

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

MODELAGEM COMPUTACIONAL E MÉTODO DESIGN CONSTRUTAL APLICADOS
A TROCADORES DE CALOR SOLO-AR COM GEOMETRIA EM "T"

por

Gerusa Camargo Rodrigues

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Modelagem Computacional

Rio Grande, agosto de 2019.

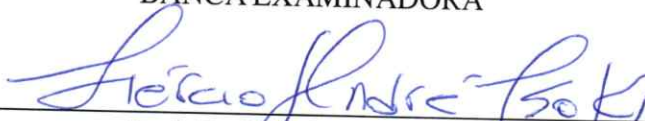
Gerusa Camargo Rodrigues

“Modelagem Computacional e Método Design Construtal Aplicados a Trocadores de Calor Solo-Ar com Geometria em “T” ”

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

Aprovada em

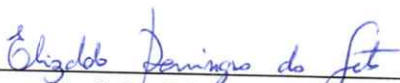
BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Lécio André Isoldi
Orientador - FURG



Prof. Dr. Emanuel da Silva Diaz Estrada
Coorientador - FURG



Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos
FURG



Prof. Dr. Jeferson Avila Souza
FURG



Prof^a. Dr^a. Ruth da Silva Brum

UFPel

Rio Grande - RS
2019

Ficha catalográfica

R696m Rodrigues, Geresa Camargo.

Modelagem computacional e método design construtal aplicados a trocadores de calor solo-ar com geometria em "T" / Geresa Camargo Rodrigues. – 2019.

93 f.

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

Orientador: Dr. Liercio Andre Isoldi.

Coorientador: Dr. Emanuel da Silva Diaz Estrada.

1. Trocador de Calor Solo-Ar (TCSA) 2. Design Constructal
3. Modelagem Computacional 4. Potencial Térmico 5. Perda de Carga
I. Isoldi, Liercio Andre II. Estrada, Emanuel da Silva Diaz III. Título.

CDU 004.414.23

AGRADECIMENTOS

A Deus, por me guiar nesta etapa e me dar forças para superar as dificuldades.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) e a Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado do Rio Grande do Sul (FAPERGS) pelo apoio financeiro, ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional e à Universidade Federal do Rio Grande.

Ao meu orientador, Prof. Liércio, pela compreensão e pelos ensinamentos ao longo dessa etapa.

Ao meu coorientador, Prof. Emanuel, pelas contribuições no desenvolvimento desse trabalho.

Ao Prof. Jeferson e ao Prof. Elizaldo pelo auxílio e contribuições.

Àqueles que fazem parte da minha vida, pelo apoio e confiança.

“Hoje, é possível que a tempestade te amarfanhe o coração e te atormente o ideal, aguilhoando-te com a aflição ou ameaçando-te com a morte... Não te esqueças, porém, de que amanhã será outro dia.”

Meimei (Francisco Cândido Xavier)

RESUMO

O Trocador de Calor Solo-Ar (TCSA) é um dispositivo constituído por um ou mais dutos enterrados no solo, por onde o ar é forçado a escoar. No processo de troca de calor entre o ar e o solo, o ar sai do TCSA com uma temperatura mais amena em relação à sua temperatura de entrada, podendo ser utilizado para a melhoria da condição térmica de edificações. A partir de um TCSA com duto reto (uma entrada e uma saída) adotado como referência, diferentes configurações geométricas de um TCSA com formato T (uma entrada e duas saídas) foram propostas através do método Design Construtal. O objetivo deste trabalho é aliar a modelagem computacional ao método Design Construtal visando a minimização do volume de solo ocupado pelas instalações de TCSA, a maximização do seu potencial térmico e a minimização da perda de carga do escoamento. Os graus de liberdade considerados relacionam o comprimento do ramo bifurcado com o comprimento do ramo principal (L_1/L_0) e o diâmetros desses ramos (D_1/D_0). Simulações numéricas realizadas no software FLUENT, baseado no Método dos Volumes Finitos (MVF), permitiram avaliar o potencial térmico do TCSA, enquanto a perda de carga e o volume de solo foram determinados analiticamente. Com o auxílio do método da Busca Exaustiva, os resultados de todas as configurações geométricas foram comparados entre si, de modo a realizar uma otimização geométrica. Os resultados indicaram que à medida que a razão D_1/D_0 aumenta (casos em que $D_1 > D_0$) e com $L_0 > L_1$ o potencial térmico é maximizado. Deste modo, a instalação definida por razões $(D_1/D_0)_o = 1,5$ e $(L_1/L_0)_{oo} = 0,5$ maximiza o potencial térmico em aproximadamente 21% se comparado à Instalação Referência. A instalação definida por razões $(D_1/D_0)_o = 0,5$ e $(L_1/L_0)_{oo} = 7,0$ minimiza o volume de solo ocupado em, aproximadamente, 23%. No entanto, há baixa influência do grau de liberdade D_1/D_0 . A perda de carga do escoamento é reduzida em torno de 67% pela instalação definida por $(D_1/D_0)_o = 1,25$ e $(L_1/L_0)_{oo} = 7,0$. Além disso, a perda de carga só é minimizada nos casos em que a velocidade do escoamento se divide pela metade ou diminui após a bifurcação dos dutos, ou seja, casos em que $D_0 = D_1$ ou $D_1 > D_0$. Ao considerar os três parâmetros simultaneamente, a instalação definida por $D_1/D_0 = 1,5$ e $L_1/L_0 = 7,0$ apresenta melhor desempenho.

Palavras-chave: Trocador de Calor Solo-Ar (TCSA). Design Constructal. Modelagem Computacional. Potencial térmico. Perda de carga.

ABSTRACT

An Earth-Air Heat Exchanger (EAHE) is a device consisting of one or more buried ducts in the soil, through which the air is forced to flow. In the heat exchange process between air and soil, the air leaves the EAHE with a milder temperature relative to its inlet temperature and can be used to improve the thermal condition of buildings. From an EAHE with a straight duct (with one inlet and one outlet) adopted as reference, different geometric configurations of a T-shaped EAHE (with one inlet and two outlets) were proposed using the Constructal Design method. The objective of this work is to combine computational modeling with the Constructal Design method aiming to minimize the soil volume occupied by EAHE installations, maximize their thermal potential and minimize the pressure drop. The degrees of freedom considered relates to the length of the bifurcated branch to the length of the main branch (L_1/L_0) and the diameters of these branches (D_1/D_0). Numerical simulations performed in the FLUENT software, based on the Finite Volume Method (FVM), allowed to evaluate the thermal potential of the EAHE, while the pressure drop and soil volume were analytically determined. With the aid of the Exhaustive Search method, the results of all geometric configurations were compared with each other to perform a geometric optimization. The results showed that when $L_0 > L_1$ and the ratio D_1/D_0 increases (cases when $D_1 > D_0$), the thermal potential is maximized. Thus, the configuration defined by $(D_1/D_0)_o = 1.5$ and $(L_1/L_0)_{oo} = 0.5$ maximize the thermal potential by 21% compared to the Reference Installation. Installation defined by $(D_1/D_0)_o = 1.5$ and $(L_1/L_0)_{oo} = 0.5$ minimize the occupied soil volume by approximately 23%. However, there is little influence of the degree of freedom D_1/D_0 . The pressure drop is reduced by 67% when $(D_1/D_0)_o = 1.25$ and $(L_1/L_0)_{oo} = 7.0$. Also, the pressure drop is only minimized in cases where the flow velocity is halved or decreases after bifurcation of the ducts, i.e., the cases when $D_0 = D_1$ or $D_1 > D_0$. Considering the three parameters simultaneously, the installation defined by $D_1/D_0 = 1.5$ and $L_1/L_0 = 7.0$ has the best performance.

Keywords: Earth-Air Heat Exchanger (EAHE). Constructal Design. Computational Modeling. Thermal potential. Pressure drop.

ÍNDICE

| | | |
|--------|--|----|
| 1. | INTRODUÇÃO | 15 |
| 1.1. | Trocador de Calor Solo-Ar | 16 |
| 1.2. | Design Construtal | 16 |
| 1.3. | Estado da Arte | 17 |
| 1.4. | Objetivo Geral | 21 |
| 1.4.1. | Objetivos Específicos | 22 |
| 1.5. | Estrutura do Documento | 22 |
| 2. | REFERENCIAL TEÓRICO | 24 |
| 2.1. | Fundamentos da Transferência de Calor | 24 |
| 2.1.1. | Condução | 24 |
| 2.1.2. | Convecção | 25 |
| 2.1.3. | Radiação | 26 |
| 2.1.4. | Comportamento Térmico do Solo | 27 |
| 2.2. | Parâmetros Analisados na Pesquisa | 27 |
| 2.2.1. | Volume de Solo Ocupado | 27 |
| 2.2.2. | Potencial Térmico | 28 |
| 2.2.3. | Perda de Carga | 29 |
| 2.2.4. | Desempenho Global | 30 |
| 3. | MODELAGEM MATEMÁTICA | 33 |
| 3.1. | Conservação da Massa | 33 |
| 3.2. | Conservação da Quantidade de Movimento | 33 |
| 3.3. | Conservação da Energia | 34 |
| 3.4. | Modelagem da Turbulência | 35 |
| 3.4.1. | Modelo $k-\epsilon$ | 36 |
| 4. | MODELAGEM NUMÉRICA | 38 |
| 4.1. | Método dos Volumes Finitos (MVF) | 39 |
| 4.1.1. | Tratamento dos Termos Advectivos | 41 |
| 4.1.2. | Discretização Temporal das Equações de Conservação | 43 |
| 4.1.3. | Acoplamento Pressão-Velocidade | 44 |
| 5. | MODELAGEM COMPUTACIONAL | 45 |
| 5.1. | Condições de Contorno e Hipóteses Simplificativas | 49 |

