar de entrada, aumenta-se a temperatura do ar de saída, aumentando-se a variação de temperatura na operação de resfriamento e diminuindo-a em condições de aquecimento (NIU et al., 2015; ELMINSHAWY et al., 2017). Já com o aumento da velocidade do escoamento de ar, a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do ar diminui, mas a taxa de troca de calor entre o ar e o solo aumenta (MIHALAKAKOU et al., 1994; MIHALAKAKOU et al. 1996). A umidade relativa do ar de entrada não apresenta influência significativa na variação de temperatura do ar no TCSA. No entanto, a umidade relativa do ar diminui em condições de aquecimento e aumenta durante a operação de resfriamento (NIU et al, 2015).

As propriedades térmicas do solo também afetam o desempenho do TCSA. O solo de maior difusividade térmica pode transferir mais quantidade de calor, para a calota de solo no entorno à superfície do duto e para o ar em escoamento e também absorver energia térmica do ar mais rapidamente (MATHUR et al., 2015). O solo de alta condutividade térmica na vizinhança do TCSA melhora a taxa de transferência de calor (SONG et al., 2006). O teor de umidade do solo, no entanto, não havendo saturação, melhora a condutividade térmica do solo e melhora o desempenho térmico do TCSA (ASCIONE et al., 2011). Os solos com maior massa específica melhoram a sua condutividade térmica e o desempenho do TCSA (ELMINSHAWY et al., 2017).

Outros estudos sobre o comportamento térmico na camada superficial do solo, enquanto reservatório inercial de energia proveniente da radiação solar, variações diárias e anuais de temperaturas na superfície do solo e no subsolo podem ser encontrados em Bharadwaj e Bansal (1981), Givoni e Katz (1985), Mihalakakou et al. (1995), Jacovides et al.

(1996) e Mihalakakou et al. (1997). Esses estudos contribuem para a compreensão do potencial energético do solo para aplicação do TCSA.

As propriedades constitutivas e geométricas do duto também afetam o desempenho do TCSA. Aumentando o comprimento do duto, a diferença entre a temperatura do ar de entrada e saída aumenta até certo comprimento, acima do qual nenhum aumento na transferência de calor foi evidenciado (AHMED et al., 2016). A diminuição do diâmetro do duto ocasiona no aumento no potencial de aquecimento e resfriamento do TCSA para determinada velocidade de escoamento do ar (GHOSAL et al., 2006). Aumentando a profundidade dos dutos, o potencial de aquecimento e resfriamento do TCSA aumenta até certa profundidade, a partir da qual nenhum aumento significativo foi observado (AHMED et al., 2016). O espaçamento entre os dutos deve ser igual ou maior que a zona de influência térmica, pois um espaçamento menor entre dutos produz um impacto negativo no desempenho térmico do TCSA (MISRA et al. 2015). Ao aumentar a rugosidade relativa do duto, o potencial de aquecimento e resfriamento aumenta, aumentando também a capacidade do sistema de ventilação do TCSA (LI et al., 2016). Já o material do duto tem pouca influência (insignificante) no desempenho térmico do TCSA (BANSAL et al. 2009; 2010).

Em relação ao efeito do material de cobertura do solo no desempenho do TCSA, tem-se que a condutividade térmica de materiais coberto com rejunte de areia e cimento é melhor do que apenas rejunte de cimento (ALLAN e KAVANAUGH, 1999). A difusividade no solo levemente úmido é maior que a do solo seco de acordo com o estudo experimental realizado por Balghouthi et al. (2005), onde foram examinados a temperatura e umidade para solos úmidos e secos, uma vez aquecidos por redes capilares enterradas.

Os dados climáticos de um determinado local são parâmetros fundamentais para decidir em relação à aplicabilidade do TCSA. A viabilidade técnica antes do desenvolvimento efetivo de uma instalação de TCSA pode ser identificada pela observação de dados meteorológicos da localidade com a investigação das temperaturas do ar em condições de máxima, mínima e média anual, bem como umidade relativa do ar e temperatura na superfície do solo no mesmo período (ROHIT, 2017).

Na literatura, são encontradas diversas metodologias para investigar o desempenho do TCSA. Kumar et al. (2006) desenvolveram um modelo determinístico e um modelo inteligente usando a rede neural artificial (ANN - *Artificial Neural Network*). O modelo calcula a temperatura de saída do ar do TCSA com uma precisão de cerca de 2,6 %, enquanto a precisão do modelo determinístico foi de aproximadamente 5,3 %. Observou-se que o potencial energético de resfriamento/aquecimento do TCSA de 80 m de comprimento era de 7,49 kW no inverno e de 12,25 kW no verão, respectivamente.

Posteriormente, Kumar et al. (2008) utilizaram o conceito do algoritmo genético (GA - *Genetic Algorithm*) orientado por objetivos para otimização de diferentes parâmetros do TCSA. Foram considerados os seguintes parâmetros na análise: umidade relativa do ar, temperatura do ar ambiente, temperatura do solo na profundidade de instalação e a temperatura da superfície do solo. Concluiu-se, através da análise de sensibilidade, que a temperatura do ar na saída foi afetada significativamente pela temperatura do solo na profundidade de instalação e pela temperatura do ar ambiente.

Outra metodologia também empregada em estudos de TCSA foi a lógica fuzzy (FL - *Fuzzy Logic*). A lógica fuzzy foi empregada para gerenciar a ação de um controlador lógico para minimizar o consumo de energia em um TCSA no estudo de Diaz et al. (2013). Neste trabalho, observou-se que o TCSA consome menos energia quando o controlador lógico fuzzy é executado, em vez de um controlador ligado-desligado. Isso ocorreu porque o controlador não precisa trabalhar em carga completa o tempo todo. Depois de atingir a temperatura desejável, o controlador segue trabalhando, mas a quantidade de energia consumida pelo sistema é menor, fazendo com que o ventilador demande por menor quantidade de energia.

Já a metodologia de superfície de resposta (RESM - *Response Surface Methodology*) foi utilizada para otimização de parâmetros de um TCSA, conforme o estudo de Kaushal et al. (2015). Esse método, através de uma análise estatística, explora as relações entre variáveis explicativas e variáveis de resposta. Os parâmetros analisados neste processo foram a condutividade térmica do solo, a velocidade de entrada do ar, a temperatura de entrada do ar, a profundidade do duto e a intensidade da radiação solar e duas variáveis de saída foram analisadas: a diferença de temperatura entre a saída e a entrada de ar do TCSA convencional e o TCSA híbrido (que agrega mais de um meio de utilização de energias renováveis). Observou-se que a condutividade térmica do solo é o fator mais importante seguido pela profundidade do duto e a intensidade da radiação solar.

Outra técnica importante foi aplicada em estudos de desempenho de TCSA. O método Taguchi, que é baseado em técnicas estatísticas de experimentos fatoriais e na relação sinal/ruído, e a simulação numérica foram empregados para obter a maximização da queda de temperatura do ar e da taxa de transferência de calor no TCSA em um estudo realizado por Agrawal et al. (2018c). Realizou-se a otimização de quatro parâmetros do TCSA: o diâmetro do duto (A), o comprimento do duto (B), a velocidade de entrada do ar (C) e a temperatura de entrada do ar (D). Os resultados mostram por meio de combinações a melhor via de ligação entre os parâmetros para obter uma máxima queda de temperatura do ar e para obter uma máxima taxa de transferência de calor.

Outras aplicações interessantes que também utilizam o solo para trocar calor com o solo, contemplando os princípios operacionais e análises paramétricas podem ser identificadas em Paepe e Janssens (2003), Trzaski e Zawada (2011), Ascione et al. (2011), Woodson et al. (2012), Bansal et al. (2013) e Misra et al. (2013), Agrawal et al. (2018a), Agrawal et al. (2018b), Agrawal et al. (2018c) e Agrawal et al. (2019). Esses trabalhos trazem diferentes estudos de aplicações, destacando o potencial de viabilidade das instalações.

Em um terceiro e último momento, são abordados assuntos relacionados à avaliação geométrica de sistemas de fluxos, em sistemas constituídos de geometrias bifurcadas e em TCSA. A avaliação geométrica desses sistemas se dá através do método Design Construtal, de Bejan e Lorente (2008), dada é a sua importância neste ramo da engenharia.

Como foi visto, análise de sensibilidade, estudos paramétricos e aplicações de métodos diversificados têm sido empregados em investigações de desempenho do TCSA. Nesse contexto, o método Design Construtal também tem sido empregado para identificar os melhores desempenhos de sistemas de engenharia na área de transferência de calor e mecânica dos fluidos, através de uma metodologia de avaliação geométrica.

No campo da transferência de calor, o método Design Construtal conduziu à avaliação geométrica de cavidades de resfriamento introduzidas em sólidos com geração interna de energia. Várias formas para cavidades foram estudadas, desde geometrias com poucos graus de liberdade, em forma de "I", elípticas, triangulares e em forma de "T" (BISERNI, et al. 2004; ROCHA et al., 2007), até aquelas com padrões complexos como formas de "H", "Y", "X", "T", bem como cavidades na forma de "T" e "Y" (BISERNI et al., 2007; LORENZINI et al., 2011; LORENZINI et al. 2014; LORENZINI et al., 2013; LORENZINI, et al., 2009). O método Design Construtal também tem sido empregado para melhorar o arranjo simples e complexo de aletas, por exemplo, em forma de "T" (BEJAN e ALMOGBEL, 2000), em forma de "Y" (LORENZINI e ROCHA, 2006), duplo "Y" (XIE et al., 2010), em forma de "T" e "Y" (LORENZINI e ROCHA, 2009) e aletas laterais estendidas em forma de "T" e "Y" (LORENZINI et al., 2011).

Na área de mecânica dos fluidos, o método Design Construtal também tem sido empregado para melhorar o desempenho de sistemas envolvendo diversas condições de escoamentos de fluidos, como apresentado em Bejan (2000), Bejan (2008) e Bejan e Lorente (2007). Essas referências mostraram que a perda de carga de fluidos em escoamento internos em dutos com seção transversal circular é mínima em comparação com escoamentos em dutos com seção transversais regulares poligonais. Arquitetura de escoamentos em forma de árvore vascular para escoamento laminares e turbulentos podem ser vistos em Bejan (2006), Reis (2006) e Cetkin et al. (2010).

Com relação ao estudo da transferência de calor por convecção, o método Design Construtal tem sido empregado para obter os melhores arranjos de canais em escoamentos internos e escoamentos externos em cilindros (BELLO-OCHEENDE et al., 2011; KIM et al., 2010; ROCHA et al., 2009).

Em pesquisas em TCSA, o método Design Construtal tem sido empregado para analisar o desempenho de instalações com diversas configurações geométricas. Em Isoldi et al. (2013) o presente método foi aplicado pela primeira vez para identificar o melhor afastamento entre os dutos, levando à maximização do potencial térmico do TCSA de uma instalação composta por quatro dutos. Os resultados destacam que é possível obter uma melhoria de quase 32% no desempenho do TCSA por meio do método Design Construtal. Já no estudo de Rodrigues et al. (2015a) foram estudadas numericamente quatro instalações de TCSA contendo um, dois, três e quatro dutos. Os resultados destacam que o aumento da quantidade de dutos aliado à redução do diâmetro dos mesmos pode conduzir a uma melhoria no desempenho térmico do TCSA.

De acordo com Brum et al. (2019), a adição de dutos em instalações de TCSA não significa necessariamente um desempenho superior se não houver cautela na disposição geométrica dos dutos. Nesse estudo consideraram-se configurações contendo até cinco dutos, onde o desempenho energético do TCSA foi investigado. Outras propostas de aplicação do método Design Construtal em análise do potencial térmico instantâneo e mensal, potencial energético e eficiência do TCSA, empregando o método Design Construtal, são estudadas em Brum et al. (2017) e Ramalho et al. (2018).

Os ramos bifurcados exercem função importante em sistemas de engenharia envolvendo escoamento e/ou troca térmica. Na área de TCSA, os dispositivos bifurcados também podem oferecer alternativas importantes para o desenvolvimento de novos projetos em TCSA.

Com base nisso, em Rodrigues et al. (2018) um TCSA bifurcado em forma de "T" (com uma entrada e duas saídas) foi estudado. O método Construtal Design foi empregado para realizar a avaliação geométrica. Um grau de liberdade (L_1/L_0) foi dado ao sistema, representado pela razão do ramo bifurcado (L_1) pelo ramo principal (L_0). Então, uma análise conjunta foi proposta, levando em consideração o potencial térmico, a perda de carga e o volume de solo ocupado. Os resultados indicam que a instalação definida por $L_1/L_0 = 0,1$ maximiza o potencial térmico; a instalação definida por $L_1/L_0 = 7,0$ minimiza o volume de solo ocupado e a perda de carga do escoamento; e ao considerar os três parâmetros simultaneamente, a instalação definida por $L_1/L_0 = 7,0$ apresenta melhor desempenho.

Em Rodrigues et al. (2019), avançou-se em relação ao estudo anterior, onde o TCSA bifurcado em forma de "T" (com uma entrada e duas saídas) através do método Design Construtal e da simulação numérica. Dois graus de liberdade (L_1/L_0) e (D_1/D_0) foram oferecidos ao sistema, representados, respectivamente, pela razão do ramo bifurcado (L_1) pelo ramo principal (L_0), bem como pela razão do diâmetro do ramo bifurcado (D_1) pelo diâmetro do ramo principal (D_0). Foi levado em consideração o potencial térmico, a perda de carga e o volume de solo ocupado. Os resultados mostram que a instalação definida por $L_1/L_0 = 7,0$ é independente de D_1/D_0 para minimizar o volume do solo; a instalação definida por $L_1/L_0 = 0,5$ e por $D_1/D_0 = 1,5$ maximiza o potencial térmico; e a instalação definida por $L_1/L_0 = 2,5$ e por $D_1/D_0 = 1,5$ minimiza a perda de carga; e considerando os três parâmetros simultaneamente, a instalação definida por $L_1/L_0 = 7,0$ e por $D_1/D_0 = 1,5$ possui o melhor desempenho.

Baseado nisso, nesta pesquisa, de forma inédita, um TCSA bifurcado, porém na forma de "Y" é investigado. Dois graus de liberdade serão definidos, um com base na razão entre o ramo bifurcado e o ramo principal e um ângulo \hat{A} (ângulo entre o ramo secundário e a horizontal). Nessa pesquisa são considerados, além dos trechos horizontais do duto, também são considerados os trechos verticais do duto, o que foi uma simplificação adotada em Rodrigues et al. (2018) e Rodrigues et al. (2019). Além disso, é proposta uma nova metodologia para análise do desempenho do TCSA. Na literatura, não foram encontrados estudos que contemplem a investigação de instalações de TCSA constituídas de ramos bifurcados, em forma de "Y", destacando a originalidade da proposta e importância assumida nesta pesquisa (FLORIDES e KALOGIROU, 2007; BISONIYA et al., 2013; PERETTI et al., 2013; SOBTI e SINGH, 2015; e TIWARI, 2016; AGRAWAL et al., 2018; AGRAWAL et al., 2018).

Com isso, o presente estudo foca o estudo do TCSA bifurcado, em forma de "Y" (com uma entrada e duas saídas), através do método Design Construtal e a simulação numérica, propondo um novo indicador de desempenho energético e empregando um modelo computacional de TCSA aprimorado (**Delimitação** da pesquisa).

1.5 Objetivos

Nesta seção são definidos os objetivos desta pesquisa. O objetivo geral é definido com base na conexão entre os três pilares desta pesquisa, enquanto que os objetivos específicos são estratificados com base em cada eixo de enfoque.

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo geral desta pesquisa é:

- melhorar o desempenho do TCSA em forma de "Y" (com uma entrada e duas saídas para o ar), por meio do emprego de um modelo computacional aprimorado, considerando um novo parâmetro de desempenho específico para este tipo de dispositivo, em um estudo de caso realizado no município de Rio Grande.

1.3.2 Objetivos específicos

Com relação ao aprimoramento do modelo computacional, os seguintes objetivos específicos são definidos com foco de:

- reduzir o tempo de processamento da simulação numérica em problemas de TCSA;
- melhorar a acurácia dos resultados numéricos através da utilização de dados experimentais como condição de contorno do modelo computacional de TCSA;
- promover uma análise numérica desacoplada entre os fenômenos fluidodinâmicos e térmicos no TCSA;
- determinar numericamente a perda de carga do ar no TCSA;
- promover a validação e a verificação do modelo computacional desenvolvido;
- levar em consideração, no modelo computacional, as características do tipo de solo local de uma determinada região;
- adotar, no modelo computacional, dados realísticos (oriundos de um modelo de assimilação) de variação da temperatura anual do solo e do ar de uma região escolhida.

Já sobre o novo parâmetro de desempenho para TCSA, tem-se como objetivo específico:

- propor um parâmetro de desempenho aplicado exclusivamente para TCSA, baseado na perda de carga e no potencial térmico deste dispositivo.

Com relação ao Estudo de Caso, os seguintes objetivos específicos são considerados:

- propor diferentes geometrias para o TCSA em forma de “Y”, através da aplicação do método Design Construtal;
- avaliar o efeito das configurações geométricas dos dutos em relação ao desempenho do TCSA;
- investigar a influência da razão entre o ramo bifurcado e o ramo principal em relação à resistência ao escoamento (perda de carga) e à troca de calor entre o solo e o ar (potencial térmico);
- analisar a influência do ângulo de bifurcação em relação à resistência ao escoamento (perda de carga) e a troca de calor entre o solo e o ar (potencial térmico);
- aplicar o novo parâmetro de desempenho às diferentes configurações geométricas do TCSA em forma de “Y”, empregando a técnica de Busca Exaustiva, para o dispositivo instalado no município de Rio Grande - RS.

1.6 Generalidades

Dentre as limitações e simplificações tomadas para o presente estudo, cabe destacar que o mérito dos fenômenos que envolveram a transferência de calor entre o solo e o ar, bem como o escoamento do ar nos dutos propriamente dito não são focos desta pesquisa, mas os efeitos na variação de temperatura entre a saída e a entrada do ar no duto (potencial térmico) e no esforço necessário para promover o escoamento do ar no duto (perda de carga).

Além disso, os seguintes elementos não são levados em consideração nesta pesquisa, tais como, a umidade relativa do ar, a variação de umidade no solo, questões relacionadas ao sombreamento na superfície do solo, o tipo de cobertura do solo, métodos e dificuldades de escavações para colocação dos dutos e dispêndios financeiros para instalar o TCSA.

No que se refere à estrutura do texto, neste capítulo se apresenta o caráter introdutório da pesquisa, a motivação, o princípio de funcionamento do TCSA, o objeto de estudo, o estado da arte, os objetivos e as limitações da pesquisa. O Capítulo 2 dispõe a metodologia desta pesquisa, isto é, a modelagem matemática, modelagem numérica, método Design Construtal, técnica de caracterização do tipo de solo; método de obtenção do perfil de temperaturas do solo e do ar e métodos de avaliação do desempenho e da eficiência do TCSA. O Capítulo 3 aborda a análise e discussão dos resultados e é organizado em três eixos: aprimoramento do modelo computacional de TCSA; estudo do desempenho de TCSA e aplicação em estudo de caso. O Capítulo 4 descreve as

considerações finais em relação à pesquisa, apontando as conclusões, as contribuições e os destaques, bem como as sugestões de pesquisas futuras. Por fim, são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas no presente trabalho.

2 METODOLOGIA

A metodologia desta pesquisa compõe-se da modelagem matemática do problema onde são resolvidas as equações de conservação da massa, quantidade do movimento e energia; abordagem da turbulência; simulação numérica; método Design Construtal; técnica de Busca Exaustiva; procedimento de caracterização do tipo de solo; método de obtenção do perfil de temperaturas do solo e do ar e avaliação de desempenho e eficiência em TCSA.

2.1 Modelagem matemática

A modelagem matemática relativa ao princípio de funcionamento de um TCSA está associada aos princípios fundamentais de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia. Como se trata de escoamentos turbulentos faz-se necessário ainda realizar a modelagem da turbulência (RODRIGUES et al. 2015b).

O escoamento de ar no TCSA é tratado como sendo um escoamento transiente, incompressível, turbulento e com troca de calor por convecção forçada no interior de um duto. Portanto, serão resolvidas as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia médias no tempo. Esse processo consiste em realizar uma média temporal sobre as equações de conservação que modelam o escoamento, sendo as variáveis do problema (velocidade, temperatura e pressão) decompostas em uma parcela média e outra flutuante no tempo (WILCOX, 2002).

2.1.1 Princípio da conservação da massa

O princípio da conservação da massa se dá com base na Lei de Lavoisier. A conservação da massa de um fluido escoando por um volume de controle está relacionada com a taxa de massa acumulada, que 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. Matematicamente, isso pode ser tratado com a equação de conservação de massa ou equação da continuidade, dada por (SCHLICHTING e GERSTEN, 2000; BERGMAN et al., 2011; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007; PRITCHARD e MITCHELL, 2015):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{v}_i)}{\partial x_i} = S_m \quad (i = 1, 2 \text{ e } 3) \text{ em } t \times \Omega \quad (2.1)$$

onde: ρ é a massa específica [kg/m³], v_i é a velocidade do escoamento [m/s] na direção i ($i = 1, 2$ e 3), S_m é um termo representativo de possíveis fontes de geração de massa [kg/m³s]. A variável t representa o domínio temporal [s] e o domínio espacial Ω representado pelas coordenadas dimensionais x_i [m] na direção i . Adota-se a notação indicial de Einstein, onde componentes vetoriais são indicadas por subscritos como i, j e k , sendo números inteiros variando de 1 a 3. Aqui, a barra superior ($\bar{\quad}$) indica média temporal e o apóstrofo (\prime) a componente flutuante no tempo.

Como o escoamento do ar nos dutos do TCSA pode ser considerado incompressível, adotando-se um valor constante para a massa específica do ar (ρ), e não há fontes de massa, a Eq. (2.1) pode ser reescrita como:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (i = 1, 2 \text{ e } 3) \text{ em } \Omega \quad (2.2)$$

2.1.2 Princípio da conservação da quantidade de movimento

O princípio da conservação da quantidade de movimento de um fluido está relacionado com a aplicação da Segunda Lei de Newton, que é conhecida como princípio fundamental da dinâmica. Esse princípio remete à ideia de que a mudança de movimento é proporcional à força motriz imposta e é produzida na direção na qual aquela força é aplicada. Matematicamente, tal princípio pode ser denotado pelas equações de Navier-Stokes que levam em consideração a hipótese de que as tensões normais e cisalhantes são funções lineares da taxa de deformação, conforme a Lei da Viscosidade de Newton. Em coordenadas cartesianas, tais equações podem ser escritas na forma (SCHLICHTING e GERSTEN, 2000; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007; BERGMAN et al., 2011; PRITCHARD e MITCHELL, 2015):

$$\frac{\partial \rho \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{v}_i \bar{v}_j)}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} \delta_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} \right] + F_i \quad (2.3)$$

sendo $i, j = 1, 2$ e 3 em $t \times \Omega$, onde, p é a pressão estática do ar [N/m²], δ_{ij} é o delta de Kronecker ($\delta_{ij} = 1$ se $i = j$, caso contrário, $\delta_{ij} = 0$), μ é a viscosidade absoluta do ar [kg/ms] e F_i indica forças de corpo externas por unidade de volume [N/m³], incluindo a gravitacional.

No modelo em estudo supõe-se que, no interior dos dutos do TCSA, o escoamento é incompressível, são desconsiderados efeitos de forças de campo, a viscosidade absoluta do ar é assumida constante e são considerados os efeitos das tensões turbulentas. Portanto, a Eq. (2.3), reescrita, é dada por:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\overline{v_i v_j})}{\partial x_j} = -\frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} \delta_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \tau_{ij} \right] \quad (i, j = 1, 2 \text{ e } 3) \text{ em } t \times \Omega \quad (2.4)$$

onde ν é a viscosidade cinemática do ar [m^2/s]. O termo τ_{ij} , que representa tensões normais e de cisalhamento, surge no processo de filtragem da equação de movimento e necessita ser modelado, podendo ser expresso por:

$$\tau_{ij} = \overline{v_i' v_j'} \quad (2.5)$$

onde (') indica o componente da variável flutuante no tempo (LAUNDER e SPALDING, 1972; WILCOX, 2002).

2.1.3 Princípio da conservação da energia

O princípio da conservação da energia está relacionado com o princípio de Lavoisier de que a energia não pode ser criada nem destruída e com a Primeira Lei da Termodinâmica. Isso denota a ideia de que a variação da energia em um volume de controle é igual à energia gerada mais a diferença entre os fluxos de entrada e saída de energia. Esse balanço de energia pode ser expresso por (SCHLICHTING e GERSTEN, 2000; WILCOX, 2002; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007; BERGMAN et al., 2011; PRITCHARD e MITCHELL, 2015):

$$c_p \rho \frac{DT}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{q}_j) = G \quad (j = 1, 2 \text{ e } 3) \text{ em } t \times \Omega \quad (2.6)$$

onde: c_p é o calor específico do ar à pressão constante [J/kgK] (assumindo valor constante no escoamento), $\frac{DT}{Dt}$ é a derivada material que inclui o termo transiente os termos advectivos, o fluxo de calor q_j é descrito pela Lei de Fourier e G modela possíveis fontes de calor no seu interior (o que não é considerado nessa tese).

No estudo de TCSA, dois processos térmicos precisam ser abordados: a transferência do calor devido ao escoamento do ar no interior do duto e devido à condução da energia térmica no solo.

No solo, assume-se que a transferência de calor ocorre apenas por efeitos de difusão térmica. Com isso, o campo de temperaturas é determinado por (WILCOX, 2002; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007; BERGMAN et al., 2011; PRITCHARD e MITCHELL, 2015):

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha_s \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} \quad (j = 1, 2 \text{ e } 3) \text{ em } t \times \Omega \quad (2.7)$$

onde: α_s é a difusividade térmica do solo [m^2/s] (tomada nesta tese como constante).

No interior do duto, o transporte da energia térmica através do escoamento do ar se dá predominantemente por convecção forçada, por conta da ação de uma força motriz externa gerada pelo sistema de ventilação. O transporte advectivo leva em consideração os efeitos de difusão e convecção transportados através do campo de pressão-velocidade, além dos efeitos de turbulência que também são considerados. Portanto, essa modelagem pode ser representada por (WILCOX, 2002; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007; BERGMAN et al., 2011; PRITCHARD e MITCHELL, 2015):

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{v}_j \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \alpha_a \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - q_j \right\} \quad (j = 1, 2 \text{ e } 3) \text{ em } t \times \Omega \quad (2.8)$$

onde: α_a é a difusividade térmica do ar [m^2/s] e q_j é o fluxo turbulento de energia e surge no processo de filtragem da equação de energia e necessita ser modelado, podendo ser expresso por:

$$q_j = \bar{v}_i \bar{T}' \quad (2.9)$$

O movimento oscilatório extrai energia do movimento médio principal através das tensões turbulentas, sendo que esta energia é dissipada em forma de calor devido à ação da viscosidade.

2.1.4 Abordagem da turbulência

Para tratar o problema de fechamento, é empregado o modelo k - ε RANS, que é baseado na solução de duas equações adicionais de transporte (LAUNDER e SPALDING, 1972; WILCOX, 2002). Para escoamentos incompressíveis, os termos de fechamento das Eqs. (2.5) e (2.9) são dadas por:

$$\tau_{ij} = \nu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (2.10)$$

$$q_j = \alpha_t \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \quad (2.11)$$

onde ν_t é a viscosidade cinemática turbulenta (m^2/s), k é a energia cinética turbulenta (m^2/s^2) e α_t é a difusividade térmica turbulenta (m^2/s). Os valores de ν_t e α_t podem ser definidos por:

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.12)$$

$$\alpha_t = \frac{\nu_t}{Pr_t} \quad (2.13)$$

A abordagem consiste na resolução de duas equações diferenciais parciais (EDPs) de transporte, sendo uma para a energia cinética turbulenta (k) e uma para a taxa de dissipação da energia cinética da turbulência (ε). As equações da energia cinética da turbulência (k) e da sua dissipação (ε) são representadas por (LAUNDER e SPALDING, 1972):

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \varepsilon \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.15)$$

sendo: $C_\mu = 0,09$, $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_k = 1,0$ e $\sigma_\varepsilon = 1,3$ e $Pr_t = 1,0$. Essas constantes foram obtidas por numerosas iterações de dados que se ajustam a uma ampla gama de escoamentos turbulentos (LAUNDER e SPALDING, 1972).

O primeiro termo que corresponde ao lado direito da Eq. (2.14) é o de produção da energia cinética da turbulência. Já o segundo termo é o transporte de k por difusão e o último é a taxa de dissipação viscosa de k . Na Eq. (2.15) os três termos do lado direito são, respectivamente, os mecanismos de difusão, produção e dissipação de ε (DESCHAMPS, 2002).

Mais detalhes sobre o modelo k - ε de turbulência podem ser encontrados na literatura em Launder e Spalding (1972) e Wilcox (2002).

2.2 Modelagem numérica

Nesta seção são abordados os principais tópicos relacionados à modelagem computacional de TCSA. É tratado da abordagem computacional e as etapas da simulação numérica; o método numérico empregado; a discretização espacial e temporal; o acoplamento pressão-velocidade; o domínio computacional, as condições de contorno e as hipóteses simplificativas.

A ferramenta computacional empregada neste estudo é conhecida na literatura como Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD – do inglês: *Computational Fluid Dynamics*). Essa técnica utiliza a análise numérica para estudar casos que envolvem escoamentos de fluidos e/ou transferência de calor, de tal forma que o domínio computacional é discretizado em um número finito de elementos e um método numérico adequado é empregado para resolver o problema (PATANKAR, 1980; MALISKA, 2004; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

2.2.1 Abordagem computacional

No pré-processamento foi empregado o software GAMBIT (ANSYS Inc., 2011) para a construção das geometrias e a geração das malhas computacionais. Para a geração de geometrias também foi utilizado o software AutoCAD 2018 versão livre para estudantes. O software FLUENT (ANSYS Inc., 2011), versão 14.0, promoveu o processamento e pós-processamento da simulação numérica e é baseado no Método dos Volumes Finitos (FVM – do inglês: *Finite Volume Method*) (PATANKAR, 1980; MALISKA, 2004; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

O software FLUENT é baseado no Método dos Volumes Finitos (FVM - *Finite Volume Method*) e é utilizado amplamente na análise de CFD em aplicações de problemas de engenharia. Do ponto de vista estrutural, a solução baseada na pressão emprega um algoritmo que pertence a uma classe geral de métodos chamada o método de projeção (CHORIN, 1968). No método de projeção, a restrição de conservação de massa do campo de velocidade é obtida resolvendo uma equação de pressão (ou correção de pressão). A equação da pressão é derivada das equações de conservação da massa e da quantidade de movimento, de tal forma que o campo de velocidade, corrigido pela pressão, satisfaz a continuidade. Já que as equações governantes são não-lineares e acopladas entre si, o processo de solução envolve iterações em que todo o conjunto de equações governantes é resolvido repetidamente até a convergência da solução (ANSYS Inc., 2011).

O algoritmo acoplado baseado na pressão, ao contrário do algoritmo segregado, resolve um sistema de equações compreendendo as equações de conservação da massa e da quantidade de movimento baseada na pressão.

Dessa forma, o algoritmo acoplado atualiza as propriedades do fluido (por exemplo, massa específica, viscosidade, calor específico) incluindo viscosidade turbulenta (difusividade) com base na solução atual; resolvem as equações de movimento, uma após a outra, usando os valores recentemente atualizados de pressão e fluxos de massa da face; o sistema acoplado de equações é resolvido; as equações restantes são resolvidas de forma dissociada como no algoritmo segregado; são resolvidas as equações para escalares adicionais, se houver, como quantidades turbulentas, energia e radiação; atualiza os termos de origem resultantes das interações entre diferentes fases (por exemplo, termo de origem para a fase de portadora devido a partículas discretas) e verifica a convergência das equações (ANSYS Inc., 2011).

Uma vez que as equações de conservação da massa e da quantidade de movimento são resolvidas de maneira acoplada, a taxa de convergência da solução melhora significativamente quando comparada ao algoritmo segregado. Contudo, o requisito de memória pode aumentar de 1,5 a 2,0 vezes em relação ao algoritmo segregado (ANSYS Inc., 2011).

Nesta pesquisa foi utilizado um microcomputador Desktop, processador Intel (R) Core (TM) i5-3330 CPU, @ 3.00 GHz, 3.2 GHz, memória (RAM) de 8,00 GB, HD 500 GB, sistema operacional Windows 7, de 64 Bits, quatro processadores, 1 HD externo de 1 TB para armazenar os dados e um dispositivo estabilizador e de armazenamento de energia elétrica do tipo nobreak.

2.2.2 Método numérico

O método numérico utilizado neste estudo é o FVM. O FVM transforma uma equação diferencial definida em um determinado domínio D , em um sistema de equações algébricas. Para tanto, as derivadas das funções existentes na equação diferencial devem ser substituídas pelos valores discretos na função. Assim, transformar as derivadas em termos que contêm a função significa integrar a equação diferencial. Já as diversas formas de fazê-lo, caracterizam o tipo de método numérico (MALISKA, 2004).

O equacionamento da formulação matemática através do FVM pode ser encontrado em Patankar (1980), Maliska (2004), Versteeg e Malalasekera (2007) e é omissa neste trabalho. Em Rodrigues et al. (2015a) também é apresentada a formulação do FVM para aplicações em problemas de TCSA.

Neste estudo, as soluções são consideradas convergidas quando os resíduos para a equação da massa e para o movimento foram inferiores a 10^{-3} e para a energia 10^{-6} , entre duas iterações consecutivas.

2.2.3 Discretização espacial e temporal

Na discretização espacial os valores discretos do campo escalar (ϕ) são obtidos nos centros dos volumes de controle. Contudo, os valores nas faces são necessários nos termos advectivos da equação de transporte escalar e são interpolados através dos valores centrais dos volumes de controle (ϕ). Para os termos difusivos da equação de transporte escalar, utiliza-se o esquema de Diferenças Centrais de Segunda Ordem (MALISKA, 2004; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

Para discretização dos gradientes empregou-se o método Baseado em Células de Mínimos Quadrados (do inglês: *Least Quares Cell Based*). Para interpolar a pressão, empregou-se esquema de Segunda Ordem (*Second Order*). Para os divergentes dos termos advectivos da equação do movimento, a discretização é baseada no esquema *Upwind* de Segunda Ordem (do inglês: *Second-Order Upwind Scheme*). Para discretizar os termos das equações do modelo de turbulência também são empregados o esquema *Upwind* de Segunda Ordem (do inglês: *Second-Order Upwind Scheme*).

A formulação de avanço é formulação totalmente implícita. De acordo com Maliska (2004), na formulação totalmente implícita, as incógnitas estão no mesmo nível de tempo. Consequentemente, tem-se um sistema de equações algébricas para ser resolvido. Para solução transiente é importante resolver o problema com precisão a cada passo de tempo. A

iteração se dá na solução do sistema de equações lineares (MALISKA, 2004; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

Para simulações transientes, as equações governantes devem ser discretizadas também no tempo. A discretização temporal envolve a integração de todos os termos nas equações diferenciais ao longo de um passo de tempo Δt (MALISKA, 2004; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

De acordo com Maliska (2004) e Versteeg e Malalasekera (2007), a expressão genérica para a evolução temporal de uma variável ϕ é dado por:

$$F(\phi) = \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (2.16)$$

Se a derivada de tempo é discretizada com base em diferenças finitas, a discretização temporal de primeira ordem é dada por:

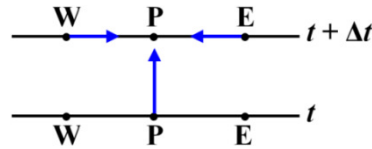
$$\frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} = F(\phi) \quad (2.17)$$

A vantagem do esquema totalmente implícito é que ele é incondicionalmente estável em relação ao passo de tempo, de acordo com Maliska (2004).

Na integração temporal adotada neste estudo a avaliação do passo de tempo (Δt) é uma decorrência de soma, da variável ϕ , na iteração presente (ϕ^n) e na próxima iteração (ϕ^{n+1}), em razão da função de evolução da variável ϕ , de modo que:

$$\Delta t = \frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{F(\phi^{n+1})} \quad (2.18)$$

A Figura 2.1 mostra a conexão existente entre o volume P e seus vizinhos no instante de tempo de cálculo e no instante de tempo anterior. É possível observar que como existe conexão no mesmo nível de tempo de cálculo da solução, as equações são acopladas entre si, e é necessária a solução de um sistema de equações lineares.



Fonte. o autor.

Figura 2.1 - Conexão espacial e temporal do volume P na formulação totalmente implícita (MALISKA, 2004).

Dessa forma, a função de interpolação no tempo com esquema totalmente implícito ($\theta = 1$) é empregada na formulação transiente e pode ser expressa por (MALISKA, 2004):

$$\phi^\theta = \theta\phi + (1-\theta)\phi^o \quad (2.19)$$

Essa formulação é resolvida a cada nível de tempo antes de passar para o próximo passo de tempo. As incógnitas estarão no mesmo nível de tempo e tem-se um sistema de equações algébricas para ser resolvido. Para solução transiente é importante resolver o problema com precisão a cada passo de tempo. O método iterativo necessita que os valores das incógnitas sejam iterados até que um critério de convergência seja satisfeito naquele passo de tempo (MALISKA, 2004).

2.2.4 Acoplamento pressão-velocidade

Neste estudo o algoritmo SIMPLE (do inglês: *Semi Implicit Linked Equations*), desenvolvido por Patankar (1980) é utilizado para o acoplamento pressão-velocidade.

O algoritmo SIMPLE fornece um método de cálculo de pressão e velocidades, utilizando uma relação de correção entre a pressão e a velocidade e garante que a o princípio de conservação de massa seja atendido. O método é iterativo e a sequência de operações empregando o algoritmo SIMPLE consiste em, a partir das variáveis de inicialização, em resolver as equações do movimento discretizadas, resolver as equações de correção da pressão, corrigir as pressões e velocidades, resolver todas as equações de transporte discretizadas e avaliar a convergência (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007). O algoritmo SIMPLE, diferentemente do esquema acoplado (esquema *Coupled*), o método SIMPLE é segregado e baseia-se na abordagem *Predictor-Corrector* (ANSYS Inc., 2011).

No método segregado, o acoplamento pressão-velocidade decorre de uma condição para pressão, reformulando a equação da conservação da massa, uma vez que a pressão não possui uma equação própria para seu avanço no tempo. A equação da conservação da massa

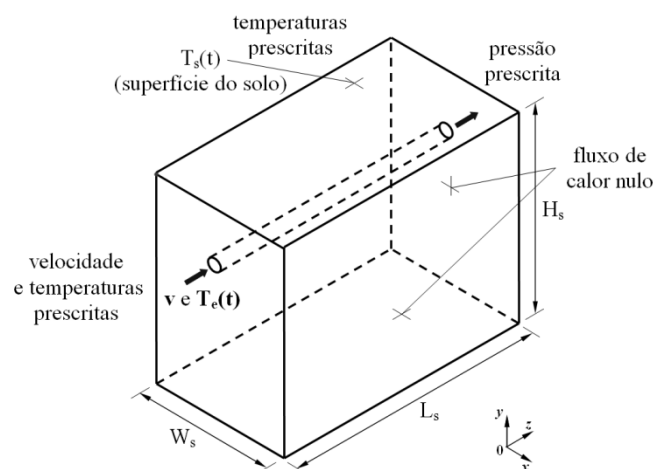
não serve de equação evolutiva para a pressão, sendo apenas uma restrição que deve ser obedecida pelo campo de velocidades e, por isso, é transformada de forma a ter um termo de pressão presente (MALISKA, 2004; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

2.2.5 Domínio computacional, condições de contorno e hipóteses simplificativas

O domínio computacional é a região limitada no espaço onde são resolvidas as equações governantes do problema através da metodologia numérica. Trata-se de uma representação idealizada de um espaço físico real que, nesta pesquisa, corresponde a uma porção de volume de solo que contém os dutos do TCSA. O domínio físico temporal corresponde a um ciclo anual de funcionamento do TCSA, compreendendo o período de 01 de janeiro a 31 de dezembro no período anual. O domínio de tempo computacional utilizado nas simulações numéricas corresponde a um período de dois ciclos anuais, embora na análise de resultados apenas o segundo ano de simulação foi considerado.

No segundo ano da simulação, o campo de temperaturas (tanto para o ar, quanto para o solo) no regime transiente já está estabilizado e não sofre efeitos de variação decorrentes do início da simulação numérica (Rodrigues et al., 2015b). Já as condições de contorno são aplicadas ao modelo computacional para que as equações diferenciais governantes possam ser resolvidas.

A Figura 2.2 traz a representação esquemática do domínio computacional, ilustrando as principais condições de contorno para o estudo numérico do TCSA.



Fonte: o autor.

Figura 2.2 - Representação esquemática de um domínio computacional e condições de contorno.

Conforme a Fig. 2.2, é possível observar duas regiões distintas, onde o volume de solo é representado pelo paralelepípedo (meio sólido) e o duto é representado pelo cilindro (meio fluídico) inserido no sólido. Deve-se considerar um afastamento mínimo de 2,00 m entre o duto e a parede lateral do domínio computacional. Essa é uma recomendação construtiva, definida em Rodrigues et al. (2015c), a fim de se evitar a influência da condição de contorno de fluxo prescrito nulo, imposta às paredes laterais do domínio, nos resultados numéricos.