| | | |
|------|---|----|
| 5.2. | Propriedades dos Materiais | 51 |
| 5.3. | Abordagem Computacional..... | 51 |
| 6. | VALIDAÇÃO E VERIFICAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL | 53 |
| 6.1. | Instalação 1 | 53 |
| 6.2. | Instalação 2..... | 56 |
| 7. | RESULTADOS E DISCUSSÕES | 57 |
| 7.1. | Instalação Referência | 57 |
| 7.2. | Grupo 1..... | 59 |
| 7.3. | Grupo 2..... | 61 |
| 7.4. | Grupo 3..... | 64 |
| 7.5. | Grupo 4..... | 67 |
| 7.6. | Grupo 5..... | 70 |
| 7.7. | Comparação entre todas as instalações | 72 |
| 7.8. | Avaliação geométrica através do Método Design Construtal..... | 76 |
| 8. | CONCLUSÕES E PROPOSTA DE CONTINUIDADE | 82 |
| 9. | REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS..... | 84 |
| | APÊNDICE A - NÚMERO DE REYNOLDS DO GRUPO 1 | 88 |
| | APÊNDICE B - NÚMERO DE REYNOLDS DO GRUPO 2 | 89 |
| | APÊNDICE C - NÚMERO DE REYNOLDS DO GRUPO 4 | 90 |
| | APÊNDICE D - NÚMERO DE REYNOLDS DO GRUPO 5 | 91 |
| | APÊNDICE E - COMPRIMENTO DOS DUTOS..... | 92 |
| | APÊNDICE F - DIÂMETRO DOS DUTOS | 93 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|---|----|
| Figura 1.1 - Ilustração do funcionamento do TCSA. (MARZAROTO et al., 2015)..... | 16 |
| Figura 1.2 - Esquema de aplicação do método Design Construtal..... | 17 |
| Figura 2.1 - Transferência de calor unidimensional por condução..... | 25 |
| Figura 2.2 - Dimensões do solo de um TCSA em “T”..... | 28 |
| Figura 2.3 - Coeficientes de perda de carga localizada para escoamento através de mudança súbita de área (FOX, MCDONALD e PRICTHARD, 2014)..... | 30 |
| Figura 4.1 - A tarefa do método numérico (MALISKA, 2010)..... | 39 |
| Figura 4.2 - Obtenção de φf em uma face do volume de controle usando o esquema upwind (DOS SANTOS, 2011)..... | 43 |
| Figura 4.3 - Conexões espacial e temporal do volume P (MALISKA, 2010)..... | 43 |
| Figura 5.1 - Instalação Referência..... | 45 |
| Figura 5.2 - (a) Perspectiva do domínio computacional; (b) Vista superior do domínio computacional..... | 46 |
| Figura 5.3 - Configurações geométricas obtidas a partir da variação de $L1L0$ | 48 |
| Figura 5.4 - Fluxograma ilustrando o processo de avaliação geométrica do TCSA em "T" pelo Método Design Construtal..... | 49 |
| Figura 6.1 - Simplificação do domínio computacional (Adaptado de Brum et al, 2012)..... | 54 |
| Figura 6.2 - Variação anual da temperatura de saída do TCSA - Instalação 1..... | 54 |
| Figura 6.3 - Variação anual da temperatura de saída do TCSA - Instalação 2..... | 56 |
| Figura 7.1 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação Referência. | 58 |
| Figura 7.2 - Potencial térmico da Instalação Referência..... | 58 |
| Figura 7.3 - Comparação do volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 1..... | 60 |
| Figura 7.4 - Perda de carga das instalações do Grupo 1..... | 60 |
| Figura 7.5 - Módulo do vetor das instalações do Grupo 1..... | 61 |
| Figura 7.6 - Volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 2..... | 62 |
| Figura 7.7 - Perda de carga das instalações do Grupo 2..... | 63 |
| Figura 7.8 - Módulo do vetor das instalações do Grupo 2..... | 63 |
| Figura 7.9 - Volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 3..... | 65 |
| Figura 7.10 - Perda de carga das instalações do Grupo 3..... | 65 |
| Figura 7.11 - Ajuste de curva da perda de carga das instalações do Grupo 3..... | 66 |
| Figura 7.12 - Módulo do vetor das instalações do Grupo 3..... | 67 |

| | |
|---|----|
| Figura 7.13 - Volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 4. | 68 |
| Figura 7.14 - Perda de carga das instalações do Grupo 4. | 69 |
| Figura 7.15 - Módulo do vetor das instalações do Grupo 4. | 69 |
| Figura 7.16 - Volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 5. | 71 |
| Figura 7.17 - Perda de carga das instalações do Grupo 5. | 71 |
| Figura 7.18 - Módulo do vetor das instalações do Grupo 5. | 72 |
| Figura 7.19 - Potencial térmico médio anual das instalações. | 73 |
| Figura 7.20 - Volume de solo normalizado. | 74 |
| Figura 7.21 - Perda de carga normalizada. | 75 |
| Figura 7.22 - Módulo do vetor das instalações. | 76 |
| Figura 7.23 - Efeito da razão L_1/L_0 sobre PT_N | 77 |
| Figura 7.24 - Efeito da razão L_1/L_0 sobre V_N | 77 |
| Figura 7.25 - Efeito da razão L_1/L_0 sobre PC_N | 78 |
| Figura 7.26 - Efeito da razão D_1/D_0 sobre $(PT_N)_{max}$ | 79 |
| Figura 7.27 - Efeito da razão D_1/D_0 sobre $(V_N)_{min}$ | 80 |
| Figura 7.28 - Efeito de D_1/D_0 sobre $(PC_N)_{min}$ | 81 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| Tabela 5.1 - Propriedades dos materiais. | 51 |
| Tabela 6.1 - Correlação estatística entre a Instalação 1 e dados disponíveis na literatura. | 55 |
| Tabela 6.2 - Desvio padrão entre a Instalação 1 e dados disponíveis na literatura..... | 55 |
| Tabela 7.1 - Potencial térmico das instalações do Grupo 1. | 59 |
| Tabela 7.2 - Potencial térmico das instalações do Grupo 2. | 62 |
| Tabela 7.3 - Potencial térmico das instalações do Grupo 3. | 64 |
| Tabela 7.4 - Potencial térmico das instalações do Grupo 4. | 68 |
| Tabela 7.5 - Potencial térmico das instalações do Grupo 5. | 70 |
| Tabela 7.6 - Comparação dos resultados do potencial térmico. | 73 |
| Tabela 7.7 - Efeito dos graus de liberdade sobre o potencial térmico. | 78 |
| Tabela 7.8 - Efeito dos graus de liberdade sobre o volume de solo. | 79 |
| Tabela 7.9 - Efeito dos graus de liberdade sobre a perda de carga. | 80 |

LISTA DE SÍMBOLOS

Letras romanas:

| | |
|-----------------|---|
| A | Área, (m^2) |
| c_p | Calor específico à pressão constante, ($J/kg \cdot K$) |
| D | Diâmetro do duto, (m) |
| f | Fator de atrito |
| \vec{F} | Forças de campo externas, por unidade de volume, (N/m^3) |
| g | Aceleração da gravidade, (m/s^2) |
| h | Profundidade, (m) |
| h_c | Coefficiente de transferência de calor por convecção, ($W/(m^2 \cdot K)$) |
| h_t | Perda de carga total, (m) |
| h_f | Perda de carga distribuída, (m) |
| h_N | Perda de carga normalizada, (m) |
| h_s | Perda de carga localizada, (m) |
| H | Altura, (m) |
| k | Energia cinética, (m^2/s^2) |
| K_{eff} | Condutividade efetiva, ($W/m \cdot K$) |
| K_c | Coefficiente de perda de contração |
| K_e | Coefficiente de perda de expansão |
| K_s | Coefficiente de perda de carga localizada |
| L | Comprimento, (m) |
| p | Pressão estática do fluido, (N/m^2) |
| PT | Potencial térmico, (K) ou ($^{\circ}C$) |
| \overline{PT} | Potencial térmico médio, (K) ou ($^{\circ}C$) |
| PT_N | Potencial térmico normalizado, (K) ou ($^{\circ}C$) |
| q'' | Fluxo de calor, (W/m^2) |
| q_n'' | Fluxo de calor na direção n , (W/m^2) |
| RA | Razão de áreas |
| S_m | Termo fonte de massa, ($kg/(m^3 \cdot s)$) |
| S_{\emptyset} | Termo fonte |
| t | Tempo, (s) ou (d) |
| T | Temperatura, (K) ou ($^{\circ}C$) |

| | |
|-------------|---|
| T_e | Temperatura do ar na seção de entrada do duto, (K) ou (°C) |
| \bar{T}_e | Temperatura média na entrada de ar, (K) ou (°C) |
| T_{ref} | Temperatura em um estado termodinâmico de referência, (K) ou (°C) |
| T_s | Temperatura da superfície do solo, (K) ou (°C) |
| \bar{T}_s | Temperatura média na saída de ar, (K) ou (°C) |
| T_∞ | Temperatura do fluido, (K) ou (°C) |
| v | Velocidade do escoamento, (m/s) |
| \vec{v} | Vetor velocidade do escoamento, (m/s) |
| V | Volume, (m ³) |
| V_D | Volume do duto, (m ³) |
| V_N | Volume normalizado, (m ³) |
| V_T | Volume total, (m ³) |
| W | Largura (m) |

Letras gregas:

| | |
|----------------------|--|
| λ | Condutividade térmica, (W/m · K) |
| Γ | Coefficiente de transporte |
| ε | Dissipação da energia cinética de turbulência, (m ² /s ³) |
| η | Entalpia específica, (J/kg) |
| μ | Viscosidade dinâmica, (kg/m · s) |
| ρ | Massa específica, (kg/m ³) |
| $\rho \cdot \vec{g}$ | Força de campo gravitacional, por unidade de volume, (N/m ³) |
| $\bar{\tau}$ | Tensor de tensões viscosas, (N/m ²) |
| ∇ | Operador gradiente |

Subíndices:

| | |
|--------|-----------------------|
| o | Uma vez otimizado |
| oo | Duas vezes otimizado |
| max | Uma vez maximizado |
| $2max$ | Duas vezes maximizado |
| min | Uma vez minimizado |
| $2min$ | Duas vezes minimizado |

LISTA DE ABREVIATURAS

| | |
|------|--|
| CFD | Dinâmica dos Fluidos Computacional (<i>Computational Fluid Dynamics</i>) |
| EPE | Empresa de Pesquisa Energética |
| MDF | Método de Diferenças Finitas |
| MEF | Método de Elementos Finitos |
| MVF | Método de Volumes Finitos |
| TCSA | Trocador de Calor Solo-Ar |

1. INTRODUÇÃO

O aumento do consumo de energia nos últimos anos reflete o crescimento da demanda por parte da sociedade em seus mais diversos âmbitos e evidencia o quanto a energia tornou-se indispensável para a humanidade. Além disso, o uso da energia está diretamente ligado à qualidade de vida dos indivíduos, pois impacta no conforto e bem-estar (RIPPEL, C. RIPPEL, V. e LIMA, 2003).

No Brasil, em especial, onde o clima varia muito de uma região para outra, faz-se necessário buscar por alternativas que ofereçam conforto térmico para as moradias e lugares de trabalho e estudo. Desse modo, recorre-se aos condicionadores de ar, equipamentos que aumentam de maneira considerável o consumo de energia (EBERT e BALDISSERA, 2015; BARBOSA, 2013).