Os parâmetros constitutivos referem-se às propriedades termofísicas dos materiais (massa específica, condutividade térmica e calor específico à pressão constante, do solo e do ar e a viscosidade dinâmica do ar), bem como à constituição do tipo (perfil) de solo. Já os parâmetros construtivos abrangem questões relacionadas aos aspectos de design (configuração do arranjo de dutos, profundidade de instalação dos dutos, diâmetro e comprimento dos dutos). Por fim, os parâmetros operacionais abrangem aspectos relacionados ao funcionamento do sistema (velocidade de escoamento, temperaturas do ar na entrada do duto e temperaturas na superfície do solo).

De acordo com a Fig. 2.2, para o solo (paralelepípedo), considerado meio semi-infinito, nas faces (paredes) laterais do domínio computacional é imposta a condição de contorno de fluxo prescrito nulo (condição de isolamento térmico ou condição adiabática), sendo conhecida, na literatura, como condição de Neumann ou de segunda espécie (MALISKA, 2004; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007). Isso é possível porque, lateralmente, o gradiente de temperatura no solo é muito pequeno, podendo ser considerado nulo. Na face (parede) inferior do domínio computacional também é considerada a condição de contorno do tipo adiabática. Isso é possível pois, a partir de determinada profundidade do solo, as variações de temperaturas não são significativas, tendendo a um valor constante, ou seja, a face inferior não mais sofre significativas variações de temperaturas em decorrência da radiação solar incidente. A condição de temperatura prescrita no regime transiente foi imposta para a face superior que representa a superfície do solo. Esse tipo de condição, na literatura, é conhecido como condição de contorno de Dirichlet, ou de primeira espécie (MALISKA, 2004; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

Para a condição de contorno térmica na entrada do duto foi considerada a temperatura do ar prescrita no regime transiente. As condições de contorno que variam no tempo podem ser incorporadas no modelo computacional através de uma função periódica, inserida no software FLUENT por meio de uma função definida pelo usuário (UDF - do inglês: *User Defined Function*), ou através de uma Tabela de Dados (TD) organizados em arquivo de texto (formato.txt) inseridos através da ferramenta *Boundary Profiles* disponível no software FLUENT. Nesse arquivo, os dados são estruturados a partir de dois vetores linhas

relacionando duas variáveis em questão. Nesse caso, o primeiro vetor contém dos dados de tempo (s) e o segundo vetor contém os dados de temperatura (absolutas).

Nas paredes laterais do duto dá-se a troca de calor através da interação sólido(solo)-fluido(ar), isto é, a troca térmica entre solo e ar, no regime transiente. Para tanto, foi admitido, computacionalmente, faces comuns para os respectivos volumes constituídos, permitindo a troca de calor entre a estrutura solo-ar. A condição de contorno de fluxo prescrito nulo também é aplicada na face de saída do ar do duto.

Como condição de contorno fluidodinâmica foi admitida a velocidade do ar constante e prescrita na entrada do duto e, na saída do ar, admitiu-se a pressão do ar prescrita nula (pressão atmosférica normal ou pressão relativa), com base em Vaz et al. (2011). Para as paredes do interior do duto foi considerada a condição de não deslizamento (velocidade nula em relação às fronteiras da parede lateral) e de impermeabilidade (sem transferência de massa de ar através das paredes laterais do duto).

Como hipótese de simplificação para abordagem computacional deste trabalho não foi considerada a espessura da parede do duto de PVC na simulação numérica. Ou seja, no modelo, foi admitido o ar escoando em perfurações cilíndricas realizadas no solo, em contato direto com o mesmo. Isso se deu, principalmente, devido a grande diferença da ordem de grandeza das dimensões envolvidas. Assim, o grau exigido de refinamento da malha para representar a espessura do duto torna inviável a criação da mesma. Esse fato não altera significativamente a solução final do problema (BANSAL et al., 2009; BANSAL et al., 2010; VAZ et al., 2011).

Outra hipótese simplificativa considera o escoamento do ar no duto como incompressível, isto é, condição em que as variações da massa específica do fluido podem ser desconsideradas (massa específica constante) (BERGMAN et al., 2011; PRITCHARD e MITCHELL, 2015). Essa consideração atende ao critério de Mach que define a condição de escoamento incompressível de um fluido. O número de Mach (M), para escoamento incompressível, deve atender a condição de $M < 0,3$.

De acordo com Bergman et al. (2011) e Pritchard e Mitchell (2015), o número M (adimensional) é dado por:

$$M = \frac{v}{c} \quad (2.20)$$

onde: v é a velocidade do escoamento [m/s] e c é a velocidade do som no fluido gasoso em estudo [m/s]. Considerou-se, então, que a velocidade média do som, no ar, em condições

normais de temperatura e pressão (CNTP), é de aproximadamente 340 m/s. Para todos os casos analisados neste trabalho, é satisfeito o critério de Mach de $M < 0,3$.

Como hipótese simplificativa também foi adotada a difusividade térmica dos meios materiais, isto é, do solo e do ar, como sendo valores constantes. A difusividade térmica é a razão entre a condutividade térmica e a capacidade calorífica volumétrica e mede a capacidade do material de conduzir a energia térmica em relação à sua capacidade de armazená-la, dada por (BERGMAN et al., 2011; PRITCHARD e MITCHELL, 2015):

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (2.21)$$

onde: α é a difusividade térmica da substância (solo ou ar) [m^2/s], k é a condutividade térmica da substância [W/mK], ρ é a massa específica da substância [kg/m^3] e c_p é o calor específico da substância à pressão constante [J/kgK].

Para considerar a difusividade térmica constante, adota-se como invariante, no tempo e no espaço, a condutividade térmica, o calor específico à pressão constante e a massa específica do solo e do ar, assumindo a hipótese de serem substâncias isotrópicas e que não há variações significativas nessas propriedades. Também foi admitida constante a viscosidade absoluta (ou dinâmica) do ar no escoamento. Essa é uma hipótese simplificativa em escoamentos internos para resolução de diversos problemas de engenharia por conta de pequenas variações nesta propriedade não influenciarem significativamente a análise dinâmica do escoamento (BERGMAN et al., 2011; PRITCHARD e MITCHELL, 2015).

2.3 Método Design Construtal

A Teoria Construtal explica como ocorre a organização, diversidade e complexidade de sistemas naturais onde existe alguma espécie de fluxo através do tempo e espaço. A Teoria Construtal prima pela configuração do fluxo (geometria e arquitetura), fundamentada em um princípio de forma, geração e evolução no tempo, na direção do maior acesso global do fluxo em sistemas que podem variar a geometria submetida às restrições (BEJAN, 2000; BEJAN e LORENTE, 2008).

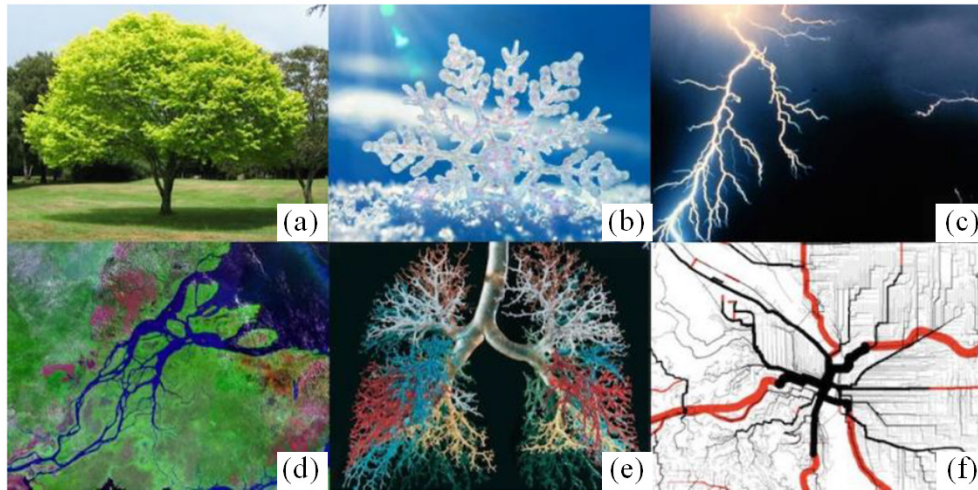
Esse princípio pode ser aplicado em diversos campos da ciência em sistemas de qualquer escala, desde a microscópica até a macroscópica, propiciando o desenvolvimento de estruturas complexas de escoamentos na natureza e em engenharia. A partir disso, é possível observar inúmeros exemplos de aplicação do referido princípio, como na Biologia, Geofísica

e nos sistemas naturais, em que as geometrias se modificam a fim de alcançar um objetivo, passando por um processo de minimização da resistência global para suas correntes internas (BEJAN, 2000). Dessa forma, a Teoria Construtal conduz engenheiros à descoberta de arquiteturas de fluxo eficientes, quaisquer que sejam eles: massa, energia e movimento em geral.

Já a Lei Construtal diz que: “Para um sistema de dimensões finitas, onde existe fluxo (movimento), persistir no tempo (sobreviver) ele deve evoluir de uma maneira que propicie o mais fácil acesso possível às correntes que escoam através dele” (BEJAN, 1996; BEJAN e LORENTE, 2008). Os sistemas finitos (animados ou inanimados, onde existe escoamento) evoluem para facilitar o escoamento de suas correntes. Os rios, por exemplo, visam atingir o oceano, as veias visam alcançar o coração e as pessoas saem de casa e se deslocam para seus locais de trabalho. Esses escoamentos se dão através de canais, dutos, ruas, etc. A incógnita no processo é a geometria, configuração ou design desses canais, isto é, como se organizam e se interligam.

As possibilidades de aplicação da Lei Construtal se dão em várias áreas, desde engenharia e biomecânica, até aplicações sociais. O campo da Lei Construtal iniciou a partir da percepção de que a forma dos sistemas onde há escoamento (movimento) é um fenômeno físico universal e que pode ser entendido como uma tendência de todas as coisas em escoar através de caminhos que gerem menor resistência. Entretanto, a Lei Construtal não é uma declaração de otimização, maximização, minimização ou qualquer outra forma de concepção de fim ou destino final. A Lei Construtal trata sobre a direção em que a evolução ocorre, em busca de sistemas menos imperfeitos (BEJAN, 2000; BEJAN e LORENTE, 2008).

Os sistemas de fluxo podem ser observados, por exemplo, no escoamento de água através de uma árvore (Fig. 2.3a), na formação de um cristal de gelo (Fig. 2.3b), em descargas elétricas (Fig. 2.3c), em escoamento de água em uma bacia hidrográfica (Fig. 2.3d), escoamento de ar nos pulmões (Fig. 2.3e) e no trânsito de automóveis em uma cidade (Fig. 2.3f). Esse sistema de fluxo, é presente na natureza nas mais diversas escalas e nos mais variados campos. Na engenharia, está presente nos escoamentos de fluidos, transferência de energia, campo de tensões estruturais na mecânica dos sólidos, dentre outros (BEJAN e ZANE, 2012).



Fonte: adaptado, disponível em: <<https://constructal.org>>, acesso em: 04/2019.

Figura 2.3 - Sistemas de fluxo: (a) escoamento de água através da árvore; (b) formação do cristal de gelo; (c) descarga elétrica; (d) escoamento de água em uma bacia hidrográfica, (e) escoamento de ar nos pulmões e (f) trânsito de automóveis em uma cidade.

O método Design Construtal é baseado na Lei Construtal, que é um princípio físico fundamental. O método Design Construtal opera com elementos sujeitos a restrições (físicas e/ou geométricas) e objetivos. Graus de liberdade são inseridos no sistema de tal forma que o mesmo possa evoluir livremente. Funções objetivo (geralmente trazidas em termos de parâmetros de desempenho) são introduzidas para investigação da melhoria do desempenho de sistemas através de um processo de minimização e/ou maximização. Um método de otimização é geralmente associado à aplicação do método Design Construtal na busca das geometrias ótimas, as quais propiciam os melhores desempenhos. Em engenharia, por exemplo, o método Design Construtal é amplamente aplicado na avaliação geométrica de problemas de mecânica dos fluidos e transferência do calor (BEJAN e LORENTE, 2008).

O esforço empregado para melhorar o desempenho do sistema pode ser compreendido como o princípio Construtal da Ótima Distribuição das Imperfeições, cuja distribuição diminui as irreversibilidades, a fim de minimizar a quantidade de energia útil perdida pelo sistema (BEJAN e LORENTE, 2008). De acordo com Kim et al. (2010), é razoável assumir que as melhores geometrias serão as mais complexas quando o fluxo do sistema aumenta ou quando o volume disponível torna-se menor. Isso implica, na medida em que o nível de complexidade da estrutura aumente, na tendência de melhorar o desempenho do sistema, até atingir um determinado equilíbrio, indo ao encontro do princípio da Teoria Construtal (LORENZINI et al., 2009).

Neste estudo, o método Design Construtal é aplicado visando a melhoria do desempenho de instalações de TCSA. O método Design Construtal é empregado para promover a avaliação geométrica dos dutos e a técnica da Busca Exaustiva foi utilizada para realizar a otimização geométrica do sistema. De acordo com Pesaran et al. (2015), a técnica da Busca Exaustiva baseia-se no processo de gerar e testar. O método consiste em enumerar sistematicamente possíveis candidatos à solução e avaliar se cada candidato satisfaz à condição do problema.

2.4 Técnica de caracterização do tipo de solo

Diante das especificidades dos diversos tipos de solos existentes é necessário conhecer a sua composição estrutural na camada superficial para realizar a modelagem computacional do problema. O solo é a matéria proveniente da decomposição das rochas pela ação de agentes físicos e químicos, podendo ou não ter matéria orgânica. No âmbito da Engenharia, solo é o material da crosta terrestre que não oferece resistência intransponível à escavação mecânica e que perde resistência quando em contato por tempo prolongado com água. Os estudos de solos apontam que sua origem e evolução sofrem a influência de cinco fatores: clima, material de origem, presença de organismos, tempo e relevo (BRAJA, 2006; CAPUTO, 1989).

A constituição do solo influencia no desempenho do TCSA, uma vez que cada tipo de solo apresenta distintas propriedades e características constitutivas, como, por exemplo, na massa específica, calor específico e condutividade térmica, bem como na granulometria do solo, presença de água, dentre outras particularidades (BRADY e WEIL, 2013).

Nesse contexto, os perfis geotécnicos de solos trazem importantes informações para descrever seus tipos e propriedades termofísicas em determinadas profundidades. Dessa forma, os relatórios de sondagens do tipo Teste de Penetração Padrão (SPT - do inglês: *Standard Penetration Test*), são de simples reconhecimento e universalmente utilizados para investigação do subsolo. No âmbito da Geotécnica, o amplo emprego deste ensaio deve-se à sua simplicidade, robustez e facilidade de aplicação dos resultados (BRAJA, 2006; CAPUTO, 1989).

No ensaio SPT, a resistência à penetração dinâmica é caracterizada por um índice de resistência (NSPT), que é obtido através da cravação de um amostrador padrão sob a ação da queda de um martelo, com massa de 65 kg, de uma altura de 0,75 m. O valor do NSPT corresponde ao número de golpes necessários para cravação de 0,30 m do amostrador no solo, após uma cravação inicial de 0,15 m (BRAJA, 2006; CAPUTO, 1989).

Essa metodologia permite a identificação e caracterização do tipo de solo de uma determinada região *in loco*, contribuindo com a abordagem computacional e propiciando que estudos numéricos de TCSA possam ser realizados em diferentes localidades. Nesse sentido, a partir das informações do SPT, é possível construir o domínio computacional do solo, levando em consideração a espessura de diferentes tipos de solo existentes em determinada região. Com isso, as propriedades termofísicas desses tipos de solo são obtidas experimentalmente ou através da literatura. Essa técnica, incorporada ao modelo computacional, pode promover a disseminação e possibilidades de aplicação do modelo computacional desenvolvido.

2.5 Método de obtenção do perfil de temperaturas do solo e do ar

Cada localidade do globo terrestre está condicionada ao seu tipo de clima, vegetação, geomorfologia, topografia, dentre outras características ambientais naturais. Aspectos relacionados com a temperatura do solo e com a temperatura do ar ambiente (próximo à superfície do solo) influenciam no desempenho térmico do TCSA. Para promover a modelagem computacional de um TCSA, em uma determinada localidade, é importante conhecer o perfil de temperaturas no ciclo anual. Esses perfis de temperaturas podem ter origem em dados experimentais ou previsões ou estimativas observacionais.

Neste trabalho, uma metodologia complementar é incorporada na modelagem computacional de TCSA. Essa técnica é baseada na utilização de dados de temperaturas, do solo e do ar, provenientes do projeto de reanálise ERAInterim/LAND, desenvolvido e mantido pelo Centro Europeu de Previsão do Tempo Médio (ECMWF - do inglês: *European Centre for Medium-range Weather Forecast*) (BALSAMO et al., 2015).

O ERA-Interim/LAND é uma reanálise global de parâmetros da superfície da Terra, baseado na reanálise atmosférica global ERA/Interim, um modelo global de circulação atmosférica que assimila dados observacionais utilizando a análise variacional 4D. Essa assimilação corresponde a um conjunto de técnicas empregadas para realizar adequadamente a inserção de dados de observação num sistema operacional de previsão (SIMMONS et al., 2006, DEE et al., 2011).

O modelo atmosférico fornece as informações de temperatura e umidade do ar, precipitação e fluxos energéticos incidentes próximos à superfície terrestre, os quais são utilizados para calcular os parâmetros superficiais empiricamente. O ERA-Interim/LAND utiliza o esquema integrando os dados atmosféricos com informações do tipo de solo, cobertura do solo (vegetação baixa, vegetação alta, neve e neve abaixo de vegetação

alta), exposição e a orografia¹ do terreno, para calcular o perfil térmico no subsolo (BALSAMO et al., 2009; 2015), além de parâmetros hidrológicos como evapotranspiração, escoamento e umidade (volumétrica). A profundidade de atuação é 2,89 m, em relação à superfície. Os dados do ERA-Interim/LAND estão disponíveis para o período de 1979 a 2010 com resolução temporal de 4 h e espacial de 80 km. Para o período pós-2010, estão disponíveis os dados de superfície do ERA-Interim, os quais utilizam uma abordagem mais simplificada que considera a cobertura do solo, mas não as variações horizontais de tipos de solo para o cálculo do conteúdo térmico e dos parâmetros hidrológicos (VITELBO e BELJAARS, 1995; BALSAMO et al., 2009).

Essa técnica permite que dados realísticos de temperaturas da superfície do solo e da temperatura do ar próximo à superfície do solo, para uma determinada localidade, sejam incorporados no modelo computacional de TCSA desenvolvido. Para isso, a ferramenta *Boundary Profiles*, disponível no software FLUENT, é utilizada para impor tais dados de temperaturas, no decorrer do tempo, como condições de contorno de temperaturas prescritas no modelo computacional. Esse modelo também permite a obtenção de dados de temperaturas características ou climatológicas que compreendem uma média no período de 2006 a 2016 (11 anos).

Uma parceria com o grupo de pesquisa do Laboratório de Análise Numérica e Sistemas Dinâmicos (LANSD) da FURG foi estabelecida no decorrer desta pesquisa. Isso favoreceu a execução dos objetivos desta pesquisa no sentido da obtenção de dados de temperaturas do solo e do ar, para o município de Rio Grande, para aplicação em um estudo de caso.

2.6 Desempenho e eficiência em Trocadores de Calor Solo-Ar

Na área de TCSA, o desempenho está relacionado com a capacidade de promover efeitos desejados, sendo diretamente proporcional à variação de temperatura e a potência e/ou energia e inversamente proporcional à variação de pressão do duto.

O desempenho térmico é associado com o potencial térmico (PT) no TCSA (variação de temperatura do ar). Já o desempenho fluidodinâmico está relacionado com a perda de carga (PC) no TCSA (resistência ao escoamento do ar no duto). Já o desempenho energético está relacionado com a energia economizada com a utilização do TCSA, isto é, a diferença entre a energia aproveitada (troca de calor entre solo e ar) e a energia consumida pelo sistema de ventilação. Já a eficiência térmica no TCSA, por sua vez, está relacionada com o

¹Trata-se do estudo das nuances do relevo de uma determinada região (BALSAMO et al., 2009).

rendimento térmico do dispositivo, podendo ser interpretada como o a razão entre potencial térmico (PT) no TCSA e a variação de temperatura entre o solo e o ar na entrada no dispositivo, isto é, potencial térmico do solo (FLORIDES e KALOGIROU, 2007;AGRAWAL et al, 2018c).

O PT do TCSA é a diferença entre a temperatura do ar na saída e entrada do dispositivo. O PT é avaliado no decorrer do tempo e pode ser avaliado discretamente ou aproximado através de uma função no tempo. O PT pode ser calculado a cada intervalo de tempo e geralmente expresso através de uma média considerada em um determinado período, seja diário, mensal ou anual. Então, matematicamente, o PT do TCSA, neste trabalho, é dado expresso por (RODRIGUES et al., 2015b):

$$PT = \frac{1}{n} \sum_1^n [T_s(t) - T_e(t)] \quad (2.22)$$

onde: $T_s(t)$ é a temperatura do ar na saída do sistema, $T_e(t)$ é a temperatura do ar na entrada do sistema, avaliada no intervalo de tempo t , que pode ser contabilizado em segundos (s), minutos (min), horas (h), e n é o número de observações realizadas no período, $n = (1, 2, 3, \dots, n)$. Assim, se $T_s(t) > T_e(t)$ tem-se um potencial para aquecimento (sinal positivo); se $T_s(t) < T_e(t)$ tem-se um potencial para resfriamento (sinal negativo) e se $T_s(t) = T_e(t)$ tem-se uma situação de equilíbrio térmico. As temperaturas do ar de entrada $T_e(t)$ são obtidas através dos dados realísticos para a localidade estudada. As temperaturas do ar de saída $T_s(t)$ são obtidas numericamente, considerando uma média na seção de saída do duto, em um intervalo de tempo t adotado. Nesse sentido, o PT do TCSA é um indicador com caráter qualitativo e quantitativo.

Por conta dessa notação, cabe ainda destacar que, ao comparar o PT entre distintos TCSA, deve-se atentar à utilização das expressões maior ou menor para qualificar o PT . Por exemplo: Um dado $PT = -5$ °C tem pior desempenho térmico do que $PT = -10$ °C (no entanto, -5 °C $>$ -10 °C). Por isso, pode ser mais conveniente a utilização das expressões melhor ou pior para qualificar o desempenho do dispositivo. Essa convenção estende-se para avaliação do COP e η , a seguir.

Nesse sentido, são mostrados importantes parâmetros adimensionais os quais são empregados para investigar o desempenho e a eficiência no TCSA.

O COP (*Coefficient of Performance*) do TCSA é um indicador que mensura o desempenho do dispositivo através da razão entre a taxa de energia (fornecida ou removida) e

o trabalho requerido pelo mesmo e pode ser expresso por (VAN WYLEN et al, 2008; LEE, 2010; BERGMAN et al., 2011; AGRAWAL et al., 2018a):

$$COP = \frac{\text{Quantidade utilizada (fornecida ou removida)}}{\text{Quantidade requerida pelo sistema de ventilação}} = \frac{Q}{W} \quad (2.23)$$

onde Q é taxa de transferência de calor [W] (fornecida ou removida) pelo ar (devido à troca térmica entre o solo e o ar), e W é o trabalho realizado [W] por uma força motriz ao longo de um deslocamento, neste caso, o trabalho realizado pelo sistema de ventilação, a fim de que o ar vença a resistência imposta ao escoamento.

A eficiência (η) do TCSA é um indicador que qualifica e quantifica, em percentual (%), o rendimento térmico do dispositivo e pode ver expresso por (PFAFFEROTT, 2003; LEE, 2010; BERGMAN et al., 2011; ERRERA et al., 2013):

$$\eta = \frac{\text{Quantidade utilizada (fornecida ou removida)}}{\text{Quantidade disponível (no conjunto solo - ar)}} 100 = \left\{ \frac{1}{n} \sum_1^n \left[\frac{T_s(t) - T_e(t)}{T_{so}(t) - T_e(t)} \right] \right\} 100 \quad (2.24)$$

onde: $T_{so}(t)$ é a temperatura no subsolo. Como a presença do duto trocando calor com o solo, a temperatura do solo ao redor do duto é alterada, sendo necessário, então, conhecer o $T_{so}(t)$, porém sem a influência dos dutos.

Na determinação numérica da $T_{so}(t)$, emprega-se o modelo computacional apenas para o solo. Na hipótese de $T_{so}(t) = T_e(t)$, nota-se que o denominador da Eq. (2.24) é nulo, inviabilizando o cálculo de η . Nessa situação, a temperatura do solo está em equilíbrio térmico com a temperatura do ar na entrada do duto, não justificando o emprego do TCSA. Quando $T_s(t) = T_{so}(t)$, a η é 100 %. Quando $T_s(t) > T_e(t)$ tem-se uma eficiência para aquecimento (sinal positivo); se $T_s(t) < T_e(t)$ tem-se uma eficiência para resfriamento (sinal negativo) e se $T_s(t) = T_e(t)$ tem-se uma situação de equilíbrio térmico, pois $T_s(t) = T_{so}(t)$. Enfim, nota-se na Eq. (2.24) que a η pode ser interpretada como um PT relativo no TCSA.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Nesta seção, são apresentadas a análise e discussão dos resultados. Os resultados são expostos e examinados seguindo três eixos estruturais: aprimoramento do modelo computacional de TCSA; estudo do desempenho de TCSA e o estudo de caso.

Em relação ao primeiro eixo, são estudados: a validação e verificação do modelo computacional; a validação do procedimento para obtenção de dados de temperaturas; a geração de malha computacional; a determinação numérica da perda de carga; a solução numérica desacoplada dos efeitos fluidodinâmicos e térmico e o estudo de passos de tempo da simulação numérica. No que tange ao segundo eixo, é desenvolvido um parâmetro de desempenho exclusivo para o TCSA. Por fim, o terceiro eixo aborda a investigação numérica para definição da profundidade do TCSA; a aplicação do método Design Construtal em TCSA e a análise de desempenho de TCSA.

3.1 Aprimoramento do modelo computacional de Trocador de Calor Solo-Ar

Os estudos atinentes ao aprimoramento do modelo computacional de TCSA são desenvolvidos com base nos estudos de Vaz (2011) e Vaz et al. (2011). As aplicações do modelo se referem a estudos realizados no município de Viamão, no RS.

Para realizar a modelagem computacional é necessário conhecer a massa específica, a condutividade térmica e o calor específico à pressão constante, para o solo e o ar, bem como a viscosidade dinâmica do ar. Esses parâmetros são configurados no software FLUENT para a realização da simulação numérica.

A Tabela 3.1 apresenta as propriedades termofísicas do ar que foram consideradas nesta pesquisa (VAZ, et al., 2011; RODRIGUES et al., 2015b).

Tabela 3.1 - Propriedades termofísicas do ar.

Material	Massa específica ρ (kg/m ³)	Condutividade térmica k (W/mK)	Calor específico à pressão constante c_p (J/kgK)	Viscosidade dinâmica μ (kg/ms)
Ar	1,16	0,0242	1.010	$1,798 \times 10^{-5}$

A Tabela 3.2 traz as propriedades termofísicas do solo do município de Viamão, RS, na localidade onde foi realizado o estudo experimental de Vaz (2011) e Vaz et al. (2014) considerado nesta pesquisa.

Tabela 3.2 - Propriedades termofísicas do solo na localidade do município de Viamão, RS.

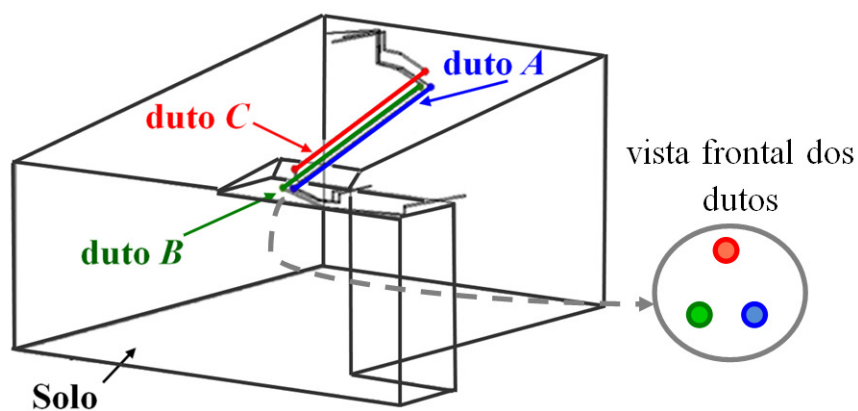
Material	Massa específica ρ (kg/m ³)	Condutividade Térmica k (W/mK)	Calor específico à pressão constante c_p (J/kgK)
Solo	1.800	2,10	1.780

3.1.1 Validação e verificação do modelo computacional

O modelo computacional de TCSA empregado para gerar os resultados numéricos do Presente Estudo leva em consideração um passo de tempo para a simulação numérica de 3.600 s (1 h), modelo de turbulência $k-\varepsilon$ e dados experimentais como condições de contorno. Como visto anteriormente, o tempo físico simulado corresponde a dois anos, porém apenas os resultados referentes ao segundo ano de simulação são considerados na análise de resultados. A malha computacional foi gerada através de elementos tetraédricos através do critério para construção do elemento de $d/3$ e $3d$, para gerar as células dentro do duto e no solo, respectivamente, sendo d o diâmetro do duto. Mais informações são encontradas Rodrigues et al. (2015a) e Rodrigues et al. (2015b). As propriedades termofísicas do ar e do solo utilizadas são descritas, respectivamente, nas Tabs. 3.1 e 3.2, apresentadas anteriormente.

Os dados experimentais de temperaturas de Vaz (2011), Vaz et al. (2011) e Vaz et al. (2014), são adotados para validar o modelo computacional empregado neste trabalho.

Esse estudo experimental foi conduzido no município de Viamão, RS, Brasil, (30° 04 '51 "S, 51° 01' 24 " W), durante o ano de 2007. O ar ambiente, por meio da ação de ventiladores, foi forçado a escoar no interior de três dutos (duto A, duto B e duto C) de cloreto de polivinil (PVC) enterrados a fim de trocar calor com o solo, definindo um sistema denominado aqui de Instalação Experimental (IEx) de TCSA, como se pode ver na Fig. 3.1.



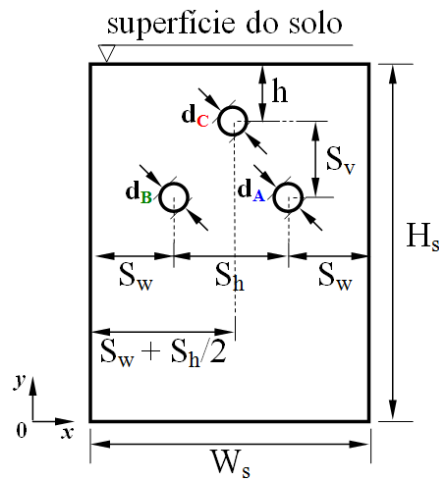
Fonte: adaptado de VAZ et al. (2011).

Figura 3.1 - Ilustração da Instalação Experimental (IEx) de TCSA.

O ar de saída do TCSA foi usado para melhorar as condições térmicas de uma edificação construída para o estudo experimental (chamada Casa Ventura) (VAZ et al., 2011). A temperatura do ar em escoamento nos dutos foi monitorada por sensores (com uma precisão de $\pm 0,1$ °C) localizados na entrada, no início do trecho reto, no final do trecho reto e na saída de cada duto. A temperatura do solo também foi monitorada no decorrer do tempo para as profundidades de 0,30 m, 0,50 m, 1,00 m, 2,00 m e 3,00 m. A variação de temperatura na superfície foi considerada igual a variação de temperatura na profundidade de 0,05 m (VAZ et al. 2011; VAZ et al., 2014).

Como se pode notar na Fig. 3.1, a configuração geométrica do arranjo de dutos da IEx de TCSA é bastante complexa. Portanto, adotou-se uma simplificação onde apenas os trechos retos dos dutos são considerados e simulados numericamente, conforme exposto em Rodrigues et al. (2015b). Nota-se que o duto *A* é delimitado pelas marcas azuis, o duto *B* pelas marcas verdes e o duto *C* pelas marcas vermelhas.

Dessa forma, um sistema foi idealizado, denominado, neste trabalho, de Instalação de Comparação (IC) de TCSA, como se pode observar na Fig. 3.2. O volume de solo (V_s), é definido pela profundidade (H_s), pela largura (W_s) e pelo comprimento (L_s), que assumem, respectivamente, os valores de 15,00 m, 10,00 m e 25,77 m. Os dutos *A*, *B* e *C* possuem diâmetro, d_A , d_B e d_C , de 0,11 m, 0,11 m, e 0,10 m, respectivamente. O comprimento (L_d) de cada duto é igual a 25,77 m. Os dutos *A* e *B* foram enterrados na profundidade ($h + S_v$) de 1,60 m, enquanto o duto *C* foi enterrado na profundidade (h) de 0,50 m. O espaçamento vertical (S_v) entre os dutos é de 1,10 m, enquanto o espaçamento horizontal (S_h) entre os dutos é de 0,60 m. O espaçamento horizontal entre o duto e a parede do domínio computacional (S_w) é de 4,70 m. Já as velocidades do ar na entrada dos dutos *A*, *B* e *C* são, respectivamente, de 3,30 m/s, 3,60 m/s e 2,50 m/s. Cabe destacar que os comprimentos L_s , do solo, e L_d , dos dutos, são perpendiculares ao plano xy , como se pode ver na Fig. 3.2.



Fonte: o autor.

Figura 3.2 - Vista transversal da Instalação de Comparação (IC) de TCSA.

Neste processo de validação foram considerados os dados experimentais de temperaturas da superfície do solo e os dados experimentais de temperaturas do ar no início dos trechos retos dos dutos *A*, *B* e *C* e dados experimentais de temperaturas do ar no final dos trechos retos dos dutos *A*, *B* e *C*, de acordo com de Vaz (2011), Vaz et al. (2011) e Vaz et al. (2014).

Os modelos computacionais desenvolvidos em Vaz (2011) e em Brum et al. (2012) (modelo Simplificado), aplicado em Rodrigues et al. (2015a), representam a temperatura na superfície do solo com base em uma função de ajuste aos dados experimentais de Vaz (2011). A função de ajuste é aproximada através do método dos mínimos quadrados (LSM - do inglês: *Least Squares Method*), que pode ser aprofundado em Chapra e Canele (2015), sendo expressa por (VAZ et al, 2011; RODRIGUES et al. 2015a):

$$T_s(t) = 18,70 + 6,28 \cdot \text{sen}(1,72 \cdot 10^{-2} \cdot t + 26,24) \quad (3.1)$$

onde: $T_s(t)$ são as temperaturas na superfície do solo [°C] e t é o tempo [dias]. A Equação (3.1) obtida estatisticamente é inserida no modelo através de uma UDF, porém com temperaturas em [K] e tempo em [s].

Para representar a variação anual de temperaturas do ar no início dos trechos retos dos dutos *A*, *B* e *C*, representadas por, $T_e^{d_A}(t)$, $T_e^{d_B}(t)$ e $T_e^{d_C}(t)$, respectivamente, o modelo computacional empregado em Rodrigues et al. (2015a), com base no modelo Simplificado desenvolvido em Brum et al. (2012), levou em consideração as funções de ajuste descritas por (RODRIGUES et al., 2015b):

$$T_e^{d_A}(t) = 20,50 + 5,66 \cdot \text{sen}(1,78 \cdot 10^{-2} \cdot t + 0,98) \quad (3.2)$$

$$T_e^{d_B}(t) = 21,79 + 5,96 \cdot \text{sen}(-1,83 \cdot 10^{-2} \cdot t + 5,40) \quad (3.3)$$

$$T_e^{d_C}(t) = 22,62 + 6,08 \cdot \text{sen}(1,83 \cdot 10^{-2} \cdot t + 0,95) \quad (3.4)$$

Por conta dos fatores externos ao estudo experimental desenvolvido em Vaz (2011), (queda de energia elétrica, tempestades, avarias nos equipamentos) em torno de 11 % dos dados experimentais referentes ao período anual não foram possíveis de serem coletados. Na tentativa de reproduzir os dados faltantes e preencher as lacunas existentes, tais dados foram gerados seguindo uma estimativa estatística descrita pelo método LSM.

Com esse método, foi possível gerar dados aproximados àqueles faltantes, tanto para os dados experimentais de temperaturas na superfície do solo, quanto para os dados experimentais de temperaturas do ar no início dos trechos retos dos dutos A, B e C. Esses dados aproximados decorrem da aplicação da Eq. (3.1) e Eqs. (3.2)-(3.4), respectivamente.

Já as lacunas presentes nos dados experimentais de temperaturas do ar no final dos trechos retos dos dutos A, B e C, representadas, respectivamente, por $T_s^{d_A}(t)$, $T_s^{d_B}(t)$ e $T_s^{d_C}(t)$ foram preenchidas através da aplicação do método LSM, estimados estatisticamente, descritos pelas funções de ajuste (RODRIGUES et al. 2015b):

$$T_s^{d_A}(t) = 21,02 + 4,68 \cdot \text{sen}(1,82 \cdot 10^{-2} \cdot t + 0,71) \quad (3.5)$$

$$T_s^{d_B}(t) = 21,00 + 4,57 \cdot \text{sen}(1,83 \cdot 10^{-2} \cdot t + 0,67) \quad (3.6)$$

$$T_s^{d_C}(t) = 20,52 + 5,95 \cdot \text{sen}(1,82 \cdot 10^{-2} \cdot t + 0,88) \quad (3.7)$$

Neste trabalho, os dados experimentais de temperaturas são utilizados como condições de contorno do modelo ao invés de dados ajustados estatisticamente, os quais eram utilizados nos modelos desenvolvidos em Vaz (2011) e Brum et al. (2012). A presente técnica os dados são dispostos em um arquivo de texto (formato.txt) denominado Tabela de Dados (TD). A TD é estruturada por dois vetores de mesmas dimensões, sendo que o primeiro é o vetor com dados de tempo e o segundo é o vetor com dados de temperaturas. Para inserir a TD no modelo computacional é utilizada a ferramenta *Boundary Profiles*, disponível no software FLUENT.

O processo de validação se dá por meio da comparação dos resultados numéricos do Presente Estudo com os dados experimentais de temperaturas de Vaz (2011). Já a verificação do modelo computacional se dá através da comparação dos resultados numéricos do Presente Estudo com os resultados numéricos de Vaz (2014) e de Rodrigues et al. (2015a). Destaca-se que os resultados numéricos do Presente Estudo referem-se as temperaturas obtidas no final do trecho reto dos dutos *A*, *B* e *C*.

Para realizar a análise dos resultados, três parâmetros são propostos nesta pesquisa: o coeficiente de correlação de Pearson (*r*), a diferença absoluta (*DA*) e a diferença relativa (*DR*). O grau de relação entre dois conjuntos de elementos pode ser mensurado por um indicador conhecido como coeficiente de correlação de Pearson. O mesmo, neste processo, é empregado para comparar o nível de associação entre os resultados numéricos obtidos e os dados experimentais, ou entre os resultados obtidos numericamente e os resultados numéricos presentes na literatura, em termos de temperaturas, dado por (DIXON e MASSEY, 1969):

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (T_i' - \bar{T}') (T_i'' - \bar{T}'')}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (T_i' - \bar{T}')^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (T_i'' - \bar{T}'')^2}} \quad (3.8)$$

onde: T_i' representam os dados experimentais de temperaturas e T_i'' são os resultados numéricos de temperaturas. O traço superior ($\bar{\quad}$) representa valores médios e o subíndice (*i*) é o indicador de contagem de tempo compreendido entre o primeiro dia (1) até o último dia (*n*) do ano, totalizando o período de um ano.

Já para analisar o nível de aproximação entre dois conjuntos de elementos relacionados, neste estudo, são empregados os conceitos de diferenças médias absolutas (*DA*) [°C] e diferenças médias relativas (*DR*) [%], os quais mensuram o nível de proximidade entre os resultados numéricos e os dados experimentais, ou entre duas classes de resultados numéricos, e são, respectivamente, dadas por (CHAPRA e CANELE, 2015):

$$DA = \left| \overline{T_i''} - \overline{T_i'} \right| \quad (3.9)$$

$$DR = \left| \frac{\overline{T_i''} - \overline{T_i'}}{\overline{T_i'}} \right| \cdot 100 \quad (3.10)$$

As Figuras 3.3, 3.4 e 3.5 mostram a variação da temperatura do ar no final do trecho reto dos dutos *A*, *B* e *C*, respectivamente.