Estudos realizados pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE) mostram que o consumo de energia elétrica devido ao uso de condicionadores de ar triplicou em 12 anos, considerando que a compra de novos aparelhos por residências aumentou 9% ao ano entre 2005 e 2017 (LUNA, 2018).

Além disso, Dias (2018) apresenta um estudo realizado pela Agência Internacional de Energia que afirma que atualmente 10% do consumo de energia global é em sistemas de arrefecimento. Com o aumento da demanda energética, a projeção é de que no ano de 2050 cerca de 67% dos lares do planeta tenham pelo menos um equipamento de ar condicionado. No Brasil, a estimativa de 2018 corresponde a 27 milhões de unidades em funcionamento, enquanto, que para o ano de 2050, estima-se em 165 milhões de unidades.

Esse cenário evidencia a necessidade de buscar por fontes alternativas e renováveis de energia e, também, por ferramentas que possam ser implementadas nas edificações visando a redução do consumo de energia, resultando em benefícios tanto para a qualidade de vida das pessoas, como para a preservação dos meios naturais, tendo em vista o esgotamento das fontes convencionais de energia (BORGES, BARAÚNA e CHOTOE, 2015; REI e FARIAS, 2015).

Nesse contexto, sabe-se que o solo é uma grande fonte de energia térmica, derivada da radiação solar que é um exemplo de fonte de energia renovável (SEN, 2008). Segundo Vaz et al. (2011), o aproveitamento dessa energia pode ser feito através de dispositivos conhecidos como Trocadores de Calor Solo-Ar (TCSA) que promovem a melhoria da condição térmica de edificações e, conseqüentemente, auxiliam na redução do consumo de energia elétrica com

condicionadores de ar.

1.1. Trocador de Calor Solo-Ar

O Trocador de Calor Solo-Ar (TCSA) é um equipamento constituído por um ou mais dutos enterrados no solo, através dos quais o ar é forçado a escoar, por exemplo, com o auxílio de ventiladores. O TCSA é utilizado para a melhoria da condição térmica de edificações, pois o solo absorve (em períodos quentes) e cede (em períodos frios) calor para o ar que escoar através dos dutos (VAZ, 2011; VAZ et al., 2011; VAZ et al., 2014).

De forma ilustrativa é possível observar, na Fig. 1.1, o funcionamento de um TCSA.



Figura 1.1 - Ilustração do funcionamento do TCSA. (MARZAROTO et al., 2015).

Como é possível analisar na Fig. 1.1, no processo de troca de calor que ocorre entre o ar que escoar pelos dutos e o solo, o ar que é direcionado para o interior dos ambientes possui uma temperatura mais amena em relação à sua temperatura de entrada, uma vez que o ar sai resfriado no verão e aquecido no inverno. Em ambas situações há um aproveitamento da energia térmica presente na camada superficial do solo. Entretanto, a utilização do TCSA em períodos com temperaturas amenas não se mostra eficaz.

Deste modo, o TCSA proporciona uma melhoria da condição térmica de ambientes construídos, permitindo uma redução significativa no consumo de energia elétrica com condicionadores de ar na busca do conforto térmico.

1.2. Design Construtal

O método Design Construtal vem sendo empregado em processos de avaliação geométrica de sistemas de escoamento, principalmente em problemas de transferência de calor e mecânica dos fluidos (BEJAN e LORENTE, 2008). O Design Construtal é um método

que considera um ou mais parâmetros de performance, restrições e graus de liberdade, a fim de avaliar a influência da configuração geométrica no desempenho de um determinado sistema de engenharia. Este método de avaliação geométrica é baseado na Lei Construtal desenvolvida por Bejan (1996) que, simplificadamente, determina que os sistemas de fluxo devem evoluir com o tempo, adquirindo melhores configurações para fornecer mais acesso às correntes que fluem através deles.

Com base em Dos Santos et al. (2017) e Razera et al. (2018) têm-se, na Fig. 1.2, o esquema que detalha como o método Design Construtal é aplicado aos objetivos deste trabalho.

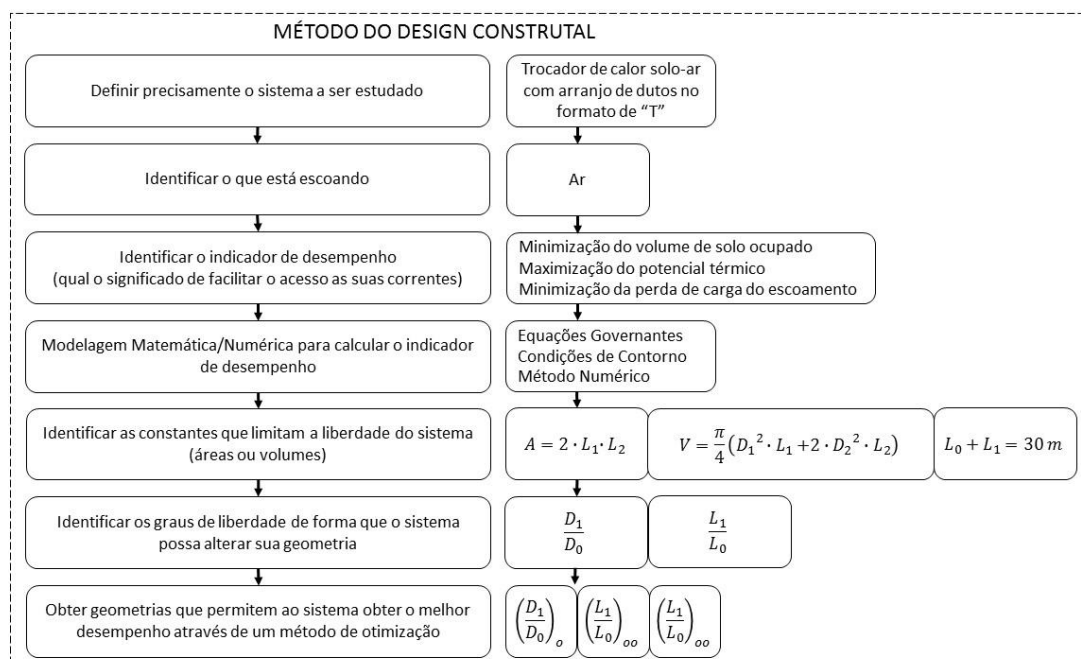


Figura 1.2 - Esquema de aplicação do método Design Construtal.

1.3. Estado da Arte

Encontram-se na literatura diversos estudos acerca do funcionamento de sistemas de TCSA. Alguns desses trabalhos serão apresentados a seguir.

O estudo de Al-Ajmi, Loveday e Hanby (2006) foi desenvolvido com o objetivo de analisar o potencial térmico de um TCSA em clima desértico, mais precisamente no Kuwait. O modelo numérico de estudo foi validado a partir de outros três trabalhos encontrados na literatura. A comparação foi realizada em edificações sem e com aparelhos de ar condicionado doméstico. Os resultados da simulação numérica mostraram que o TCSA, utilizado no verão,

poderia fornecer uma redução de 1700 W em períodos de uso intenso de ar-condicionamento para resfriamento, com uma redução da temperatura interna de 2,8°C durante as horas de pico do verão. Além disso, é possível reduzir cerca de 30% a demanda de energia durante o verão.

A pesquisa desenvolvida por Bansal et al. (2009) buscou analisar o desempenho de aquecimento de um TCSA no inverno, para isso estudou-se o efeito do material do duto e da velocidade do escoamento de ar. Trata-se de um modelo computacional, baseado no Método de Volumes Finitos (MVF), validado com resultados experimentais obtidos em Ajmer (Índia Ocidental). Os resultados evidenciaram que o desempenho de aquecimento diminuiu com o aumento da velocidade em que o ar escoava. Quanto ao material do duto, considerou-se duto de aço e de PVC. No entanto, o desempenho do TCSA não foi afetado significativamente pelo material do duto.

Em Vaz et al. (2011) e Vaz et al. (2014) um estudo experimental e numérico analisa o uso de TCSA no aquecimento ou resfriamento de edificações, visando diminuir o consumo de energia convencional. Os dados experimentais foram obtidos no sul do Brasil, no município de Viamão. Três dutos independentes foram enterrados no solo a profundidades diferentes: os dutos A e B foram enterrados a 1,6 m de profundidade, com um espaçamento de 0,6 m entre eles; o duto C foi enterrado a uma profundidade de 0,5 m, centralizado entre os dutos A e B. A partir desse estudo têm-se um banco de dados experimentais sobre as propriedades e características do solo e do ar ambiente da região e, também, sobre o funcionamento da instalação de TCSA construída. Investigou-se a variação anual de temperatura do ar e ao comparar os dados numéricos com os experimentais, a maior diferença encontrada foi de 15%, evidenciando a eficácia do modelo computacional empregado. Além disso, buscou-se determinar os melhores períodos do ano para o uso do TCSA. Concluiu-se que os meses de maio e fevereiro foram os melhores para aquecimento e resfriamento, respectivamente.

Outro estudo que merece destaque é o desenvolvido por Brum (2013), que consistiu numa sequência do trabalho de Vaz (2011) e que apresentou dois novos modelos computacionais, denominados de modelo simplificado e modelo reduzido. Ambos modelos apresentaram resultados satisfatórios na comparação entre as previsões numéricas e os dados analíticos, bem como quando os resultados numéricos foram confrontados com os dados experimentais e foram obtidos resultados qualitativamente satisfatórios. Na comparação entre os dois modelos, concluiu-se que o modelo reduzido tem a vantagem de requerer um esforço computacional menor, permitindo o estudo da influência de parâmetros operacionais e construtivos, bem como a aplicação de métodos de otimização geométrica em trocadores de calor solo-ar. Além disso, um estudo de caso foi desenvolvido para analisar a influência da

profundidade de instalação no potencial térmico do TCSA. Constatou-se que o potencial térmico aumenta com a profundidade de instalação dos dutos. Porém, não há ganho significativo em instalações a partir de 3 m de profundidade.

Em Serageldin, Abdelrahman e Ookawara (2016) foi desenvolvido um estudo para investigar o desempenho térmico de um TCSA para fins de aquecimento e resfriamento, sob clima egípcio. Experimentalmente, foram estudados o perfil de temperatura do solo e a distribuição de temperatura do ar que flui através do TCSA. O método numérico de diferenças finitas explícito foi usado para resolver o modelo matemático desenvolvido com a ajuda do código MATLAB. No software FLUENT, foi desenvolvida uma solução numérica para o problema de Dinâmica de Fluidos Computacionais (CFD) em um modelo tridimensional, a fim de prever a temperatura do ar e do solo.

Além de análises experimentais e numéricas sobre o funcionamento do TCSA, também é possível encontrar análises numéricas a respeito da influência de parâmetros como diâmetro e comprimento dos dutos, velocidade do ar na entrada do TCSA, umidade do ar, perda de carga, entre outros.

Trzaski e Zawada (2011) apresentam uma avaliação do desempenho de TCSA. A partir da verificação e validação de um modelo numérico tridimensional, baseado no MVF, realizou-se uma análise da dependência do desempenho térmico em relação a parâmetros como, por exemplo, a configuração geométrica e os fatores ambientais. Os resultados das simulações indicaram que os parâmetros analisados afetam significativamente a eficiência térmica do TCSA, como diâmetro e comprimento do duto, além da profundidade na qual é instalado e o número de dutos em paralelos. Além disso, a área de sombreamento do solo e de cobertura da superfície do solo também influenciaram na eficiência das instalações.

Já em Benhammou e Draoui (2015) foi desenvolvido um modelo numérico unidimensional transiente para analisar o desempenho de resfriamento do TCSA no verão do Saara argelino. Foi realizado um estudo detalhado para investigar a influência de parâmetros geométricos. Os resultados mostraram que a queda na temperatura do ar é maior quando a temperatura de entrada do ar é maior. A eficiência média diária aumenta com o aumento do comprimento do duto, mas diminui quando a seção transversal do duto ou a velocidade do ar aumenta. Além disso, os autores recomendam o uso de dutos paralelos o suficiente para evitar interação a fim de reduzir o aumento da perda de carga no sistema devido a uma maior taxa de ventilação.

Em Belatrache (2016) foi desenvolvido um estudo numérico levando em consideração as condições climáticas do sul da Argélia. Foram considerados aspectos como propriedades

físicas do solo, comprimento e raio do duto, além da velocidade do escoamento do ar no duto. Como resultado do estudo, os autores indicam 5 m como a profundidade de instalação ideal do duto do TCSA para a região estudada. O TCSA apresenta potencial de resfriamento com uma diferença máxima entre a temperatura ambiente e a temperatura de saída do ar de 20,7°C no mês de julho. Esse desempenho resulta numa economia de 246,82 kWh num período de um ano.

O estudo de Singh et al. (2017) apresenta um levantamento bibliográfico sobre os avanços recentes em TCSA no conforto térmico de edificações. Salienta-se que o uso desse sistema colabora na minimização de crises de energia e pode reduzir a emissão de Gases de Efeito Estufa. Além disso, discute-se acerca da influência de diversos parâmetros no desempenho de TCSA. As principais conclusões obtidas foram: o desempenho do TCSA pode ser melhorado de maneira significativa a partir de modificações na superfície acima dos dutos enterrados como, por exemplo, umedecer o solo em regiões de clima quente e seco para melhorar o desempenho de resfriamento; o material dos dutos não influencia no desempenho térmico do TCSA, o que possibilita o uso de materiais mais baratos; dutos longos com diâmetros pequenos apresentam melhor desempenho térmico, mas exigem maior demanda dos ventiladores por terem maior perda de carga. No entanto, sugere-se análises econômicas de modo a viabilizar o uso de TCSA em diferentes climas.

O método Design Construtal vem sendo utilizado na avaliação geométrica de diversos problemas de engenharia. Trabalhos recentes sobre TCSA abordam a aplicabilidade do método na avaliação geométrica desses sistemas.

No estudo de Bejan, Lorente e Anderson (2014) são apresentados os principais avanços sobre o desempenho de transferência de calor em sistemas que possuam uma arquitetura mais complexa. Este estudo está diretamente ligado a sistemas de trocador de calor acoplados ao solo, sistemas sazonais de armazenamento de energia térmica e sistemas de aquecimento e resfriamento urbano. São consideradas as seguintes configurações geométricas: U, T, Y e S. Em cada caso, a relação de volume de fluido para o solo é fixa. A relação entre o design das arquiteturas e o desempenho dos sistemas acima citados está de acordo com a Lei Construtal. Concluiu-se que o melhor desempenho ocorre quando os ângulos das ramificações são otimizados em todos os níveis de montagem, logo, a melhor geometria corresponde à arquitetura em Y.

Considerando o modelo computacional simplificado desenvolvido por Brum (2013), o estudo de Rodrigues (2014) e de Rodrigues et al. (2015a) apresentam um estudo numérico para realizar uma avaliação geométrica de trocador de calor solo-ar utilizando o método

Design Construtal. Neste estudo foi realizada uma análise de diferentes instalações de trocador de calor solo-ar em busca de uma otimização geométrica no arranjo nos dutos, ou seja, a melhor distribuição dos dutos no solo para obter o maior potencial térmico da instalação. Considerando 5 configurações geométricas, variou-se a quantidade dos dutos, bem como a maneira em que são dispostos e o diâmetro. Foi possível concluir que à medida que a configuração do arranjo de dutos vai se tornando mais complexa, há uma melhoria significativa no desempenho térmico do trocador de calor solo-ar. Isto é, considerando a mesma área ocupada pelos dutos, o aumento do número de dutos melhorou o desempenho térmico do TCSA em, aproximadamente, 73% para resfriamento e 115% para aquecimento.

Evidenciando a importância do Design Construtal nos estudos acerca do TCSA, Brum (2016) dá continuidade ao seu estudo do modelo reduzido avaliando o desempenho térmico de trocadores de calor solo-ar em função de possíveis desenhos de suas estruturas. O estudo foi feito para duas situações: (1) usando um duto e variando seu diâmetro e vazão de ar; (2) inserindo novos dutos, até um total de cinco, mantendo a vazão de ar constante, e estudando diversas disposições geométricas. Para a primeira situação concluiu-se que restrições nas variações de diâmetro e de vazão de ar possibilitam um aumento de 80% no rendimento térmico. Na segunda situação, encontrou-se melhoras significativas no potencial térmico mensal com o aumento dos dutos; com a redução, até certos limites, da razão entre os espaçamentos verticais e horizontais; e com a ampliação da razão entre o volume da instalação e o volume do domínio computacional.

Ramalho et al. (2018) realizaram um estudo em que é analisado o melhor espaçamento para três dutos de modo a maximizar a transferência de calor entre o solo e o ar. De maneira mais específica, buscam compreender como a forma em que se dá o espaçamento dos dutos e como variações na razão entre os espaçamentos horizontais e verticais dos dutos afetam o desempenho térmico do TCSA. Os resultados indicaram que a razão entre os espaçamentos deve ser de, aproximadamente, 1 e que a melhor maneira de dispor os dutos é formando um triângulo isósceles com base e altura unitárias.

1.4. Objetivo Geral

Analisar numericamente a influência da configuração geométrica no comportamento térmico e fluidodinâmico de instalações de TCSA que tenham o arranjo dos dutos na forma de "T", aplicando o método Design Construtal na avaliação geométrica.

1.4.1. Objetivos Específicos

- Verificar e validar numericamente o modelo computacional de um TCSA com geometria simples (duto reto, com 1 entrada e 1 saída).
- Verificar o modelo computacional do TCSA com arranjo dos dutos na forma de “T”.
- Desenvolver modelos numéricos tridimensionais de TCSA com arranjo dos dutos na forma de T.
- Avaliar numericamente a influência da geometria do TCSA em forma de "T" em seu potencial térmico.
- Avaliar analiticamente a influência da geometria do TCSA em forma de "T" no volume de solo ocupado e na perda de carga.
- Avaliar a influência dos graus de liberdade no comportamento dos parâmetros de análise (potencial térmico, volume de solo ocupado e perda de carga).
- Avaliar o desempenho global das instalações considerando, simultaneamente, a influência do potencial térmico, do volume de solo ocupado e da perda de carga no desempenho do TCSA.
- Identificar, entre os casos estudados, qual a configuração geométrica que oferece o melhor desempenho para o TCSA.

1.5. Estrutura do Documento

Para uma melhor compreensão do trabalho desenvolvido, faz-se necessário uma breve explanação de como o texto está estruturado.

O capítulo 1 apresentou a motivação para a realização deste trabalho, bem como o objeto de estudo, a revisão do estado da arte acerca do tema e os objetivos da pesquisa.

O capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica dos processos de transferência de calor e

dos parâmetros de análise da pesquisa.

O capítulo 3 apresenta a modelagem matemática associada a problemas de TCSA, abordando os princípios de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia e, também, a modelagem da turbulência.

O capítulo 4 apresenta a modelagem numérica do trabalho, abordando o Método dos Volumes Finitos, o tratamento dos termos advectivos, a discretização temporal das equações de conservação e, por fim, o acoplamento pressão-velocidade.

O capítulo 5 aborda a modelagem computacional, incluindo a definição do domínio computacional das instalações de TCSA em estudo, bem como as condições de contorno e as hipóteses simplificativas do problema. Também explora as propriedades dos materiais e os softwares utilizados na abordagem computacional.

O capítulo 6 mostra a validação e a verificação do modelo numérico.

O capítulo 7 apresenta a análise e a discussão dos resultados considerando os parâmetros analisados e a avaliação geométrica pelo Método Design Construtal.

No capítulo 8 apresenta-se as conclusões acerca do estudo realizado, bem como as propostas de continuidade do trabalho.

Por fim, são apresentadas as referências utilizadas na elaboração deste trabalho e os apêndices, com informações complementares ao entendimento do estudo.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo, apresenta-se uma breve revisão bibliográfica sobre os modos da transferência de calor, uma vez que seus conceitos e princípios são fundamentais para o funcionamento de um TCSA; e também sobre os parâmetros analisados na pesquisa.

2.1. Fundamentos da Transferência de Calor

De acordo com Bejan (2004), a transferência de calor é a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas. Logo, sempre que existir uma diferença de temperaturas em um meio ou entre meios, haverá, necessariamente, transferência de calor. O objetivo do estudo da transferência de calor é descrever precisamente como a diferença entre a temperatura do sistema e a do meio influencia a taxa de transferência de calor entre o sistema e seu meio.

O calor pode ser transferido de três diferentes modos: condução, convecção e radiação. Todos os modos de transferência de calor exigem a existência da diferença de temperatura e todos ocorrem da maior para a menor temperatura.

2.1.1. Condução

A condução, segundo Incropera et al. (2008), é a transferência de energia das partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às interações entre as partículas.