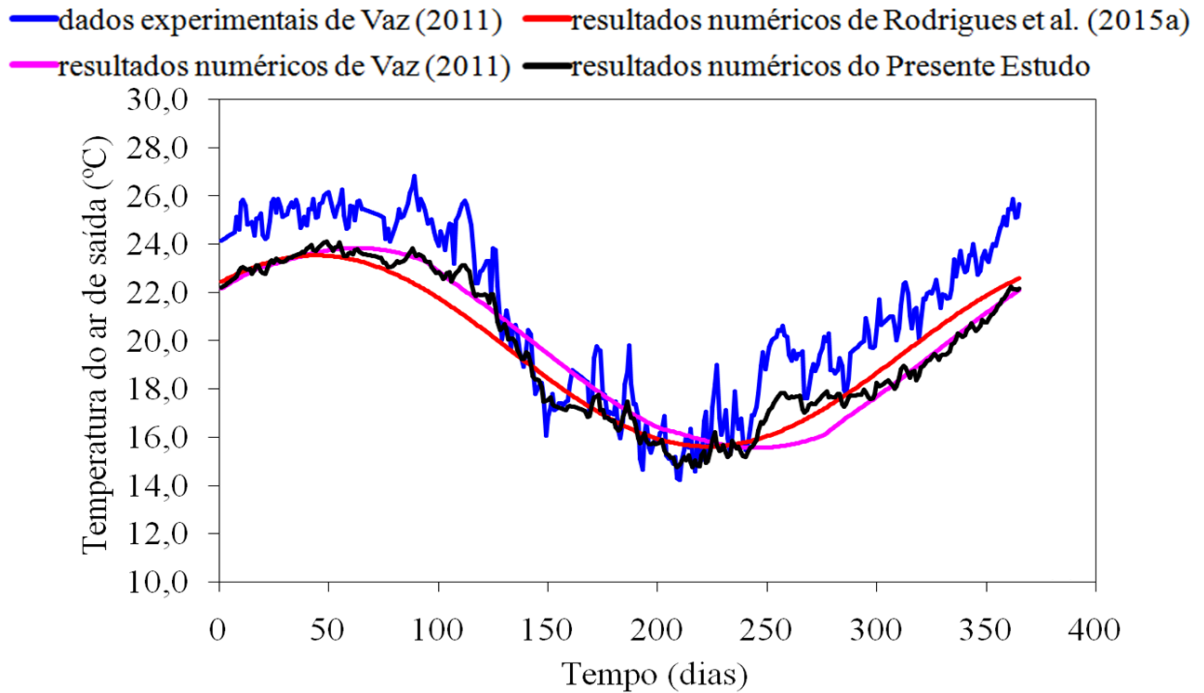


Figura 3.3 - Comparação entre as temperaturas do ar no final do trecho reto do duto A.

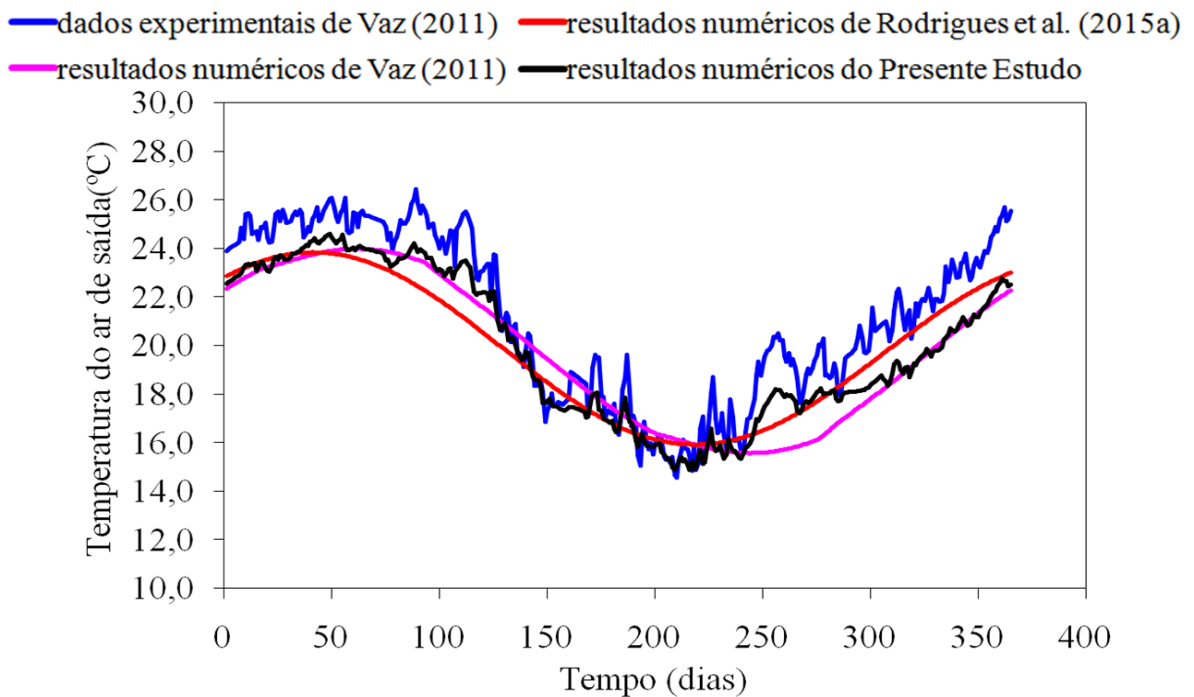


Figura 3.4 - Comparação entre as temperaturas do ar no final do trecho reto do duto B.

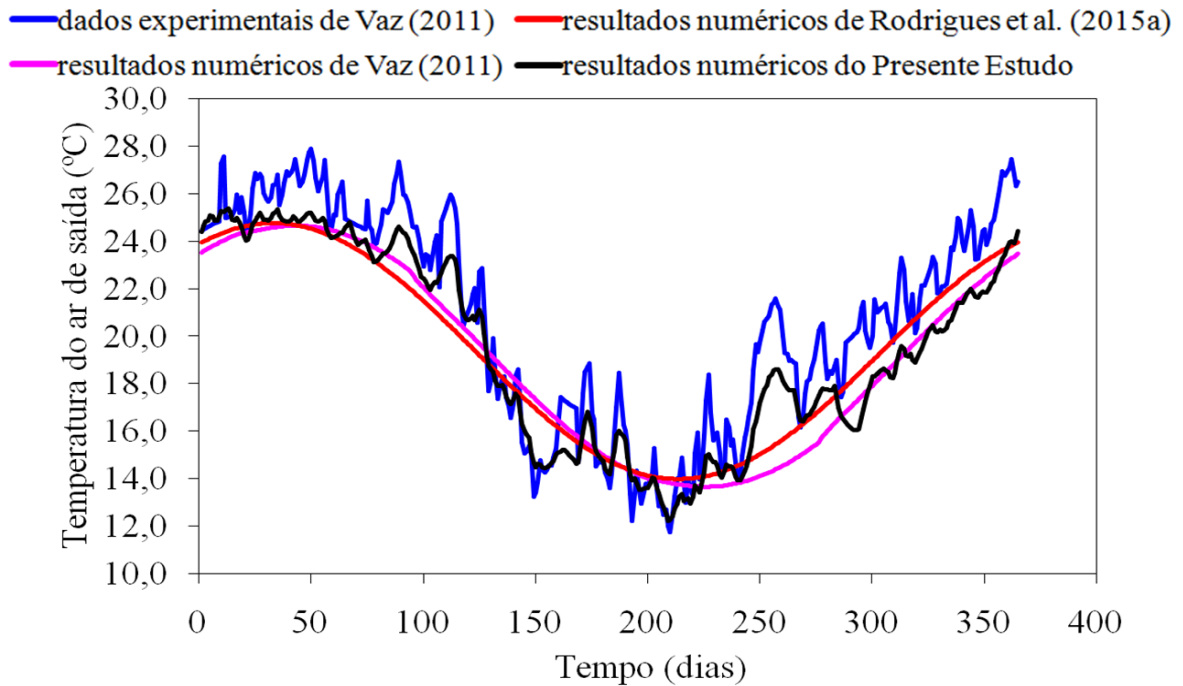


Figura 3.5 - Comparação entre as temperaturas do ar no final do trecho reto do duto C.

Ao comparar os resultados numéricos do Presente Estudo com os dados experimentais de temperaturas do ar no final dos trechos retos dos dutos A, B e C, de Vaz (2011) obtém-se, respectivamente, os indicadores r (Eq. (3.8)) de 0,96; 0,95 e 0,96 (ver Tab. 3.3c). Já os indicadores obtidos de DA (Eq. (3.9)) são, para os dutos A, B e C, respectivamente, 1,3 °C; 1,2 °C e 1,4 °C (ver Tab. 3.3c). Os indicadores obtidos de DR (Eq. (3.10)) são, para os dutos A, B e C, respectivamente 6,0 %; 5,5 % e 6,7 % (ver Tab. 3.3c). Consequentemente, os valores médios de r , DA e DR para as temperaturas do ar no final dos trechos retos são, respectivamente, 0,96; 1,3 °C e 6,0 % (ver Tab. 3.1c).

Esses resultados mostram a eficácia do modelo na geração de resultados numéricos, validando, assim, o modelo computacional desenvolvido nesta pesquisa, viabilizando sua empregabilidade neste trabalho. Nesse contexto, a validação do modelo computacional, de acordo com Maliska (2004), associa-se à fidelidade do modelo matemático com relação ao problema físico.

Tabela 3.3 - Comparação dos resultados numéricos do Presente Estudo e dos resultados numéricos da literatura com os resultados experimentais.

Indicadores	Resultados numéricos de Vaz et al. (2011) (a)				Resultados numéricos de Rodrigues et al. (2015) (b)			
	duto A	duto B	duto C	média	duto A	duto B	duto C	média
<i>r</i>	0,90	0,91	0,90	0,91	0,94	0,95	0,93	0,94
<i>DA</i> (°C)	1,9	1,7	2,0	1,9	1,7	1,5	1,8	1,6
<i>DR</i> (%)	9,0	8,0	9,9	9,0	8,2	7,0	9,0	8,0
Indicadores	Resultados numéricos do Presente Estudo (c)							
	duto A	duto B	duto C	média				
<i>r</i>	0,96	0,96	0,95	0,96				
<i>DA</i> (°C)	1,3	1,2	1,4	1,3				
<i>DR</i> (%)	6,0	5,5	6,7	6,0				

Na Tabela 3.3 é possível visualizar, através da aplicação dos indicadores de comparação, que os resultados numéricos do Presente Estudo superaram a capacidade dos resultados numéricos de Vaz (2011) e Rodrigues et al. (2015a) em tentar descrever os resultados experimentais de Vaz (2014).

É possível notar nas Figs. 3.3, 3.4 e 3.5 que os resultados numéricos do Presente Estudo melhor representaram fisicamente o fenômeno térmico em relação aos demais resultados numéricos, na medida em que os resultados seguem a tendência dos dados experimentais, reproduzindo de uma forma mais realística as oscilações térmicas nos menores períodos de tempo.

Ao comparar os resultados numéricos presentes na Tab. 3.3, referentes às temperaturas do ar no final dos trechos retos dos dutos A, B e C, com os resultados experimentais de Vaz (2011), nota-se, a partir da análise de resultados, que os resultados numéricos do Presente Estudo alcançaram uma melhoria média anual em torno de 0,50 °C, diminuindo a magnitude do efeito térmico em relação aos dados experimentais. Esse processo resulta na melhoria da acurácia dos resultados numéricos em relação aos resultados experimentais.

Já ao comparar os resultados numéricos do Presente Estudo com os resultados numéricos de Vaz (2011) e Rodrigues et al. (2015a) é possível determinar os indicadores médios *r*, *DA* e *DR* para as temperaturas do ar no final dos trechos retos de, respectivamente, 0,96; 0,7 °C e 3,5 % (ver Tab. 3.4a) e 0,96; 0,7 °C e 3,7 % (ver Tab. 3.4b). É possível, então, notar a proximidade dos resultados do Presente Estudo com os resultados numéricos de Vaz (2011) e Rodrigues et al. (2015a). Esses resultados, de acordo com Maliska (2004), estão

associados à qualidade de resolução das equações governantes do problema, verificando, assim, o modelo computacional.

Tabela 3.4 - Comparação dos resultados numéricos do Presente Estudo com os resultados numéricos da literatura.

Indicadores	Resultados numéricos de Vaz et al. (2011) (a)				Resultados numéricos de Rodrigues et al. (2015) (b)			
	duto A	duto B	duto C	média	duto A	duto B	duto C	média
r	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
DA (°C)	0,6	0,6	0,9	0,7	0,6	0,7	0,9	0,7
DR (%)	3,0	3,1	4,5	3,5	3,0	3,5	4,5	3,7

Na medida em que os resultados numéricos do Presente Estudo aproximaram-se dos dados experimentais de Vaz (2011), distanciaram-se dos resultados numéricos de Vaz (2011) e Rodrigues et al. (2015a), em média, em torno de 0,5 °C. Os resultados numéricos do Presente Estudo seguem a mesma tendência dos resultados numéricos comparados, porém a amplitude pôde variar, nos menores períodos, em maior magnitude térmica.

Nesta subseção, é empregado o modelo $k-\varepsilon$ de turbulência para validação e verificação do modelo computacional. Vale ressaltar que, apesar da utilização do modelo RSM (RSM - *Reynolds Stress Model*), em trabalhos anteriores já mencionados, como se pode visualizar nas Refs. Vaz et al. (2011), Brum et al. (2012), Brum et al (2013) e Rodrigues et al (2015a), o modelo empregado para o problema do fechamento da turbulência, no presente trabalho, é utilizado modelo $k-\varepsilon$.

As principais razões para tal escolha estão relacionadas com: as dificuldades de adequada convergência dos resultados através do modelo RSM para algumas disposições geométricas do arranjo dos dutos e para a redução de quase 20 % no tempo de processamento para simulações com o modelo $k-\varepsilon$, em comparação com o alcançado com o modelo RSM. Além disso, para os casos em que ambos os modelos alcancem a convergência, não se observam variações significativas entre os campos térmicos transientes.

Esse é um importante resultado importante, também decorrente dos estudos de Ferraz et al. (2015). Essa abordagem é importante para aprimoramento do modelo computacional de TCSA desenvolvido neste trabalho, utilizando o modelo $k-\varepsilon$, ao invés do modelo RSM, anteriormente empregado.

3.1.2 Validação do procedimento para obtenção de dados de temperaturas

Os dados realísticos do modelo ERA-Interim/LAND, adotados neste estudo, foram comparados com os dados experimentais de temperaturas de Vaz (2011), Vaz et al. (2011) e Vaz et al. (2014), para a superfície do solo e para o ar, referentes ao município de Viamão, referentes ao ano de 2007 com o propósito de validar a presente metodologia.

A Figura 3.6 apresenta as temperaturas na superfície do solo para o município de Viamão.

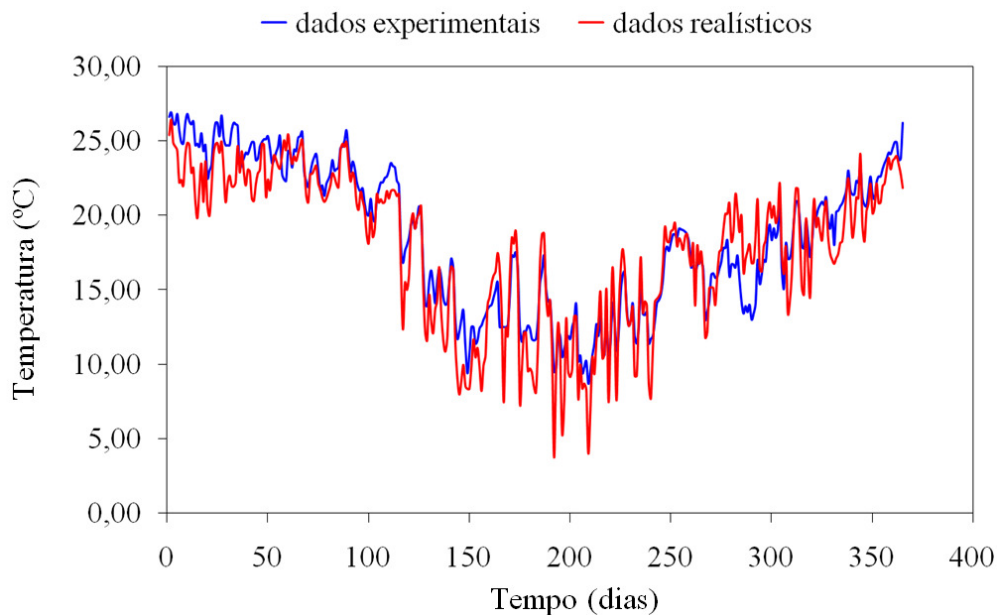


Figura 3.6 - Temperaturas na superfície do solo para o município de Viamão.

Ao observar a Fig. 3.6, é possível notar a proximidade entre os dados realísticos e os dados experimentais de temperaturas do solo, resultando em $r = 0,93$, $DA = 1,4$ °C e $DR = 9,48$ %, ao analisar, respectivamente, o coeficiente de correlação de Pearson, a diferença média absoluta e a diferença média relativa. Isso indica que a presente técnica de obtenção de temperaturas pode ser incorporada à modelagem computacional de TCSA para aplicação em diversos estudos. Essa técnica possibilita que se considere o comportamento térmico do solo da região onde o TCSA será instalado.

A Figura 3.7 traz a distribuição de temperaturas no solo em função da profundidade. Esse estudo foi realizado para o dia 28 de julho de 2007, onde a temperatura média mínima, na superfície do solo, foi de 13,5 °C, de acordo com Vaz (2011). Os dados realísticos e os resultados numéricos obtidos são comparados com os dados experimentais de Vaz (2011), Vaz et al. (2011) e Vaz et al. (2014).

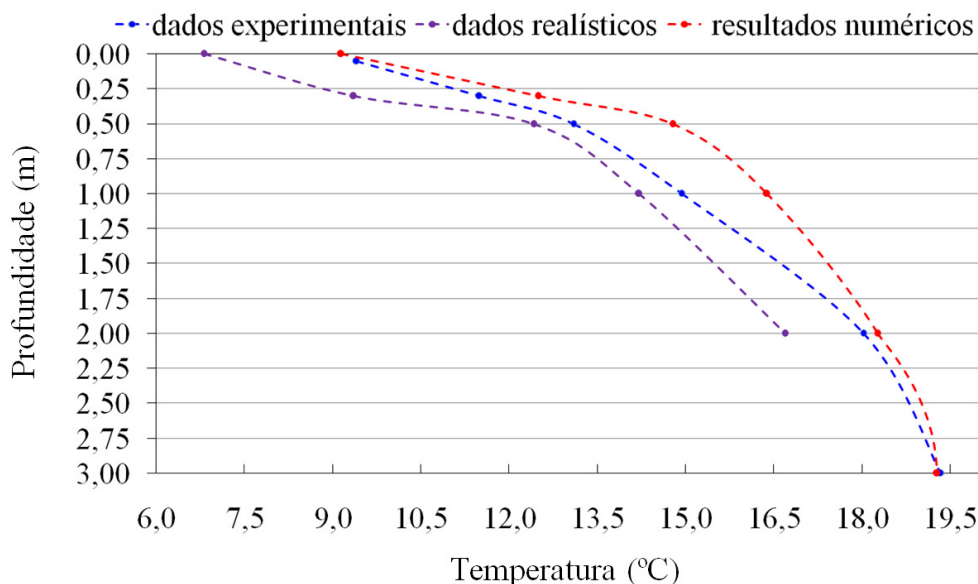


Figura 3.7 - Distribuição de temperaturas em função da profundidade no solo para o município de Viamão (28/07/2007).

Esse estudo comparativo se dá nas profundidades de 0,05 m, 0,30 m, 0,50 m, 1,00 m, 2,00 m e 3,00 m, conforme foi proposto em Vaz (2011). É possível notar que os resultados obtidos e os dados realísticos adotados seguem a mesma tendência dos resultados experimentais. Por conta de uma limitação do modelo ERA-Interim/LAND, não foram disponibilizados dados realísticos de temperaturas do solo para profundidades maiores do que 2,89 m (ver Fig. 3.7).

Ao observar a Fig. 3.7, é possível notar a proximidade entre os dados realísticos adotados e os dados experimentais de temperaturas do solo e, resultando em $r = 0,85$, $DA = 1,4\text{ °C}$ e $DR = 14,60\%$, ao analisar, respectivamente, o coeficiente de correlação de Pearson, a diferença média absoluta e a diferença média relativa. Nota-se que, como a partir de 0,50 m, as medições se dão a 1,00 m, 2,00 m e 3,00 m de profundidade, portanto, não se possui disponibilidade de dados realísticos para profundidades superiores a 2,89 m, como foi exposto anteriormente.

Na continuidade, é realizada uma análise considerando os resultados numéricos do presente estudo. Observa-se que os resultados numéricos se aproximam dos dados experimentais, com diferença absoluta média, em torno de 0,8 °C. Os dados realísticos mostram significativa aproximação em relação aos dados experimentais, com diferença absoluta média de aproximadamente 1,0 °C. Nota-se que na profundidade de 0,50 m, por exemplo, os dados comparados são praticamente iguais (em torno de 13 °C). Já entre 1,00 m e 2,00 m de profundidade, a diferença máxima observada é menor do que 1,0 °C (ver Fig. 3.7). É importante notar que a solução numérica leva em conta o solo sem a presença de dutos,

enquanto as medições experimentais foram feitas no solo com a presença dos dutos, fator que influencia na comparação entre tais dados.

Com base nos resultados apresentados nas Figs. 3.6 e 3.7, em meio às comparações realizadas e diante da concordância entre os dados confrontados, é possível considerar validada a presente metodologia para aplicação na modelagem computacional do comportamento térmico no solo.

Em seguida, os dados realísticos do modelo ERA-Interim/LAND adotados neste estudo, são comparados com os dados experimentais de temperaturas do ar ambiente, de Vaz (2011), Vaz et al. (2011) e Vaz et al. (2014), para município de Viamão, referentes ao ano de 2007, como se pode visualizar na Fig. 3.8. Nota-se a proximidade entre os dados realísticos de temperaturas do ar adotados (referentes a 1,00 m de altura em relação à superfície do solo) e os dados experimentais de temperaturas do ar, resultando em $r = 0,85$, $DA = 2,4 \text{ }^\circ\text{C}$ e $DR = 14,50 \%$, ao analisar, respectivamente, o coeficiente de correlação de Pearson, a diferença média absoluta e a diferença média relativa.

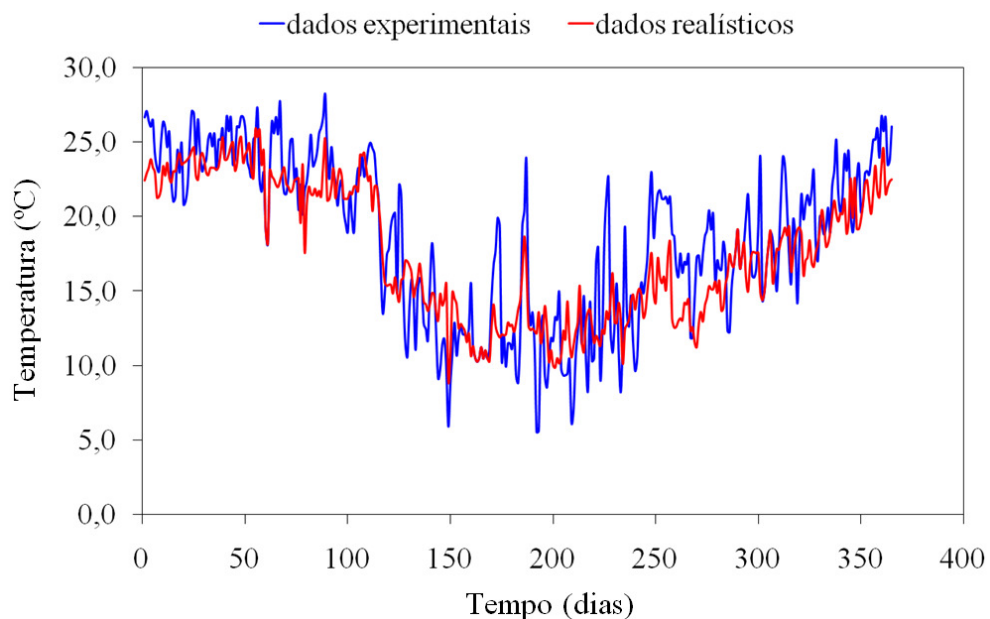


Figura 3.8 - Temperaturas do ar ambiente para o município de Viamão.

Nessa análise, observa-se uma pequena defasagem em relação à amplitude térmica em alguns picos de máximos e mínimos. A média anual de temperatura do ar ambiente não foi alterada significativamente, constatada em torno de $19,0 \text{ }^\circ\text{C}$, com uma defasagem média anual em torno de $1,50 \text{ }^\circ\text{C}$. Isso indica que a presente metodologia adotada para a obtenção de temperaturas pode ser incorporada à modelagem computacional de TCSA, com a possibilidade de considerar o comportamento térmico do ar ambiente da região onde o TCSA

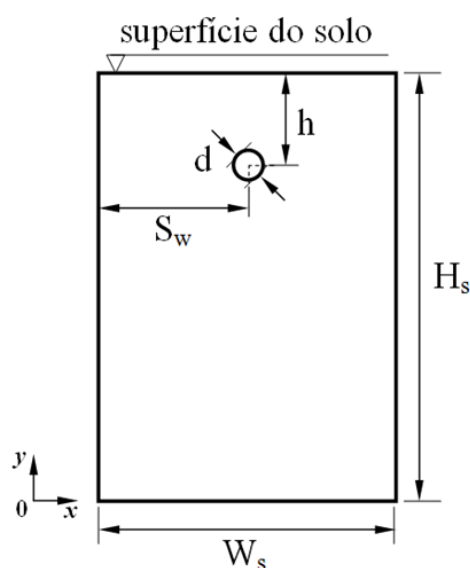
será instalado (ver Fig. 3.8). Essa metodologia amplia a aplicabilidade do modelo computacional de TCSA, levando em consideração o comportamento térmico do solo e do ar da região de estudo.

Com base nos resultados apresentados na Fig. 3.8, em meio às comparações realizadas e diante da concordância entre os dados confrontados, é possível considerar validada a presente metodologia para aplicação na modelagem computacional do comportamento térmico no ar.

Portanto, conclui-se que os dados realísticos de temperaturas fornecidos pelo modelo ERA-Interim/LAND representam satisfatoriamente os dados experimentais, tanto para o solo, quanto para o ar, considerando os parâmetros estabelecidos, podendo, assim, representar de forma aceitável os dados reais de temperaturas, uma vez em que dados experimentais, na prática, nem sempre são conhecidos.

3.1.3 Geração de malha computacional

Nesta seção, primeiramente, realiza-se a definição da Instalação Elementar (IE) de TCSA adotada neste trabalho. A IE de TCSA é um sistema simples constituído por apenas um duto enterrado no solo (sem considerar os trechos verticais de dutos). Trata-se de uma instalação idealizada onde apenas o trecho reto do duto é considerado, sendo o mesmo disposto em paralelo com a superfície do solo como indicado na Fig. 3.6. Essa instalação é utilizada para promover os testes propostos no presente estudo.



Fonte: o autor.

Figura 3.9 - Vista transversal da Instalação Elementar (IE) de TCSA.

A profundidade, a largura e o comprimento do volume de solo da IE de TCSA são definidos, respectivamente, como $H_s = 15,00$ m, $W_s = 5,00$ m e $L_s = 26,00$ m. Conforme a Fig. 3.6, a profundidade do duto adotada é $h = 3,00$ m, já que em maiores profundidades o aumento do potencial térmico do TCSA é pouco significativo, não justificando escavações mais profundas conforme Brum et al. (2012). Essa profundidade de referência, específica para o estudo realizado na localidade do município de Viamão, é uma recomendação para dispor os dutos. O afastamento horizontal do duto em relação à parede do solo é $S_w = 5,00$ m. O comprimento do duto coincide com o comprimento do solo, assumindo $L_d = 26,00$ m. A velocidade de escoamento do ar na entrada do duto e o diâmetro do duto adotados neste sistema são, respectivamente, de $v = 3,3$ m/s e $d = 0,11$ m, conforme definido em Vaz et al (2011). As propriedades termofísicas do ar e do solo utilizadas são descritas, respectivamente, nas Tabs. 3.1 e 3.2, apresentadas anteriormente.

Neste estudo é tomado como base a IE de TCSA e a temperatura do ar de saída do duto registrada no dia 31 de dezembro, às 00h00min, conforme realizado em Rodrigues et al. (2015b).

As temperaturas do ar na entrada do duto, no decorrer do tempo, se dão com base nos dados experimentais de Vaz (2011), Vaz et al. (2011) e Vaz et al. (2014) para temperatura ambiente, que são ajustados pelo LSM, representados por (RODRIGUES et al. 2015b):

$$T_e(t) = 23,18 + 6,92 \cdot \text{sen}(1,72 \cdot 10^{-2} \cdot t + 26,42) \quad (3.11)$$

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

Já as temperaturas na superfície do solo, no decorrer do tempo, também baseadas nos dados experimentais de Vaz (2011), Vaz et al. (2011) e Vaz et al. (2014), são obtidas através da Eq. (3.1) definida anteriormente.

Em Rodrigues et al. (2015a) foi definido um critério para gerar as malhas para discretização de domínios computacionais e realização das simulações numéricas de problemas de TCSA. Nesse estudo, foi estabelecido um padrão de geração de elementos de malha, que se dá em função do tamanho do diâmetro do duto do TCSA. Vale destacar que o tamanho da célula segue o critério de $3d$, para gerar a malha com elementos tetraédricos no interior do solo, e o critério de $d/3$, para gerar a malha com elementos tetraédricos no interior do duto, sendo que o parâmetro d é o diâmetro do duto do TCSA.

A Tabela 3.5 traz o teste de independência de malha realizado neste trabalho com elementos tetraédricos para discretização de domínios computacionais na modelagem de TCSA, com base nos estudos de Rodrigues et al. (2015b). Como se pode observar, a malha *MT1* fornece o resultado que é praticamente invariante, ainda que com maior refinamento de malha. A *DA* entre a temperatura do ar medida com a malha *MT1* e *MT3* é 0,07 °C, o que fisicamente, na prática, não é significativo. Por isso, como exposto anteriormente, o referido critério foi adotado para discretização do domínio estabelecido para validação e verificação do modelo computacional descrito na seção 3.1.

Tabela 3.5 - Teste de independência de malha com elementos tetraédricos.

Malha	Critério de refinamento		Temperatura do ar de saída do TCSA T_s [°C]	Diferença relativa [%] $\left \frac{T_j - T_{j+1}}{T_j} \right \cdot 100$
	Solo	Duto		
MT1	3d	d/3	21,60	0,23
MT2	2d	d/4	21,55	0,09
MT3	d	d/5	21,53	-

Na Tabela 3.5, T_j representa a temperatura do ar média na face de saída do duto e T_{j+1} representa a temperatura do ar média na face de saída do duto utilizando a malha mais refinada. O critério de admissibilidade de precisão dos resultados numéricos adotado neste estudo de malha é de alcançar uma diferença relativa $DR \leq 0,2 \%$ entre resultados obtidos por refinamento sucessivo.

O critério de $d/3$, no entanto, que define o tamanho da célula para geração dos elementos de malha tetraédrica no interior do duto, não se apropriou para que fosse possível calcular a pressão no interior do duto, limitando-se ao comportamento do ponto de vista térmico no TCSA. Por outro lado, a velocidade do ar média na face de saída do duto foi monitorada numericamente, assumindo o valor de aproximadamente 3,3 m/s, mantendo praticamente constante ao longo do escoamento.

Diversos testes foram realizados, porém não foi possível estabelecer uma malha com elementos tetraédricos capaz de promover, simultaneamente, a análise do comportamento térmico e fluidodinâmico no TCSA, no que se refere ao campo de pressão no interior do duto. Isso é explicado, possivelmente, por conta da elevada quantidade de elementos necessária dentro do duto e a elevada taxa de proporcionalidade entre o tamanho das células dentro do duto e as células construídas no interior do solo, inviabilizando, assim, a geração da malha.

Também não foi possível estabelecer uma malha com elementos tetraédricos (mesmo que com critério maior de refinamento) capaz de promover o estudo da pressão, ainda que considerando na modelagem apenas o duto, sem considerar o solo na modelagem. Isso pode

ser explicado, provavelmente, pela dificuldade enfrentada por este tipo de discretização na modelagem numérica do efeito viscoso nas proximidades da parede do duto.

No entanto, empregando células hexaédricas foi possível constituir uma malha capaz de promover o estudo fluidodinâmico, permitindo, então, a determinação da pressão no interior do duto. É, então, proposto neste estudo um novo critério de geração de malha computacional, estabelecendo-se um padrão construtivo que também se dá em função do tamanho do diâmetro do duto. Assim, definiu-se que o tamanho da célula segue o critério de $d/14$, para gerar a malha não-ortogonal, não-estruturada e com elementos hexaédricos no interior do duto, sendo que o parâmetro d é o diâmetro do duto, como dito anteriormente.

Assim sendo, a Tab. 3.6 apresenta o teste de independência de malha considerando a análise fluidodinâmica do problema, no que tange à pressão do ar no duto.

Tabela 3.6 - Teste de independência de malha com elementos hexaédricos para o duto.

Malha	Critério de refinamento	Pressão do ar na entrada do TCSA p_e [Pa]	Diferença relativa [%] $\left \frac{p_j - p_{j+1}}{p_j} \right \cdot 100$
	Duto		
MH1	$d/14$	36,92	0,05
MH2	$d/16$	36,94	0,03
MH3	$d/18$	36,95	-

Na Tabela 3.6, p_j representa a pressão do ar média na face de entrada do duto e p_{j+1} representa a pressão do ar média na face de saída do duto utilizando a malha mais refinada. A pressão na face de saída do duto é condição de contorno do problema e é considerada a pressão atmosférica (pressão manométrica nula).

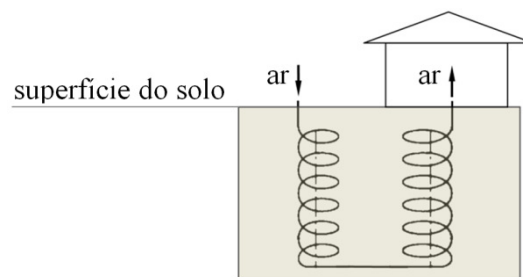
Ao analisar a Tab. 3.6, pode-se observar que a pressão do ar média na face de entrada do duto é praticamente invariante, considerando o regime transiente e escoamento plenamente desenvolvido. Observa-se que DA entre a pressão do ar monitorada com a malha *MH1* e *MH3* é 0,3 Pa, o que fisicamente, na prática, também não é significativo. Nesse sentido, pode ser adotado o tamanho da célula definida pelo critério de $d/14$ para gerar a malha com elementos hexaédricos no interior do duto, a fim de se obter resultados independentes de necessidade de maior refinamento sucessivo para determinação da pressão. A presente metodologia é verificada através da comparação entre os resultados obtidos numericamente e os resultados obtidos de forma analítica, os quais são apresentados na seção 3.1.4.

3.1.4 Determinação numérica da perda de carga

A perda de carga do escoamento de ar em um TCSA pode ser investigada através da análise do campo de pressão e velocidades em escoamentos internos de fluidos viscosos.

A literatura clássica de mecânica dos fluidos traz métodos analíticos capazes de calcular com bom nível de precisão a variação de pressão de um fluido ao escoar em trechos lineares de dutos cilíndricos. Por meio de métodos analíticos e experimentais são desenvolvidas diversas técnicas para estimar as perdas de carga localizadas como, por exemplo, em curvas de 90°, curvas de 180°, bifurcações, dentre outras, as quais são aplicadas através de equações, gráficos e tabelas.

Diante de um maior nível de complexidade da configuração geométrica do arranjo de dutos em um TCSA, como se pode ver, por exemplo, na Fig. 3.10, tais métodos podem esbarrar em limitações. Isso se dá, principalmente, devido às perdas de carga localizadas em escoamentos com geometrias que ainda não foram avaliadas ou em condições onde as hipóteses simplificativas empregadas para as soluções analíticas tenham que ser relaxadas. Portanto, a abordagem numérica da perda de carga do ar em sistemas de TCSA pode ser uma ferramenta importante para melhorar o desempenho das instalações, dimensionar o sistema de ventilação, determinar a energia elétrica consumida pelo sistema de ventilação e estimar os novos projetos.



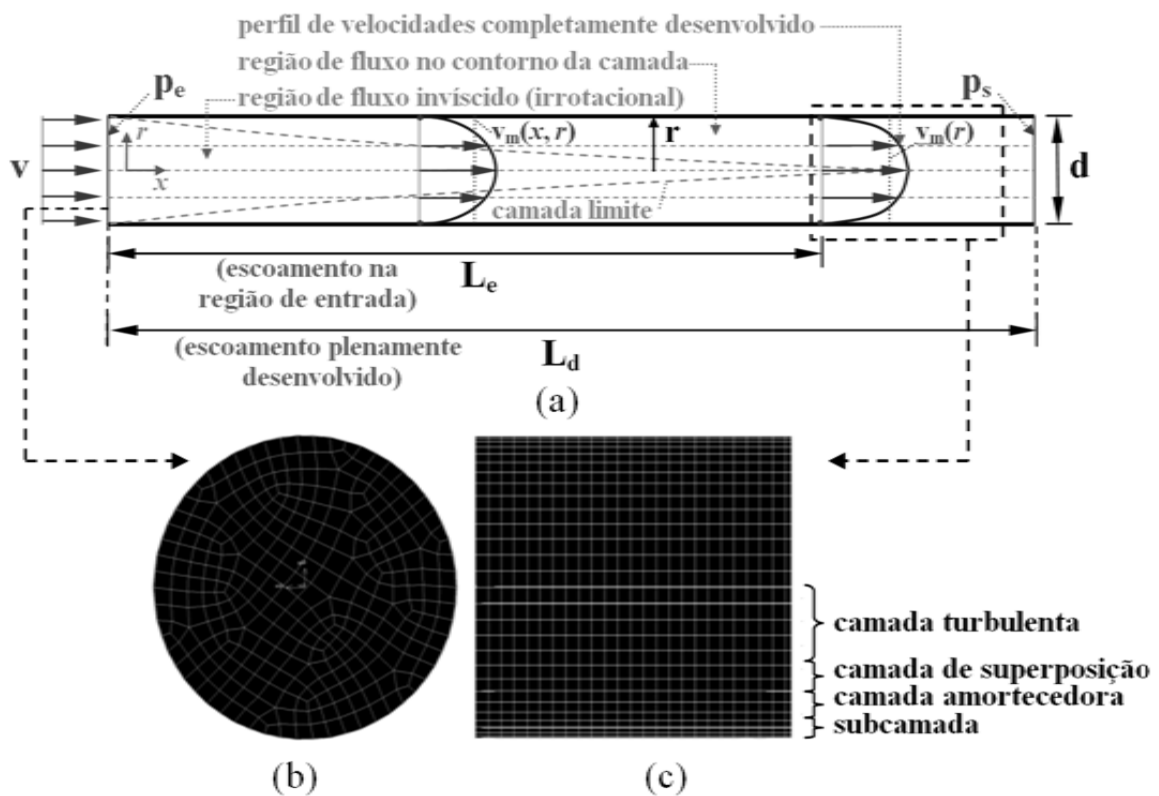
Fonte: o autor.

Figura 3.10 - Ilustração de um TCSA com configuração geométrica complexa.

Na análise fluidodinâmica, na região do desenvolvimento, o gradiente de pressão do ar é não-linear e na condição de escoamento plenamente desenvolvido o gradiente passa a ser linear no interior do duto. O perfil do campo de velocidades varia na região da entrada por conta dos efeitos da camada limite fluidodinâmica até atingir a condição de escoamento completamente desenvolvido. Nessa situação, onde o perfil de velocidades não varia em função do comprimento do duto e a velocidade no campo se dá em função da variação de

posição no sentido radial, assumindo o valor máximo no centro de simetria e o valor nulo na parede do duto (princípio da aderência) como se pode visualizar na Fig. 3.11 (BEJAN, 2004; PRITCHARD e MITCHELL, 2015).

É possível observar na Fig. 3.11(b) as células computacionais construídas na seção transversal do duto através do critério de $d/14$, para gerar a malha com elementos hexaédricos no interior do duto. Também se pode observar na Fig. 3.11(c) as células computacionais, estabelecidas na seção longitudinal do duto, geradas pelo mesmo critério construtivo.



Fonte: o autor.

Figura 3.11 - Componente 1: condição do escoamento (a), configuração da malha na seção transversal (b) e configuração da malha na seção longitudinal (c).

No presente estudo, a perda de carga do ar é avaliada para os seguintes componentes do sistema: um trecho linear (Componente 1), uma curva de 90° (Componente 2) e uma bifurcação em forma de "T" (Componente 3). Esses são os componentes básicos dos sistemas, que darão origem às configurações geométricas das instalações de TCSA estudadas nesta pesquisa. Os resultados obtidos pelo método numérico são comparados com os resultados obtidos analiticamente, a fim de promover a verificação do modelo computacional para análise fluidodinâmica.

Nesse contexto, a perda de carga do escoamento de ar (PC) no TCSA é dada por:

$$PC = \Delta p_d + \Delta p_l = p_e - p_s \quad (3.12)$$

onde: PC é a queda de pressão sofrida pelo escoamento de ar (Pa), p_e é a pressão do ar (Pa) na entrada, p_s é a pressão do ar (Pa) na saída, Δp_d representa as perdas de carga distribuídas linearmente e Δp_l representa as perdas de carga localizadas. Para todos os casos analisados, a p_s é nula (pressão manométrica), já que o ar na saída do duto é exposto à pressão atmosférica. Então, considerando $p_s = 0$, tem-se que a incógnita do problema é a variável p_e .

$$PC = p_e \quad (3.13)$$

Na análise proposta, primeiramente, é avaliada a perda de carga do ar no Componente 1 e considerou-se o comprimento $L_d = 26,00$ m e o diâmetro $d = 0,11$ m para o trecho de duto reto. Também é considerada a velocidade do ar $v = 3,3$ m/s e as propriedades adotadas para o ar são apresentadas na Tab. 3.1.

Os resultados obtidos numericamente para a p_e referem-se a uma média na face de entrada do ar no componente, monitorado no decorrer do tempo. Adotou-se o tamanho da célula definida pelo critério de $d/14$ para gerar a malha com elementos hexaédricos nos componentes analisados. Já os resultados analíticos são obtidos aplicando os modelos clássicos de mecânica dos fluidos descritos em Pritchard e Mitchell (2015).