Em líquidos e gases, a condução deve-se às colisões e difusões das moléculas em seus movimentos aleatórios. Nos sólidos, ela acontece por causa da combinação das vibrações das moléculas em rede, e a energia é transportada por elétrons livres (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

É possível quantificar processos de transferência de calor em termos de equações de taxa apropriadas. Para a condução térmica, a equação da taxa é conhecida como lei de Fourier. Para o caso de uma parede unidimensional, como mostra a Fig. 2.1, com uma distribuição de temperatura $T(x)$, a equação é dada por (INCROPERA et al., 2008):

$$q_x'' = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

onde o fluxo térmico q_x'' é a taxa de transferência de calor na direção x por unidade de área perpendicular à direção da transferência e ele é proporcional ao gradiente de temperatura, dT/dx , nesta direção. O parâmetro λ é uma propriedade de transporte conhecida como condutividade térmica ($W/(m \cdot k)$) e é uma característica do material da parede. O sinal negativo é decorrente do fato do calor ser transferido na direção da temperatura decrescente.

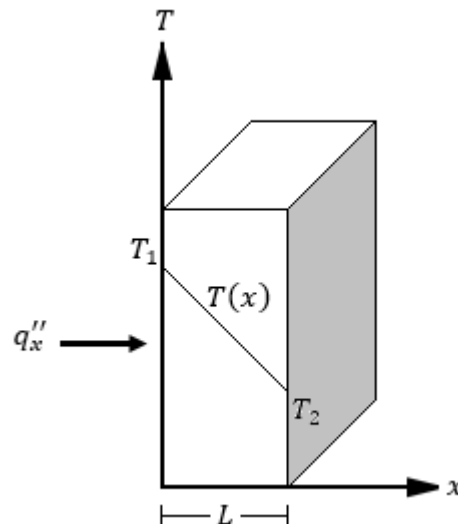


Figura 2.1 - Transferência de calor unidimensional por condução.

2.1.2. Convecção

O modo de transferência de calor por convecção abrange dois mecanismos. Além de transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório (difusão), a energia também é transferida através do movimento global, ou macroscópico, do fluido (INCROPERA et al., 2008).

Segundo Incropera et al. (2008), a transferência de calor por convecção ocorre com o contato entre um fluido em movimento e uma superfície, estando os dois a diferentes temperaturas.

De acordo com a natureza do escoamento do fluido, a transferência de calor por convecção pode ser classificada como natural ou forçada. A convecção forçada ocorre se o fluido é forçado a fluir sobre a superfície por meios externos. Em contrapartida, a convecção natural ocorre se o movimento do fluido é causado por forças de empuxo induzidas por diferenças de massa específica, decorrentes da variação de temperatura do fluido (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

A taxa de transferência de calor por convecção representada pela Lei do Resfriamento de Newton, é dada por (INCROPERA et al., 2008):

$$q'' = h_c(T_s - T_\infty) \quad (2.2)$$

onde q'' é o fluxo de calor por convecção (W/m^2) que é proporcional à diferença de temperatura, sendo que T_s é a temperatura da superfície e T_∞ é a temperatura do fluido. O parâmetro h_c ($W/(m^2 \cdot K)$) é o coeficiente de transferência de calor por convecção cujo valor depende das condições na camada limite, como geometria da superfície, natureza do escoamento do fluido e uma série de propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido.

2.1.3. Radiação

De acordo com Incropera et al. (2008) a radiação térmica é a energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura não-nula que é transportada por ondas eletromagnéticas (ou, alternativamente, fótons). Todos os sólidos, líquidos e gases emitem, absorvem ou transmitem radiação em diferentes graus. Sua emissão pode ser atribuída a mudanças nas configurações eletrônicas dos átomos ou moléculas que constituem a matéria.

Ao contrário da condução e da convecção, a transferência de calor por radiação não exige a presença de um meio de propagação, sendo a mais rápida (na velocidade da luz) pois não sofre atenuação no vácuo (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

O fluxo térmico emitido por uma superfície real é menor do que aquele emitido por um corpo negro à mesma temperatura e é dado por (INCROPERA et al., 2008):

$$E = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad (2.3)$$

onde ε é uma propriedade radiante da superfície conhecida por emissividade, σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K)$) e T_s é a temperatura absoluta (K) da superfície (INCROPERA et al., 2008).

2.1.4. Comportamento Térmico do Solo

De acordo com Sentelhas e Angelocci (2012) o regime térmico do solo é determinado pelo aquecimento ou resfriamento da superfície. Durante o dia, a superfície se aquece, gerando um fluxo de calor para o interior. Durante à noite, a superfície esfria, invertendo o sentido do fluxo, que agora passa a ser do interior do solo para a superfície.

O fluxo de calor do solo depende, basicamente, das propriedades físicas do solo: massa específica, condutividade térmica, calor específico e emissividade. Essa variação é afetada por fatores externos (irradiação solar, temperatura do ar, chuva, vento) e por fatores internos (estrutura do solo, relevo). Com base nisso, os autores destacam que os solos argilosos, por exemplo, apresentam maior eficiência na condução de calor, tendo menor amplitude térmica diária (SENTELHAS E ANGELOCCI, 2012).

As deduções da equação geral do calor e da difusão do calor no solo podem ser encontradas em Brum (2013) e Rodrigues (2014).

2.2. Parâmetros Analisados na Pesquisa

Diversas configurações geométricas de TCSA em "T" serão apresentadas nesta pesquisa. Portanto, para que seja possível realizar uma comparação entre as instalações, faz-se necessário determinar os parâmetros que serão analisados: o volume de solo ocupado pela instalação, o potencial térmico do TCSA e a perda de carga do escoamento.

Deste modo, a seguir, apresenta-se como estes parâmetros serão abordados na pesquisa, bem como na análise individual e do desempenho global das instalações, isto é, quando os três parâmetros são considerados simultaneamente no desempenho do TCSA (NUNES, 2015).

2.2.1. Volume de Solo Ocupado

O volume de solo ocupado é calculado a partir da configuração geométrica de cada instalação, uma vez que, exceto pela altura (H) que foi mantida constante com 15 m, o comprimento (L) e a largura (W) do solo variam conforme as alterações dos graus de liberdade do problema (Fig. 2.2). Deste modo, o volume de solo ocupado pelas instalações foi

obtido através da multiplicação das três dimensões do solo.

Busca-se pela minimização do volume de solo ocupado, de modo a viabilizar a utilização de TCSA no perímetro urbano, uma vez que os terrenos apresentam dimensões relativamente reduzidas.

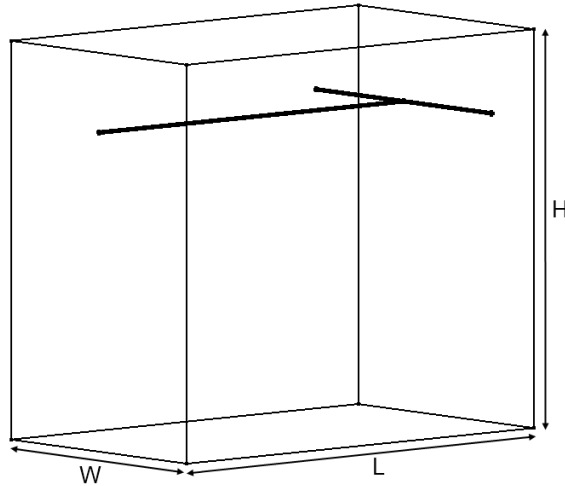


Figura 2.2 - Dimensões do solo de um TCSA em “T”.

2.2.2. Potencial Térmico

O potencial térmico é calculado através da diferença de temperatura do ar entre a saída e a entrada do TCSA em relação ao número de registros da temperatura por dia (RODRIGUES, 2014):

$$PT = \sum_{i=1}^t \left(\frac{\bar{T}_{s_i} - \bar{T}_{e_i}}{4t} \right) \quad (2.4)$$

onde: PT é o potencial térmico (°C) do TCSA; \bar{T}_{s_i} é a temperatura média (°C) na saída de ar dos dutos; \bar{T}_{e_i} é a temperatura média (°C) na entrada de ar dos dutos; e $i = 1, 2, \dots, t$, sendo t o tempo (em dias) referente ao mês de análise.

Logo, a partir da Eq. (2.4) tem-se o potencial térmico mensal, que possibilita determinar em qual mês do ano ocorre o maior potencial térmico de aquecimento (representado por valor positivo) e de resfriamento (representado por valor negativo) (RODRIGUES et al., 2015a).

Por outro lado, o potencial térmico médio anual é calculado por (NUNES, 2015):

$$\overline{PT} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{1460} \Delta T_i^2}{1460}} \quad (2.5)$$

onde: \overline{PT} é o potencial térmico médio (°C) do TCSA; ΔT_i^2 é a diferença entre a temperatura do ar na saída e a temperatura do ar na entrada (°C) do TCSA.

Convém destacar que nas simulações numéricas obteve-se os registros de temperatura a cada 21600 s, o que corresponde a 4 registros por dia. Como a avaliação do potencial térmico corresponde ao período de um ano, têm-se um total de 1460 medições.

Como este parâmetro deve ser maximizado, busca-se pela instalação que tiver melhor desempenho, isto é, a que apresentar maior \overline{PT} .

2.2.3. Perda de Carga

A perda de carga em escoamento turbulento forçado no interior de um duto compreende as perdas de carga distribuídas que ocorrem nos trechos cilíndricos longos do duto e as perdas de cargas localizadas que ocorrem nas discontinuidades existentes ao longo do duto, como por exemplo, mudanças de direção e de seção, presença de válvulas, variações de área e outras (BISTAFA, 2010).

A perda de carga total é determinada por (FOX, MCDONALD e PRICTHARD, 2014):

$$h_t = h_f + \sum h_s \quad (2.6)$$

sendo: h_f a perda de carga distribuída e h_s a perda de carga localizada, que são definidas, respectivamente, por (FOX, MCDONALD e PRICTHARD, 2014):

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (2.7)$$

$$h_s = K_s \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (2.8)$$

onde: L é o comprimento da tubulação (m), D é o diâmetro do duto (m), v é a velocidade do escoamento (m/s) e g é a aceleração da gravidade (m/s^2). O coeficiente f é o fator de atrito e pode ser calculado por uma correlação desenvolvida por Petukhov que possui a forma (DHAR, 2017):

$$f = (0.79 \ln Re - 1.64)^{-2}, \quad 10^4 < Re < 5 \times 10^6 \quad (2.9)$$

Já o coeficiente de perda de carga localizada K_S necessário à Eq. (2.8) é determinado de acordo com o acessório que altera a direção do escoamento e para o caso de estudo em que há um "T" (com uma entrada e saída bilateral), o valor K_S considerado é igual a 1,8 (BARRAL, 2018).