Para o Componente 1, o resultado analítico para a p_e é dado por (PRITCHARD e MITCHELL, 2015):

$$\Delta p_d = p_e = f \cdot \frac{L_d}{d} \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (3.14)$$

onde: L_d é o comprimento total do trecho de duto reto [m] e f é o fator de fricção estimado por (HAALAND, 1983; BERGMAN et al., 2011; PRITCHARD e MITCHELL, 2015):

$$f = \left\{ -1,8 \log \left[\left(\frac{\varepsilon/d}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \right\}^{-2} \quad (3.15)$$

sendo: ε a rugosidade do material (m), ε/d a rugosidade relativa e Re o número de Reynolds dado por (PRITCHARD e MITCHELL, 2015):

$$Re = \frac{\rho v d}{\mu} \quad (3.16)$$

Como hipótese simplificativa do modelo analítico, o duto é considerado liso ($e/d = 0$). Assim, através da Eq. (3.16), obtém-se $Re = 23.419,35$ e aplicando-se a Eq. (3.15), calcula-se $f = 0,024$.

A Tabela 3.7 traz a comparação entre o resultado numérico e o resultado analítico da perda de carga do ar para o Componente 1.

Tabela 3.7 - Perda de carga do ar no Componente 1.

Pressão (p_e) do ar na entrada do duto [Pa] (numérico)	Pressão (p_e) do ar na entrada do duto [Pa] (analítico)	Diferença relativa [%] $\left \frac{p' - p''}{p'} \right \cdot 100$
36,92	36,96	0,11

Na Tabela 3.7, p' é o resultado analítico e p'' é o resultado numérico. O critério de admissibilidade dos resultados numéricos adotado neste trabalho na análise térmica é de alcançar uma diferença relativa $DR \leq 1,50 \%$ entre resultados obtidos pela comparação entre os resultados numéricos e os analiticamente obtidos.

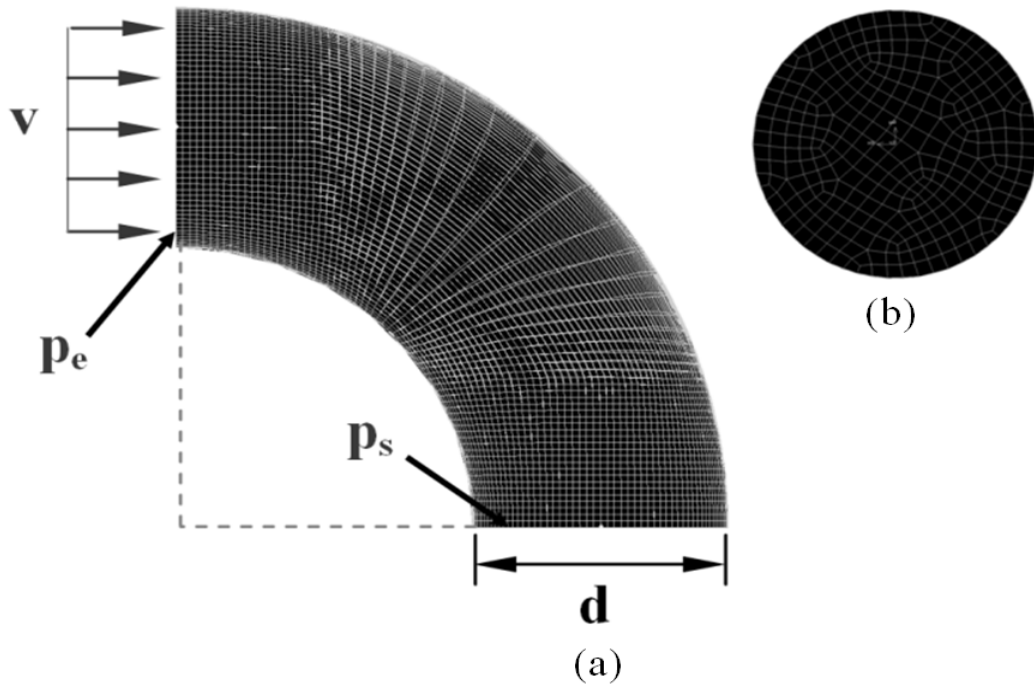
Portanto, com a $DR = 0,11 \%$, é possível verificar o modelo computacional desenvolvido neste trabalho. É possível inferir que a malha utilizada foi suficientemente refinada para registrar o efeito viscoso do ar no interior do duto (ver Fig. 3.11c), na região formada pela camada de superposição, pela camada amortecedora e pela subcamada viscosa (LAUNDER e SPALDING, 1972; WILCOX, 2002; VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

Para os Componentes 2 e 3, o resultado analítico para a p_e é dado por (PRITCHARD e MITCHELL, 2015):

$$\Delta p_l = p_e = K_l \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (3.17)$$

onde: K_l são coeficientes de perdas localizadas. Para o Componente 2 e 3, isto é, a curva de 90° e a bifurcação em forma de "T", são adotados os valores de K_l de 0,3 e 1,8, respectivamente (BERGMAN et al., 2011; PRITCHARD e MITCHELL, 2015).

A Figura 3.12 ilustra o Componente 2 utilizado na análise.



Fonte: o autor.

Figura 3.12 - Componente 2: configuração da malha na seção longitudinal (a) e configuração da malha na seção transversal (b).

É possível observar a configuração da malha computacional na seção longitudinal (ver Fig. 3.12a) e na seção transversal (ver Fig. 3.12b) do referido componente.

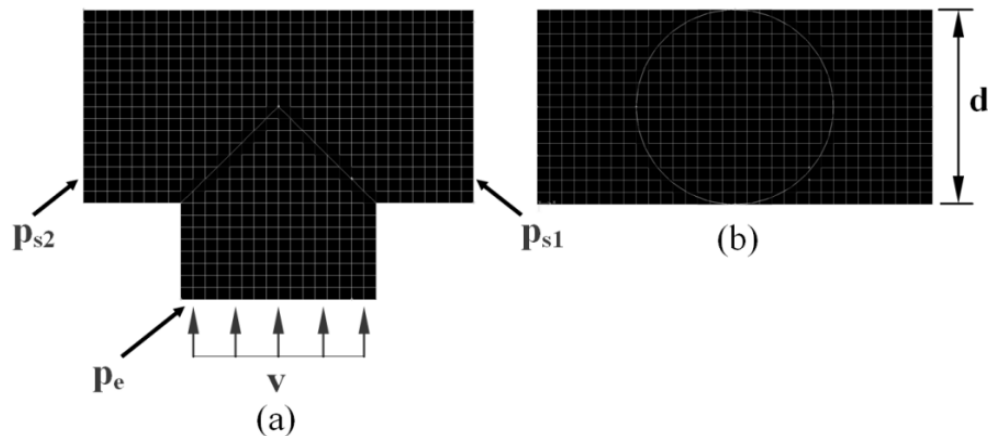
A Tabela 3.8 mostra a comparação entre o resultado numérico e o resultado analítico da perda de carga do ar para o Componente 2. É possível notar a proximidade do resultado numericamente obtido em relação ao resultado analítico, apresentando uma $DR = 1,06 \%$, o que torna viável a verificação do modelo computacional empregado.

Tabela 3.8 - Perda de carga do ar no Componente 2.

Pressão (p_e) do ar na entrada do duto [Pa] (numérico)	Pressão (p_e) do ar na entrada do duto [Pa] (analítico)	Diferença relativa [%] $\left \frac{p' - p''}{p'} \right \cdot 100$
1,91	1,89	1,06

A Figura 3.13 ilustra o Componente 3 adotado nesta análise. Observa-se que p_e foi avaliado no ramo principal, onde se dá a entrada do ar e duas saídas para o ar são possíveis devido à bifurcação. A pressão do ar, na saída 1 (p_{s1}) e a pressão do ar, na saída 2 (p_{s2}) também são consideradas nulas. É possível ainda observar a configuração da malha computacional na seção longitudinal (ver Fig. 3.13a) e na seção transversal (ver Fig. 3.13b) do referido componente. Nota-se que também foi adotado o tamanho da célula definida pelo

critério de $d/14$ para gerar as células hexaédricas, porém a malha formada é ortogonal uniforme. O esquema do tipo *Stairstep* foi empregado para gerar as células computacionais. O esquema cria uma malha hexaédrica regular e um volume facetado correspondente que se aproxima da forma do volume original. Esse esquema foi empregado por conta do Componente 3 apresentar um maior nível de complexidade geométrica, não sendo possível gerar a malha não-ortogonal e não-uniforme.



Fonte: o autor.

Figura 3.13 - Componente 3: configuração da malha na seção longitudinal (a) e configuração da malha na seção transversal (b).

A Tabela 3.9 mostra a comparação entre o resultado numérico e o resultado analítico para a pressão do ar para o Componente 3. É possível notar a proximidade do resultado numericamente obtido em relação ao resultado analítico, apresentando uma $DR = 1,05 \%$, condição suficiente para considerar o modelo computacional verificado.

Tabela 3.9 - Perda de carga do ar no Componente 3.

Pressão (p_e) do ar na entrada do duto [Pa] (numérico)	Pressão (p_e) do ar na entrada do duto [Pa] (analítico)	Diferença relativa [%] $\left \frac{p' - p''}{p'} \right \cdot 100$
2,88	2,85	1,05

3.1.5 Estudo de passos de tempo da simulação numérica

Neste estudo é analisada a influência de diferentes passos de tempo em relação ao tempo de processamento da simulação numérica e à diferença relativa dos resultados numericamente obtidos, de tal modo que:

$$\Delta t \cdot n_{\Delta t} = t_f \quad (3.18)$$

onde: Δt é o passo de tempo [s], $n_{\Delta t}$ é número de passos de tempo (adimensional) e t_f é o tempo físico simulado [s]. Para todos os casos simulados adotou-se: $t_f = 63.072.000$ s (2 anos). As simulações numéricas, bem como os testes realizados, se dão com base na IE (ver Fig. 3.9) de TCSA.

A Tabela 3.10 mostra os casos simulados, empregando o método Convencional, apresentando os passos de tempo analisados, os respectivos números de passos de tempo, as quantidades de resultados numéricos de temperaturas do ar obtidas no intervalo analisado (1 ano) e o tempo demandado em cada simulação numérica.

Tabela 3.10 - Influência do passo de tempo no tempo de processamento.

Casos	Passo de Tempo		Número de Passos de Tempo	Quantidade de Resultados (1 ano)	Tempo de Proc. (s)	Tempo de Proc. (h)
	$t(s)$	$t(h)$				
1	1.800	0,5	35.040	17.520	63.900	17,75
2	3.600	1,0	17.520	8.760	56.700	15,75
3	7.200	2,0	8.760	4.380	48.600	13,50
4	10.800	3,0	5.840	2.920	43.320	12,03
5	14.400	4,0	4.380	2.190	39.480	10,97
6	18.000	5,0	3.504	1.752	36.900	10,25
7	21.600	6,0	2.920	1.460	35.400	9,83
8	43.200	12,0	1.460	730	30.600	8,50
9	86.400	24,0	730	365	24.300	6,75

Para avaliar a medida de dispersão (variabilidade) entre os resultados numericamente obtidos, foi analisada a temperatura média do ar, na seção de saída do TCSA, no último dia do ano, isto é, 31/12, às 00h00min. Para todos os casos simulados neste estudo, a temperatura do ar registrada foi em torno de 21,60°C, apresentando uma diferença absoluta máxima $DA = 0,05$ °C e diferença relativa máxima $DR = 0,23$ %. Também foi observado que, para todos os casos analisados, a média mensal de temperatura do ar não sofreu variação significativa, assim como a média anual de temperatura do ar também não sofreu variação significativa, ficando em torno de 19,00 °C.

Diante disso, o passo de tempo a ser adotado na simulação numérica de TCSA está relacionado ao tipo de estudo a ser realizado. Por exemplo, se o interesse é avaliar o potencial térmico do TCSA, no período diário, pode-se utilizar os passos de tempo de 1.800 s (Caso 1) ou 3.600 s (Caso 2), conforme a Tab. 3.10, a fim de se obter um resultado numérico para cada passo de tempo. Para realizar análise térmica no período diário, é necessária uma quantidade

suficiente de resultados a fim de descrever o perfil de variação da temperatura em menores períodos de tempo (período diário, período semanal).

Por outro lado, se o interesse é analisar o potencial térmico do TCSA, no período mensal, empregam-se os passos de tempo de 43.200 s (Caso 8) ou 86.400 s (Caso 9), conforme a Tab. 3.10, para gerar um resultado numérico para cada passo de tempo. Para promover a avaliação térmica no período mensal, por exemplo, é necessária uma quantidade menor de resultados, em comparação a um estudo onde é requerida uma análise térmica no período diário. Isso tudo, sem haver variação significativa na média mensal do potencial térmico do TCSA, ao comparar os Casos 8 e 9 com os Casos 1 e 2. Por conta da inviabilidade de se alcançar resultados numéricos diariamente, não foram expostos os resultados utilizando um passo de tempo maior do que 86.400 s (Caso 9).

Outro elemento importante neste estudo de passo de tempo é o tempo de processamento da simulação numérica. Na Tabela 3.10, é possível visualizar que o tempo de processamento decresce com o crescimento do passo de tempo, sem haver variações significativas nos resultados numéricos, conforme já foi mencionado. O estudo mostra que é possível reduzir o tempo de processamento, adotando maiores intervalos de passo de tempo. Porém na medida em que se aumenta o passo de tempo da simulação, se diminui a quantidade possível de resultados numéricos, uma vez que tais resultados necessitam ser calculados em um intervalo de tempo igual ou maior ao passo de tempo adotado.

A Figura 3.14 ilustra o comportamento do tempo de processamento da simulação numérica em função do passo de tempo adotado na simulação. Fica perceptível uma relação inversamente proporcional e não-linear entre o tempo de processamento e o passo de tempo. Nota-se um significativo crescimento no tempo de processamento para o passo de tempo menor no que 6 h (21.600 s), Caso 7. Visualiza-se um decréscimo suave com uma tendência praticamente linear no tempo de processamento, na medida em que o passo de tempo é maior de que 6 h.

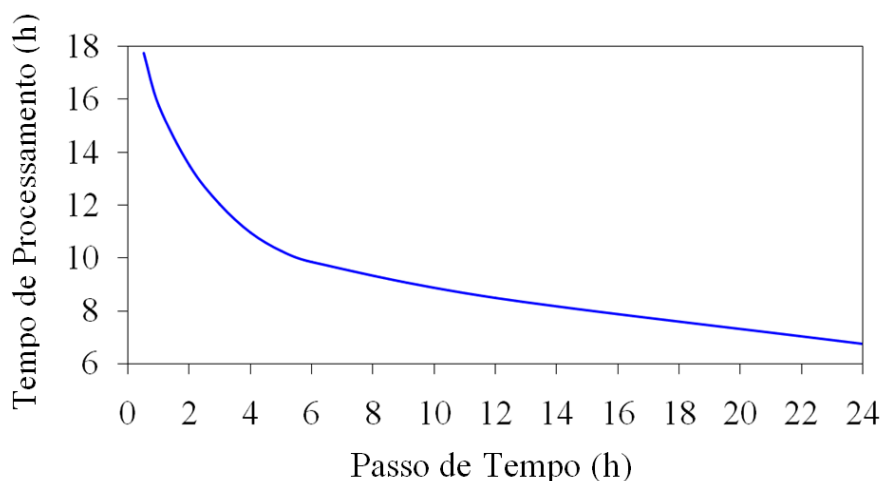


Figura 3.14 - Comportamento do passo de tempo em função do tempo de processamento.

Diante disso, é possível recomendar passos de tempos de 12 h (Caso 8) ou 24 h (Caso 9), representado, respectivamente, uma redução de tempo de processamento da simulação numérica em problemas de TCSA em torno de 52 % e 61 %. Com isso, a simulação referente ao Caso 1, que é parametrizada com intervalo de passo de tempo de 0,5 h (1.800 s), que demandaria um tempo de processamento em torno de 18 h, pode ser realizada em torno de 7 h, utilizando um passo de tempo de 24 h (86.400 s). Trata-se de uma contribuição importante para estudos relacionados à otimização geométrica e à análise paramétrica em que diversas simulações, geralmente, são necessárias. Então, definiu-se, nesta pesquisa, o passo de tempo de 86.400 s para realização das simulações numéricas presentes no Cap. 3.3.

3.1.6 Solução numérica desacoplada dos efeitos fluidodinâmicos e térmicos

Neste estudo propõe-se a solução das equações de conservação da massa e da quantidade de movimento, para determinação do gradiente de pressões e velocidades, separadamente da equação da energia, a qual propicia a determinação do campo de temperaturas para a análise do escoamento do ar no TCSA. Essa técnica é denominada neste trabalho de metodologia numérica de solução desacoplada dos fenômenos fluidodinâmicos e térmicos - DFT, ou simplesmente método DFT. Essa técnica visa reduzir o tempo de processamento e favorecer meios estratégicos de processamento da simulação numérica de acordo com especificidade do problema. As simulações numéricas, bem como os testes realizados, se dão com base na IE de TCSA.

Fisicamente, a fim de se obter a solução de um escoamento com convecção forçada, de acordo com Bejan (2004), não há prejuízo em resolver, primeiramente, o escoamento do ar no

interior do duto (problema fluidodinâmico). Em seguida, é resolvida a transferência de calor, através do ar no interior do duto, no solo e em relação à troca térmica entre o solo e o ar em escoamento (problema térmico), podendo, assim, serem considerados fenômenos passíveis de serem desacoplados. Entretanto, em casos de convecção natural ou mista os campos fluidodinâmicos e térmicos necessitam ser tratados de modo acoplado e essa metodologia não é viável.

O método DFT consiste em realizar a simulação numérica em duas etapas. No estágio inicial (1ª etapa), o processamento pode se dar de três formas distintas:

(a) resolver, de forma acoplada, o problema fluidodinâmico e o problema térmico, no regime transiente, até a convergência dos resultados e a condição de escoamento plenamente desenvolvido, finalizar a simulação, salvar o caso com os resultados e avançar para a 2ª etapa. Tal procedimento está relacionado a um caso geral em que não se dimensiona a complexidade do problema e o nível de limitações encontradas;

(b) resolver apenas o problema fluidodinâmico, no regime permanente, até atingir a convergência dos resultados numéricos e escoamento plenamente desenvolvido, finalizar a simulação, salvar o caso com os resultados e avançar para a 2ª etapa. A adequação desse procedimento está relacionada com geometrias mais simples onde a convergência dos resíduos numéricos é rapidamente alcançada;

(c) resolver apenas o problema fluidodinâmico, no regime transiente, até atingir a convergência dos resultados numéricos e escoamento plenamente desenvolvido, finalizar a simulação, salvar o caso com os resultados e avançar para a 2ª etapa. Esse procedimento é adequado para configurações geométricas complexas onde pode haver dificuldades à convergência dos resíduos numéricos e à obtenção do regime permanente.

No estágio seguinte (2ª etapa), o processamento pode ser realizado da seguinte forma: resolver apenas o problema térmico no regime transiente durante o tempo necessário para análise. Nesse procedimento, apenas o transporte de energia térmica através do ar (transporte advectivo), no duto, por meio dos campos de pressões velocidades (já determinados anteriormente) e a condução do calor (difusão térmica) no solo é considerada, possibilitando a análise de troca de energia térmica entre o solo e o ar no decorrer do tempo.

Como é necessário realizar o salvamento de dados para posterior leitura e utilização vale destacar como se dá este procedimento no software FLUENT. Os principais arquivos gerados no software FLUENT são arquivos de caso (arquivo.cas) e arquivos de dados (arquivo.dat). Os arquivos de caso contêm a malha, as condições de contorno e os parâmetros para a solução do problema, enquanto os arquivos de dados contêm os valores do campo de pressão-velocidade especificados em cada elemento de malha e o histórico de convergência

(resíduos) para a condição do escoamento. Um arquivo de caso e um arquivo de dados, em conjunto, contêm todas as informações necessárias para iniciar ou reiniciar uma solução.

Para verificar o modelo computacional proposto, foi simulado numericamente o caso constituído pela IE de TCSA (ver Fig. 3.9) através do método Convencional (modelo computacional com solução acoplada dos problemas fluidodinâmico e térmico) presente em Vaz et al. (2011), Brum et al. (2012) e Brum et al. (2013) e empregando o método DFT.

Ao comparar os resultados numéricos obtidos com o emprego do método DFT com os resultados numéricos oriundos da aplicação do método Convencional, conforme se pode observar na Fig. 3.15, não há variação entre os resultados. As curvas que representam a variação anual de temperaturas encontram-se sobrepostas. Ao analisar os resultados, constata-se que os valores de r , DA e DR são, respectivamente, 1,0, 0 °C, 0 %, evidenciando que os resultados são numericamente idênticos. Portanto, verificando o método desenvolvido e mostrando a qualidade na geração dos resultados numéricos.

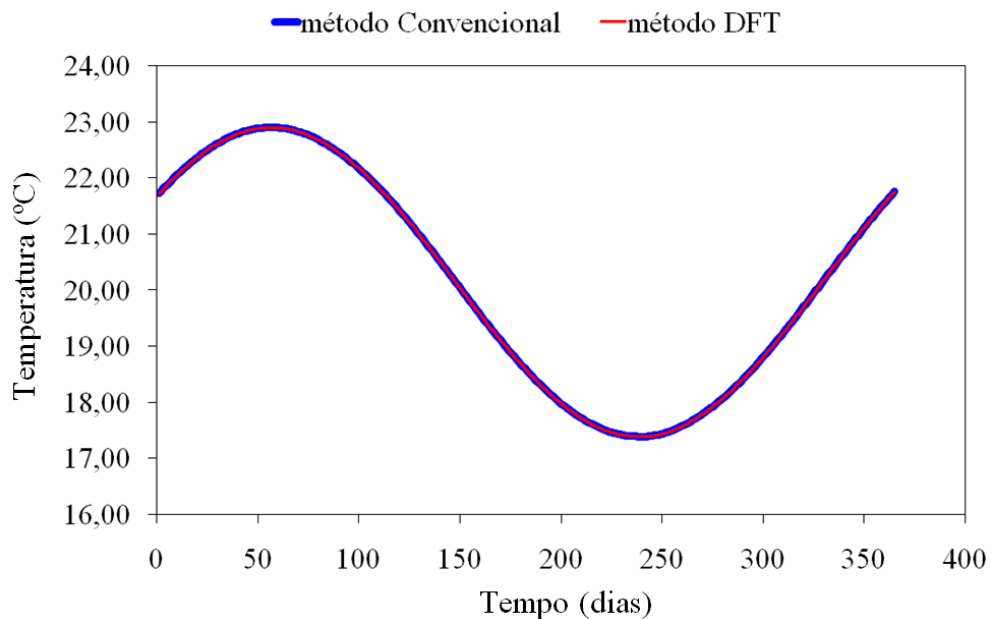


Figura 3.15 - Resultados numéricos de temperaturas do ar na saída do duto da IE de TCSA.

Para visualizar a precisão dos resultados numericamente obtidos, foi analisada a temperatura do ar na saída do TCSA no último dia do ano, isto é, 31/12, às 00h00min. Foram obtidos os mesmos valores de temperatura do ar, destacando a precisão do resultado numérico com a metodologia desenvolvida. A Tabela 3.11 traz dois casos que são simulados numericamente empregando o método Convencional e o método DFT. O Caso I aqui definido com passo de tempo de 3.600 s e o Caso II com passo de tempo de 86.400 s.

Tabela 3.11 - Comparação entre o método Convencional e o método DFT.

Casos analisados	Passo de tempo (s)	Passo de tempo (h)	Tempo (h) pelo método Convencional	Tempo (h) pelo método DTF	Diferença relativa [%] $\left \frac{T_{mét.Convencional} - T_{mét.DFT}}{T_{mét.Convencional}} \right \cdot 100$
Caso I	3.600	1	15,75	11,74	25,50
Caso II	86.400	24	6,75	5,05	25,00

Na Tabela 3.11 é possível observar que, para ambos os casos simulados, empregando o método DFT desenvolvido, obteve-se uma redução no tempo de processamento de aproximadamente 25 %. Isso representa uma redução significativa no tempo de processamento da simulação numérica dando amparo para o emprego deste método em simulações numéricas de TCSA.

3.1.7 Modelo computacional de trocador de calor solo-ar aprimorado

Nesta subseção é apresentado um resumo a partir dos tópicos tratados no Cap. 2 no que se refere aos aspectos metodológicos do modelo computacional, bem como em relação às técnicas que são discutidas e analisadas a partir dos resultados obtidos neste capítulo nas seções 3.1.1 a 3.1.6.

Com isso, o processo de aprimoramento do modelo computacional de TCSA, traz a (o):

- modelagem da turbulência (modelo $k-\varepsilon$);
- acoplamento pressão-velocidade (algoritmo SIMPLE);
- técnica de caracterização do tipo de solo (ensaios SPT);
- método de obtenção de temperaturas do solo e do ar (modelo ERA-Interim/LAND);
- critério de geração de elementos de malha hexaédrico para avaliação numérica da perda de carga considerando o domínio computacional com apenas o duto (aresta de tamanho $d/14$, sendo d o diâmetro do duto);
- técnica de desacoplamento fluidodinâmico e térmico (método DFT);
- estudo de passo de tempo (recomendação de passo de tempo de 86.400 s).

Nesse contexto, um modelo mais rápido, mais acurado e com maior aplicabilidade é desenvolvido. É, então, denominado de Modelo Computacional Compacto de TCSA (**MOC de TCSA**) o modelo desenvolvido e validado a partir do aprimoramento do modelo computacional desenvolvido em Vaz et al. (2011) em Brum et al. (2012).

3.2 Estudo do desempenho de Trocadores de Calor Solo-Ar

Nesta seção, o método dedutivo direto foi utilizado para, através de formulações elementares, desenvolver um parâmetro ou indicador de desempenho do TCSA. A expectativa é a obtenção de um indicador que forneça uma solução exata com base em métodos analíticos, empíricos ou numéricos.

Primeiramente, em termos de energia, o desempenho energético (DE) do TCSA pode ser interpretado como sendo a diferença entre o potencial energético (PE) e a energia solicitada pelo sistema de ventilação (EV), expresso por:

$$DE = PE - EV \quad (3.19)$$

O DE do TCSA representa o ganho líquido, isto é, a energia elétrica economizada devido à utilização do dispositivo, a fim de ser contabilizada em termos de redução de gastos na fatura de dispêndios financeiros com consumo de energia elétrica (conta da luz). Essa redução de demanda de energia elétrica está associada à diminuição de gastos de energia elétrica de equipamentos tradicionalmente utilizados no condicionamento do ar em edificações como, por exemplo, sistemas de ar condicionado (de janela, Split, sistema de ar condicionado central), climatizadores portáteis e aquecedores elétricos.

Para avaliar o desempenho térmico do TCSA é utilizado o indicador de potencial térmico (PT), o qual mede a variação ou a diferença entre a temperatura do na saída e entrada do sistema, conforme definido anteriormente. Já PE do TCSA é a energia total disponibilizada pelo sistema, ou seja, está relacionado com a troca de calor entre o solo e o ar, no decorrer do tempo, e, com base em Bergman et al. (2011), pode ser expresso por:

$$PE = \dot{m}c_pPTt \quad (3.20)$$

onde: \dot{m} é a vazão mássica [kg/s], c_p é o calor específico do ar à pressão constante [J/kgK] e t é o tempo [s] de funcionamento do TCSA,

Considerando que a vazão mássica (\dot{m}) e a área da seção transversal do duto (A_s) são, respectivamente, dadas por:

$$\dot{m} = \rho v A_s \quad (3.21)$$

$$A_s = \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.22)$$

onde: ρ é a massa específica do ar [kg/m^3], v é velocidade do ar [m/s], d é o diâmetro [m] e π é a constante matemática, tem-se que:

$$PE = \rho v \frac{\pi d^2}{4} c_p PTt \quad (3.23)$$

e considerando que c_1 é uma constante dado por:

$$c_1 = \frac{\pi \rho c_p}{4} \quad (3.24)$$

Tem-se, então, que o potencial energético no TCSEA pode ser expresso por:

$$PE = c_1 v d^2 PTt \quad (3.25)$$

Por outro lado, considerando-se que EV é a energia elétrica consumida pelo sistema de ventilação, responsável pela força motriz imposta ao ar, a mesma pode ser expressa por (COSTA, 2005):

$$EV = \frac{\dot{v}PC}{\eta_e} t \quad (3.26)$$

onde: \dot{v} é a vazão volumétrica do ar em escoamento [m^3/s] e η_e é uma constante que representa a eficiência do equipamento de ventilação, assumida neste trabalho como sendo 70 % (COSTA, 2005). A EV , então, representa a despesa direta com o custeio de energia elétrica para manter o TCSEA em operação.

Considerando que:

$$\dot{v} = A_s v \quad (3.27)$$

a Eq. (3.26) pode ser rerepresentada da forma:

$$EV = \frac{\pi d^2 v PC}{4\eta_e} t \quad (3.28)$$

Considerando que c_2 é uma constante dada por:

$$c_2 = \frac{\pi}{4\eta_e} \quad (3.29)$$

a Eq. (3.28) pode ser expressa por:

$$EV = c_2 v d^2 PC t \quad (3.30)$$

Nota-se que, na Eq. (3.30), a PC necessita ser determinada empiricamente ou numericamente. No entanto, considerando, analiticamente, que a PC é a soma das perdas de carga distribuídas (Δp_d) mais as perdas de carga localizadas (Δp_l), na rede de dutos, como visto na seção 3.1.4, expressas, já mencionadas, denotadas por:

$$\Delta p_d = f \frac{L_d}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (3.31)$$

$$\Delta p_l = K_{lt} \frac{\rho v^2}{2} \quad (3.32)$$

onde K_{lt} é a soma dos coeficientes de perdas localizadas no TCSA, tem-se, então, que:

$$\begin{aligned} EV &= v \frac{\pi d^2}{4\eta_e} PC t = v \frac{\pi d^2}{4\eta_e} \left(f \frac{L_d}{d} \frac{\rho v^2}{2} + K_{lt} \frac{\rho v^2}{2} \right) t = \\ &= v \frac{\pi d^2}{4\eta_e} f \frac{L_d}{d} \frac{\rho v^2}{2} t + v \frac{\pi d^2}{4\eta_e} K_{lt} \frac{\rho v^2}{2} t = \left(\frac{\pi \rho}{8\eta_e} \right) f d L_d v^3 t + \left(\frac{\pi \rho K_{lt}}{8\eta_e} \right) d^2 v^3 t \end{aligned} \quad (3.33)$$

Reorganizando a Eq. (3.33) e considerando que c_3 é uma constante, dada por:

$$c_3 = \frac{\pi\rho}{8\eta_e} \quad (3.34)$$

então, obtém-se que:

$$EV = c_3 \left[(fdL_t + K_{it}d^2) (v^3t) \right] \quad (3.35)$$

Observa-se que EV , na Eq. (3.35), pode ser determinado analiticamente, enquanto que, na Eq. (3.30), o mesmo precisa ser determinado empiricamente ou numericamente.

Considerando a Eq. (3.19), o DE do TCSA, empregando as Eqs. (3.25) e (3.30) e reorganizando os termos, pode ser expresso, em kWh, por:

$$DE = PE - EV = vd^2t(c_1PT - c_2PC) \quad (3.36)$$

ou, considerando as Eqs. (3.25) e (3.35), tem-se, em kWh, que:

$$DE = PE - EV = c_1vd^2PTt - c_3 \left[(fdL_t + K_{it}d^2) (v^3t) \right] \quad (3.37)$$

Em hipótese, assumindo que, no TCSA, o seu potencial energético seja maior do que a energia solicitada pelo sistema de ventilação, isto é, $PE > EV$, matematicamente, pode-se dizer que: $PE = (CA)EV$, onde CA é um número real que sustenta esta igualdade. Logo, o coeficiente de aproveitamento CA é a razão entre a energia que o ar consegue absorver ou ceder para o solo e a energia demandada pelo sistema de ventilação, dado por:

$$CA = \frac{PE}{EV} \quad (3.38)$$

Levando-se em consideração a Eq. (3.38), a combinação entre as Eqs. (3.25) e (3.30), tem-se que:

$$CA = \frac{c_1vd^2PTt}{c_2vd^2PCt} = \frac{c_1vd^2PTt}{c_3(fdL_t + K_{it}d^2)v^3t} \quad (3.39)$$

Contudo, definido-se que:

$$c_4 = \frac{c_1}{c_2} = \eta_e c_p \rho \quad (3.40)$$

$$c_5 = \frac{c_1}{c_3} = 2\eta_e c_p \quad (3.41)$$

e reorganizando a Eq. (3.39), tem-se que:

$$CA = c_4 \frac{PT}{PC} \quad (3.42)$$

ou então:

$$CA = c_5 \frac{PT}{\left(f \frac{L_d}{d} + K_{lt} \right) v^2} \quad (3.43)$$

Nota-se que na Eq. (3.43) o diâmetro d é constante no TCSA, todavia a mesma pode ser generalizada para uma instalação de TCSA composta por diâmetros distintos.

$$CA = c_5 \frac{PT}{\sum_{i=1}^n \left[\left(f_i \frac{L_{di}}{d_i} + K_{lti} \right) v_i^2 \right]} \quad (3.44)$$

onde: f_i é o fator de atrito no agrupamento i , L_{di} é o comprimento total de dutos no agrupamento i , d_i é o diâmetro do duto no agrupamento i , K_{lti} é o coeficiente de perda de carga localizada no agrupamento i e v_i é a velocidade no agrupamento i , sendo que $i = \{1, 2, 3, \dots, n\}$, onde n é o número de agrupamentos. Considera-se aqui agrupamento, o conjunto de trechos nos quais a velocidade é um parâmetro em comum.

Essa razão entre a energia gerada pelo sistema e a energia consumida pelo mesmo, denotada pelo parâmetro CA , matematicamente, já é um indicador amplamente difundido na literatura e aplicado em diversos problemas de termodinâmica e transferência de calor na análise de sistemas térmicos, conhecido como COP (*Coefficient of Performance*). Por definição, o COP é, basicamente, um indicador que mensura o desempenho de um

determinado sistema térmico através da razão entre a taxa de energia fornecida ou removida e o trabalho requerido pelo mesmo, expresso por (VAN WYLEN et al, 2008):

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (3.45)$$

onde Q é taxa de transferência de calor [W], fornecida ou removida pelo ar (devido à troca térmica entre o solo e o ar), e W é o trabalho realizado [W] por uma força motriz ao longo de um deslocamento, neste caso, o trabalho realizado pelo sistema de ventilação, a fim de que o ar vença a perda de carga no TCSA.

Consequentemente, tem-se que:

$$CA = \eta_e c_p \rho \left(\frac{PT}{PC} \right) = 2\eta_e c_p \frac{PT}{\sum_{i=1}^n \left[\left(f_i \frac{L_{di}}{d_i} + K_{lti} \right) v_i^2 \right]} = \frac{\dot{m} c_p PT}{\left(\frac{\dot{v} PC}{\eta_e} \right)} = \frac{Q}{W} = COP \quad (3.46)$$

Como se pode observar na Eq. (3.46), CA é definido em função dos parâmetros do TCSA. Assim, o COP do TCSA pode ser expresso por:

$$COP = c_4 \frac{PT}{PC} = \eta_e c_p \rho \left(\frac{PT}{PC} \right) \quad (3.47)$$

ou ainda por:

$$COP = c_5 \frac{PT}{\sum_{i=1}^n \left[\left(f_i \frac{L_{di}}{d_i} + K_{lti} \right) v_i^2 \right]} = 2\eta_e c_p \frac{PT}{\sum_{i=1}^n \left[\left(f_i \frac{L_{di}}{d_i} + K_{lti} \right) v_i^2 \right]} \quad (3.48)$$

Nota-se que o COP do TCSA, pode ser determinado pelas Eqs. (3.47) ou (3.48). Em ambas equações, diante da dificuldade ou inviabilidade de se determinar PT e/ou PC empiricamente, os mesmos podem ser, então, determinados numericamente. O PT do TCSA, por sua vez, não pode ser determinado analiticamente por conta de não serem encontrados na literatura modelos matemáticos generalizados capazes de atender a uma vasta gama de

aplicações. Além disso, a determinação analítica da PC do TCSA pode ser impossibilitada por conta de um maior nível de complexidade da configuração geométrica dos dutos.

A Equação (3.47), por sua vez, exprime o desempenho do TCSA em função dos principais parâmetros geométricos de design do sistema, que são o comprimento total (L_d) e o diâmetro (d) dos dutos. A partir desse entendimento, é possível avaliar, para um determinado caso, a razão (L_d/d), por exemplo, como sendo um importante grau de liberdade para um sistema. Além disso, a velocidade (v) é um parâmetro operacional importante que exerce influência significativa no desempenho do TCSA, na medida em que a sua grandeza é elevada ao quadrado. Portanto, dependendo do estudo a ser realizado, pode ser conveniente analisar o COP do TCSA por meio da Eq. (3.48).

Considerando-se, então, as Eqs. (3.19), (3.45) e (3.47), tem-se que o desempenho energético DE do TCSA, em função do potencial energético PE e do COP , é dado, em kWh, por:

$$DE = PE \left(1 - \frac{1}{COP} \right) = PE \left(1 - \frac{1}{c_4} \frac{PC}{PT} \right) = PE \left(1 - \frac{1}{\eta_e c_p \rho} \frac{PC}{PT} \right) \quad (3.49)$$

O DE , na Eq. (5.49), no entanto, pode ser tratado na forma adimensional. Assim, poder-se-ia estabelecer um indicador para avaliar o DE do TCSA. Para isso, é empregado um artifício matemático, conforme é explicado a seguir.

Seja IT , um sistema conceitual denominado Instalação Teórica de TCSA onde o PT , a PC e a velocidade (v) são suficientemente pequenos. Essa condição é perfeitamente razoável se assumir uma instalação de TCSA composta por apenas um trecho reto de duto suficientemente pequeno. Então, tem-se que: o $PT_{IT} \approx \pm 0,01$ °C (praticamente não há troca de calor, isto é, tende ao equilíbrio térmico entre solo e ar) $PC_{IT} \approx 0,01$ Pa (não existe, na prática, resistência ao escoamento) e $v \approx 0,001$ m/s, operando ao longo do tempo (que nesta análise considera-se o período mensal). Dessa forma, tem-se, matematicamente, que:

$$COP_{IT} = \lim_{(|PT/PC| \rightarrow 1)} \left[\eta_e c_p \rho \left(\frac{PT}{PC} \right) \right] = \eta c_p \rho [\text{K/Pa}] \quad (3.50)$$

Tem-se, então, que:

$$COP_{IT} = \eta_e c_p \rho [K/Pa] \quad (3.51)$$

Substituindo a Eq. (3.51) na Eq. (3.49), tem-se:

$$DE_{IT} = PE_{IT} \left(1 - \frac{1[K/Pa]}{\eta_e c_p \rho} \right) \cong PE_{IT} = c_1 t d^2 v PT = \frac{\pi \rho c_p}{4} t d^2 v_{IT} PT_{IT} \quad (3.52)$$

3.2.1 Indicador de Desempenho Energético

A partir disso, propõe-se um novo coeficiente de investigação de desempenho denominado Indicador de Desempenho Energético (*IDE*) do TCSA, como sendo a razão entre o desempenho energético (*DE*) do TCSA e o desempenho energético da Instalação Teórica (*DE_{IT}*) de TCSA. Nessa análise é levado em consideração parâmetros constitutivos (c_p , ρ), parâmetros operacionais (η , v), indicador de desempenho térmico (*PT*) e o indicador de desempenho fluidodinâmico (*PC*), expresso por:

$$IDE = \frac{DE}{DE_{IT}} \quad (3.53)$$

Substituindo as Eqs. (3.49) e (3.52) na Eq. (5.53), tem-se que:

$$IDE = \frac{DE}{DE_{IT}} = \frac{\frac{\pi \rho c_p}{4} t d^2 v PT \left(1 - \frac{1}{\eta_e c_p \rho} \frac{PC}{PT} \right)}{\frac{\pi \rho c_p}{4} t d^2 v_{IT} PT_{IT}} = \frac{v PT}{10^{-5} [m/sK]} \left(1 - \frac{1}{\eta_e c_p \rho} \frac{PC}{PT} \right) \quad (3.54)$$

onde, de forma equivalente, pode-se dizer que *DE*, em kWh, é dado por:

$$DE = IDE (10^5 DE_{IT}) \quad (3.55)$$

Portanto, o *IDE* pode ser expresso, no SI, por:

$$IDE = v \left(PT - \frac{PC}{\eta_e c_p \rho} \right) [\text{K}^{-1} \text{m}^{-1} \text{s}] \quad (3.56)$$

Observa-se que, considerando uma entrada de ar no sistema, é possível se obter mais de uma saída para o ar em escoamento como, por exemplo, no casos de instalações bifurcadas com duas saídas para o ar. Dessa forma, um fator N de correção é incorporado ao IDE a fim de tomar como referência o DE total do TCSA. Logo, tem-se que:

$$IDE = Nv \left(PT - \frac{PC}{\eta_e c_p \rho} \right) [\text{K}^{-1} \text{m}^{-1} \text{s}] \quad (3.57)$$

onde N , neste caso, é a quantidade de saídas do ar do TCSA.

Portanto, a Eq. (3.56), assim como a Eq. (3.57) (que é aplicada neste trabalho), podem ser compreendidas como sendo o parâmetro de desempenho do TCSA. O IDE é investigado com intuito de ser maximizado. A maximização do IDE conduz ao melhor DE do TCSA, ao passo que a minimização do IDE conduz ao pior DE do TCSA.