Além disso, as instalações de TCSA em "T" sofrem alterações nos diâmetros dos dutos em função do grau de liberdade D_1/D_0 . Portanto, em casos de expansões e contrações abruptas, o coeficiente de perda de carga localizada pode ser determinado através da Fig. 2.3.

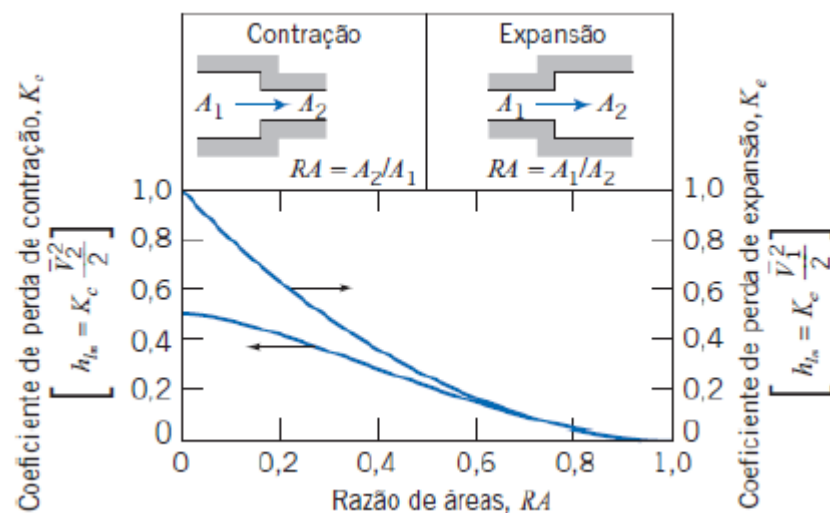


Figura 2.3 - Coeficientes de perda de carga localizada para escoamento através de mudança súbita de área (FOX, MCDONALD e PRICHTARD, 2014).

2.2.4. Desempenho Global

Uma análise individual é realizada a partir da normalização dos parâmetros definidos. A normalização do volume de solo ocupado é feita através de:

$$V_N = \frac{V_I}{V_R} \quad (2.10)$$

onde V_N é o volume de solo normalizado; V_I é o volume de solo ocupado pela instalação de análise; e V_R é o volume de solo ocupado pela Instalação Referência.

Como este parâmetro deve ser minimizado, ou seja, busca-se reduzir a porção de solo ocupada pela instalação com dutos em "T" em relação à Instalação Referência, adota-se $V_N \leq 1$.

Já o potencial térmico médio é normalizado por:

$$PT_N = \frac{PT_I}{PT_R} \quad (2.11)$$

sendo que PT_N é o potencial térmico médio normalizado; PT_I é o potencial térmico médio da instalação de análise; e PT_R é o potencial térmico médio da Instalação Referência.

O potencial térmico da instalação com dutos em "T" deve ser igual ou superior ao da Instalação Referência, ou seja, $PT_N \geq 1$. No entanto, para que seja possível a comparação com os outros dois parâmetros, será adotado o valor de:

$$\frac{1}{PT_N} \leq 1 \quad (2.12)$$

Por último, têm-se a normalização da perda de carga que é representada por:

$$h_{t_N} = \frac{h_{t_I}}{h_{t_R}} \quad (2.13)$$

onde h_{t_N} é a perda de carga total normalizada; h_{t_I} é a perda de carga total da instalação que está sendo analisada; e h_{t_R} é a perda de carga total da Instalação Referência.

A perda de carga da instalação com arranjo de dutos em formato de T também deve ser minimizada em relação à Instalação Referência, portanto, têm-se $h_{t_N} \leq 1$.

Para definir qual configuração geométrica possui melhor desempenho global, faz-se necessário uma análise vetorial a partir da normalização dos parâmetros anteriormente

apresentados.

A partir da normalização dos parâmetros realiza-se uma análise vetorial para cada instalação. Para tal, busca-se minimizar $1/PT_N$, V_N e h_{t_N} de modo a encontrar o vetor de menor módulo em relação à origem do sistema de coordenadas. Assim, é possível determinar qual configuração geométrica possui melhor desempenho global (NUNES, 2015).

O módulo do vetor, representado por $|v|$, é calculado por (STEINBRUCH e WINTERLE, 1987):

$$|v| = \sqrt{(1/PT_N)^2 + (V_N)^2 + (h_{t_N})^2} \quad (2.14)$$

3. MODELAGEM MATEMÁTICA

Nesta seção, apresenta-se a modelagem matemática utilizada no estudo de instalações de TCSA. O modelo computacional do TCSA é baseado em três equações que compõem o equacionamento do modelo matemático, são elas: a Equação de Conservação da Massa, a Equação de Conservação da Quantidade de Movimento e a Equação de Conservação da Energia. Essas servem para descrever como ocorre o escoamento do ar dentro dos dutos das instalações e acopladas à modelagem de turbulência fornecem subsídios para que se possa analisar todos os aspectos relacionados ao problema.

3.1. Conservação da Massa

A taxa de acumulação de massa em um volume de controle é igual à massa que entra menos a massa que sai. Se o escoamento for incompressível, então a massa que entra é igual à massa que sai. Na sua forma geral, pode ser utilizada tanto para escoamentos incompressíveis quanto para escoamentos compressíveis, e é definida por Maliska (2010) como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (3.1)$$

onde ρ é a massa específica do fluido (kg/m^3), \vec{v} é o vetor velocidade do escoamento (m/s), S_m é o termo da fonte ($\text{kg}/\text{m}^3 \cdot \text{s}$) e t é o tempo (s). Como no problema deste estudo, o escoamento é incompressível, então $\partial \rho / \partial t = 0$ e como não há fontes de massa, $S_m = 0$. Desta forma, a Eq. (3.1) pode ser representada apenas por:

$$\nabla \cdot (\vec{v}) = 0 \quad (3.2)$$

3.2. Conservação da Quantidade de Movimento

O princípio fundamental da conservação da quantidade de movimento deve ser considerado para estudar o escoamento do ar no interior do duto. Conforme Maliska (2010), a equação da conservação da quantidade de movimento para um sistema não acelerado é dada

por:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.3)$$

onde p é pressão estática do fluido (N/m^2), $\rho \vec{g}$ é a força do campo gravitacional por unidade de volume (N/m^3), \vec{F} são forças do campo externo por unidade de volume (N/m^3) e $\bar{\tau}$ é o tensor de tensões viscosas relacionadas às forças de superfície em um elemento infinitesimal de fluido (N/m^2). Como o escoamento é incompressível, o tensor de tensões viscosas é representado por:

$$\bar{\tau} = \mu[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T)] \quad (3.4)$$

sendo μ a viscosidade dinâmica do fluido ($\text{kg/m} \cdot \text{s}$).

3.3. Conservação da Energia

Os problemas de TCSA envolvem transferência de energia térmica e por esse motivo a conservação da energia deve ser considerada.

A lei da conservação da energia afirma que a quantidade total de energia em um sistema isolado permanece constante. A equação da conservação da energia é descrita por Maliska (2010) como:

$$\frac{\partial \rho \eta}{\partial t} + \nabla \cdot [\vec{v}(\rho \eta)] = \nabla \cdot [k_{eff} \nabla T] \quad (3.5)$$

onde k_{eff} é a condutividade efetiva ($\text{W/m} \cdot \text{K}$), isto é, a soma da condutividade térmica com a condutividade térmica turbulenta ($\lambda + k_t$) e η é a entalpia específica (J/kg), definida por:

$$\eta = \int_{T_{ref}}^T c_p dT \quad (3.6)$$

onde c_p é o calor específico ($\text{J/kg} \cdot \text{K}$) e T_{ref} é uma temperatura de um estado termodinâmico

de referência ($T_{ref} = 298,15 \text{ K}$).

3.4. Modelagem da Turbulência

A modelagem clássica de escoamentos é baseada nas leis de conservação de massa, energia e quantidade de movimento em um meio contínuo. De acordo com Veersteg e Malalasekera (2007), todos os escoamentos encontrados na engenharia, desde o mais simples, como o bidimensional, até os mais complexos como os tridimensionais tornam-se instáveis acima de um certo número de Reynolds¹, que pode ser calculado por:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (3.7)$$

sendo ρ a massa específica do fluido, v a velocidade do escoamento, D o diâmetro para o fluxo e μ a viscosidade dinâmica do fluido). Para escoamentos no interior de tubos, em baixos números de Reynolds ($Re < 2000$), estes são ditos laminares. Em valores intermediários de Reynolds ($2000 < Re < 2400$), têm-se escoamentos de transição. Nos números mais altos de Reynolds ($Re > 2400$), observa-se que os escoamentos se tornam turbulentos.

As equações de Navier-Stokes, de acordo com Silveira Neto (2002), geralmente são suficientes na modelagem de escoamentos laminares ou turbulentos. No entanto, o escoamento turbulento é sempre tridimensional e transiente, requerendo alto nível de armazenamento para as soluções numéricas. Além disso, para representar todas as escalas dos escoamentos são necessárias malhas refinadas e o uso de esquemas numéricos de discretização com pequenos erros de truncamento. Diante de tais dificuldades, para a simulação numérica dos escoamentos têm sido usados modelos de turbulência validados experimentalmente, nos quais o nível de precisão depende, essencialmente, da validade das hipóteses utilizadas (VAZ, 2011).

Nos estudos de Vaz et al. (2011), Brum et al. (2012) e Rodrigues (2014) a turbulência foi modelada com o modelo dos tensores de Reynolds (*Reynolds Stress Model* - RSM). Resumidamente, este modelo resolve cinco equações adicionais de transporte em problemas

¹ Os valores correspondentes ao número de Reynolds das instalações deste estudo são apresentados nos apêndices A, B, C e D.

bidimensionais, enquanto, em problemas de escoamentos tridimensionais são resolvidas sete equações adicionais. De acordo com Veerstedt e Malalasekera (2007), esse modelo é mais preciso do que os baseados no conceito de viscosidade turbulenta, no entanto apresenta um maior custo computacional para implementar a resolução do sistema de equações envolvido.

Por outro lado, nos estudos de Nunes (2015), Nunes et al. (2015) e Rodrigues et al. (2015b) a turbulência foi modelada pelo modelo $k-\varepsilon$ que envolve a modelagem de apenas duas equações. Este modelo se mostrou apropriado em problemas de TCSA, tanto para geometrias retilíneas quanto para geometria complexas, e garante uma redução do esforço computacional em comparação com simulações realizadas com o modelo RSM. Portanto, este é o modelo adotado nesta pesquisa e está explicado de maneira detalhada no tópico a seguir.