É possível, então, reescrever a Eq. (3.57) em função do COP , que é amplamente conhecido na literatura. Então, conforme a Eq. (3.47), tem-se que:

$$\eta_e c_p \rho = COP \left(\frac{PC}{PT} \right) \quad (3.58)$$

e substituindo a Eq. (3.58) na Eq. (3.57), tem-se o IDE em função do COP do TCSA, expresso por:

$$IDE = NvPT(1 - COP^{-1}) [\text{K}^{-1} \text{m}^{-1} \text{s}] \quad (3.59)$$

Substituindo a Eq. (3.57) na Eq. (3.55) tem-se que o DE total do TCSA, em kWh, é dado por:

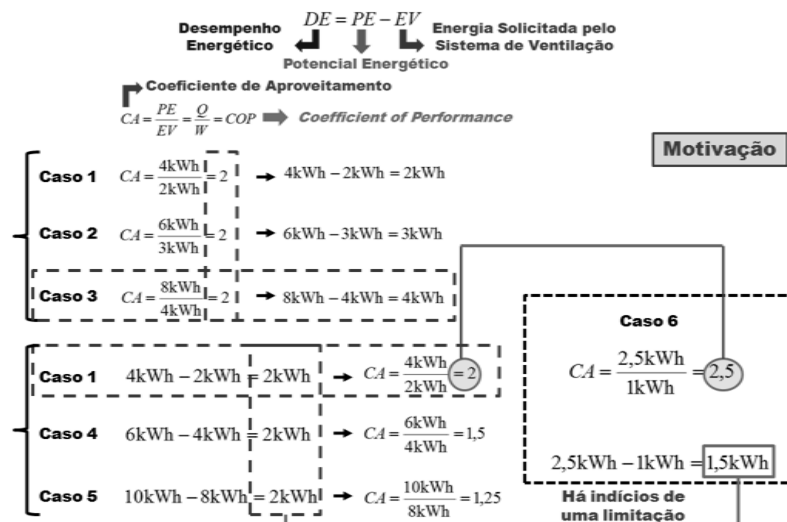
$$DE = NvPT(1 - COP^{-1}) (10^5 DE_{IT}) [\text{K}^{-1} \text{m}^{-1} \text{s}] \quad (3.60)$$

Sabendo-se DE_{IT} tende a $8 \cdot 10^{-5}$ kWh (na prática, fisicamente, não há desempenho energético), tem-se que o DE , em kWh, pode ser expresso por:

$$DE = 8NvPT(1 - COP^{-1}) [\text{kWh} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}] \quad (3.61)$$

Portanto, na presente seção foi proposto um índice de desempenho definido como sendo o IDE . A proposta prevê que tal indicador forneça mais meios de investigar o desempenho do TCSA.

Em alguns casos, a aplicação direta do COP , por exemplo, pode esbarrar em limitação na tentativa de eleger o melhor desempenho energético (ou ganho real de energia mediante a utilização do TCSA) entre casos distintos em que há o mesmo COP , porém em situações distintas. Da mesma forma, em situações em que existe o mesmo DE decorrentes de casos distintos, como é exemplificado na Fig. 3.16.



Fonte: o autor.

Figura 3.16 - Ilustração de casos com mesmo COP .

Somado a isso, não se pode garantir que os melhores PT conduzem, de forma absoluta, aos melhores desempenhos, da mesma forma que não há como garantir que as menores PC conduzem, necessariamente, aos melhores desempenhos. Também não há certeza de que o melhor PE ou EV , avaliados isoladamente, possam conduzir aos melhores desempenhos.

O IDE surge na tentativa de mensurar os desempenhos, propiciando uma comparação mais adequada entre desempenhos de instalações de TCSA, levando em consideração o principal indicador fluidodinâmico e térmico do TCSA, que são, respectivamente a PC e o PT .

3.3 Estudo de Caso

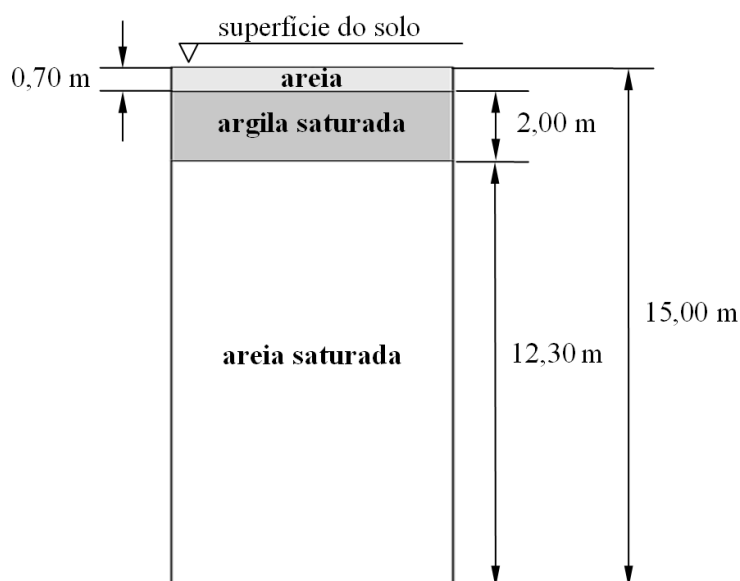
Esta seção traz o estudo de caso, descrevendo a região de estudo, as propriedades dos materiais, investigação numérica para definição da profundidade do TCSA, aplicação do método Design Construtal em TCSA e análise de desempenho de TCSA.

3.3.1 Região de aplicação

Nesta subseção apresenta-se a proposta de Estudo de Caso (EC) para a presente pesquisa. É possível identificar a região de estudo, as características do solo local, os dados realísticos de temperaturas do solo e do ar, e a proposta de configuração geométrica do TCSA.

Em relação à região de estudo, o Estudo de Caso (EC) proposto neste trabalho refere-se a um estudo teórico de aplicação do TCSA no município de Rio Grande, que é localizado na zona costeira litorânea no extremo sul do estado do Rio Grande do Sul, entre a Lagoa Mirim, a Lagoa dos Patos (a maior laguna do Brasil) e o oceano Atlântico. A localidade do estudo desenvolvido é na região onde atualmente é o Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia (IFRS), Campus Rio Grande ($32^{\circ}02'26,4''S$; $52^{\circ}05'21,6''W$), localizado na rua Eng. Alfredo Huck, 475, Bairro: Centro, Rio Grande, RS, CEP. 96.201-460.

A Figura 3.17 ilustra o perfil transversal do solo referente ao EC no município de Rio Grande. Trata-se de uma idealização do perfil real obtido a partir de ensaios SPT disponibilizados do local em estudo.



Fonte: o autor.

Figura 3.17 - Ilustração do perfil transversal do solo do EC de Rio Grande.

Cabe destacar que os ensaios SPT foram disponibilizados pela Pró-Pró-Reitoria de Infraestrutura (PROINFRA) da FURG à Escola de Engenharia (EE), viabilizando a presente pesquisa.

O perfil geotécnico da localidade em estudo se faz necessário para conhecer as características e propriedades termofísicas do solo, bem como a presença do lençol freático que, nesta localidade, é aflorado, estando localizado a partir de uma profundidade média maior do que 1,00 m.

Para realizar a simulação numérica, é necessário conhecer a variação anual da temperatura na superfície do solo, na região onde o TCSA será instalado, e da temperatura do ar (próximo à superfície do solo). Os demais parâmetros do sistema são estabelecidos de acordo com a característica do TCSA.

Através do modelo ERA-Interim/LAND de circulação atmosférica obteve-se os dados observacionais de temperaturas do ar, no ciclo anual, próximo à superfície do solo (1,00 m) de altura em relação à superfície do solo). Esses dados refererem-se ao ano de 2016, no período compreendido de 01 de janeiro a 31 de dezembro.

3.3.2 Propriedades dos materiais

Para realizar a modelagem computacional é necessário conhecer a massa específica, a condutividade térmica e o calor específico à pressão constante, para o solo e o ar, bem como a viscosidade dinâmica do ar. Esses parâmetros são configurados no software FLUENT para a realização da simulação numérica.

A Tabela 3.11 mostra as propriedades termofísicas do solo na localidade onde é desenvolvido o EC, conforme Oke (1987) (ver fig. 3.17).

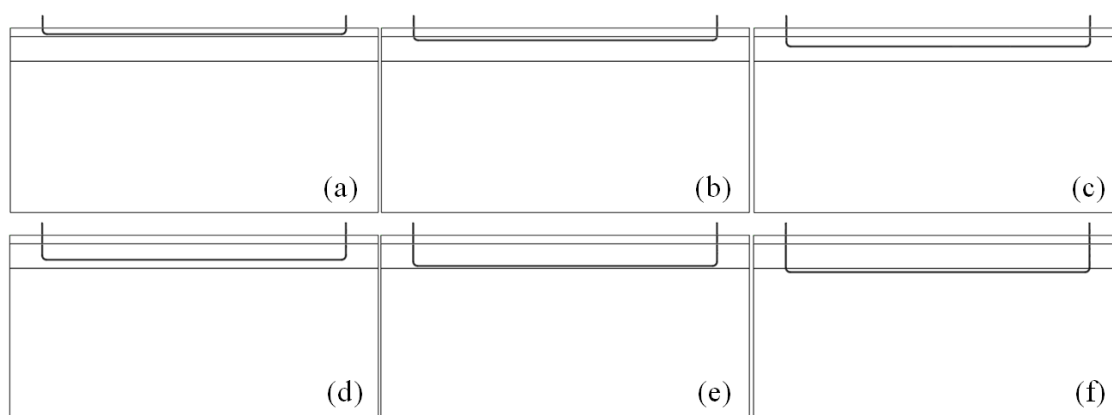
Tabela 3.12 - Propriedades termofísicas do solo do EC no município de Rio Grande.

Materiais	Massa específica ρ (kg/m ³)	Condutividade Térmica k (W/mK)	Calor específico à pressão constante c_p (J/kgK)
Areia	1.600	0,30	800
Argila saturada	2.000	1,58	1.550
Areia saturada	2.000	2,20	1.480

3.3.3 Investigação numérica para definição da profundidade do Trocador de Calor Solo-Ar

Em primeiro lugar, é definida a configuração do TCSA para realizar o presente estudo. O TCSA possui uma configuração simples em que se considera, basicamente, um trecho de duto reto (em paralelo com a superfície do solo) e dois trechos verticais (ortogonais a superfície do solo), como se pode observar na Fig. 3.18. Este TCSA é adotado para realizar o estudo para definir a profundidade das instalações para o estudo de caso realizado no município de Rio Grande.

A profundidade, a largura e o comprimento do volume de solo são definidos, respectivamente, como $H_s = 15,00$ m, $W_s = 5,00$ m e $L_s = 30,00$ m. O trecho horizontal do duto é $L_d = 24,00$ m, a velocidade de escoamento do ar no duto adotada é $v = 3,3$ m/s e o diâmetro do duto é $d = 0,11$ m. As propriedades termofísicas do ar e do solo utilizadas são descritas, respectivamente, nas Tabs. 3.1 e 3.11, apresentadas anteriormente. O desempenho térmico do TCSA foi investigado em profundidades distintas, sendo elas distribuídas em 6 casos: Caso 1: 0,50 m (ver Fig. 3.18a); Caso 2: 1,00 m (ver Fig. 3.18b); Caso 3: 1,50 m (ver Fig. 3.18c); Caso 4: 2,00 m (ver Fig. 3.18d); Caso 5: 2,50 m (ver Fig. 3.18e) e Caso 6: 3,00 m (ver Fig. 3.18f).



Fonte: o autor.

Figura 3.18 - Vista longitudinal do TCSA dispostos nas profundidades:

(a) 0,50 m, (b) 1,00 m, (c) 1,50 m, (d) 2,00 m, (e) 2,50 m e (f) 3,00 m.

Para representar a variação de temperatura na superfície do solo (T_s) e a variação de temperatura do ar ambiente (T_e) na entrada do TCSA, ao longo do tempo, para o município de Rio Grande, foram adotados os dados realísticos do modelo ERA-Interim/LAND, referentes ao ano de 2016. A entrada e a saída do ar no duto se dão a 1,00 m de altura em relação à

superfície do solo (ver Fig. 3.18). As linhas horizontais representam as distintas camadas do solo consideradas na análise (ver Fig. 3.17). As condições de contorno prescritas para as superfícies laterais e superfície inferior do solo são de fluxo de calor nulo.

A Figura 3.19 traz a comparação entre as variações de temperaturas do ar de saída, obtidas numericamente, em razão da profundidade, e a variação de temperatura do ar de entrada (T_e) adotada entrada do no TCSA analisado.

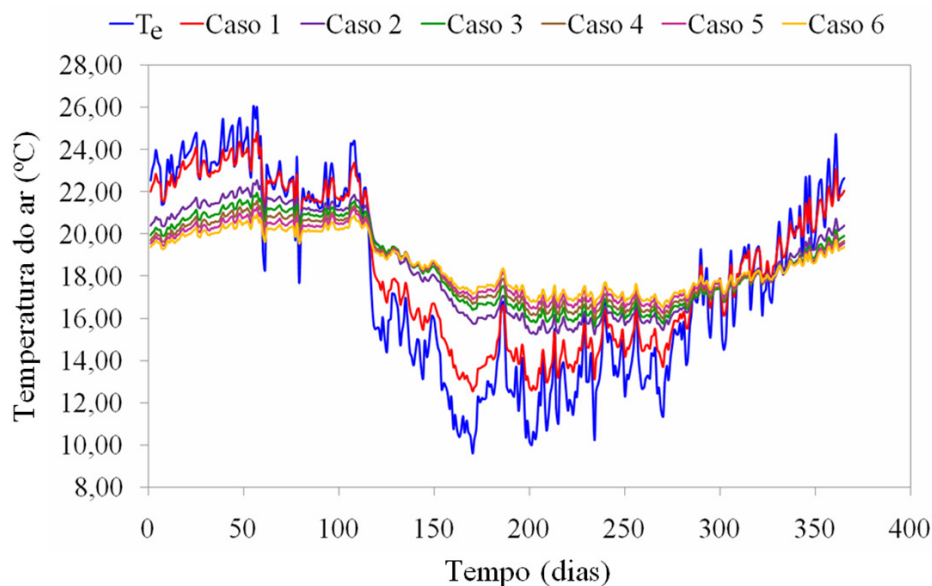


Figura 3.19 - Comparação entre as variações de temperaturas do ar de saída em razão da profundidade e a variação de temperatura do ar de entrada no TCSA.

É possível observar que no Caso 1 a variação de temperatura do ar na saída do sistema se aproxima da variação de T_e no TCSA. Percebe-se que não há uma troca de calor significativa entre o solo e o ar com o TCSA instalação a uma profundidade de 0,50 m. Além da pequena profundidade, a camada de solo composto por areia apresenta menor difusividade térmica em relação às camadas de argila saturada e areia saturada.

Já no Caso 2, nota-se uma elevação na diferença entre a variação de temperatura do ar na saída do sistema em relação à variação de T_e no TCSA. Observa-se, então, uma maior troca de calor entre o solo e ar no Caso 2, do que em relação ao Caso 1. Nesse sentido, além de aumentar a profundidade do Caso 2, em relação ao Caso 1, na ordem de 0,50 m, a camada do solo de argila saturada apresenta maior condutividade térmica do que a areia, favorecendo esta maior troca térmica.

Contudo, ao analisar os resultados compreendidos entre o Caso 2 e o Caso 6, percebe-se que, embora se observe uma progressiva elevação na diferença entre a variação de

temperatura do ar na saída do sistema em relação à variação de T_e no TCSA, em razão do aumento da profundidade, a variação de temperaturas entre tais casos não é significativa.

A Tabela 3.12 traz o PT mensal do TCSA para os casos analisados.

Tabela 3.13 - PT mensal do TCSA em função da profundidade da instalação.

Meses	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6
Janeiro	-0,57	-2,34	-2,86	-3,14	-3,35	-3,56
Fevereiro	-0,58	-2,35	-2,90	-3,26	-3,54	-3,84
Março	0,21	-0,38	-0,73	-1,05	-1,34	-1,59
Abril	0,19	-0,27	-0,51	-0,72	-0,89	-1,13
Maiο	1,50	3,23	3,51	3,51	3,49	3,49
Junho	2,08	4,61	5,17	5,43	5,63	5,82
Julho	1,48	3,34	3,85	4,19	4,50	4,76
Agosto	1,17	2,40	2,81	3,13	3,46	3,72
Setembro	1,29	2,39	2,67	2,90	3,17	3,41
Outubro	0,54	0,64	0,73	0,88	1,09	1,24
Novembro	0,34	-0,18	-0,31	-0,31	-0,21	-0,17
Dezembro	-0,25	-1,65	-2,02	-2,17	-2,22	-2,31

Na Tabela 3.10, é possível notar que o PT do TCSA tem a tendência de aumentar, em função do aumento da profundidade. No entanto, ao analisar, por exemplo, os meses de fevereiro e junho, os quais são os períodos em que ocorrem os maiores potenciais de resfriamento e aquecimento, respectivamente, nota-se que uma variação de 1,49 °C, para o potencial de resfriamento, e 1,21 °C, para o potencial de aquecimento, entre o Caso 2 e o Caso 6. Além disso, a maior diferença observada entre dois casos foi notada na comparação entre o Caso 1 e o Caso 2, já que se encontrando com uma variação de 1,77°C para o potencial de resfriamento e de 2,53°C para o potencial de aquecimento.

A Tabela 3.13, por outro lado, traz os melhores PT do TCSA, para resfriamento e aquecimento, médios no período diário, identificados nos meses de fevereiro e junho, respectivamente. Nota-se que o Caso 1 apresentou o pior PT do TCSA dentro os casos analisados. Também é possível perceber que a diferença entre o PT , tanto para resfriamento, quanto para aquecimento, do Casos 2 e Caso 6 é inferior a 1,50°C, para ambos os casos.

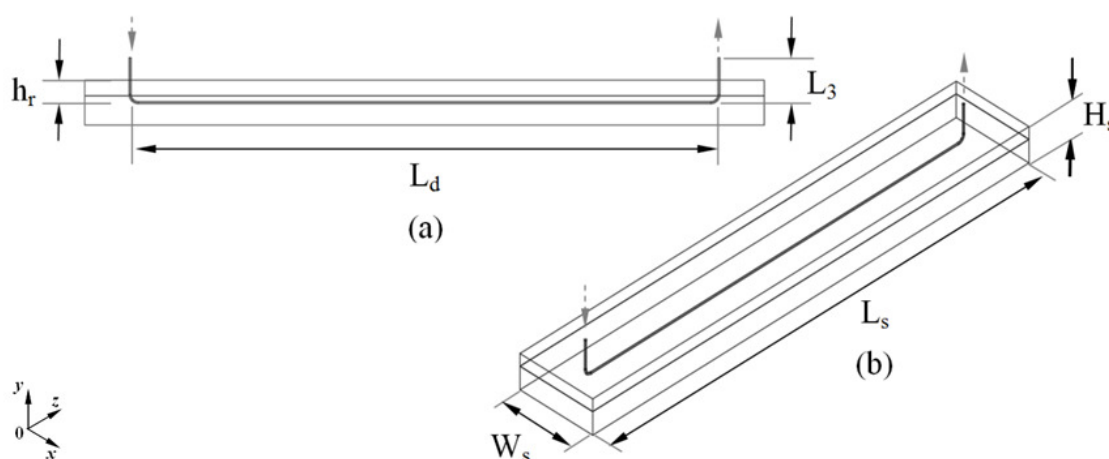
Tabela 3.14 - Melhores PT do TCSA.

PT (°C)	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6
Aquecimento	2,94	6,16	6,80	7,08	7,31	7,55
Resfriamento	-1,60	-3,97	-4,48	-4,70	-4,89	-5,21

Neste trabalho, é definida a profundidade do TCSA referente ao Caso 2, que é de 1,00 m, para dispor as instalações de TCSA propostas para o EC no município de Rio Grande. Os ganhos de *PT*, na medida em que se aumenta a profundidade a partir de 1,00 m, podem não justificar os dispêndios necessários para escavações mais profundas (que geralmente envolvem maior complexidade). Somado a isso, existe a presença de água no solo, característica que dificulta a instalação dos dutos e a troca térmica entre o solo e o ar, o que justifica os pequenos ganhos de *PT* entre o Caso 2 e o Caso 6.

Nesse sentido, é definido um sistema denominado Instalação de Referência (IR) de TCSA. Esse sistema é um balizador, servindo de objeto de comparação para análise do desempenho de TCSA.

A IR de TCSA, conforme mostra a Fig. 3.20, possui uma configuração simples em que se considera, basicamente, um trecho de duto reto (em paralelo com a superfície do solo) e dois trechos verticais (ortogonais a superfície do solo), semelhante ao TCSA apresentado na Fig. 3.18. Trata-se da instalação com uma entrada e uma saída de ar, porém com domínio computacional reduzido, como se pode observar na Fig. 3.20. Cabe destacar que a modelagem computacional empregando o domínio computacional reduzido, sugerida em Brum et al. (2013), é adotada visando a diminuição do tempo de processamento.



Fonte: o autor.

Figura 3.20 - Instalação de Referência (IR) de TCSA: (a) vista longitudinal e (b) vista em perspectiva isométrica.

A profundidade, a largura e o comprimento do volume de solo são definidos, respectivamente, como $H_s = 2,00$ m, $W_s = 5,00$ m e $L_s = 30,00$ m (ver Fig. 3.20b). O trecho horizontal do duto é $L_d = 26,00$ m, enquanto o trecho vertical do duto é $L_3 = 2,00$ m, levando

ao comprimento total do duto de 30,00 m (ver Fig. 3.20a). A profundidade da disposição do sistema é $h_r = 1,00$ m, o diâmetro do duto é $d = 0,11$ m e a velocidade de escoamento do ar no duto adotada é $v = 3,30$ m/s.

Para representar a variação de temperatura na superfície do solo (T_s) e a variação de temperatura do ar ambiente (T_e), considerada para entrada do ar no duto, ao longo do tempo, para o município de Rio Grande, são adotados os dados realísticos do modelo ERA-Interim/LAND, referentes ao ano de 2016, como foi destacado anteriormente.

No entanto, por conta da redução do domínio computacional proposta, é necessário determinar a variação de temperatura no solo (T_i), na profundidade $H_s = 2,00$ m, a fim de impor a condição de contorno para a superfície inferior do solo. Então, do ponto de vista térmico, a condição de contorno para as superfícies laterais do solo são de fluxo de calor nulo, enquanto que para a superfície inferior do solo é de temperaturas prescritas (T_i).

Essa variação de temperatura é obtida numericamente e monitorada, ao longo do tempo, em um ponto P_i (x (largura) = 2,50 m; y (profundidade) = 2,00 m; z (comprimento) = 15,00 m), denotando largura, profundidade e comprimento, respectivamente. Para isso, é considerado um volume de solo no qual a largura, a profundidade e o comprimento são definidos, respectivamente, como $W_s = 5,00$ m, $H_s = 15,00$ m e $L_s = 30,00$ m, no entanto, sem a presença do duto, conforme estabelecido no estudo de profundidades para o TCSA (ver Fig. 3.17).

Nesse contexto, o comprimento total do duto (30,00 m), a profundidade de referência ($h_r = 1,00$ m), o diâmetro do duto ($d = 0,11$ m) e a velocidade de entrada do ar ($v = 3,30$ m/s) são parâmetros de referência para as construções das instalações de TCSA. A variação de temperatura na superfície do solo (T_s), a variação de temperatura do ar ambiente (T_e) e a variação de temperatura no solo (T_i), na profundidade de 2,00 m, para o EC no município de Rio Grande, também são variáveis adotadas como referência para as construções das instalações de TCSA.

A Figura 3.21 traz os resultados numéricos referentes à variação de temperatura do ar na saída do TCSA, em razão da profundidade, bem como a variação de temperatura do ar de entrada (T_e) para a IR de TCSA.

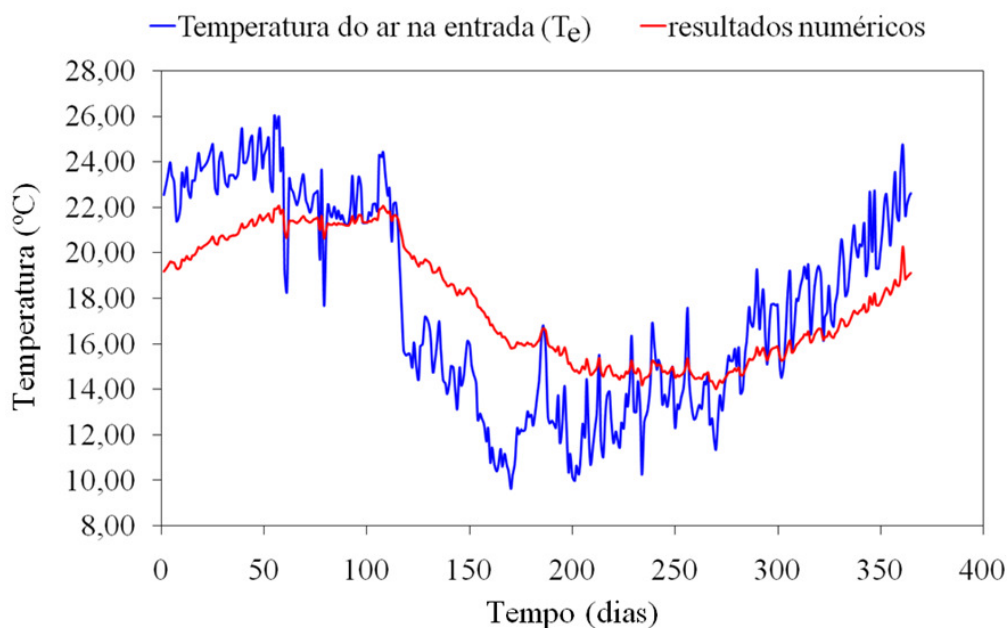
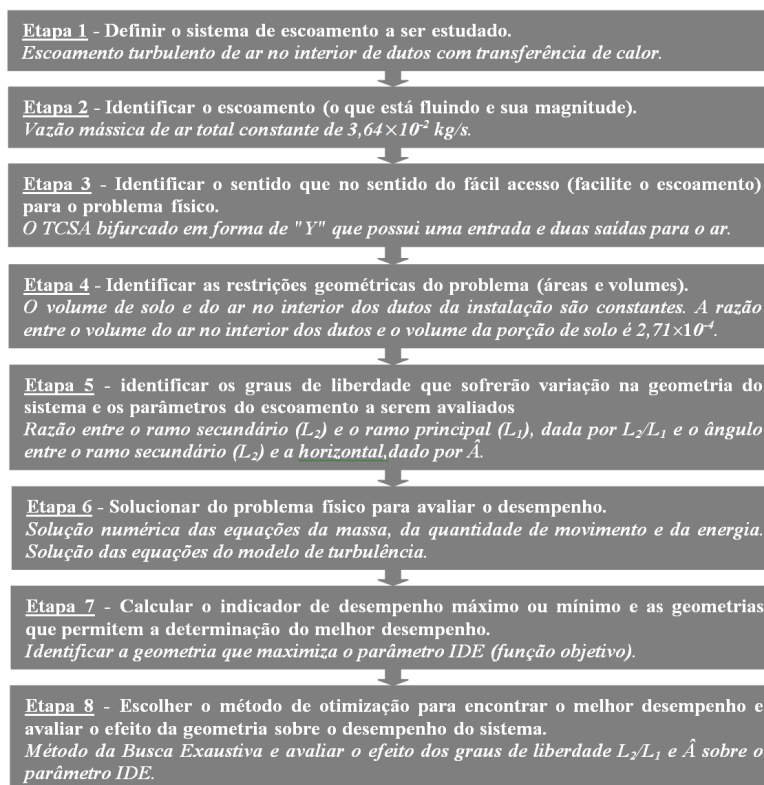


Figura 3.21 - Comparação entre o comportamento da variação da temperatura do ar na entrada e saída da IR de TCSA.

As melhores médias mensais do *PT* do TCSA, para resfriamento e aquecimento, são observadas nos meses de fevereiro e junho, respectivamente, sendo de $-2,90\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $4,73\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nos meses de fevereiro e junho também são notados os melhores *PT* do TCSA, considerando o período diário, para resfriamento e aquecimento, respectivamente, sendo de $-5,40\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $6,20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Já a *PC* da IR de TCSA obtida numericamente é de $46,43\text{ Pa}$. Esse parâmetro operacional, associadamente ao *PT* deste sistema, é utilizado para a determinação do desempenho da IR de TCSA, que é referência para análise dos resultados.

3.3.4 Aplicação do método Design Construtal em Trocadores de Calor Solo-Ar

A Figura 3.22 mostra o fluxograma de aplicação do método Design Construtal, com base em Bejan e Lorente (2008) e da Busca Exaustiva no TCSA bifurcado em forma de "Y" proposto neste trabalho.

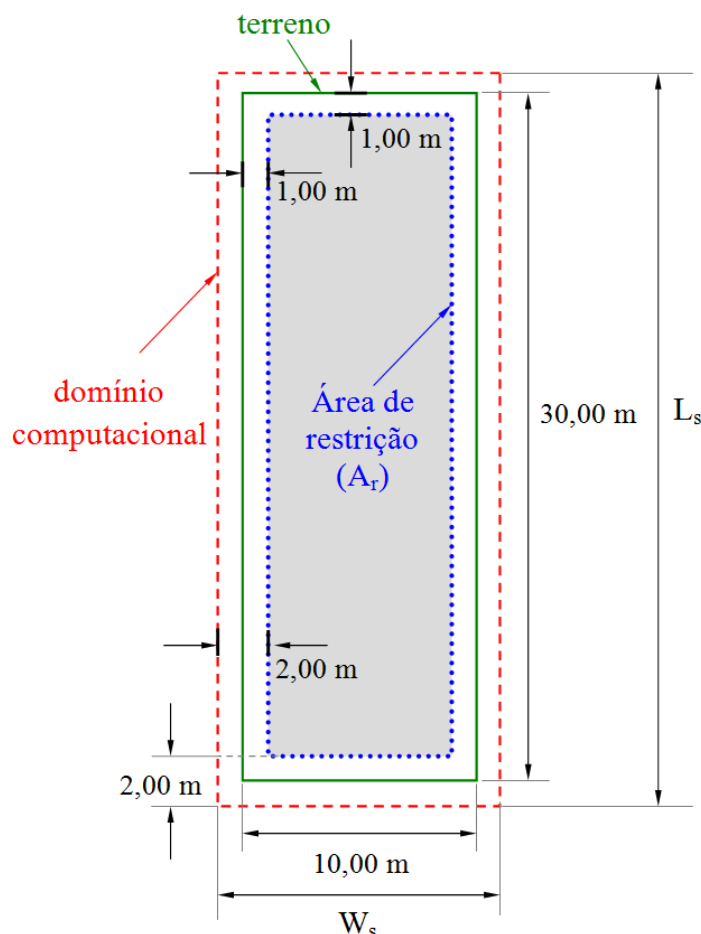


Fonte: o autor.

Figura 3.22 - Fluxograma de aplicação do método Design Construtal e Busca Exaustiva.

Como se pode observar na Fig. 3.22, são apresentadas as principais etapas de aplicação do método Design Construtal. O problema físico trata do escoamento turbulento do ar no interior do duto com transferência de calor (Etapa 1). A vazão mássica de ar em escoamento é constante no TCSA e é igual a $3,64 \times 10^{-2}$ kg/s. O TCSA bifurcado em forma de "Y" possui uma entrada e duas saídas para o ar (Etapa 3).

A restrição física à ocupação das instalações de TCSA proposta nesta pesquisa é definida como sendo um lote de terreno de dimensões (10,00 m x 30,00 m), isto é, largura e comprimento respectivamente, conforme se pode observar na Fig. 3.23 (contorno retilíneo na cor verde) (Etapa 4).



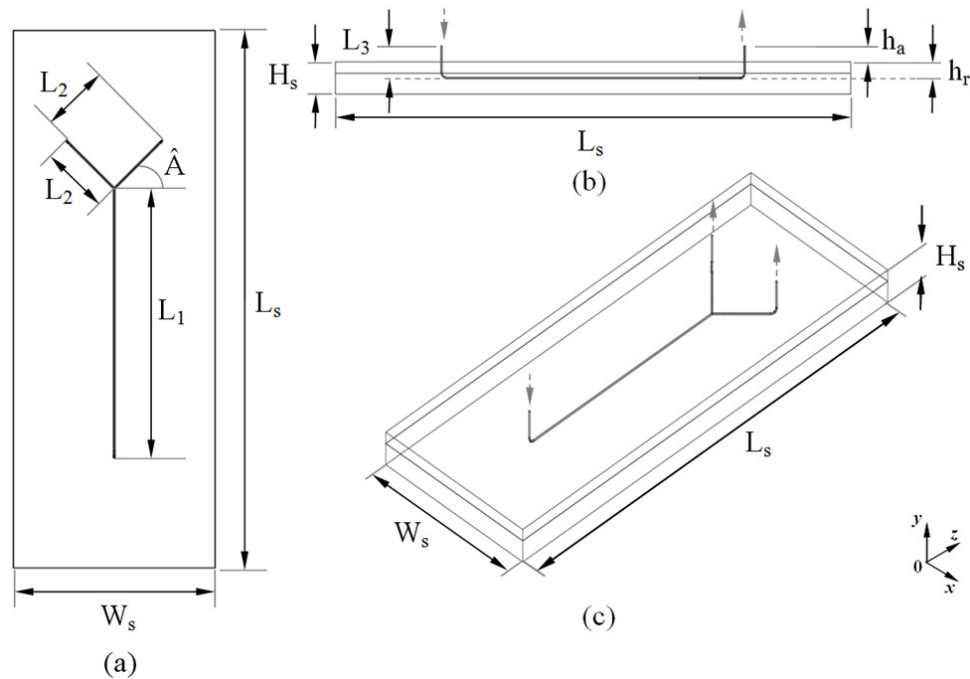
Fonte: o autor.

Figura 3.23 - Restrições físicas e geométricas.

Por conta de um espaço destinado ao limite do perímetro da edificação, é imposta uma redução interna de 1,00 m, em relação às fronteiras do terreno, visualizado na Fig. 3.23 (contorno pontilhado na cor azul), definido, assim, a área de restrição para ocupação das instalações de TCSA. Para definição da largura (W_s) e comprimento (L_s) do domínio computacional, é adicionado 2,00 m em relação aos limites do espaço ocupado pela área de restrição, como se pode observar na Fig. 3.23 (contorno tracejado na cor vermelha). Esse parâmetro de 2,00 m, é uma recomendação construtiva, definida em Rodrigues et al. (2015c), a fim de se evitar a influência da condição de contorno de fluxo prescrito nulo, imposta às paredes laterais do domínio, nos resultados numéricos (Etapa 4).

A partir daí, define-se a largura e o comprimento do domínio computacional em $W_s = 12,00$ m e $L_s = 32,00$ m, respectivamente. Como as instalações serão enterradas na profundidade $h_r = 1,00$ m (ver Fig. 3.24b), é considerado o espaçamento de $(H_s - h_r) = 1,00$ m em relação ao trecho horizontal do duto (centro de simetria) e superfície inferior do domínio computacional. Desse modo, assim como na Fig. 3.20, é definida a profundidade $H_s = 2,00$ m, para construção do domínio computacional ilustrado na Fig. 3.24. Então, a largura, a

profundidade e o comprimento do domínio computacional construído são de $W_s = 12,00$ m, $H_s = 2,00$ m e $L_s = 32,00$ m e, respectivamente (ver Fig. 3.24c). Como se pode ver na Fig. 3.24 (b) foi considerado um trecho vertical de duto de $h_a = 1,00$ m de altura em relação à superfície do solo para considerar a entrada e as saídas do ar do TCSA. Além disso, o comprimento L_1 é denominado de trecho primário (ou principal) e o comprimento L_2 é denominado de trecho secundário (ou filho), devido à ramificação do trecho primário (Etapa 4).



Fonte: o autor.

Figura 3.24 - Domínio computacional e descrição do problema: (a) vista superior, (b) vista lateral e (c) vista em perspectiva isométrica.

Para garantir uma comparação adequada, ainda na Etapa 4 de aplicação do método design Construtal, é definido o parâmetro ϕ , que faz menção à razão entre o volume ocupado pelo ar (V_a), no interior do TCSA, e o volume ocupado pela porção de solo (V_s) considerada neste procedimento e é expresso por:

$$\phi = \frac{V_a}{V_s} = \frac{\pi d^2 (L_1 + 2L_2 + 3L_3)}{4W_s L_s H_s} \quad (3.62)$$

sendo o mesmo considerado constante ($\phi = 2,71 \times 10^{-4}$), para as instalações de TCSA que serão propostas. Consequentemente, o comprimento total dos trechos lineares é constante para todas as instalações, o que também é uma restrição construtiva do problema.

$$L_1 + 2L_2 + 3L_3 = 30,00 \text{ m} \quad (3.63)$$

Como $L_3 = 2,00 \text{ m}$ (ver Fig. 3.24b) e considerando a área de restrição (A_r) (ver Fig. 3.23), têm-se as seguintes restrições no plano horizontal para as configurações geométricas dos dutos.

$$L_1 + 2L_2 = 24,00 \text{ m} \quad (3.64)$$

$$0,0042 \leq L_2/L_1 \leq 119,50 \quad (3.65)$$

$$L_1 + L_2 \operatorname{sen} \hat{A} \leq 8,00 \text{ m} \quad (3.66)$$

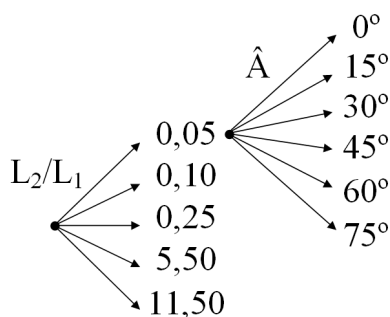
Para a aplicação do método Design Construtal, dois graus de liberdade são definidos para este problema, a fim de que o mesmo possa variar livremente sujeito às restrições impostas ao sistema, sendo eles a razão entre o trecho secundário e o trecho primário, expresso por L_2/L_1 , e o ângulo formado pelo trecho secundário e a componente horizontal, denotado por \hat{A} , como se pode visualizar na Fig. 3.24(a).

São, então, definidos cinco razões de L_2/L_1 , sendo elas: 0,05; 0,10; 0,25; 5,50 e 11,50 e seis ângulos \hat{A} , sendo eles: 0° , 15° , 30° , 45° , 60° e 75° . As razões L_2/L_1 são definidas a partir de uma avaliação em um elenco de diversas construções preliminares que atuaram como suporte para as escolhas realizadas, sendo que a restrição do terreno foi a principal restrição observada. Os ângulos \hat{A} são definidos a partir de um critério de crescimento de 15° (Etapa 5).

Para solucionar o problema físico que envolve a mecânica dos fluidos e à transferência de calor, são resolvidas, nesta fase, as equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia, bem com as equações da modelagem da turbulência, apresentadas na seção 2.1 (Etapa 6).

O *IDE* (Eq. 3.57) é o indicador de desempenho do TCSA (função objetivo) aplicado neste estudo. A maximização do *IDE* conduz às instalações que levam aos melhores *DE* do TCSA (Etapa 7).

Para realizar a otimização geométrica proposta, é aplicado a técnica de Busca Exaustiva, que testa as possibilidades no espaço de busca estruturado através da avaliação geométrica promovida pelo método Design Construtal, como é ilustrado na Fig. 3.25 (Etapa 8).



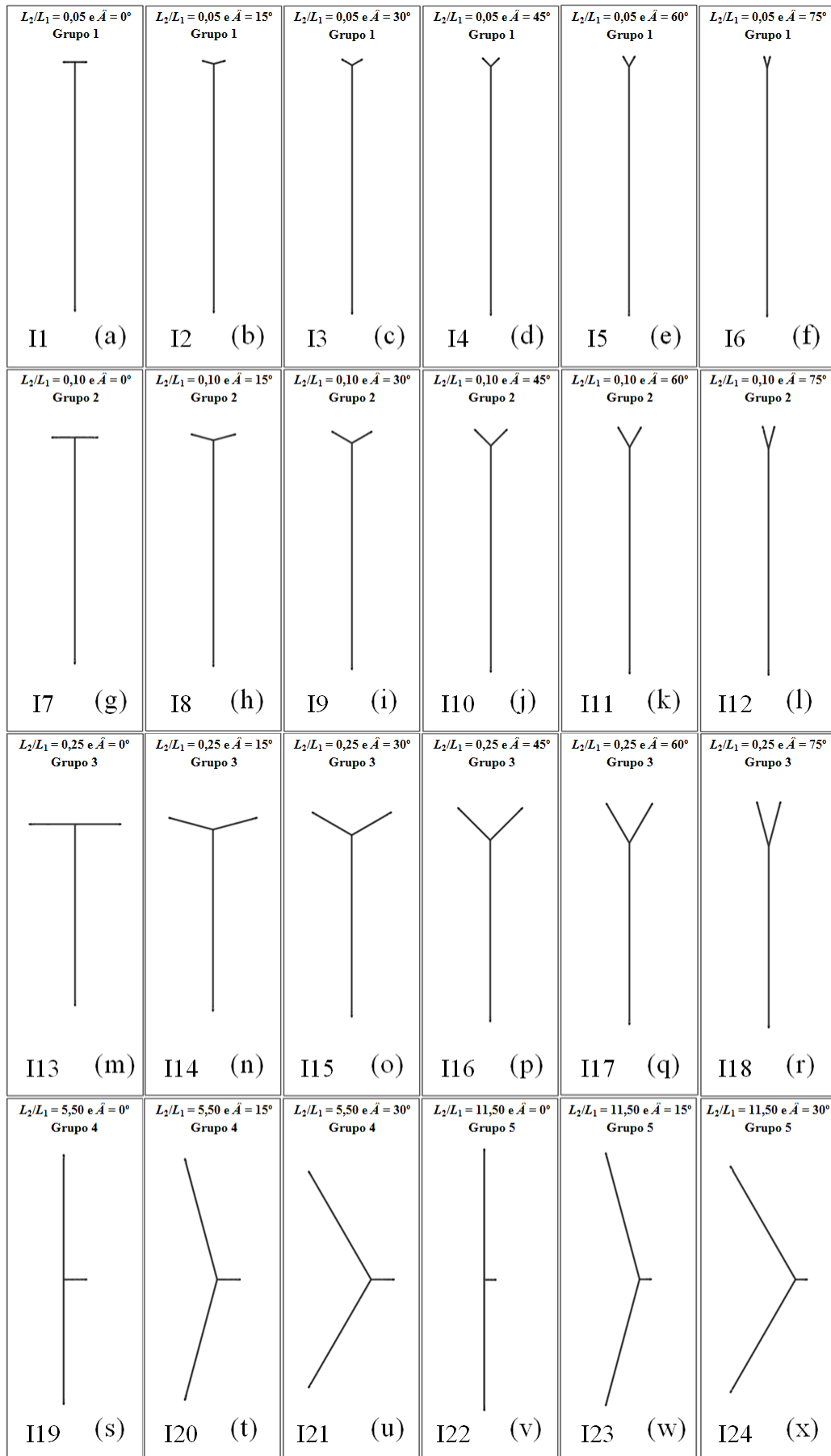
Fonte: o autor.