3.4.1. Modelo $k-\varepsilon$

O modelo de turbulência $k-\varepsilon$ consiste na resolução de duas equações, sendo k a energia cinética da turbulência e ε a taxa de dissipação da energia cinética da turbulência, ou seja, a taxa na qual as flutuações de velocidade se dissipam. De acordo com Launder e Spalding (1972) esse modelo é bastante difundido no meio acadêmico e industrial, tornando-se inclusive o modelo padrão para problemas com turbulência nas simulações industriais.

No entanto Deschamps (2002) aponta que o modelo $k-\varepsilon$ apresenta deficiências ao modelar situações de escoamentos com regiões de separação se mostrando sensível também à ação de gradientes de pressão adversos, na presença de curvaturas de linhas de corrente. Verstedt e Malalasekera (2007) também apontam que o modelo apresenta problemas ao simular numericamente escoamentos rotacionais em que se tenham regiões de estagnação e com linhas de correntes curvas. Além disso, salientam que para melhorar os resultados é necessário realizar alguns ajustes nas constantes do modelo.

O modelo $k-\varepsilon$ tem um custo computacional relativamente baixo; assim as soluções numéricas são obtidas de forma rápida. E, ao adotar os ajustes apontados em Verstedt e Malalasekera (2007), podem-se obter soluções confiáveis.

A viscosidade da turbulência é dada por (VERSTEG e MALALASAKERA, 2007):

$$v_t = C_{\mu} \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.8)$$

E as equações da energia cinética (k) e de sua dissipação (ε) são descritas por

Lauder e Spalding (1972) da seguinte maneira:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \varepsilon \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.10)$$

onde $C_\mu = 0,09$; $C_{\varepsilon 1} = 1,44$; $C_{\varepsilon 2} = 1,92$; $\sigma_k = 1,0$ e $\sigma_\varepsilon = 1,3$.

Os três primeiros termos do lado direito da Eq. (3.9) representam, respectivamente, o termo de produção da energia cinética da turbulência, o transporte de k por difusão e a taxa de dissipação viscosa de k . Na Eq. (3.10), os três primeiros termos do lado direito representam, respectivamente, os mecanismos de difusão, produção e destruição de ε (DESCHAMPS, 2002).

4. MODELAGEM NUMÉRICA

A disponibilidade computacional, isto é, o desenvolvimento de computadores de alta velocidade aliado à sua grande capacidade de processamento e armazenamento proporcionou um aumento significativo no uso de técnicas numéricas para a solução de problemas complexos de engenharia. Tais fatores despertaram o interesse da comunidade científica para o desenvolvimento de algoritmos para a solução dos mais diversos problemas, aumentando o número de pesquisadores e usuários da simulação numérica (MALISKA, 2010).

A utilização de simulação numérica para analisar sistemas envolvendo escoamento de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados é conhecida como Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD - *Computational Fluid Dynamics*). A utilização de modelos CFD apresenta diversas vantagens, entre elas: redução significativa de tempo e custos na implementação de novos projetos; capacidade de estudar sistemas que envolvem análises experimentais difíceis ou impossíveis de realizar; resultados com nível elevado de detalhes. Além disso, para fornecer acesso fácil ao seu poder de solução, todos os pacotes de CFD comerciais incluem interfaces sofisticadas ao usuário, possibilitando a inserção de parâmetros do problema e a análise os resultados (VEERSTEG E MALALASEKERA, 2007).

Para a compreensão de uma simulação numérica é fundamental conhecer suas três etapas principais: o pré-processamento, o processamento e o pós-processamento.

O pré-processamento é a etapa em que ocorre a definição do problema físico, a construção do domínio computacional (criação da geometria), a discretização do domínio em volumes ou elementos finitos (geração da malha) e a imposição das condições de contorno do problema.

O processamento é a etapa de solução do problema. As equações diferenciais parciais associadas ao problema são resolvidas numericamente através de métodos de discretização, como: o Método de Diferenças Finitas (MDF), o Método de Volumes Finitos (MVF) e o Método de Elementos Finitos (MEF).

O pós-processamento é a etapa em que os resultados são apresentados e analisados. Nesta etapa, os pacotes de CFD, geralmente, estão equipados com diversas ferramentas gráficas que auxiliam na visualização dos resultados.

No presente estudo, os softwares utilizados para a modelagem computacional do problema são o GAMBIT, que permite a construção e a discretização de modelos CFD, e o FLUENT que é um software baseado no MVF e permite a modelagem de escoamento de

fluidos e de transferência de calor em domínios computacionais complexos. Na etapa de pré-processamento foi utilizado o GAMBIT, enquanto, que o FLUENT foi utilizado nas etapas de processamento e pós-processamento.

4.1. Método dos Volumes Finitos (MVF)

A tarefa de um método numérico é resolver uma ou mais equações diferenciais, substituindo as derivadas existentes por expressões algébricas que envolvem a função incógnita. Para isso, as derivadas das funções existentes na equação diferencial devem ser substituídas pelos valores discretos da função. Assim sendo, todo método que, para obter as equações aproximadas, satisfaz a conservação da propriedade em nível de volumes elementares é um método de volumes finitos (MALISKA, 2010).

A Figura 4.1 exemplifica a tarefa do método numérico, que é transformar uma equação diferencial, definida no domínio D , em um sistema de equações algébricas.

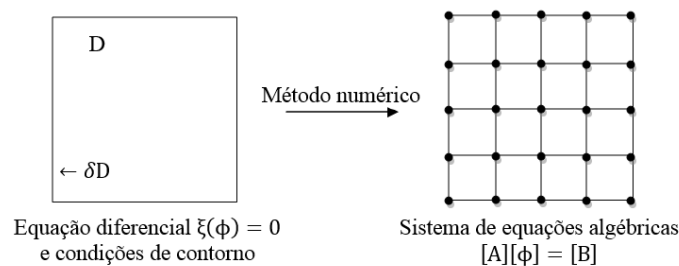


Figura 4.1 - A tarefa do método numérico (MALISKA, 2010).

De acordo com Gonçalves (2007), o MVF consiste na divisão do domínio num número finito de volumes de controle (VC) contíguos, em que as equações de conservação são aplicadas a cada um desses volumes. Em cada volume de controle, no centroide, localiza-se um nó computacional, no qual são calculados os valores das variáveis. As integrais de volume de superfície são aproximadas por fórmula de quadratura apropriadas. Como resultado, obtém-se uma equação algébrica para cada volume de controle.

Segundo Fortuna (2000), o MVF se destaca e é amplamente utilizado pois a interpretação física direta das equações resultantes da aplicação do método e a possibilidade de utilizá-lo em malhas com espaçamentos não-uniformes, facilitam a compreender e modelar os problemas e por isso explicam a popularidade do método.

As constatações sobre a popularidade do MVF, pode ser reafirmada em Versteeg e Malalasekera (2007) que também destacou que a interpretação física direta e o uso de malhas com espaçamentos não-uniformes explicam a aderência ao emprego do método. Os autores ainda definem que o método se caracteriza pela obtenção de equações aproximadas por meio da resolução de balanços de massa, energia e quantidade de movimento em determinado volume de controle em um domínio contínuo.

O princípio do MVF pode ser exemplificado através de um modelo matemático geral dado pela equação em regime permanente (FORTUNA, 2000):

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v} \phi) = \vec{\nabla} \cdot (\Gamma \vec{\nabla} \phi) + S_{\phi} \quad (4.1)$$

sendo que o termo à esquerda da igualdade refere-se à advecção de ϕ ; quanto à direita da igualdade, o primeiro termo refere-se à difusão de ϕ e o segundo, é o termo fonte. ρ é a massa específica (kg/m^3), Γ é um coeficiente de transporte, \vec{v} é o vetor velocidade (m/s) e o operador $\vec{\nabla}$ indica o gradiente da propriedade ϕ quando assume a operação $\vec{\nabla} \phi$ e o divergente do vetor velocidade quando assume o produto escalar.

De acordo com Versteeg e Malalasekera (2007), a partir de um problema físico conhecido e da definição do seu modelo matemático, passa-se a buscar a obtenção da solução numérica que depende, basicamente, da execução das etapas: gerar a malha, que é a divisão do domínio computacional em volumes de controle discretos; discretização do problema, que é a integração da equação governante (ou equações) sobre um volume de controle para produzir uma equação discretizada em seu ponto nodal P , gerando assim um sistema de equações a ser resolvido numericamente; e, finalmente, a obtenção da solução das equações que se dá numericamente, resolvendo o sistema de equações algébricas com n equações discretizadas, onde n é o número de volumes adotados na geração da malha.

A escolha do modelo matemático, condições de contorno, geometria do domínio e propriedades dos materiais definem o problema a ser resolvido. Na discretização geométrica do domínio, o mesmo é dividido em um número finito de volumes de controle configurando a geração da malha. Finalmente, na discretização matemática, a integração da Eq. (4.1) é realizada para cada um dos volumes de controle e pode ser observada na Eq. (4.2) (FORTUNA, 2000):

$$\int_{VC} \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v} \phi) dV = \int_{VC} \vec{\nabla} \cdot (\Gamma \vec{\nabla} \phi) dV + \int_{VC} S_{\phi} dV \quad (4.2)$$

Após a integração, funções de interpolação descrevem os balanços das propriedades da variável ϕ nas faces do volume de controle em função das propriedades armazenadas nos centros dos volumes. Para cada propriedade ϕ e seu respectivo volume, uma equação algébrica é definida:

$$a_p \phi_P = a_w \phi_W + a_e \phi_E + b_p \quad (4.3)$$

onde o primeiro termo é o coeficiente da propriedade ϕ no volume de controle principal, os dois termos seguintes são os coeficientes vizinhos na propriedade ϕ nos volumes anterior e posterior ao volume principal e, por fim, o último termo é o coeficiente do termo fonte (VERSTEG E MALALASEKERA, 2007).

Finalmente, obtém-se a solução numérica por meio da resolução de um sistema de equações algébricas.

4.1.1. Tratamento dos Termos Advectivos

Segundo Maliska (2010) a solução numérica de problemas advectivo-dominantes apresenta instabilidades numéricas, geralmente ocasionadas pela forma como as discretizações são realizadas, por exemplo, se a discretização é feita por diferenças centrais nos termos advectivos, provavelmente haverá mais dificuldades em obter uma solução numérica estável. Uma alternativa que pode ser adotada para reduzir a instabilidade diz respeito ao refinamento da malha, porém esse refinamento, geralmente acarreta um maior custo computacional o que pode ser um fato altamente indesejável para o pesquisador na busca pela solução. Sendo assim, Maliska (2010) apresenta em seu estudo uma série de providências que podem ser adotadas para que se consiga reduzir as oscilações no processo de obtenção da solução numérica.