Figura 3.25 - Representação esquemática de aplicação do método da Busca Exaustiva para otimização geométrica.

As instalações de TCSA são desenvolvidas seguindo 5 grupos construtivos, de tal modo que, para cada grupo proposto, uma razão L_2/L_1 é estabelecida, sendo: Grupo 1 ($L_2/L_1 = 0,05$ e ângulos \hat{A} igual a 0° , 15° , 30° , 45° , 60° e 75°); Grupo 2 ($L_2/L_1 = 0,10$ e ângulos \hat{A} igual a 0° , 15° , 30° , 45° , 60° e 75°); Grupo 3 ($L_2/L_1 = 0,25$ e ângulos \hat{A} igual a 0° , 15° , 30° , 45° , 60° e 75°), Grupo 4 ($L_2/L_1 = 5,50$ e ângulos \hat{A} igual a 0° , 15° e 30°) e Grupo 5 ($L_2/L_1 = 11,50$ e ângulos \hat{A} igual a 0° , 15° e 30°). Para cada grupo proposto, são construídas 6 instalações de TCSA, exceto para os Grupos 4 e 5, onde apenas 3 instalações, para cada grupo, são definidas. Por conta da restrição de área, não é possível gerar as configurações com os ângulos \hat{A} de 45° , 60° e 75° para os Grupos 4 e 5.

Nesse contexto, tem-se os parâmetros fixos $\phi = 2,71 \times 10^{-4}$, $L_s/W_s = 3,00$ e $L_1 + 2L_2 = 24,00$ m e os graus de liberdade L_2/L_1 e \hat{A} . Nesta pesquisa, 24 instalações de TCSA, bifurcadas, em forma de "Y" são avaliadas. Para 4 instalações propostas, o ângulo $\hat{A} = 0^\circ$, configurando, assim, instalações em forma de "T", sendo casos particulares da configuração em forma de "Y".

A vista superior das instalações estudadas nesta pesquisa é mostrada na Fig. 3.26, onde tem-se: (a) Instalação 1 (I1), (b) Instalação 2 (I2), (c) Instalação 3 (I3), (d) Instalação 4 (I4), (e) Instalação 5 (I5), (f) Instalação 6 (I6), (g) Instalação 7 (I7), (h) Instalação 8 (I8), (i) Instalação 9 (I9), (j) Instalação 10 (I10), (k) Instalação 11 (I11), (l) Instalação 12 (I12), (m) Instalação 13 (I13), (n) Instalação 14 (I14), (o) Instalação 15 (I15), (p) Instalação 16 (I16), (q) Instalação 17 (I17), (r) Instalação 18 (I18), (s) Instalação 19 (I19), (t) Instalação 20 (I20), (u) Instalação 21 (I21), (v) Instalação 22 (I22), (w) Instalação 23 (I23) e (x) Instalação 24 (I24).



Fonte: o autor.

Figura 3.26 - Vista superior das instalações do conjunto U de TCSA.

3.3.5 Análise de desempenho de Trocadores de Calor Solo-Ar

Nesta subseção os resultados são discutidos dos seguintes vieses: (a) análise da perda de carga (PC) do ar em escoamento no TCSA; (b) análise do potencial térmico (PT) do ar no TCSA e (c) o indicador de desempenho energético (IDE) no TCSA. A PC e o PT são avaliados, pois oferecem suporte no estudo do IDE . Além do mais, a PC e o PT são integrantes na formulação do IDE e estão intrinsecamente relacionados.

É, então, avaliada a influência da perda de carga (PC) e do potencial térmico (PT) sobre o indicador de desempenho energético (IDE). Depois disso, uma investigação através de um estudo de extrapolação de resultados é proposta. Por fim, é estabelecida uma comparação entre o indicador de desempenho energético (IDE) e: o indicador de eficiência (ou rendimento) (η) e o coeficiente de performance (COP).

Nesse contexto, o funcionamento do TCSA é investigado para exercer tanto a tarefa de aquecimento, quanto de resfriamento. São tomados com base para análise os períodos do ano onde se observou o melhor potencial para aquecimento (mês de junho) e resfriamento (mês de fevereiro) do TCSA.

Para simplificar a discussão, a análise gráfica é ilustrada apenas para o caso de melhor potencial para aquecimento. No entanto, é apresentada, brevemente, a discussão para o caso de melhor potencial de resfriamento, apresentando e discutindo os principais resultados.

Cabe, ainda, destacar que cada grupo de instalação é definido como sendo a composição de instalações de TCSA com, pelo menos, uma característica geométrica (grau de liberdade) em comum. Destaca-se também que o a razão L_2/L_1 é o primeiro grau e o ângulo \hat{A} é o segundo grau de liberdade do sistema. Já a coleção dos todos os grupos é definida, neste estudo, com sendo o conjunto U constituído por todos os dispositivos (U -TCSA).

Finalmente, os melhores casos (em cor verde) e os piores casos (em cor vermelha), para uma determinada variável, dentre as instalações do conjunto U -TCSA, nas figuras a seguir, são identificados e discutidos. Já a IR de TCSA atuou, nesta análise, como objeto de comparação e grandeza de referência. Por último, destaca-se que a análise térmica refere-se ao EC realizado no município de Rio Grande com base no ano de 2016, de acordo com os dados de temperaturas do solo e do ar adotados. ano de base de 2016, considerado neste estudo.

a) Análise da perda de carga no Trocador de Calor Solo-Ar

Para realizar a análise fluidodinâmica no TCSA, necessita-se minimizar a resistência ao escoamento do ar em face às diferentes configurações assumidas por este dispositivo,

objetivando identificar a geometria ótima. Por outro lado, a maximização da PC no TCSA está relacionada com a pior configuração assumida por este dispositivo.

A Figura 3.27 traz a PC para o conjunto U -TCSA. A maior PC é observada na I1 (41,94 Pa), enquanto que a menor PC é identificada na I24 (18,60 Pa). Isso representa uma redução da PC na I24 em cerca de 55,60 %, em relação à PC na I1.

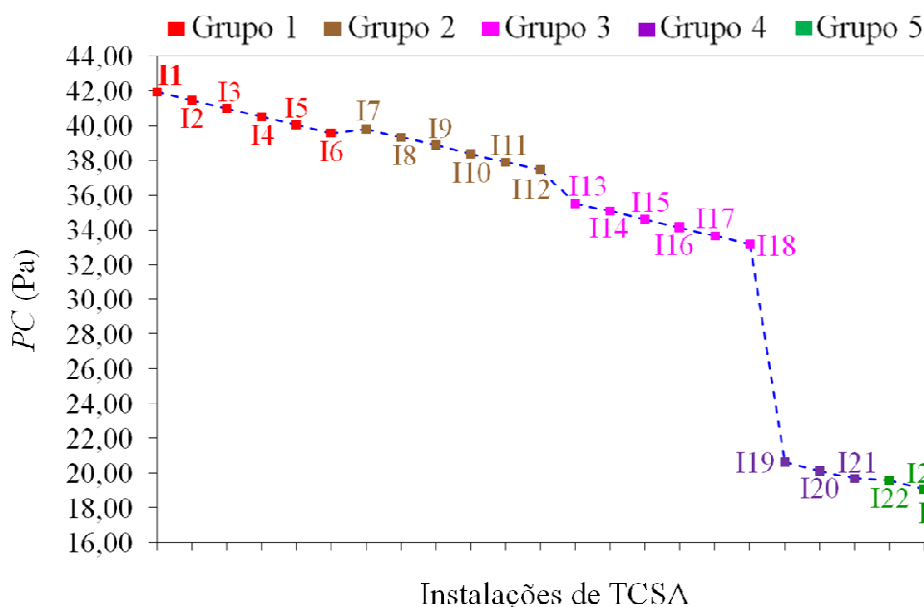


Figura 3.27 - PC do TCSA para o conjunto U de instalações.

É possível observar que existe um padrão de decrescimento da PC , na medida em que o sistema evoluiu (aumenta a razão L_2/L_1 e ângulo \hat{A}), isto é, transformou-se seguindo um esquema progressivo. Observou-se que, ao comparar a PC de instalações de grupos distintos, tal tendência não é absoluta como, por exemplo: $PC(I7) > PC(I6)$. Também se notou que, em alguns casos, a PC é praticamente equivalente como, por exemplo: $PC(I5) \cong PC(I7) \cong 40$ Pa e $PC(I21) \cong PC(I23) \cong 19,60$ Pa (ver Fig. 3.27).

Ao comparar a menor PC do conjunto U -TCSA, constatada na I24 (18,60 Pa), com a PC na IR (46,43 Pa), observou-se uma redução de aproximadamente 60 %, em relação à PC na IR. Já ao compara a maior PC do conjunto U -TCSA, constatada na I1 (41,94 Pa), com a PC na IR (46,43 Pa), ainda assim se atingiu uma redução de aproximadamente 9,70 %, em relação à PC na IR. Também se observou que a PC da I18 (33,17 Pa) é identificada como sendo a que mais se aproximou da medida de tendência central (ver Fig. 3.27).

A Figura 3.28 mostra o comportamento da PC do TCSA em função da razão L_2/L_1 para os grupos analisados. No entanto, apenas um representante de cada grupo é inicialmente avaliado, já que, nesta análise, ainda não é assumida a ação do segundo grau de liberdade.

Então, assumiu-se a seguinte composição para os grupos: Grupo 1 (I1), Grupo 2 (I7), Grupo 3 (I13), Grupo 4 (I19) e Grupo 5 (I22), ou seja, apenas TCSA em forma de “T” são avaliadas (primeira instalação de cada grupo em que $\hat{A} = 0^\circ$).

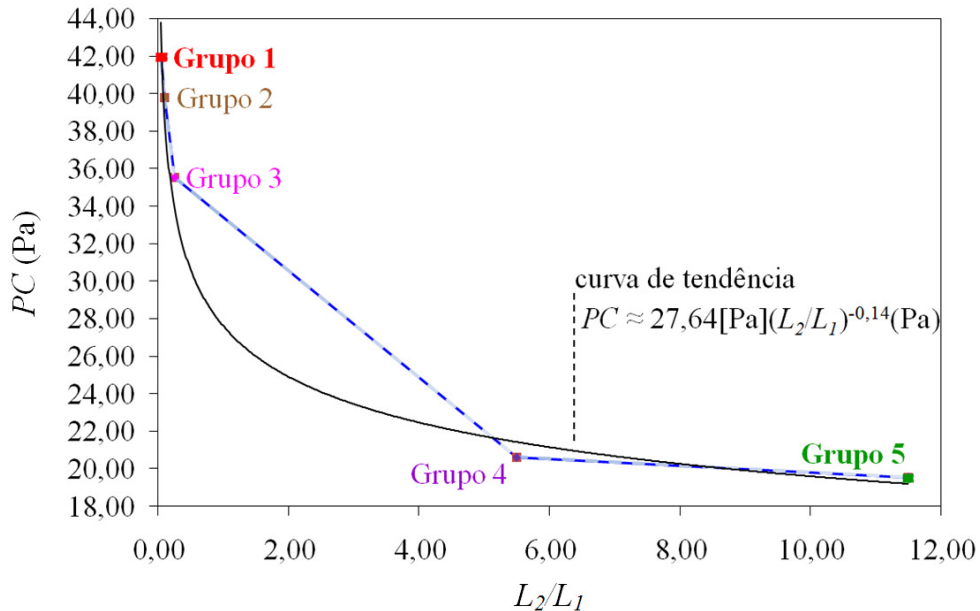


Figura 3.28 - Efeito da razão L_2/L_1 sobre o PC do TCSA.

Nota-se que a PC decresce na medida em que se eleva a razão L_2/L_1 . O Grupo 5 ($L_2/L_1 = 11,50$), neste caso, representado pela I22, apresenta a menor PC , enquanto que o Grupo 1 ($L_2/L_1 = 0,05$), representado pela I1, apresenta a maior PC do TCSA (ver Fig. 3.28).

A geometria ótima (uma vez otimizada) é aquela que minimizou a PC , ou seja, $(L_2/L_1)_o = 11,50$, implicando em $(PC)_{\min} = 19,55$ Pa, na I22. Percebe-se que a I1 maximizou a PC no TCSA, levando a pior configuração geométrica, visualizada na I1 (ver Fig. 3.28).

O efeito da razão L_2/L_1 sobre o PC do TCSA pode ser tratado estatisticamente, seguindo uma tendência de regressão do tipo potência, onde a PC , em Pa, é expressa por:

$$PC \cong 27,64[\text{Pa}](L_2/L_1)^{-0,14} \quad (3.67)$$

cujo coeficiente de determinação (r^2), o qual mede o quanto a variável dependente, neste caso L_2/L_1 , consegue ser explicada pelos regressores presentes no modelo, mede 0,988 ou 98,80 %.

A partir disso, aplicando a Eq. 3.67, quando $L_1 \gg L_2$ como, por exemplo, $L_2/L_1 = 0,0042$ (limite construtivo inferior), a PC tende a 59,47 Pa. De forma análoga, quando $L_1 \ll L_2$ como, por exemplo, $L_2/L_1 = 119,50$ (limite construtivo superior), a PC tende a 14,15 Pa.

A Figura 3.29 traz o variação da PC do TCSA em função do ângulo \hat{A} . Observa-se que a variação do ângulo \hat{A} exerce influência na variação da PC do TCSA. Na medida em que se aumenta o ângulo \hat{A} , constata-se a redução da PC para todos os casos analisados. Como se pode perceber, por conta das restrições geométricas dos problemas, não é possível gerar as configurações das instalações dos Grupos 4 e 5, para os ângulos \hat{A} de 45°, 60° e 75°.

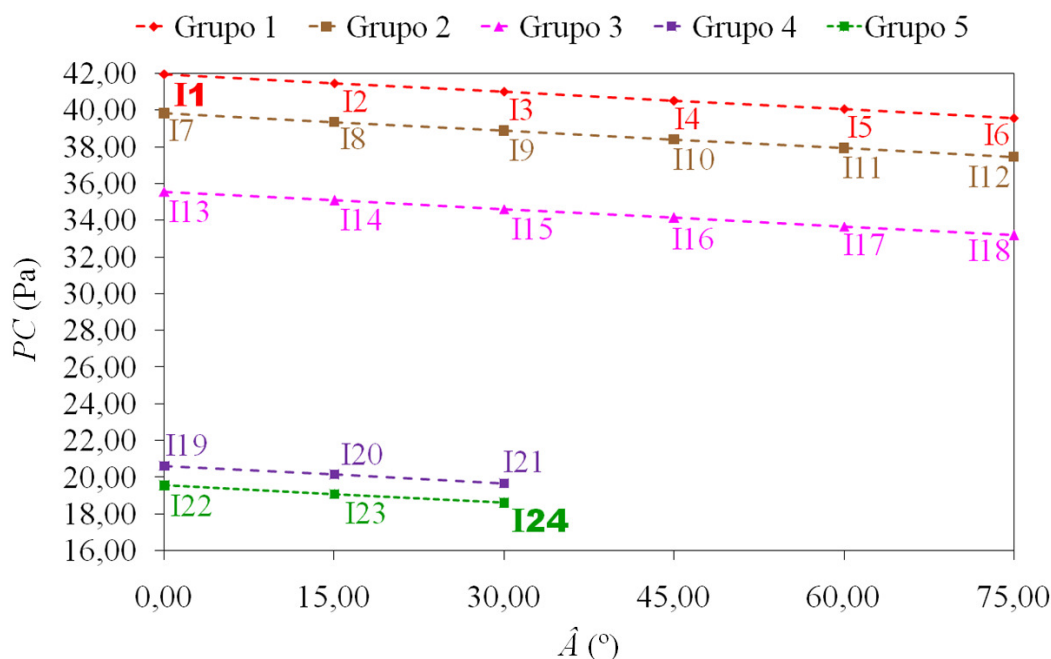


Figura 3.29 - Efeito do ângulo \hat{A} sobre a PC do TCSA.

Observa-se que a PC variou, de forma praticamente linear, na mesma magnitude para os Grupos 1, 2 e 3, ao estabelecer, para cada grupo, a mesma amplitude encontrada entre a maior e a menor PC . Tal variação é em torno de 2,37 Pa, enquanto que, de forma análoga, para os Grupos 4 e 5, a variação da PC se dá na intensidade de aproximadamente 0,95 Pa (ver Fig. 3.29).

A partir da atuação do segundo grau de liberdade, pode-se observar que a geometria ótima (duas vezes otimizada) se dá em $(L_2/L_1)_{oo} = 11,50$, implicando em $(PC)_{\min, \min} = 18,60$ Pa, $\hat{A} = 30^\circ$, na I24 (melhor caso). Como se pode perceber, então, que após a ação do segundo grau de liberdade, que a I1, caracterizada por $L_2/L_1 = 0,05$ e $\hat{A} = 0^\circ$, TCSA em forma de "T", maximizou a PC no TCSA, definindo o pior caso, dentre as configurações geométricas do conjunto U-TCSA (ver Fig. 3.30).

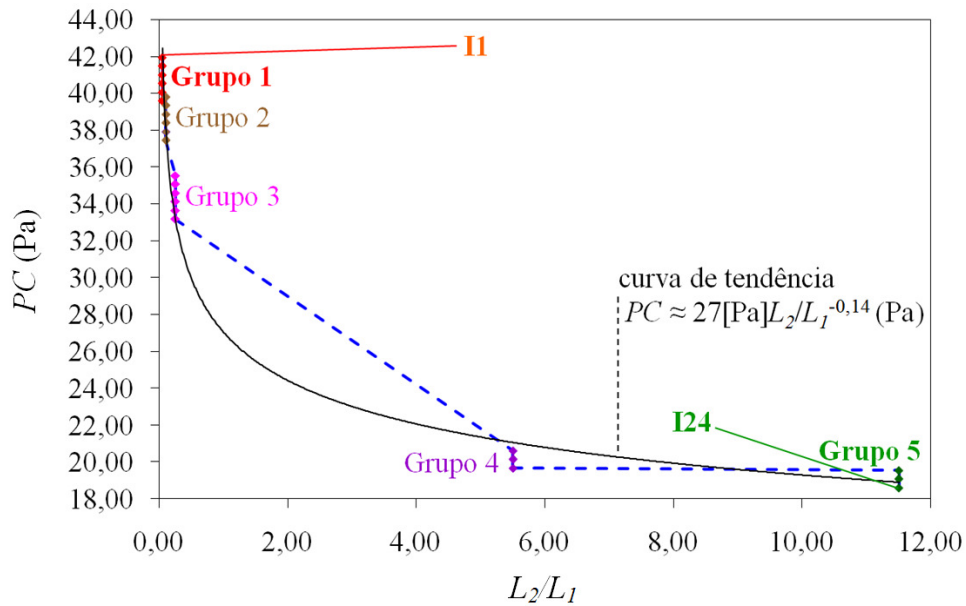


Figura 3.30 - Efeito da razão $(L_2/L_1)_o$ sobre o PC do TCSA.

Na Figura 3.30 também se pode perceber a tendência da PC no TCSA em função da L_2/L_1 , sendo que a PC , em Pa, pode ser estimado estatisticamente por:

$$PC \cong 27[\text{Pa}](L_2/L_1)^{-0,14} \quad (3.68)$$

onde $r^2 = 0,981$, respeitando, obviamente, os limites de existência da razão L_2/L_1 .

Com isso, é possível realizar uma análise de extrapolação de resultados para a PC no TCSA. A redução da PC do TCSA decorre do aumento da razão L_2/L_1 . Nos limites construtivos, são obtidas duas novas configurações para o TCSA estabelecidas:

(I) onde o ramo $L_2 \gg L_1$, obtém-se a razão $L_2/L_1 = 119,50$, para o ângulo $\hat{A} = 30^\circ$ (já que o aumento do ângulo \hat{A} minimiza a PC). Nessa configuração, assume-se $L_2 = 11,95$ m e $L_1 = 0,10$ m.

Aplicando-se a Eq. (3.68), a PC , de forma aproximada, é minimizada globalmente através da razão ótima $L_2/L_1 = 119,50$, implicando em $(PC)_{\text{min,global}} = 13,82$ Pa (possível melhor caso global)

(II) onde o ramo $L_2 \ll L_1$, obtém-se a razão $L_2/L_1 = 0,022$, para o ângulo $\hat{A} = 0^\circ$ (TCSA em forma de "T"). É observada a condição geométrica de afastamento mínimo recomendado de 1,00 m, entre os trechos verticais dos ramos (L_2). Além do mais, a PC aumenta na medida em que decresce o ângulo \hat{A} . Assume-se, então, $L_2 = 0,50$ m e $L_1 = 23,00$ m.

Aplicando-se a Eq. (3.67), a PC , de forma aproximada, é maximizada globalmente através da razão $L_2/L_1 = 0,022$, implicando em $(PC)_{\max, \text{global}} = 47,16$ Pa (possível pior caso global).

b) Análise do potencial térmico no Trocador de Calor Solo-Ar

Na análise térmica no TCSA, objetiva-se maximizar a troca de calor entre o solo e o ar frente às diferentes configurações assumidas por este dispositivo. Investiga-se, então, o efeito dos graus de liberdade do sistema sobre o PT no TCSA. O interesse é alcançar a geometria ótima, pois a mesma conduz à maximização do PT no TCSA. Por outro lado, a minimização do PT no TCSA conduz à pior configuração que assumida pelo dispositivo.

A média mensal do PT , para aquecimento, no mês de junho (mês mais frio do ano), permite uma noção geral dos resultados para o conjunto U de instalações de TCSA, como se pode visualizar na Fig. 3.31.

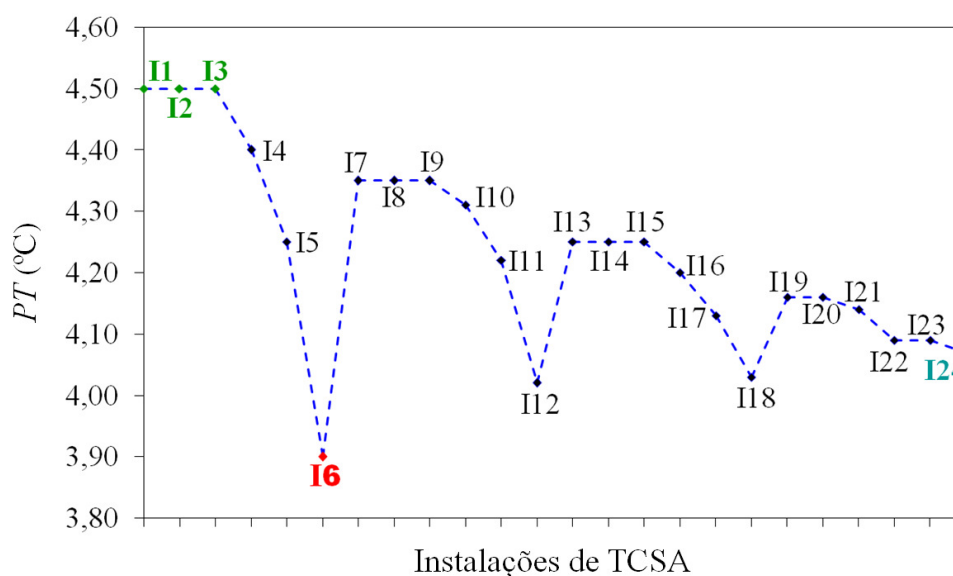


Figura 3.31 - PT do TCSA para o conjunto U de instalações.

Os melhores PT , para aquecimento, são identificados nas instalações I1, I2 e I3, sendo iguais a $PT_a = 4,50$ °C, enquanto que o pior PT é identificado na I6, sendo igual a $PT_a = 3,90$ °C, observando-se uma diferença média mensal absoluta, entre os melhores e o pior caso, em termos de magnitude térmica, de 0,60 °C. Assim, o melhor PT , para aquecimento, superou, em torno de 15,40 %, o pior PT , sendo este a referência. Percebe-se, que o PT tende a convergir para o PT da I24 (4,07 °C) (ver Fig. 3.31).

Após examinar os resultados, os melhores PT , para resfriamento, no mês de fevereiro

(mês mais quente do ano) também são identificados nas instalações I1, I2 e I3, sendo iguais a $PT_r = -2,85$ °C, enquanto que o pior PT é identificado na I6, sendo igual a $PT_r = -2,47$ °C, observando-se uma diferença média mensal absoluta, entre os melhores e o pior caso, em termos de magnitude térmica, de $-0,40$ °C. Assim, o melhor PT , para resfriamento, superou, em torno de $15,30$ %, o pior PT , sendo este a referência. Além disso, percebe-se que, o PT tende ao PT da I24 ($-2,54$ °C).

No mês de junho, pode-se observar o comportamento do PT , para cada dia do mês, para o melhor caso (I1), pior caso (I6) e para a IR do TCSA, permitindo-se uma análise da variação da temperatura neste período, como se pode visualizar na Fig. 3.32.

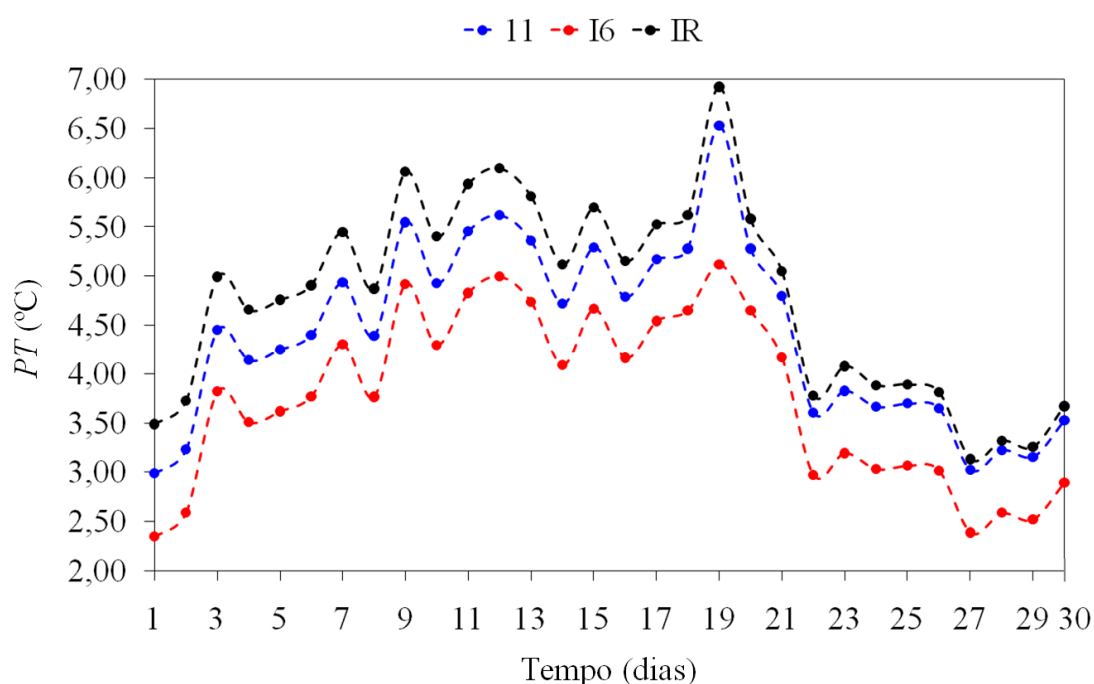


Figura 3.32 - PT do TCSA para a I1, I6 e IR.

Observa-se, então, que os melhores PT do TCSA do ano, para os casos considerados, são encontrados no dia 19/6. Nesse dia, o PT do TCSA para as I1, I6 e IR são cerca de $6,50$ °C, $5,00$ °C e $7,00$ °C (ver Fig. 3.32).

Embora o período mais quente do ano tenha sido em fevereiro, de acordo com a média mensal, o dia mais quente do ano está presente no mês de dezembro. Os melhores PT do TCSA do ano, para resfriamento, para os casos considerados, são encontrados no dia 27/12. Nesse dia, o PT do TCSA para as I1, I6 e IR são cerca de $4,87$ °C, $-3,69$ °C e $-4,90$ °C.

A Figura 3.33 mostrou o comportamento do PT , para aquecimento, no TCSA em função da razão L_2/L_1 para os grupos analisados. Apenas um representante de cada grupo, no entanto, é avaliado, já que, nesta etapa, ainda não é assumida a avaliação proposta pelo

segundo grau de liberdade. Assume-se preliminarmente, a seguinte composição para os grupos: Grupo 1 (I1), Grupo 2 (I7), Grupo 3 (I13), Grupo 4 (I19) e Grupo 5 (I22), ou seja, apenas TCSA em forma de “T” são avaliadas.

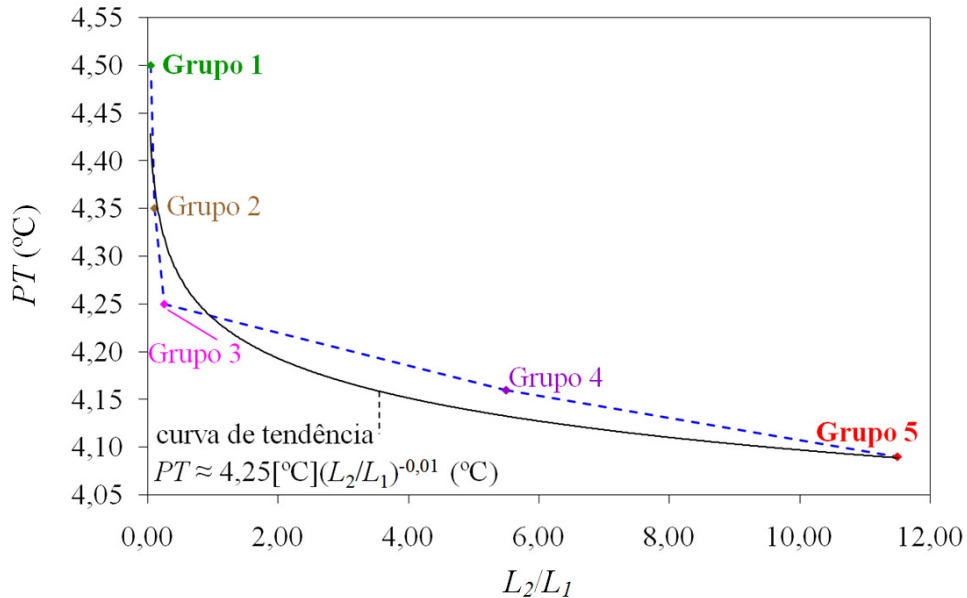


Figura 3.33 - Efeito da razão (L_2/L_1) sobre o PT do TCSA.

Nota-se que o PT , para aquecimento, tende a melhorar na medida em que decresce a razão L_2/L_1 . É percebido que o Grupo 1 ($L_2/L_1 = 0,05$), neste caso, representado pela I1, apresenta o melhor PT , para aquecimento, para casos analisados, enquanto que o Grupo 5 ($L_2/L_1 = 11,50$), representado pela I22, apresenta, o pior PT do TCSA (ver Fig. 3.33).

Percebe-se, então, que a geometria ótima (uma vez otimizada) é aquela que maximiza o PT , ou seja, quando a razão $(L_2/L_1)_o = 0,05$, implicando no $(PT)_{\max} = 4,50$ $^{\circ}C$, na I1. Como se pode perceber, então, que o PT é minimizado no Grupo 5, representado pela I22 (ver Fig. 3.33).

Com base na Fig. 3.33, o PT , para aquecimento, em $^{\circ}C$, em função da razão L_2/L_1 , pode ser ajustado estatisticamente por:

$$PT_a \cong 4,25[^{\circ}C](L_2/L_1)^{-0,01} \quad (3.69)$$

onde $r^2 = 0,892$. De forma análoga, o efeito da razão L_2/L_1 sobre o PT , para resfriamento, em $^{\circ}C$, ajustado estatisticamente, pode ser estimado por:

$$PT_r \cong -2,72[^{\circ}C](L_2/L_1)^{-0,01} \quad (3.70)$$

onde $r^2 = 0,942$.

A Figura 3.34 traz o comportamento do PT , para aquecimento, em função do ângulo \hat{A} , segundo grau de liberdade do sistema, para o conjunto U das instalações de TCSA, contemplando as instalações de cada Grupo analisado. Observa-se que a variação do ângulo \hat{A} exerce papel importante na variação do PT no TCSA. Na medida em que se aumenta o ângulo \hat{A} , constata-se a redução do PT do TCSA.

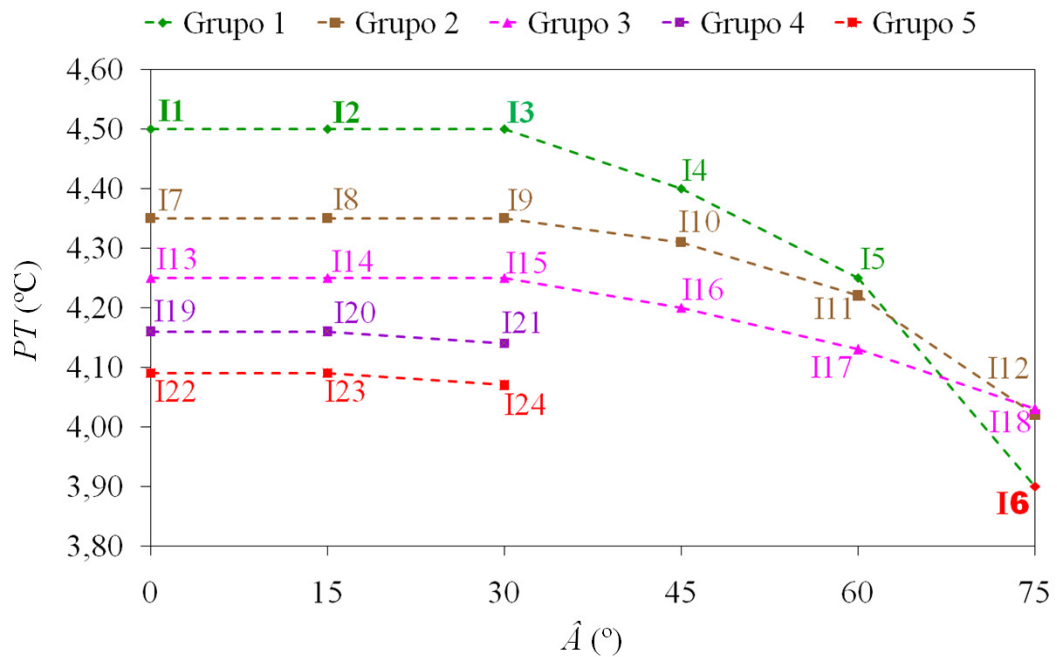


Figura 3.34 - Efeito do ângulo \hat{A} sobre o PT do TCSA.

Para os Grupos 1, 2 e 3, quando $0^\circ \leq \hat{A} \leq 30^\circ$, o PT não é afetado. Já quando o ângulo $\hat{A} > 30^\circ$, o PT é afetado progressivamente e aumentando a intensidade térmica, na medida em que a razão L_2/L_1 decresce. Isso pode ser explicado por conta dos ramos bifurcados (L_2) serem influenciados pela troca térmica mútua, piorando, assim, o PT de aquecimento. Como se pode perceber, por conta das restrições geométricas dos problemas, não é possível gerar as configurações das instalações dos Grupos 4 e 5, para os ângulos \hat{A} de 45° , 60° e 75° (ver Fig. 3.34).

Ao examinar a Fig. 3.34, percebe-se também a possibilidade de alcançar PT , para aquecimento, praticamente equivalentes através de distintas razões L_2/L_1 (representada por cada grupo), isto é, PT (I5) \approx PT (I11) \approx 4,25 °C e PT (I12) \approx PT (I18) \approx 4,00 °C, para aquecimento.

A partir da variação do segundo grau de liberdade, pode-se observar que as geometrias ótimas (duas vezes otimizada) se formam para razão $(L_2/L_1)_{oo} = 0,05$, implicando no $(PT)_{max,max} = 4,50$ °C Pa, para $0^\circ \leq \hat{A} \leq 30^\circ$, nas instalações I1, I2 e I3 (melhores casos) (ver

Fig. 3.34).

A minimização do PT , para aquecimento, também se dá para razão $L_2/L_1 = 0,05$, porém para $\hat{A} = 75^\circ$, levando, assim, ao pior caso, como se pode perceber na Fig. 3.35.

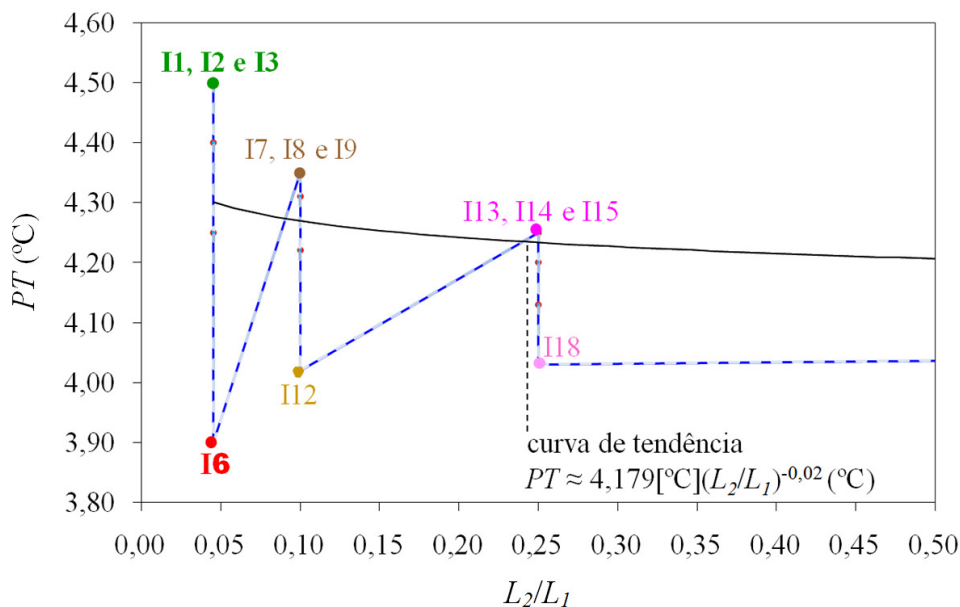


Figura 3.35 - Efeito da razão $(L_2/L_1)_o$ sobre o PT do TCSA para $0,05 \leq L_2/L_1 \leq 0,25$.

A partir do efeito que a razão L_2/L_1 exerce sobre o PT no TCSA, para aquecimento, visualiza-se a presença de pontos de máximos local como, por exemplo, quando a razão $L_2/L_1 = 0,10$, para o ângulo $0^\circ \leq \hat{A} \leq 30^\circ$, referente as instalações I7, I8 e I9, respectivamente. Também são presentes quando a razão $L_2/L_1 = 0,25$, para o ângulo $0^\circ \leq \hat{A} \leq 30^\circ$, referente às instalações I13, I14 e I15, respectivamente. Também de mínimos local como, por exemplo, quando a razão $L_2/L_1 = 0,10$, para o ângulo $\hat{A} = 75^\circ$, associado a I12, e quando a razão $L_2/L_1 = 0,25$, para o ângulo $\hat{A} = 75^\circ$, associado a I18 (ver Fig. 3.35).

Ao examinar a Fig. 3.36, percebe-se que a intensidade de variação do PT , para aquecimento, para cada grupo isoladamente, reduziu-se sensivelmente. Esse fato foi associado à perda de capacidade de PT do TCSA, para aquecimento, na medida em que se aumentou a razão L_2/L_1 . Também se pode observar a presença de pontos de máximos (referentes às instalações I19 e I20, bem como I22 e I23) e mínimos locais (referentes às instalações I21 e I24).

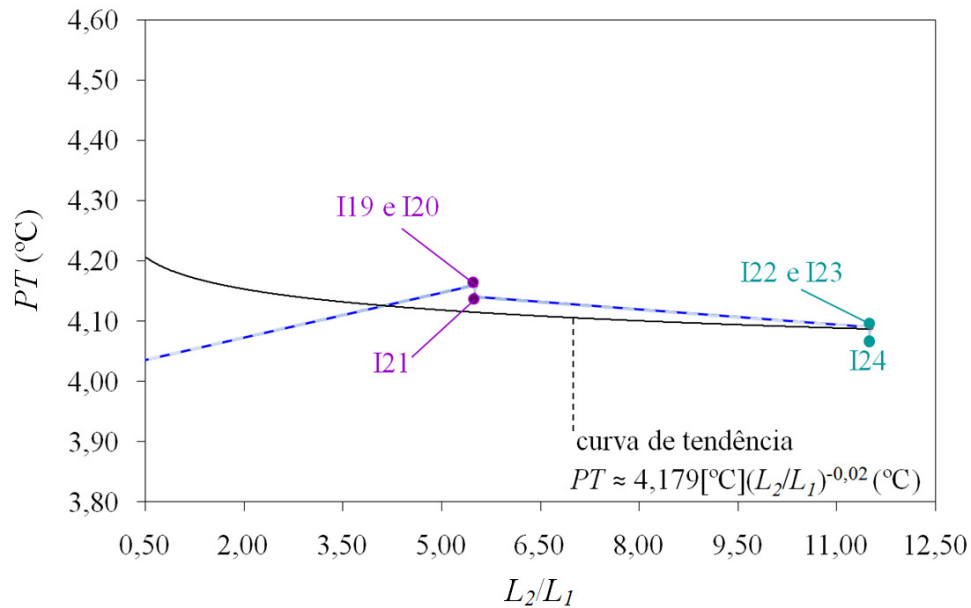


Figura 3.36 - Efeito da razão $(L_2/L_1)_0$ sobre o PT do TCSA para $5,50 \leq L_2/L_1 \leq 11,50$.

Conforme é possível observar nas Figs. 3.35 e 3.36, o comportamento do PT , para aquecimento, em °C, em função da razão L_2/L_1 pode ser ajustado estatisticamente e estimado por:

$$PT_a \cong 4,179[^\circ\text{C}](L_2/L_1)^{-0,02} \quad (3.71)$$

onde $r^2 = 0,910$. Esse mesmo processo observado nas Figs. 3.35 e 3.36, de forma similar, também é observado, a partir do pós-processamento, para a média mensal do PT , para resfriamento e pode ser estimada, em °C, por:

$$PT_r \cong -2,629[^\circ\text{C}](L_2/L_1)^{-0,01} \quad (3.72)$$

onde $r^2 = 8,364$.

É possível realizar uma análise de extrapolação de resultados para o PT no TCSA. O aumento do PT no TCSA decorre do decrescimento da razão L_2/L_1 . Levando esta análise à fronteira dos limites construtivos, são obtidas duas novas configurações para o TCSA:

(I) onde o ramo $L_2 \ll L_1$, obtém-se a razão $L_2/L_1 = 0,022$, para o ângulo $\hat{A} = 0^\circ$ (TCSA em forma de "T"), mantendo o afastamento de 1,00 m, entre os trechos verticais dos ramos (L_2). Nessa configuração, assume-se $L_2 = 0,50$ m e $L_1 = 23,00$ m.

Aplicando-se a Eq. (3.69), para análise de aquecimento, e a Eq. (3.70), para análise de resfriamento, constata-se, que o PT , de forma aproximada, é maximizado globalmente através

da razão ótima $L_2/L_1 = 0,0022$, implicando no $(PT_a)_{\max,global} = 4,60$ °C e $(PT_r)_{\max,global} = -2,89$ °C (possível melhor caso global).

(II) onde o ramo $L_2 \gg L_1$, obtém-se a razão $L_2/L_1 = 119,50$, para o ângulo $\hat{A} = 30^\circ$ (já que o aumento do ângulo \hat{A} tende a piorar o PT). Nessa configuração, assume-se $L_2 = 11,95$ m e $L_1 = 0,10$ m.

Aplicando-se a Eq. (3.71), para análise de aquecimento, e a Eq. (3.72), para análise de resfriamento, constata-se que o PT é minimizando globalmente através da razão $L_2/L_1 = 119,50$, implicando no $(PT_a)_{\min,global} = 3,80$ °C e $(PT_r)_{\min,global} = -2,40$ °C (possível pior caso global).

c) Análise do indicador de desempenho energético do Trocador de Calor Solo-Ar

As análises realizadas anteriormente fornecem suporte para o entendimento do comportamento do IDE . O IDE é a função objetivo neste estudo e necessita ser maximizada.

A análise de desempenho do TCSA é realizada a partir da seguinte estratégia: primeiramente, o DE do TCSA é determinado através da expressão mostrada na Eq. (3.49), aqui rerepresentada, dada por:

$$DE = PE \left(1 - \frac{1}{\eta_e c_p \rho} \frac{PC}{PT} \right) \quad (3.73)$$

sendo que a PC e o PT são obtidos numericamente. A seguir, o IDE é comparado com os resultados de DE obtidos pela Eq. (3.73), com o intuito de testar a aplicabilidade da nova metodologia de avaliação de desempenho de TCSA. Na continuidade, o IDE é avaliado, em relação aos efeitos sofridos pela PC e pelo PT no TCSA. Logo a seguir, o IDE é examinado em relação aos efeitos sofridos pelos graus de liberdade do sistema. Por fim, o IDE é comparado com o indicador de eficiência (ou rendimento) η e o COP , a fim de identificar os melhores DE do TCSA.

Cabe reiterar que as principais análises gráficas são trazidas para o potencial de aquecimento do TCSA, a fim de simplificar o processo de discussão de resultados. No entanto, a aplicação do TCSA é avaliada tanto para aquecimento, quanto para resfriamento. O período mais frio (junho) e o mais quente (fevereiro) do ano, em termos de média mensal, são tomados com referência para guiar a discussão dos resultados.

A Figura 3.37 apresenta o DE para as instalações do conjunto U das instalações de TCSA, mapeando-o de acordo com a forma assumida dispositivo. Observa-se, a partir da análise de resultados, que o melhor DE , para aquecimento, no mês de junho, é identificado para a I3 ($DE_a = 118,38$ kWh), enquanto que o pior DE é notado para a I6 ($DE_a = 102,53$ kWh). Nota-se que, a partir da evolução geométrica proposta, empregando o método Design Construtal, o comportamento do DE tende a convergir para o DE da I24 ($DE_a = 107,37$ kWh).

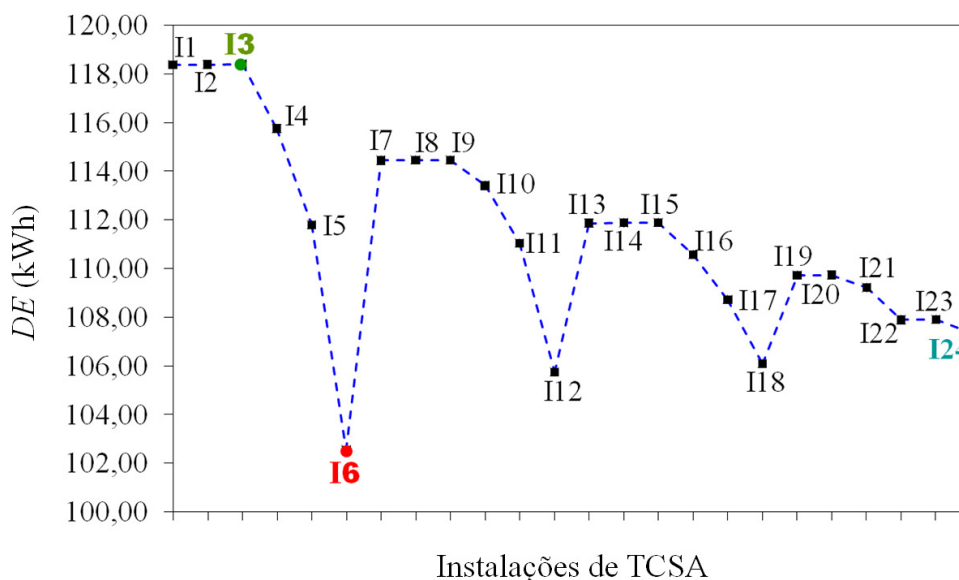


Figura 3.37 - DE do TCSA para o conjunto U de instalações.

De forma análoga, é obtido o melhor DE , para resfriamento, no mês de fevereiro, identificado para a I3 ($DE_r = -74,79$ kWh), enquanto que o pior DE é notado para a I6 ($DE_r = -64,70$ kWh). Também é notado que o DE tende a um valor médio, como é observado na I24 ($DE_r = -66,83$ kWh).

É possível perceber que, com a I3, pode-se atingir um ganho energético de cerca de 15 %, tanto para aquecimento, quanto para resfriamento, em relação à I6, ressaltando, assim, a importância do estudo da configuração geométrica do TCSA para o DE deste dispositivo.

Na sequência, o melhor DE do TCSA, dentre as instalações do conjunto U de instalações de TCSA, identificado na I3, é comparado com o DE da IR. A IR, por sua vez, apresenta, para aquecimento, no mês de junho, $DE_a = 123,61$ kWh, enquanto que, para resfriamento, no mês de fevereiro, a mesma atinge $DE_r = -75,32$ kWh.

O DE da IR não é superado pelo desempenho das instalações do conjunto U de instalações de TCSA. A partir de uma análise de tendência, se pode perceber, se é ou não possível, através desta proposta de aplicação do método Design Construtal, propor uma configuração geométrica para o TCSA, a fim de que a mesma possa superar o DE da IR.

A Figura 3.38 apresenta o *IDE* e o *DE*, simultaneamente, para as instalações do conjunto *U*-TCSA, mapeando-os de acordo com a forma assumida pelo dispositivo e mostrando a relação entre eles.

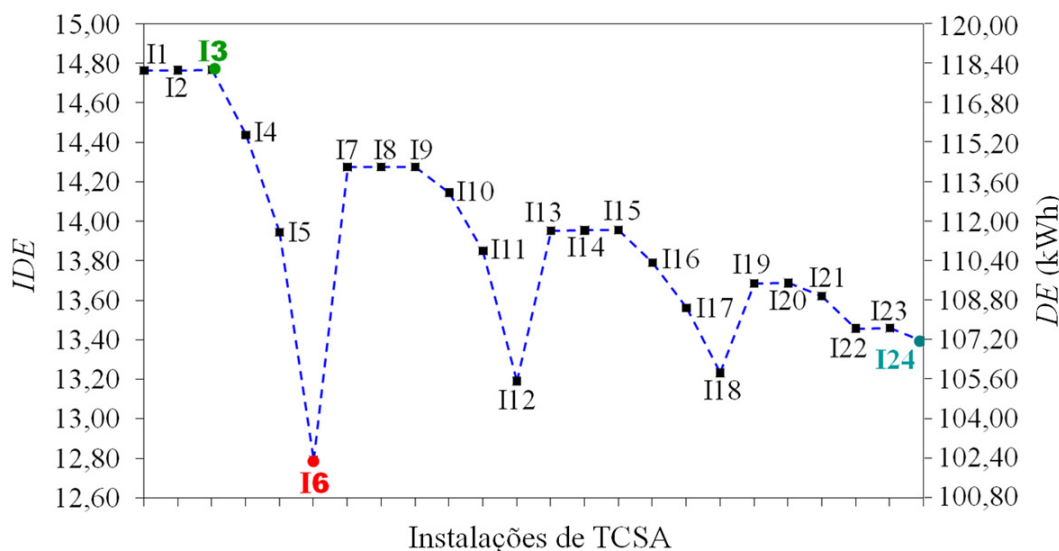


Figura 3.38 - Relação entre *IDE* e *DE* para o conjunto *U* de instalações de TCSA.

A Figura 3.38 traz o melhor *IDE*, para aquecimento, no mês de junho, o qual é identificado na I3 ($IDE_a = 14,768$), enquanto que o pior *IDE* é notado na I6 ($IDE_a = 12,790$). Observa-se que a I3 apresenta sensivelmente melhor *IDE* do que em relação à I1 ($IDE_a = 14,766$) e I2 ($IDE_a = 14,767$).

Observa-se que o comportamento do *IDE* tende a um valor médio próximo do *IDE* da I24 ($IDE_a = 13,394$). Já o melhor *IDE*, para resfriamento, também é identificado na I3 ($IDE_r = -9,495$), assim como, o pior *IDE*, para resfriamento, também identificado na I6 ($IDE_r = -9,231$). A IR do TCSA, por sua vez, apresenta, para aquecimento, no mês de junho, $IDE_a = 15,420$, enquanto que, para resfriamento, no mês de fevereiro, a mesma atinge $IDE_r = -9,774$.

De acordo com a Fig. 3.38, a variação do *IDE* traz leve alusão ao comportamento de um oscilador harmônico, onde o efeito de amortecimento está, de acordo com Halliday et al. (2009), na amplitude decrescente, representando o potencial de dissipação de energia do sistema. Neste caso em análise, existe a presença de uma amortização em relação ao efeito de amplitude do *IDE* para as instalações do conjunto *U* das instalações de TCSA. Essa ideia de amortecimento que se traduz em um quantificador de amortização é uma indicação da relação entre o potencial de amortização e a velocidade do escoamento do ar no TCSA.

A Figura 3.39 ilustra a relação direta de proporcionalidade entre o *IDE*, que contabiliza o desempenho do TCSA, de forma adimensional, e o *DE*, que quantifica, em termos de energia, o desempenho deste dispositivo.

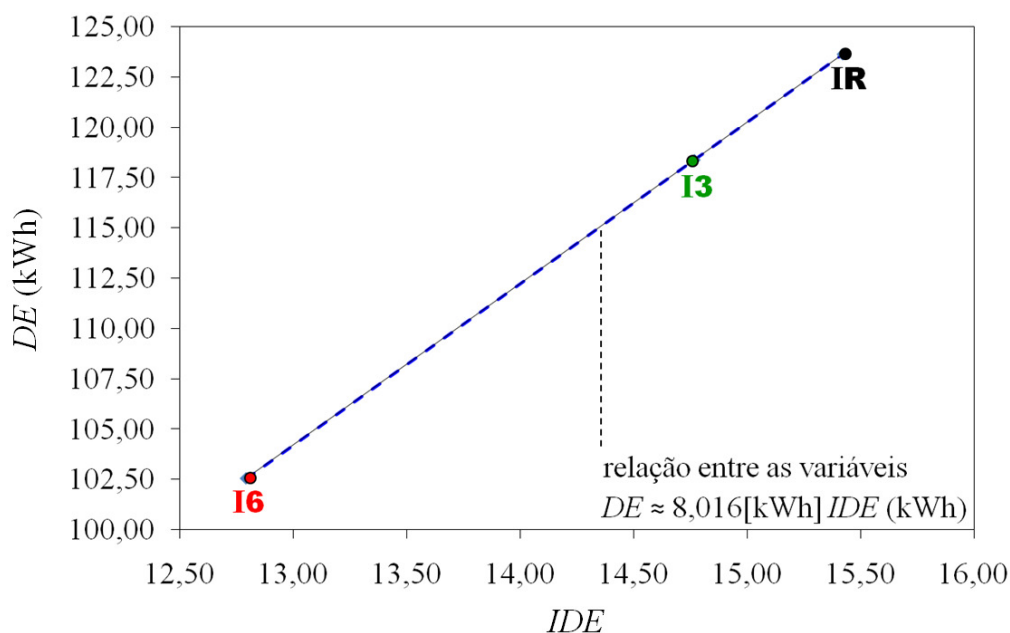


Figura 3.39 - Relação de proporção entre *IDE* e *DE*.

Observa-se que, conforme condicionado por definição (ver Eq. 3.55) tem-se que *DE*, em kWh, é diretamente proporcional ao *IDE*, com a condição de relação expressada por (ver Fig. 3.37):

$$DE \cong 8[\text{kWh}]IDE \quad (3.74)$$

Ao examinar o comportamento do *IDE* para as instalações do conjunto *U* de instalações de TCSA, é possível observar que no sentido evolutivo da configuração geométrica (da esquerda para a direita) o *IDE* tende à estabilidade do sistema, ao passo que, em sentido contrário, o *IDE* tende a um valor máximo (ver Fig. 3.38).

Nesse sentido, o comportamento discreto de *IDE* traz alusão à tendência de uma curva clássica (amplitude x tempo) de um oscilador harmônico onde o efeito de amortecimento está, de acordo com Halliday et al. (2009), na diminuição da amplitude, representando um decréscimo da energia de um dado sistema. Neste caso em análise, por analogia, existe a presença de uma amortização em relação ao efeito da amplitude do *IDE* para as instalações do conjunto *U* de instalações do TCSA. Essa ideia de amortecimento pode ser traduzida em um quantificador de amortização, sendo uma indicação da relação entre o potencial de amortização e a velocidade do escoamento do ar no TCSA (ver Fig. 3.38).

A Figura 3.40 traz o comportamento do *IDE* em função da *PC* do TCSA. Percebe-se que os melhores valores de *IDE*, de uma forma geral, decorreram de uma tendência aos maiores valores da *PC*.

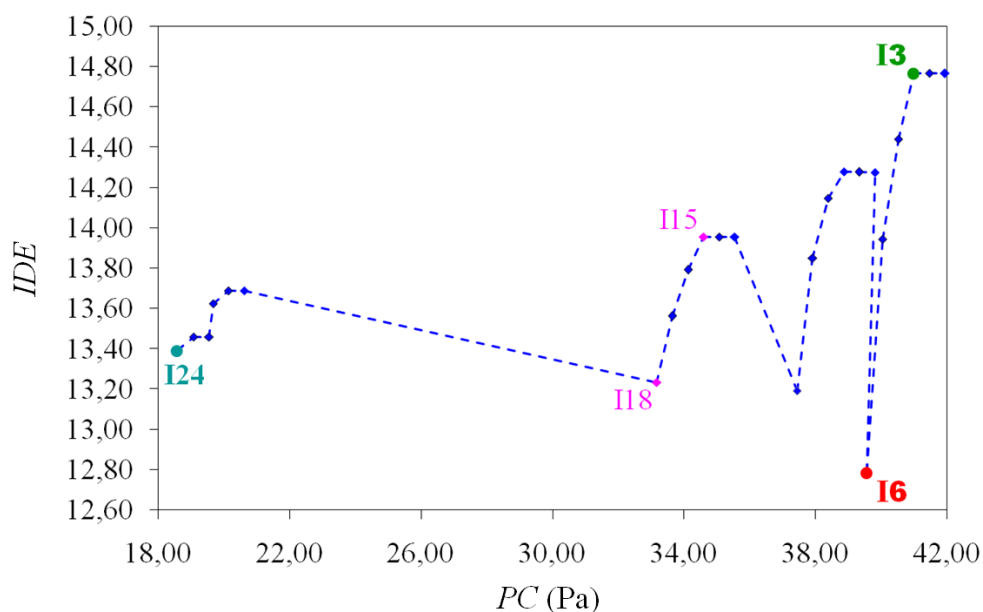


Figura 3.40 - Efeito da *PC* sobre o *IDE* do TCSA.

A redução da *PC* não conduz, necessariamente, aos maiores *IDE*. Em alguns casos, porém, a redução da *PC* conduz no aumento do *IDE*. Nota-se, por exemplo, que: $PC(I15) > PC(I18)$, implicando em $IDE(I15) > IDE(I18)$. Em contra partida, $PC(I18) > PC(I24)$, implicando em $IDE(I18) < IDE(I24)$, como se pode visualizar na Fig. 3.40.

Isso é explicado pelo fato de que além do *IDE* ser impactado pela *PC*, o mesmo é fortemente suscetibilizado pelo *PT*. Se o *PT* for invariante em relação às configurações geométricas assumidas pelo conjunto *U* de instalações de TCSA, na medida em que se diminui a *PC*, aumentar-se-ia o *IDE* no TCSA. Contudo, a partir da redução da *PC* (a qual é influenciada pela redução da velocidade do escoamento), o *PT* tende a diminuir, por conta da redução da taxa de transferência de calor entre o solo e o ar.

Já a Fig. 3.41 mostra o comportamento do *IDE* em relação ao *PT* do TCSA, médio mensal, para aquecimento, no mês de junho, no ciclo anual. Nota-se que os *PT* das instalações do conjunto *U* de instalações de TCSA são distribuídos de tal modo que seguem uma tendência quase linear.

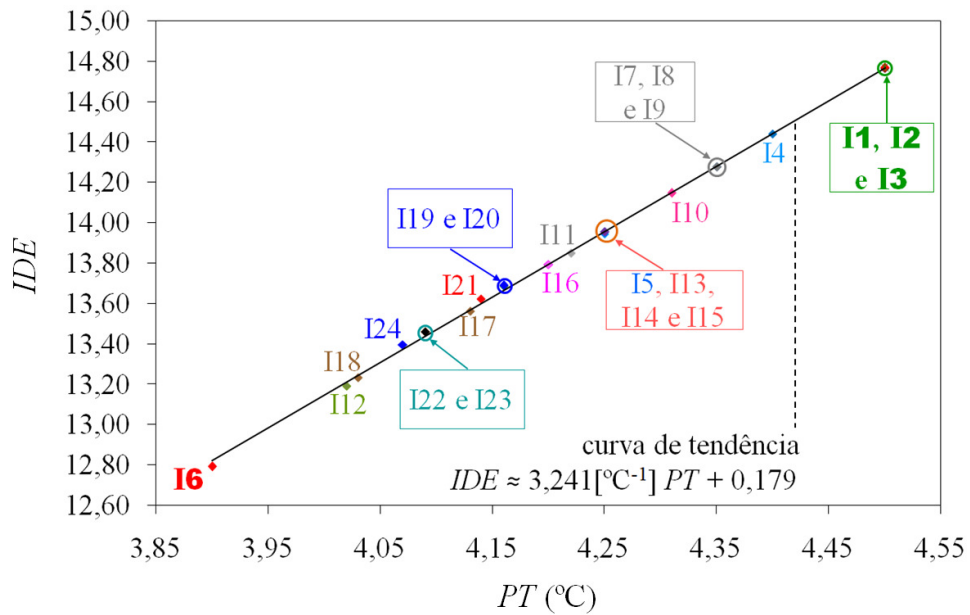


Figura 3.41- Efeito do PT sobre o IDE .

Nota-se que os melhores PT são observados nas I1, I2 e I3, enquanto que o pior PT é identificado em I6. O comportamento do IDE , para aquecimento (IDE_a), pode ser estimado, seguindo a tendência de uma reta ajustada estatisticamente, dada por:

$$IDE_a \cong 3,241[^\circ\text{C}^{-1}]PT + 0,179 \quad (3.75)$$

onde $r^2 = 0,999$, enquanto que a tendência do IDE , para resfriamento (IDE_r), de acordo a análise dos resultados, é expressa por:

$$IDE_r \cong 3,403[^\circ\text{C}^{-1}]PT + 0,208 \quad (3.76)$$

sendo que $r^2 = 0,998$.

O fato da tendência do IDE ser aproximadamente linear, descrita pela Eq. (3.75), é associado à pequena amplitude térmica experimentada pelo PT do TCSA, tanto para aquecimento (que é em torno de $0,60\text{ }^\circ\text{C}$), quanto para resfriamento (que é em torno de $-0,40\text{ }^\circ\text{C}$). A ocorrência disso pode estar relacionada com o fato da capacidade de troca de energia no solo estudado, face às especificidades locais, não ser muito significativa. Um solo argiloso, por exemplo, possui maior capacidade de difusividade térmica.

A Figura 3.42, por sua vez, traz o comportamento do IDE em função da razão L_2/L_1 para aquecimento, no mês de junho. Nota-se que o IDE tende a aumentar na medida em que diminui a razão L_2/L_1 , no entanto, é afetado pela redução do PT no TCSA.

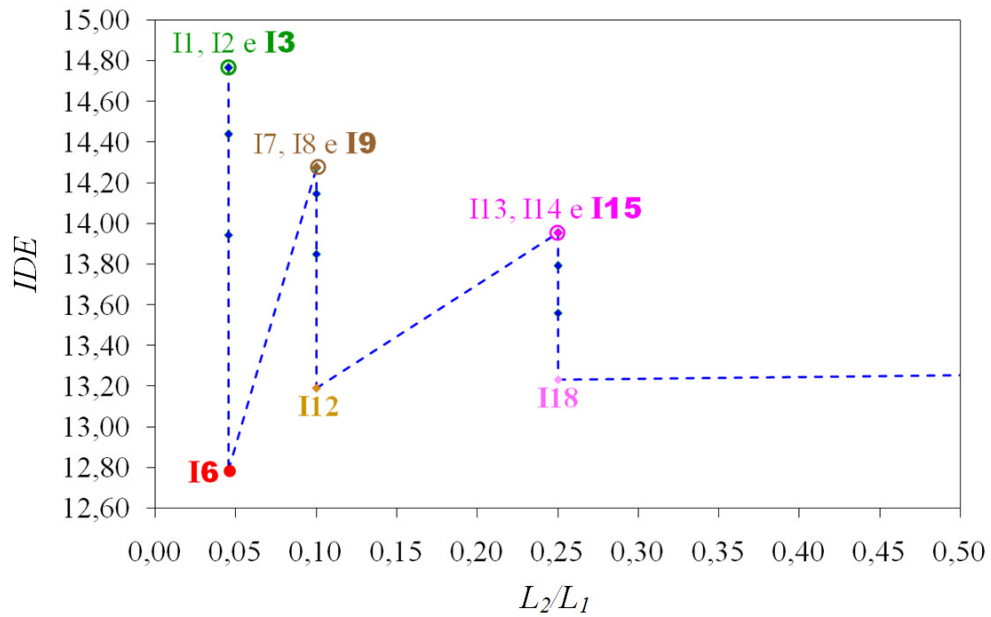


Figura 3.42 - Efeito da razão L_2/L_1 sobre o IDE, para os menores valores de L_2/L_1 .

É possível observar que, de acordo com a análise térmica proposta nesta seção, as geometrias ótimas são definidas em $(L_2/L_1)_{oo} = 0,05$ e $\hat{A} = 30^\circ$. Contudo, a I3 conduz à maximização do IDE ($IDE_{a,max} = 14,767$), enquanto que a minimização do IDE ($IDE_{a,min} = 12,790$) dá-se também para a razão L_2/L_1 , porém para o ângulo $\hat{A} = 75^\circ$, na I6, como também foi demonstrado anteriormente com a análise da PC e do PT (e ratificadas com a análise via IDE). Pontos de máximos locais são identificados nas instalações (I7, I8 e I9) e (I13, I14 e I15), enquanto que pontos de mínimos locais são encontrados em I12 e I18, como se pode visualizar na Fig. 3.42.

É possível observar que o comportamento do IDE é amortizado na medida em que cresce a razão L_2/L_1 . Essa tendência tende para $IDE \approx 13,30$, como se pode observar na Fig. 3.43.

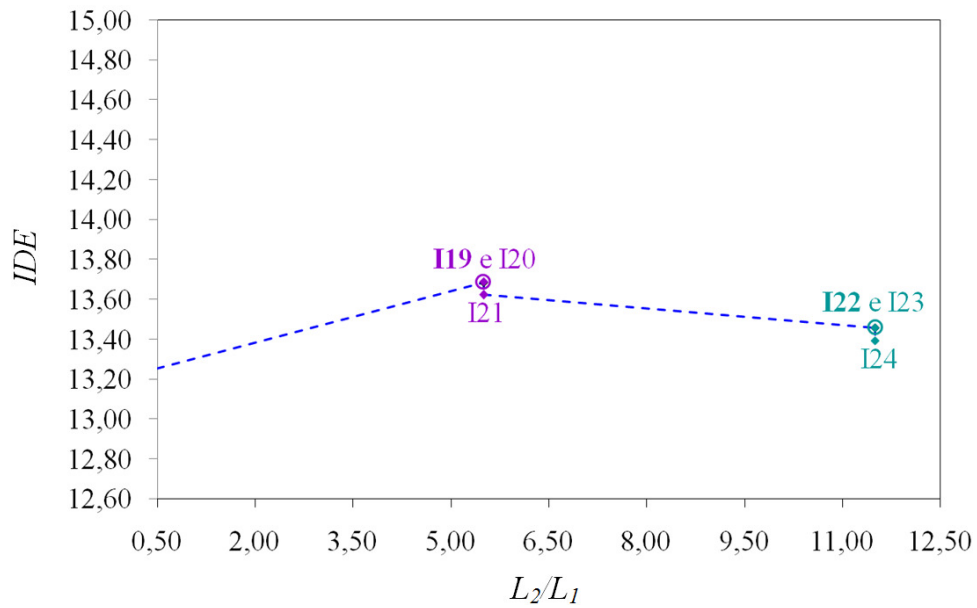


Figura 3.43 - Efeito da razão L_2/L_1 sobre o IDE, para os menores valores de L_2/L_1 .

Destaca-se que a variação do IDE decresce em decorrência do aumento da razão L_2/L_1 e pelo fato do PT praticamente não ser afetado pelo ângulo \hat{A} . Cabe ressaltar que esse mesmo processo observado nas Figs. 3.42 e 3.43, de forma similar, também é observado para o IDE, para resfriamento, no ciclo anual.

A Figura 3.44 mostra o comportamento do IDE do TCSA em função do ângulo \hat{A} .

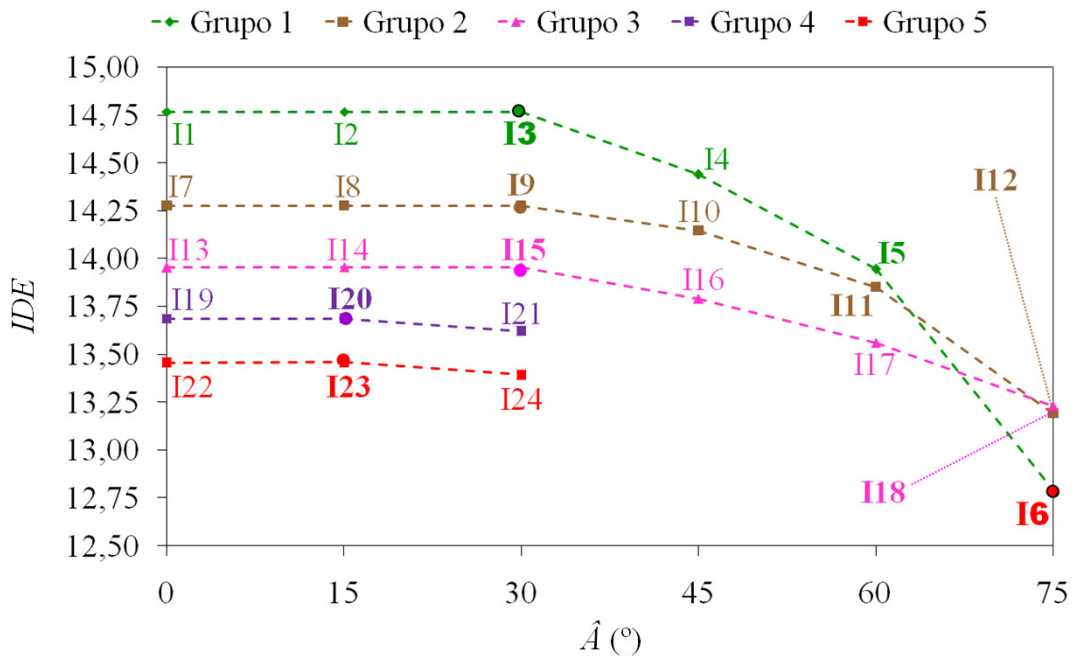


Figura 3.44: Efeito do ângulo \hat{A} sobre o IDE.

Nota-se que quando $0^\circ \leq \hat{A} \leq 30^\circ$, não se teve variação significativa na amplitude do *IDE* (ver Fig. 3.38), considerando o conjunto *U* de instalações de TCSA. Em outras palavras, o *IDE* é invariante à evolução do ângulo \hat{A} para os ângulos mencionados. A variação do ângulo \hat{A} não é capaz de melhorar o *IDE* do TCSA, ainda que com decorrência de redução da *PC* para os casos considerados, como pode ser observado na Fig. 3.44.

Quando o ângulo \hat{A} variou de $30^\circ < \hat{A} \leq 75^\circ$, observa-se uma piora no *IDE* das instalações dos Grupos 1, 2 e 3. Essa piora, no entanto, foi sentida de forma distinta para cada grupo mencionado em função da razão L_2/L_1 (Fig. 3.44). Tem-se, portanto, que o ângulo \hat{A} otimizado $(\hat{A})_o = 30^\circ$, implica em $IDE_{amax} = 14,767$. Esse mesmo comportamento descrito para o *IDE*, de aquecimento, de forma análoga, é também observado para o *IDE* de resfriamento.

Percebe-se a importância que o grau de liberdade \hat{A} admite na determinação do *IDE*. Dentre outros fatos, observa-se que distintas razões de L_2/L_1 conduzem a *IDE* praticamente equivalentes como, por exemplo, em $(L_2/L_1 = 0,10)$, tem-se que: $IDE(I12), \cong IDE(I18) \cong 13,210$, para $L_2/L_1 = 0,25$, bem como em $(L_2/L_1 = 0,05)$, tem-se que: $IDE(I5), \cong IDE(I11) \cong 13,910$, para $L_2/L_1 = 0,10$.

Com a análise de extrapolação para previsão de resultados, tem-se que:

(I) Os melhores *PT* do TCSA ocorrem para as menores razões L_2/L_1 , que conduzem aos melhores *IDE* do TCSA. Assim, para $L_2 \ll L_1$, obtém-se a razão $L_2/L_1 = 0,022$, para o ângulo $\hat{A} = 0^\circ$ (TCSA em forma de "T"), tem-se:

De acordo com a análise térmica no TCSA, tratada na seção 3.3.5(b), e decorrente da aplicação das Eqs. (3.69) e Eq. (3.70), tem-se, então, respectivamente, que: $(PT_a)_{max,global} = 4,60^\circ\text{C}$ e $(PT_r)_{max,global} = -2,89^\circ\text{C}$ (possível melhor caso global).

De acordo com a análise fluidodinâmica no TCSA, tratada na seção 3.3.5(a), e decorrente da aplicação decorrente da aplicação a Eq. (3.67), tem-se, então, respectivamente que: $(PC)_{max,global} = 47,16\text{ Pa}$ (possível pior caso global).

De acordo com a análise de desempenho via *IDE*, exposto nesta seção, e aplicando a Eq. (3.57), tem-se, então que: $IDE_{a,global} = 15,00$ e $IDE_{r,global} = -9,73$. Sabe-se, contudo, que $IDE_a(IR) = 15,42$ e $IDE_r(IR) = -9,76$.

Então, o *IDE* da IET de TCSA, embora praticamente equivalente ao *IDE* da IR, o mesmo não superou o *IDE* da IR. O *IDE* da IR excede o *IDE* da IET em 2,80 % e 0,30 %, para aquecimento e resfriamento, respectivamente. A IET de TCSA, no entanto, contém duas saídas de ar (ao invés de apenas uma saída da IR) possibilitando que dois cômodos de uma edificação ou duas edificações possam ser atendidos simultaneamente.

Com isso, a aplicação do *IDE* desenvolvido é comparada com a atuação de parâmetros adimensionais importantes na análise quantitativa do TCSA, sendo eles: a eficiência (η) e a performance (*COP*) do TCSA.

Em um primeiro momento, a eficiência (η) do TCSA (Eq. 2.24), em termos de media mensal, para o conjunto *U* de instalações estudadas, para aquecimento, no mês de junho, é apresentada na Fig. 3.45.

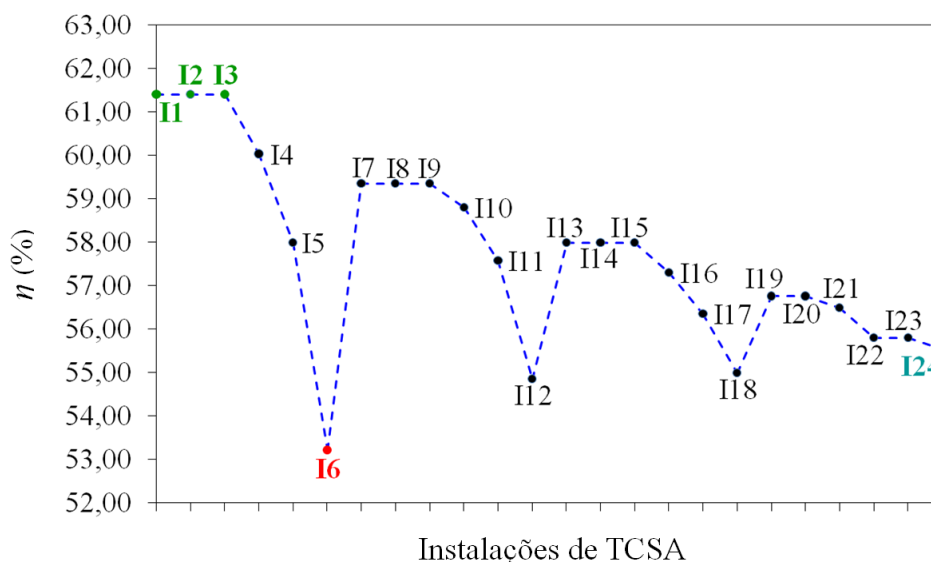


Figura 3.45 - Eficiência (η) do TCSA para o conjunto *U* de instalações.

Na Figura 3.45 é possível observar que as instalações I1, I2 e I3 atingem a melhor eficiência, dentre as instalações do conjunto *U* de instalações de TCSA, que é igual a 61,39 %. Dentre esses casos, a pior eficiência se observa na I6, sendo igual a 53,21 %. Nota-se que a I24 possui eficiência $\eta = 55,53$ %. Embora seja possível prever as instalações com melhor eficiência, não se pode apontar qual, dentre elas (I1, I2 e I3), apresenta o melhor *DE* (que é a I3, como se pode ver nas Figs. 3.37 e 3.38).

O parâmetro η , por si só, enfrenta uma limitação para identificar o melhor *DE* dentre o conjunto *U* de instalações de TCSA. Isso ocorre, pois o parâmetro η leva em consideração os efeitos térmicos, mas não os fluidodinâmicos (no que se refere à *PC*). Portanto, é possível identificar o melhor *DE*, via *IDE*, uma vez que o mesmo considera os efeitos da *PC*, além dos efeitos térmicos.

Ainda assim, o comportamento da eficiência η do TCSA, para o conjunto *U* de instalações, tende ao comportamento do *IDE*. No entanto, a componente de eficiência η é impotente para prever os melhores desempenhos do TCSA, quando se tratar de instalações com iguais *PT* do TCSA e distintas configurações geométricas, como se pode visualizar na Fig. 3.31, a qual segue fielmente a mesma tendência observada na Fig. 3.45.

Em um segundo momento, o COP do TCSA (Eq. 2.23), em termos de media mensal, para o conjunto U de instalações de TCSA estudadas, para aquecimento, no mês de junho, é apresentado pela Fig. 3.46.

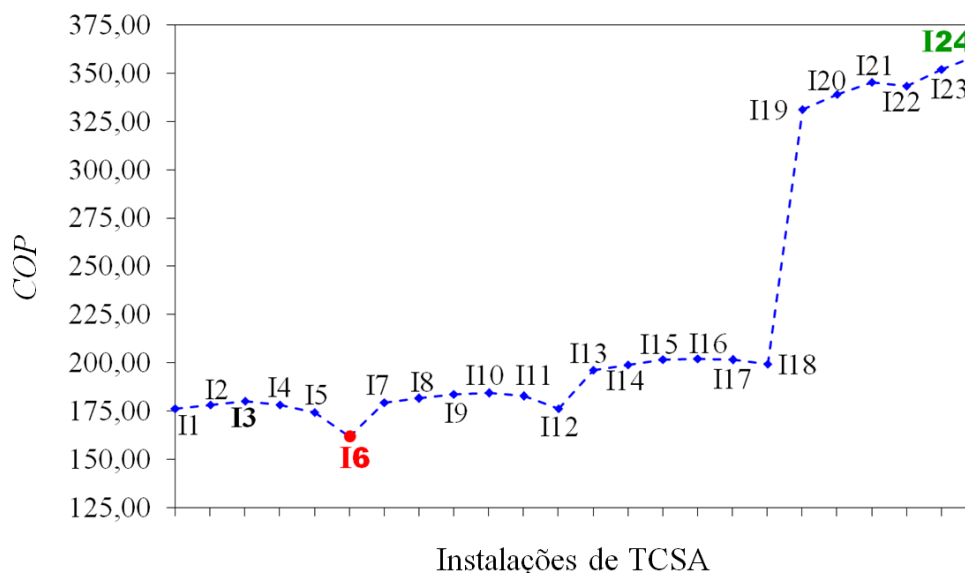


Figura 3.46 - COP do TCSA para o conjunto U de instalações.

Observa-se, então, que, ao examinar a Fig. 3.46, o melhor COP é identificado na I24 ($COP_a = 358,95$), enquanto que o pior é notado na I6 ($COP_a = 161,67$). É possível visualizar que, no sentido da evolução da configuração geométrica do TCSA, existe uma melhora do COP , a partir da I1, em relação à instalação anterior, até atingir um estágio de máximo local na I3. A partir daí, existe uma redução do COP na I4 e, sucessivamente, na I5, até ser minimizado na I6. De forma análoga, esse mesmo comportamento experimentado pelo COP , pode ser visualizado na aplicação do IDE para análise de DE do TCSA, como se pode ver na Fig. 3.38. Assim, nesse estágio, os parâmetros IDE e COP comportam-se de forma similar.

A partir da evolução da I6, contudo, ao analisar o COP separadamente, para cada grupo, o mesmo comportamento visualizado anteriormente é identificado. Essas tendências, por sua vez, não são amortizadas, crescendo, sucessivamente, grupo a grupo. Com isso, os parâmetros IDE e COP não se comportam de forma similar.

Observa-se que, o pior DE TCSA, para aquecimento, mensurado tanto pelo IDE , quanto pelo COP , é associado a I6 ($DE_a = 102,53$ kWh). Entretanto, o mesmo não se pode dizer para o melhor caso identificado. Enquanto que, através do IDE , identificou-se a I3, como sendo a instalação que apresenta o melhor DE do TCSA ($DE_a = 118,38$ kWh), dentre o conjunto U de instalações, o COP apontou a I24 ($DE_a = 107,34$ kWh), conduzindo, assim, a um possível desvio de interpretação, já que se sabe o desempenho da I24 encontra-se entre os

quatro piores desempenhos (ver Fig. 3.38). Isso torna evidente o fato de se exigir cautela na aplicação do *COP* para investigar o *DE* do TCSA.

A relação existente entre o *IDE* e o *COP* pode ser visualizada na Fig. 3.47.

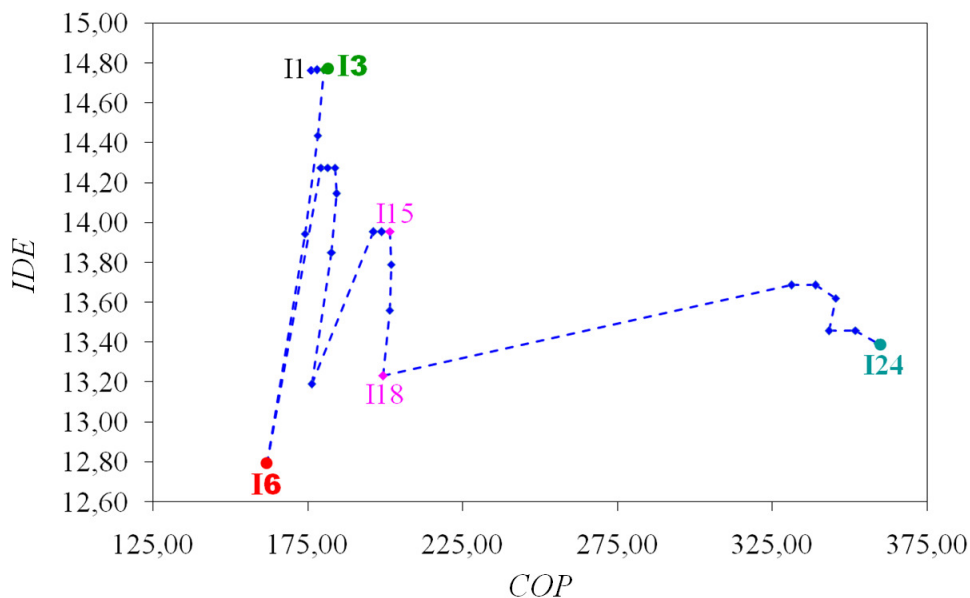


Figura 3.47 - Relação entre o *IDE* e o *COP* do TCSA para o conjunto *U* de instalações.

Ao examinar a I24, por exemplo, observa-se, que o *COP* atinge a maior proporção (*PE/EV*), mas não a maior diferença (*PE-EV*), ao passo que o *IDE* é constituído levando-se em consideração ação de ambos os aspectos em uma só relação, capaz de identificar de forma fidedigna o *DE* do TCSA.

4 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A presente pesquisa sustenta-se sobre três pilares: o aprimoramento e desenvolvimento do modelo computacional de TCSA; a análise de desempenho do TCSA e o estudo de caso realizado. Nesse contexto, o objetivo geral desta pesquisa é melhorar o desempenho de um TCSA bifurcado, em forma de "Y" (com uma entrada e duas saídas de ar), por meio do emprego de um modelo computacional aprimorado, considerando um novo parâmetro de desempenho específico para este tipo de dispositivo, em um estudo de caso realizado no município de Rio Grande.

Diante disso, nesta seção, são apresentadas as conclusões; as contribuições e destaques; bem como sugestões de pesquisas futuras.

Os principais resultados mostram que:

- as melhorias impostas ao modelo computacional desenvolvido (MOC) de TCSA exprimem um modelo mais rápido, mais acurado e com mais capacidade de aplicabilidade;
- o *IDE* pode ser aplicado para investigar o desempenho do TCSA e é parâmetro para determinar os melhores *DE* deste dispositivo;
- o *DE* do TCSA pode ser investigado através do *IDE* que não esbarrou nas limitações enfrentadas pelo parâmetro de eficiência (η) e coeficiente de performance (*COP*);
- para o estudo realizado no município de Rio Grande, a aplicação do TCSA em forma de "Y", cuja configuração geométrica é descrita pela I3, pode render uma economia de energia elétrica mensal de aproximadamente 120 kWh (aquecimento), em períodos de frio, e cerca de 75 kWh (resfriamento), em períodos de calor. Considerando que 1 kWh custa em torno de R\$ 0,65 (conforme Tabela de Tarifas e Custos dos Serviços da CEEE), isso implica na economia com gastos na fatura de consumo de energia elétrica, mensalmente, em aproximadamente R\$ 78,00, em períodos de frio, e R\$ 48,75, em períodos de calor. Sabendo-se que tal economia representa uma proporção em relação ao salário mínimo de aproximadamente 8,00 %, para aquecimento, e 5,00%, para resfriamento, dado que o salário mínimo, em 2019, é igual R\$ 998,00.

4.1 Conclusões

A partir da análise e discussão dos resultados, as conclusões são descritas acerca dos seguintes eixos: (a) aprimoramento e desenvolvimento do modelo computacional de TCSA; (b) desempenho do TCSA e (c) Estudo de Caso proposto.

(a) Com relação ao aprimoramento do modelo computacional, deduz-se que:

- é possível reduzir o tempo de processamento em até 80 %, empregando a técnica de desacoplamento fluidodinâmico térmico (método DFT) (redução de cerca de 25 %) e admitindo um passo de tempo de 86.400 s (24h) na simulação (redução de aproximadamente 55 %);
- pode-se melhorar a acurácia dos resultados numéricos em torno de 18 %, utilizando dados experimentais de temperaturas, ao invés de dados ajustados estatisticamente;
- a determinação numérica da perda de carga (PC) no TCSA exige uma malha mais refinada em relação à exigida para análise térmica, recomendando-se que a modelagem seja realizada com domínio computacional onde apenas o duto é considerado. Nesse estudo, também é proposto um critério de geração de elementos de malha hexaédricos para discretização do domínio computacional para região do duto;
- admitindo no modelo computacional: (1) a caracterização do tipo de solo de uma determinada localidade (*in situ*), por meio da adoção de relatórios de ensaios do tipo SPT, aliado à (2) adesão de dados reais (experimentais) ou realísticos (originados pelo modelo ERA-Interim/LAND) de temperaturas do solo e do ar de uma determinada localidade torna-se possível difundir a sua aplicabilidade para diversas regiões do planeta.

(b) Já sobre o novo parâmetro de desempenho para TCSA, infere-se que:

- o parâmetro desenvolvido denominado Indicador de Desempenho Energético (IDE) propicia a realização de uma adequada análise de desempenho do TCSA, com base na perda de carga (PC) e no potencial térmico (PT) no TCSA.

(c) A partir do Estudo de Caso, constata-se que:

- examinando-se apenas o primeiro grau de liberdade do sistema, a maior razão L_2/L_1 analisada conduz à menor perda de carga (PC) no TCSA. Logo, observa-se que, a geometria ótima (uma vez otimizada), isto é, $(L_2/L_1)_o = 11,50$ implica no $(PC)_{\min} = 19,55$ Pa, presente na I22;
- considerando-se a evolução do segundo grau de liberdade do sistema, na medida em que se aumenta o ângulo \hat{A} avaliado, para os casos examinados, reduz-se a perda de carga

(PC) no TCSA. Portanto, observa-se que a geometria ótima-ótima (duas vezes otimizada) $(L_2/L_1)_{oo} = 11,50$, implicou na $(PC)_{min} = 18,60$ Pa, presente na I24, melhor caso identificado;

- avaliando-se exclusivamente a evolução do primeiro grau de liberdade do sistema, a menor razão L_2/L_1 analisada conduz ao melhor potencial térmico (PT) do TCSA, tanto para aquecimento, quanto para resfriamento. Logo, observa-se que $(L_2/L_1)_o = 0,05$ implica no $(PT)_{a,max} = 4,50$ °C e $(PT)_{r,max} = -2,85$ °C, em termos de média mensal, para o período do mês mais frio (junho) e mais quente (fevereiro) do ano, respectivamente, presente na I1;
- considerando-se a evolução do segundo grau de liberdade do sistema, na medida em que se diminuiu o ângulo \hat{A} avaliado, para os casos examinados, conduziu-se para os melhores potenciais térmicos (PT) do TCSA. Portanto, observa-se que as geometrias ótimas-ótimas (duas vezes otimizada) $(L_2/L_1)_{oo} = 0,05$, implicam no $(PT)_{a,max,max} = 4,50$ °C e $(PT)_{r,max,max} = -2,85$ °C, para o \hat{A} assumindo 0°, 15° ou 30°, em termos de média mensal, para o período do mês mais frio (junho) e mais quente (fevereiro) do ano, respectivamente, presente nas instalações I1, I2 e I3;
- o melhor Indicador de Desempenho Energético (IDE), tanto para aquecimento ($IDE_{a,max} = 14,767$), quanto para resfriamento ($IDE_{r,max} = -9,494$), é identificado na I3. O $(IDE)_{max}$ decorre da razão $(L_2/L_1)_{oo} = 0,05$ e $\hat{A} = 30^\circ$. Já o pior IDE é identificado na instalação I6, cuja configuração geométrica advém da razão $L_2/L_1 = 0,05$ e ângulo $\hat{A} = 75^\circ$, tanto para aquecimento ($IDE_{a,min} = 12,7904$, quanto para resfriamento ($IDE_{r,min} = -8,231$).
- o emprego do TCSA, instalado na profundidade recomendada de 1,00 m, para a localidade estudada no município de Rio Grande, apresenta melhor potencial para aquecimento, nos períodos frios, do que, para resfriamento, nos períodos quentes do ano;
- conforme o estudo realizado no município de Rio Grande, a aplicação do TCSA em forma de "Y" pode render na economia de energia elétrica mensal de cerca de 120 kWh (aquecimento), em períodos de frio, e de aproximadamente 75 kWh (resfriamento), em períodos de calor.

4.2 Contribuições e destaques

As contribuições e os destaques desta pesquisa permeiam:

- o aprimoramento e desenvolvimento do modelo computacional de TCSA, denominado de Modelo Computacional Compacto (MOC) de TCSA, capaz de simular o funcionamento do dispositivo em diversas regiões do planeta;
- A caracterização do tipo de solo via análise de relatórios de ensaios SPT e a

consecução de dados reais (experimentais) ou realísticos, advindos da aplicação do modelo ERAM/Interim, admitidos ao modelo computacional, favorecem o carácter global de aplicação do MOC de TCSA.

- formulação de um novo parâmetro de desempenho exclusivo para o TCSA, denominado Indicador de Desempenho Energético (*IDE*);

A partir da *PC* e do *PT* no TCSA é possível examinar o desempenho do TCSA por meio de um parâmetro adimensional de aferição.

- proposição de novos modelos matemáticos para serem estudados e aplicados em problemas de TCSA.

Esses modelos levam em consideração parâmetros constitutivos, geométricos e operacionais do TCSA.

- realização de estudo de caso inédito com TCSA em forma de “Y” aplicado no município de Rio Grande.

Nesse estudo, é possível estabelecer uma metodologia para definição da profundidade de referência dos dutos, traçando um estudo de viabilidade para instalação do TCSA.

4.3 Sugestões de pesquisas futuras

Nesta segmentação são elencadas propostas de continuidade deste trabalho nos seguintes setores: (a) desenvolvimento de modelos computacionais de TCSA; (b) investigação do desempenho do TCSA e (c) aplicação do método Design Construtal em TCSA.

(a) Na área de desenvolvimento de modelos computacionais para TCSA, pretende-se:

- avaliar o tempo de processamento da simulação numérica aplicando a condição de contorno de simetria no modelo computacional de TCSA;

A expectativa é reduzir ainda mais o tempo de processamento a partir de um domínio computacional reduzido.

(b) No âmbito da investigação do desempenho do TCSA, visa-se:

- estabelecer o Indicador de Desempenho Energético (*IDE*) em função do diâmetro (d) e do comprimento total do duto (L_t);

Isso é possível tendo em vista a *PC* no TCSA pode ser avaliada em função dos

parâmetros geométricos (construtivos) do TCSA.

(c) No campo de aplicação do método Design Construtal em TCSA, almeja-se:

- estabelecer novo grau de liberdade para o sistema estudado, isto é, o TCSA em forma de “Y”: a razão d_1/d_0 , onde d_1 é o diâmetro do duto do ramo secundário e d_0 é o diâmetro do duto do ramo principal.

A proposta consiste em restaurar a velocidade do ar no ramo secundário (reduzida à metade por conta da bifurcação) reduzindo a área da seção transversal do duto. Então, são sugeridos, para o grau de liberdade d_1/d_0 , os seguintes valores: 0,71 e 0,63.

5 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGRAWAL, K. K.; AGRAWAL, G.; MISRA, R.; BHARDWAJ, M.; JAMUWA, D. K. A Review on Effect of Geometrical, Flow and Soil Properties on the Performance of Earth Air Tunnel Heat Exchanger. **Energy and Buildings**, vol. 176, p. 120-138, 2018a. doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.07.035
- AGRAWAL, K. K.; MISRA, R.; YADAV, T.; AGRAWAL, G.; JAMUWA, D. Experimental study to investigate the effect of water impregnation on thermal performance of earth air tunnel heat exchanger for summer cooling in hot and arid climate. **Energy and Buildings**, vol. 120, p. 255-265, 2018b. doi.org/10.1016/j.renene.2017.12.070
- AGRAWAL, K. K.; BHARDWAJ, M.; MISRA, R.; AGRAWAL, G.; BANSAL, V. Optimization of operating parameters of earth air tunnel heat exchanger for space cooling: Taguchi method approach. **Geothermal Energy**, vol. 10, n. 6, p. 17, 2018c. doi.org/10.1186/s40517-018-0097-0
- AGRAWAL, K. K.; MISRA, R.; AGRAWAL, G.; BHARDWAJ, M.; JAMUWA, D. K. The state of art on the applications, technology integration, and latest research trends of earth-air heat exchanger system. **Geothermics**, vol. 82, p. 34-50, 2019. doi.org/10.1016/j.geothermics.2019.05.011
- AHMED, S. F.; AMANULLAH, M. T. O.; KHAN, M. M. K.; RASUL, M. G.; HASSAN, N. M. S. Parametric study on thermal performance of horizontal earth pipe cooling system in summer, **Energy Conversion and Management**, vol. 114, p.324-337, 2016. doi:10.1016/j.enconman.2016.01.061
- ALLAN, M. L. KAVANAUGH, S. P. Thermal conductivity of cementitious grouts and impact on heat exchanger length design for ground source heat pumps. **Science and Technology for the Built Environment**, p. 85-96, 1999. doi: 10.1080/10789669.1999.10391226
- AL-BAGHDADI, M. A. R. S. **Computational Fluid Dynamics Modeling in Development of Renewable Energy Applications**. International Energy and Environment foundation, Copyright, p. 441, 2011.
- ANSYS Inc., **ANSYS Fluent Theory Guide**, Release 14.0, 2011.
- ASCIONE, F; BELLIA. L; MINICHIELLO, F. Earth-to-air heat exchangers for Italian climates. **Renewable Energy**, vol. 36, n. 8, p. 2177-88, 2011. doi.org/10.1016/j.renene.2011.01.013
- BALGHOUTHY, M.; KOOLI, S.; FARHAT, A.; DAGHARI, H. BELGHITH A. Experimental investigation of thermal and moisture behaviors of wet and dry soils with buried capillary heating system. **Solar Energy**, vol. 79, p 669-681, 2005. doi:10.1016/j.solener.2005.06.011
- BALSAMO, G.; BELJAARS, A.; SCIPAL, K.; VITERBO, P.; HURK, B.; HIRSCHI, M.; BETTS, A. A Revised Hydrology for the ECMWF Model: Verification from Field Site to

- Terrestrial Water Storage and Impact in the Integrated Forecast System. **Journal of Hydrometeorology**, vol. 10, n. 3, p. 623-643, 2009. doi.org/10.1175/2008JHM1068.1
- BALSAMO, G.; ALBERGEL, C.; BELJAARS, A.; BOUSSETTA, S.; BRUN, E.; CLOKE, G.; DEE, D.; DUTRA, E.; MUÑOZ-SABATER, J.; PAPPENBERGER, F.; de ROSNAY, P.; STOCKDALE, T.; VITART, F. ERAInterim/ Land: a global land surface reanalysis data set. **Hydrology and Earth System Sciences**, vol. 19, n. 1, p. 389-407, 2015. doi.org/10.5194/hess-19-389-2015
- BANSAL, V.; MISRA, R.; AGRAWAL, G. D.; MATHUR, J. Performance analysis of early-pipe air heat exchanger for winter heating. **Energy and Buildings**, vol. 41, p. 1151-1154, 2009. doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.05.010
- BANSAL, V.; MISRA, R.; AGRAWAL, G. D., MATHUR, J. Performance analysis of early-pipe air heat exchanger for summer cooling. **Energy and Buildings**, vol. 42, p. 645-648, 2010. doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.11.001
- 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, p. 1-11, 2013. doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.10.014
- BEJAN, A. Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 40, n. 4, p. 799-816, 1996. doi.org/10.1016/0017-9310(96)00175-5
- BEJAN, A. **Shape and Structure, from Engineering to Nature**. Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2000.
- BEJAN, A; ALMOGBEL M. Constructal T-shaped fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 43, p. 2101-2115, 2000. doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00283-5.
- BEJAN, A. **Convection Heat Transfer**. Durham, USA: John Wiley, 2004.
- BEJAN A. **Advanced engineering thermodynamics**. Hoboken: Wiley; 2006.
- BEJAN, A.; LORENTE S. **Design with Constructal Theory**. Hoboken: Wiley, 2008.
- BEJAN, A.; ZANE J. **Design in Nature: How the Constructal Law Governs Evolution in Biology, Physics, Technology, and Social Organization**. Copyright, 2012.
- BELLO-OCHEDE, T.; MEYER J. P.; OGUNRONBI, O. I. Constructal multiscale cylinders rotating in cross-flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 54, p. 2568-2577, 2011. doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.02.004
- BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. John Wiley & Sons Inc., Hoboken, 7ª Ed., 2011.
- BERTANI, R. Geothermal power generation in the world 2010-2014 update report. **Geothermics**, vol. 60, p. 31-43, 2016. doi:10.1016/j.geothermics.2015.11.003

- BHARADWAJ, S.; BANSAL, N. Temperature distribution inside ground for various surface conditions. **Building and Environment**, v. 16, p. 183-192, 1981. doi.org/10.1016/0360-1323(81)90012-3
- 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**, vol. 47, p. 2577-2586, 2004. doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.12.018
- 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**, vol. 50, p. 2132-2138, 2007. doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.11.006
- BISONIYA, T. S.; KUMAR, A.; BARENDAR, P. E. Experimental and analytical studies of earth-air heat exchanger (EAHE) systems in India. A. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 19, p. 238-246, 2013. doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.023
- BRADY, N. C.; WEIL, R. R. *Elementos da Natureza e Propriedades dos Solos*. 3 ed., Porto Alegre: Bookman, 2013.
- BRAJA, M. **Fundamentos da engenharia geotécnica**. São Paulo, Brazil: Cengage Learning; 2006.
- BRUM, R. S.; ROCHA, L. A. O.; VAZ, J.; DOS SANTOS, 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 Potential. **International Journal of Advanced Renewable Energy Research**, vol. 1, p. 505-514, 2012.
- BRUM, R. S.; VAZ, J.; ROCHA, L. A. O.; 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, p. 395-402, 2013. doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.05.032
- BRUM, R. S.; RODRIGUES, M. K.; RAMALHO, J. V. A.; ROCHA, L. A. O.; ISOLDI, L. A.; SANTOS, E. D. On the Design of Two EAHE Assemblies with Four Ducts. **Defect and Diffusion Forum**, vol. 372, p. 31-39, 2017. doi.org/10.4028/www.scientific.net/DDF.372.31
- BRUM, R. S.; RAMALHO, J. V. A.; RODRIGUES, M. K.; VAZ, J.; ROCHA, L. A. O.; ISOLDI, L. A.; DOS SANTOS, E. D. Design evaluation of Earth-Air Heat Exchangers with multiple ducts. **Renewable Energy**, vol. 135, p. 1371-1385, 2019. doi.org/10.1016/j.renene.2018.09.063
- CAPUTO, H. **Mecânica dos solos e suas aplicações**. Rio de Janeiro, Brazil: LTC; 1989.
- CETKIN, E.; LORENTE, S; BEJAN, A. Natural constructal emergence of vascular design with turbulent flow. **Journal of Applied Physics**, vol. 107. p. 9, 2010. doi.org/10.1063/1.3430941
- CHAPRA, S.; CANELE, R. **Numerical Methods for Engineers**, 7 Ed., McGraw-Hill, 2015.
- CHORIN, A. J. Numerical solution of Navier-Stokes equations. **Mathematics of Computation**, vol. 22, n. 104, p. 745-762, 1968.

- COSTA, E. C. **Ventilação**. Blucher, 1ª Ed., p. 256, 2005.
- CUNY, M.; LIN, J.; SIROUX, M.; MAGNET, V.; FOND, C. Influence of coating soil types on the energy of earth-air heat exchanger. **Energy and Buildings**, vol. 158, p. 1000–1012, 2018. doi:10.1016/j.enbuild.2017.10.048.
- D'ANGELO, K. **Investigation of Heat Dissipation Enhancement due to Backfill Modification in Ground Coupled Heat Pump Systems**, Thesis of Master of Science, Arizona State University 2012. https://repository.asu.edu/attachments/94095/content//tmp/package2xKuAJ/DAngelo_asu_0010N_12138.pdf <acesso em 25/02/2019>
- DEE, D.; UPPALA, S.; SIMMONS, A.; BERRISFORD, P.; POLI, P.; KOBAYASHI, S.; ANDRAE, U.; BALMASEDA, M.; BALSAMO, G.; BAUER, P.; BECHTOLD, P.; BELJAARS, A.; BERG, L.; BIDLOT, J.; BORMANN, N.; DELSOL, C.; DRAGANI, R.; FUENTES, M.; GEER, A.; HAIMBERGER, L.; HEALY, S.; HERSBACH, H.; HÓLM, E.; ISAKSEN, L.; KÅLLBERG, P.; KÖHLER, M.; MATRICARDI, M.; MCNALLY, A.; MONGE-SANZ, B.; MORCLETTE, J.; PARK, B.; PEUBEY, C.; ROSNAY, P.; TAVOLATO, C.; Thépaut, J.; Vitart, F. The ERA-Interim reanalysis: configuration and performance of the data assimilation system. **Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society**, vol. 137, n. 656, p. 553-597, 2011. doi.org/10.1002/qj.828
- DIAZ, S. E.; SIERRA, J., M., T.; HERRERA, J. A. The use of earth—air heat exchanger and fuzzy logic control can reduce energy consumption and environmental concerns even more, **Energy and Buildings**, n. 65, p. 458–463, 2013.
- DOS SANTOS, E. D. **Análise numérica de escoamentos turbulentos não reativos com transferência de calor por convecção e radiação térmica em meios participantes**. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PROMEC), Porto Alegre, RS, Brasil, 2011.
- ELETROBRAS. **Resultados do Procel 2017**, ano base 2016. Programa Nacional de Conservação de Energia, Ministério de Minas e Energia, 2017.
- ELMINSHAWY, N. A. S.; SIDDIQUI, F. R.; FAROOQ, Q. U.; ADDAS, M. F. Experimental investigation on the performance of earth-air pipe heat exchanger for different soil compaction levels, **Applied Thermal Engineering**, vol. 124, p. 1319–1327, 2017. doi:10.1016/j.applthermaleng.2017.06.119.
- EROL, S.; FRANÇOIS, B. Efficiency of various grouting materials for borehole heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, vol. 70, p. 788–799, 2014. doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.05.034.
- 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, p. 727-738, 2013. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.06.027
- ESEN, H., INALLI, M., ESEN, M. Numerical and experimental analysis of a horizontal ground coupled heat pump system. **Building and Environment**, vol. 42, p. 1126–1134, 2007. doi:10.1016/j.buildenv.2005.11.027

- FERRAZ, J., G.; NUNES, B., R. ; RODRIGUES, M., K.; BRUM, R., S.; SOUZA, J., A.; 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**, v. 11, p. 10, 2015. doi: <http://dx.doi.org/10.14808/sci.plena.2015.081314>
- FLORIDES, G.; KALOGIROU, S. Ground heat exchangers: A review of systems, models and applications. **Renewable Energy**, v. 32, p. 2461-2478, 2007.
- GHOSAL, M. K.; TIWARI, G. N. Modeling and parametric studies for thermal performance of an earth to air heat exchanger integrated with a greenhouse. **Energy Conversion and Management**, vol. 47, p. 1779–1798, 2006. doi:10.1016/j.enconman.2005.10.001
- GIVONI, B.; KATZ, L. Earth temperatures and underground buildings. **Energy and Buildings**, vol. 8, p. 15 - 25, 1985. doi.org/10.1016/0378-7788(85)90011-8
- GUERRA J. B. O. A.; GARCIA, J.; LIMA M. A.; BARBOSA, S. B.; HEERDT, M. L.; BERCHIN, J. I. A proposal of a Balanced Scorecard for an environmental education program at universities. **Journal of Cleaner Production**, vol. 172, p. 1674-1690, 2018. doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.11.179Get rights and content
- GUPTA, N.; TIWARI, G. N. Review of passive heating/cooling systems of buildings. **Energy Science & Engineering**, Society of Chemical Industry, John Wiley & Sons Ltd, p. 29, 2016. doi.org/10.1002/ese3.129
- HAALAND, S. E. Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Flow. Transactions of ASME, **Journal of Fluids Engineering**, vol. 103, p. 89-90, 1983. doi:10.1115/1.3240948
- HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. **Fundamentos de Física**. Vol. 1 - Mecânica, p. 349, 8^a. Ed. Livros Técnicos e Científicos, 2009.
- 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, p. 509-518, 2001. doi.org/10.1016/S0378-7788(00)00105-5
- ISOLDI, L. A.; BRUM, R. S.; RODRIGUES, M. K.; RAMALHO, J. V. A.; VAZ, J.; SOUZA, J. A.; DOS SANTOS, E. D.; ROCHA. L. A. O. In: **CONSTRUCTAL LAW & SECOND LAW CONFERENCE**, Proceedings CLC-2013, Nanging, China, p. 88-96, 2013.
- JACOVIDES, C. P.; MIHALAKAKOU, G.; SANTAMOURES, M.; LEWIS, J. O. On the ground temperature profile for passive cooling applications in buildings. **Solar Energy**, vol. 48, n. 3, p. 167-175, 1996.
- JAYASHANKAR, B. C.; SAWHNEY, R. L.; SODHA, M. S. Effect of different surface treatments of the surrounding earth on thermal performance of earth-integrated buildings. **International Journal of Energy Research**, vol. 13, p. 605–619, 1989. doi.org/10.1002/er.4440130512

- KAUSHAL, M.; DHIMAN, P.; SINGH, S.; PATEL, H. Finite volume and response surface methodology based performance prediction and optimization of a hybrid earth to air tunnel heat exchanger. **Energy and Buildings**, vol. 104, p. 25-35, 2015. doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.07.014
- KIM, Y.; LORENTE, S.; BEJAN A. Constructal multi-tube configuration for natural and forced convection in cross-flow. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 53, p.5121-5128, 2010. doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.07.053
- KUMAR, R.; SINHA, A. R.; SINGH B. K.; MODHUKALYA, U. A design optimization tool of earth-to-air heat exchanger using a genetic algorithm. **Renewable Energy**, vol. 33, p. 2282–2288, 2008. doi:10.1016/j.renene.2008.01.006
- KUMAR, R.; KAUSHIK, S. C.; GARG, S. N. Heating and cooling potential of an earth-to-air heat exchanger using artificial neural network. **Renewable Energy**, vol. 31. n. 18, p. 1139–1155, 2006. doi.org/10.1016/j.renene.2005.06.007
- LAUNDER, B. E.; SALDING, D. B. **Lectures in Mathematical Models of Turbulence**. London: Academic Press, 1972.
- LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. The numerical computation of turbulent flows. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, vol. 3, n. 2, p. 269–289, 1974. doi:10.1016/0045-7825(74)90029-2.
- LEE, H. S. **Thermal design: heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells**. Hoboken: John Wiley & Sons, 2010.
- LI, A.; YANG, C.; REN, T. Modeling and parametric studies for convective heat transfer in large, long and rough circular cross-sectional underground tunnels. **Energy and Buildings**, vol. 127, p. 259–267, 2016. doi:10.1016/j.enbuild.2016.05.088.
- LORENZINI, G.; BISERNI, C.; ISOLDI, L. A.; DOS 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. p. 8, 2011. doi:10.1115/1.4005296
- LORENZINI, G.; BISERNI, C.; GARCIA, F. L.; DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A.; ROCHA, L. A. O. Constructal Design of isothermal X-shaped cavities. **Thermal Science**, vol. 18, p. 349-356, 2014. doi.org/10.2298/TSCII20804005L
- 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**, vol. 22, n. 4, p. 309-321, 2013. doi.org/10.1134/S1810232813040048
- LORENZINI G.; ROCHA, L. A. O. Geometric optimization of T-Y-shaped cavity according to Constructal Design. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 52, p. 4683-4688, 2009. doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.06.020.
- LORENZINI, G; ROCHA, L. A. O. Constructal Design of Y-shaped assembly of fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 49, p. 4552-4557, 2006. doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.05.019

- LORENZINI, G; ROCHA, L. A. O. Constructal Design of T-Y assembly of fins for an optimized heat removal. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 52, p. 1458-1463, 2009. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.09.007
- LORENZINI, G; CORREA, R. L.; DOS SANTOS, E. D.; ROCHA, L. A. O. Constructal Design of complex assembly of fins. **Journal of Heat Transfer**, vol. 133, p. p.7, 2011. doi:10.1115/1.4003710
- MALISKA, C. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. Livros Técnicos e Científicos. Editora S.A., Rio de Janeiro, 2004.
- MATHUR, A.; SRIVASTAVA, A.; MATHUR, J.; MATHUR, S.; AGRAWAL, G. D. Transient effect of soil thermal diffusivity on performance of EATHE system. **Energy Reports**, v. 1, p. 17–21, 2015. doi:10.1016/j.egyr.2014.11.004.
- MAVROYANOPOULOS, G.; KYRITSIS, S. The performance of a greenhouse heated by an earth-air exchanger. **Agricultural and Forest Meteorology**, vol. 36, p. 263-268, 1986. doi.org/10.1016/0168-1923(86)90040-7
- MIHALAKAKOU, G.; SANTAMOURIS, M.; ASIMAKOPOULOS, D. Modeling the thermal performance of earth-to-air heat exchangers. **Solar Energy**, vol. 53, p. 301–305, 1994. doi.org/10.1016/0038-092X(94)90636-X
- MIHALAKAKOU, G.; LEWIS, J. O.; SANTAMOURIS, M. The influence of different ground covers on the heating potential on earth to air heat exchangers, **Renewable Energy**, vol. 7p. 33–46, 1996. doi.org/10.1016/0960-1481(95)00114-X
- MIHALAKAKOU, G.; SANTAMOURIS, M.; LEWIS, J. O.; ASIMAKOPOULOS, D. N.; ARGIRIOU, A.. On the application of the energy balance equation to predict ground temperature profiles. **Solar Energy**, vol. 60, p. 181–190, 1997. doi.org/10.1016/S0038-092X(97)00012-1
- MISRA, R.; BANSAL, V.; AGRAWAL, G.; MATHUR, J.; ASERI, T. CFD analysis based parametric study of derating factor for Earth Air Tunnel Heat Exchanger. **Applied Energy**, vol. 103, p. 266-277, 2013. doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.09.041
- MISRA, R.; ASERI, T. K.; BANSAL, V. **CFD analysis of thermal influence zone of earth air tunnel heat exchanger under transient conditions**, in: Proceedings of BS2015 14th Conference of International Building Performance Simulation Association, Hyderabad, India., 7-9, pp. 1655–1662, 2015.
- NEJAT, P.; JOMEHZADEH, F.; TAHERI, M. M.; GOHARI, M.; MAJID, M. A global review of energy consumption, CO₂ emissions and policy in the residential sector (with an overview of the top ten CO₂ emitting countries). **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 43, p. 843–862. 2015. doi:10.1016/j.rser.2014.11.066
- NIU, F.; YU, Y.; YU, D.; LI, H. Heat and mass transfer performance analysis and cooling capacity prediction of earth to air heat exchanger, **Applied Energy**, vol. 137. p. 211–221, 2015. doi:10.1016/j.apenergy.2014.10.008

- PAEPE, M.; JANSSENS, A. Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers. **Energy and Buildings**, vol. 35, p. 389–397, 2003. doi.org/10.1016/S0378-7788(02)00113-5.
- PATANKAR, S. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. McGraw-Hill, New York, USA, 1980.
- 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**, n. 28: p. 107-116, 2013.
- PESARAN, M.; MOHD ZIN, A. A. B.; KHAIRUDDIN. A. B.; SHARIATI, O. Optimal Sizing and Siting of Distributed Generators by Exhaustive Search. **Distributed Generation & Alternative Energy Journal**, vol. 30, n. 3, p. 29-56, 2015. doi.org/10.1080/15325008.2014.921947
- PFAFFEROTT, J., Evaluation of earth-to-air heat exchangers with a standardised method to calculate energy efficiency. **Energy and Buildings**, vol. 35, p. 971-983, 2003. doi.org/10.1016/S0378-7788(03)00055-0
- POPE, S. B. **Turbulent Flows**. Cambridge University Press, New York, USA, 2008.
- PRITCHARD, P. J.; MITCHELL, J. W. FOX e Mcdonald's: **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 9ª Ed., John Wiley & Sons Inc., Hoboken, 2015.
- RAMALHO, J. V. A.; BRUM, R. S.; ROCHA, L. A. O.; ISOLDI, L. A.; Dos Santos, E. D.; SULZBACHER, M. Fitting new constructal models for the thermal potential of earth-air heat exchangers. **Acta Scientiarum, technology (online)**, vol. 40, p. 8, 2018. doi.org/10.4025/actascitechnol.v40i1.30897
- REIS, A. H. Constructal view of scaling laws of river basins. **Geomorphology**, vol. 78, p. 201-206, 2006. doi.org/10.1016/j.geomorph.2006.01.015
- ROCHA, L. A. O.; MONTANARI, G. C.; DOS SANTOS E. D.; ROCHA A. S. Constructal design applied to the study of cavities into a solid conducting wall. **Thermal Engineering**, vol. 6, p. 41-47, 2007. dx.doi.org/10.5380/reterm.v6i1.61816
- ROCHA, L. A. O.; LORENTE, S.; BEJAN A. Tree-shaped vascular wall designs for localized intense cooling. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 52, p. 4535-4544, 2009. doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.003
- RODRIGUES, G. C; RODRIGUES, M. K.; ROCHA, L. A. O; SANTOS, E., D.; ESTRADA, E. S. D.; ISOLDI, L. A. Simulação Numérica e Método Constructal Design Aplicados à Avaliação Geométrica de um Trocador de Calor Solo-Ar com Formato T. **Revista CEREUS**, vol, 11, n. 1, p. 65-80, 2019a. doi: 10.18605/2175-7275/cereus.v11n1p65-80
- RODRIGUES, G. C.; CUNHA, M.; RODRIGUES, M. K.; ROCHA, L. A. O; SANTOS, E. D.; ESTRADA, E.; ISOLDI, L. A. Constructal Design applied to a T-shaped Earth-Air Heat Exchanger. In: **CONSTRUCTAL LAW & SECOND LAW CONFERENCE**, Proceedings CLC-2019, Porto Alegre, p. 216-219, 2019b.

- 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. doi.org/10.1093/ijlct/ctt023
- RODRIGUES, M. K.; BRUM, R.; 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 Design Constructal method, **Renewable Energy**, vol. 80, p. 538-551, 2015a. doi: 10.1016/j.renene.2015.02.041
- RODRIGUES, M. K.; DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A. **Numerical Analysis and Constructal Design of Earth-Air Heat Exchanger - Mathematical Methods for Engineering**. 1 ed. Saarbrücken: Lap Lambert Academic Publishing, vol. 1, 2015b.
- RODRIGUES, M. K.; SOUZA, J. A.; VAZ, J.; JUNIOR, I. C. A.; ROCHA, L. A. O.; BRUM, R. S.; DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A. Estudo numérico da influência de condições de contorno na modelagem computacional de trocador de calor solo-ar. **Scientia Plena**, vol. 11, n. 8, 2015c. doi: 10.14808/sci.plena.2015.081334
- RODRIGUES, M. K.; COSWIG F. S.; CAMARGO, K.R., ISOLDI, L. A.; BRUM, R. S.; RAMALHO, J. V. A.; VAZ, J.; ROCHA, L.A.O.; DOS SANTOS, E. D. Thermal performance simulations of Earth-Air Heat Exchangers for different soils of a coastal city using in-situ data, **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, vol. 30, p. 224-229, 2018. doi.org/10.1016/j.seta.2018.10.003
- ROHIT, M. **Earth air tunnel heat exchangers: Performance, analysis and design**, 1 ed. Saarbrücken: Lap, Lambert Academic Publishing, 2017.
- ROSENOWA, J.; BAYERA, E. Costs and benefits of Energy Efficiency Obligations: A review of European programmes. **Energy Policy**, vol. 107, p. 53–62, 2017. doi.org/10.1016/j.enpol.2017.04.014
- SANTAMOURIS, M.; MIHALAKAKOU, G.; ARGIRIOU, A.; ASIMAKOPOULOS, D. On the performance of buildings coupled with earth to air heat exchangers. **Solar Energy**, vol. 54, n. 6, p. 375–380, 1995. doi.org/10.1016/0038-092X(95)00016-K
- SANTAMOURIS, M.; KOLOKOSTA, D. Passive cooling dissipation techniques for buildings and other structures: The state of the art. **Energy and Buildings**, vol. 57, p. 74–94, 2013. doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.11.002
- SIMMONS, A.; UPPALA, S.; DEE, D.; KOBAYASHI, S. ERA-Interim: New ECMWF reanalysis products from 1989 onwards. **ECMWF Newsletter**, vol. 110, p. 26-35, 2006. 10.21957/pocnex23c6
- SOBTI J.; SINGH, S. K. Earth-air heat exchanger as a green retrofit for Chandīgarh - a critical review. **Geothermal Energy**, vol. 3, n. 14, p. 9, 2015. doi.org/10.1186/s40517-015-0034-4
- SONG, Y.; YAO, Y.; NA, W. **Impacts of soil and pipe thermal conductivity on performance of horizontal pipe in a ground-source heat pump**, in: Proc. Sixth Int. Conf. Enhanc. Build. Oper. ICEBO2006, Shenzhen, China, 2006.

- TABELA DE TARIFAS E CUSTOS DOS SERVIÇOS DA CEEE, disponível em: <
http://www.cee.com.br/pportal/cee/Archives/Upload/Folder_Grupo_B_2018_60788.pdf
>, acessado em: 21/06/2019.
- TRZASKI, A.; ZAWADA, B. The influence of environmental and geometrical factors on air-ground tube heat exchanger energy efficiency. **Building and Environment**, vol. 46, p. 1436–1444, 2011. doi.org/10.1016/j.buildenv.2011.01.010
- VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. 4. ed. São Paulo: E.Blucher, 2008.
- VAZ, J. **Estudo experimental e numérico sobre o uso do solo como reservatório de energia para o aquecimento e resfriamento de ambientes edificados**, Tese de Doutorado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, 2011.
- VAZ, J.; SATTTLER, M. A.; DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A., Experimental and Numerical Analysis of an Earth–Air Heat Exchanger. **Energy and Buildings**, vol. 43, p. 2476-2482, 2011. doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.06.003
- VAZ, J.; SATTTLER, M. A.; 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**, n. 72, p. 122-131, 2014. doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.12.009
- VERSTEEG, H.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. England: Pearson Education Limited, 2 ed., 2007.
- VITELBO, P.; BELJAARS, A. An improved land surface parameterization scheme in the ECMWF model and its validation. **Bulletin of the American Meteorological Society**, Technical report, ECMWF, Reading, UK, 1995. doi.org/10.1175/1520-0442(1995)008<2716:AILSPS>2.0.CO;2
- WILCOX, D. **Turbulence modeling for CFD**. La Canada, USA: DCW Industries, 2002.
- WOODSON, T.; COULIBALY, Y; TRAORÉ, E. Earth-Air Heat Exchangers for Passive Air Conditioning: Case Study Burkina Faso. **Journal of Construction in Developing Countries**, vol. 17, n. 1, p. 21-32, 2012.
- 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, p. 2756-2764, 2010. doi: 10.1007/s11431-010-4037-x
- ZHANG, J.; HAGHIGHAT, F. Development of Artificial Neural Network based heat convection algorithm for thermal simulation of large rectangular cross-sectional area Earth-to-Air Heat Exchangers. **Energy and Buildings**, vol. 42, n. 4, p. 435-440, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.10.011>