Como citado anteriormente, uma das causas que acarretam a instabilidade da solução numérica é a discretização por diferenças centrais nos termos advectivos, quando se escolhe essa forma de discretização os coeficientes dos termos advectivos, segundo Dos Santos (2011), ocasiona uma negatividade desses termos das equações de conservação. Maliska (2010) indica que os coeficientes negativos trazem duas principais dificuldades, a primeira está associada à natureza do método iterativo usado para solução do sistema linear, se esse método não for robusto a solução poderá divergir. O segundo aspecto é relacionado à ordem

de aproximação da função de interpolação, aproximações de alta ordem, como diferenças centrais nos termos advectivos, quando estes forem dominantes, ocasionam grandes instabilidades, produzindo soluções que apresentam oscilações numéricas em regiões de grandes gradientes.

Maliska (2010) destaca ainda, que a existência de coeficientes negativos não significa a impossibilidade total de obter solução, porém indica que é prudente adotar esquemas para tentar evitar esse problema. Sugere que se faça uma aproximação para os termos advectivos nas faces dos volumes de controle.

Neste trabalho, foi usado o esquema de advecção *upwind*, nos termos advectivos. Neste esquema a direção do escoamento é levada em consideração para a realização do cálculo do valor de uma determinada variável (velocidade, temperatura) na face do volume finito. Além disso, a positividade dos coeficientes dos termos advectivos é sempre garantida, sendo geradas soluções numéricas ausentes de oscilações numéricas (DOS SANTOS, 2011).

No esquema de advecção *upwind* de primeira ordem, o valor de φ_f na interface é igual ao valor da célula que está a montante da face (PATANKAR, 1980). Por exemplo, se a velocidade principal do escoamento ocorre na direção x , conforme a Fig. 4.2, a variável φ_e (na face leste) será dada por:

$$\varphi_e = \varphi_P \quad \text{se} \quad F_e = (\rho v_1)_e > 0 \quad (4.4)$$

$$\varphi_e = \varphi_E \quad \text{se} \quad F_e = (\rho v_1)_e < 0 \quad (4.5)$$

e na na face oeste, por:

$$\varphi_w = \varphi_W \quad \text{se} \quad F_e = (\rho v_1)_w > 0 \quad (4.6)$$

$$\varphi_w = \varphi_P \quad \text{se} \quad F_e = (\rho v_1)_w < 0 \quad (4.7)$$

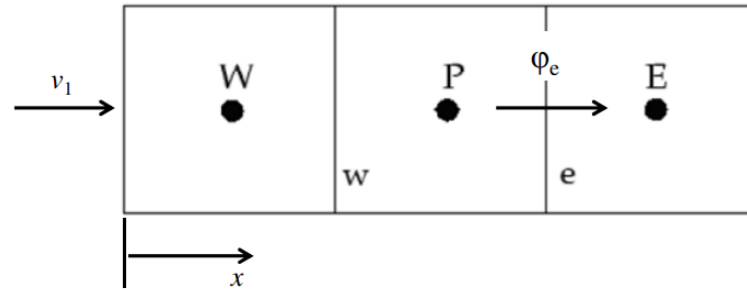


Figura 4.2 - Obtenção de φ_f em uma face do volume de controle usando o esquema *upwind* (DOS SANTOS, 2011).

4.1.2. Discretização Temporal das Equações de Conservação

Em problemas transientes faz-se necessário utilizar algum esquema de interpolação no tempo, que podem ser classificados como implícitos, totalmente implícitos e explícitos (MALISKA, 2010).

Os esquemas implícitos são incondicionalmente estáveis e permitem um maior passo de tempo. No entanto, para domínios de grande dimensão há uma dificuldade para o armazenamento na memória principal, gerando um maior tempo de processamento. Os esquemas explícitos ocupam pouco espaço na memória central. Contudo, apresentam restrições de estabilidade numérica (DOS SANTOS, 2011).

A Figura 4.3 ilustra, para os três tipos de formulações, as conexões existentes entre o ponto P e seus vizinhos, no instante de tempo de cálculo e no instante de tempo anterior.

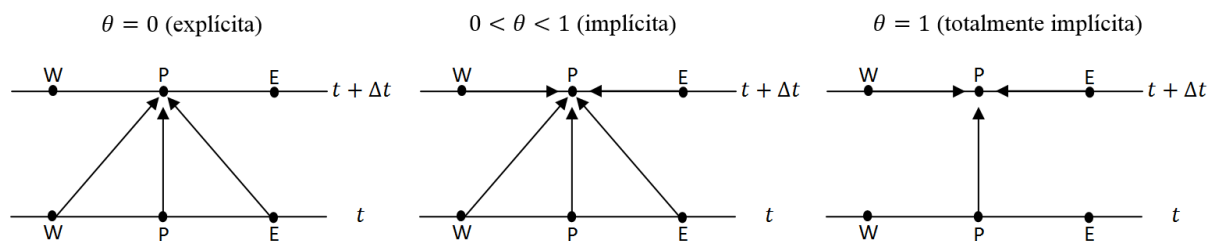


Figura 4.3 - Conexões espacial e temporal do volume P (MALISKA, 2010).

Neste trabalho, é utilizado o esquema totalmente implícito, pois, de acordo com Maliska (2010), quando a solução é transiente e um processo iterativo for usado para resolver o sistema, as incógnitas devem estar no mesmo nível de tempo.

4.1.3. Acoplamento Pressão-Velocidade

Quando há o interesse em determinar as condições de troca de calor por convecção, resolvendo a equação da energia, o campo de velocidade não é conhecido e deve ser determinado simultaneamente com o campo de temperaturas. Desse modo, há dois problemas a serem resolvidos: o problema de mecânica dos fluidos e o de transferência de calor. O problema mais complexo a ser resolvido é o de mecânica dos fluidos, pelo delicado acoplamento entre a pressão e a velocidade e as não linearidades presentes nas equações de conservação da quantidade de movimento linear, ou equações do movimento (MALISKA, 2010).

O FLUENT possui quatro algoritmos de acoplamento pressão-velocidade: SIMPLE, SIMPLEC, PISO e *Coupled*. De um modo geral, estes algoritmos utilizam o modelo de solução segregado para os sistemas de equações que devem ser resolvidos, exceto o *Coupled* que utiliza o modelo de solução acoplado.

De acordo com Maliska (2010), a solução segregada dos sistemas de equações resolve os sistemas lineares um a um, atualizando os coeficientes, enquanto, que a solução acoplada dos sistemas de equações algébricas cria uma única matriz envolvendo todos os coeficientes e resolvendo todas as incógnitas simultaneamente.

Recomendado em Vaz (2011), o *Coupled* vem sendo usado em estudos de TCSA, uma vez que é indicado para escoamentos transientes quando a qualidade da malha é baixa ou quando são empregados grandes passos de tempo. Além disso, trata-se de um modelo robusto que, em geral, possui um desempenho melhor ao ser comparado com algoritmos de solução segregada. No entanto, no presente estudo, o *Coupled* apresentou problemas de convergência nos casos em que os diâmetros dos dutos eram diferentes. Portanto, passou-se a utilizar o SIMPLE.

O SIMPLE (*Semi Implicit Linked Equations*) desenvolvido por Patankar (1980) é baseado na hipótese de que a velocidade obtida pela solução da equação de conservação de quantidade de movimento só irá satisfazer a equação de conservação de massa se o campo de pressão estiver correto. Conseqüentemente, é preciso corrigir tanto a velocidade como a pressão num processo iterativo até que se obtenha convergência (REZENDE, 2009).

5. MODELAGEM COMPUTACIONAL

A instalação de TCSA adotada como referência para este estudo foi baseada nos estudos de Vaz (2011) e Brum (2013). Trata-se de um TCSA com um duto retilíneo de 30 m de comprimento com 110 mm de diâmetro, enterrado a 3 m de profundidade, como pode ser visto na Fig. 5.1.

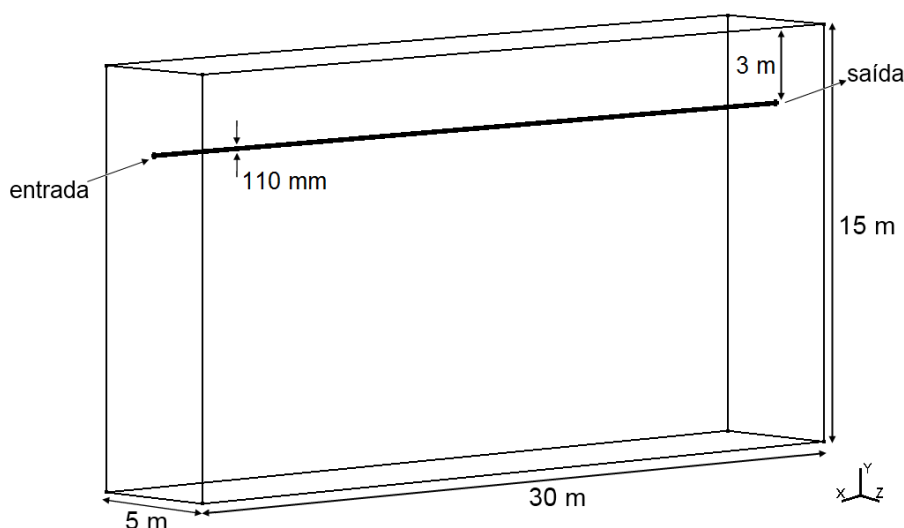


Figura 5.1 - Instalação Referência.

A partir dessa instalação, construiu-se o domínio computacional utilizado para a análise numérica deste estudo que pode ser observado na Fig. 5.2. Trata-se de uma porção de volume de solo com um TCSA cuja configuração geométrica consiste em um arranjo de dutos na forma de T, com uma entrada e duas saídas, de modo que seja possível atender duas edificações ou dois cômodos de uma edificação simultaneamente.

Considera-se que o TCSA em forma de "T" foi instalado a uma profundidade (h) de 3 m, conforme estudo de Brum et al. (2012); mantendo uma distância (d) de 2 m entre os dutos e as paredes laterais do solo para evitar que a condição de contorno das paredes influencie nos resultados, conforme estudo de Rodrigues et al. (2015a).

O método Design Construtal é adotado para a determinação de configurações geométricas possíveis, respeitando as restrições e os graus de liberdade impostos, ou seja, ele é usado para a definição do espaço de busca. Então, através da técnica de Busca Exaustiva, onde todas as configurações geométricas propostas têm seus resultados (numéricos ou analíticos) comparados entre si, realiza-se uma otimização geométrica.

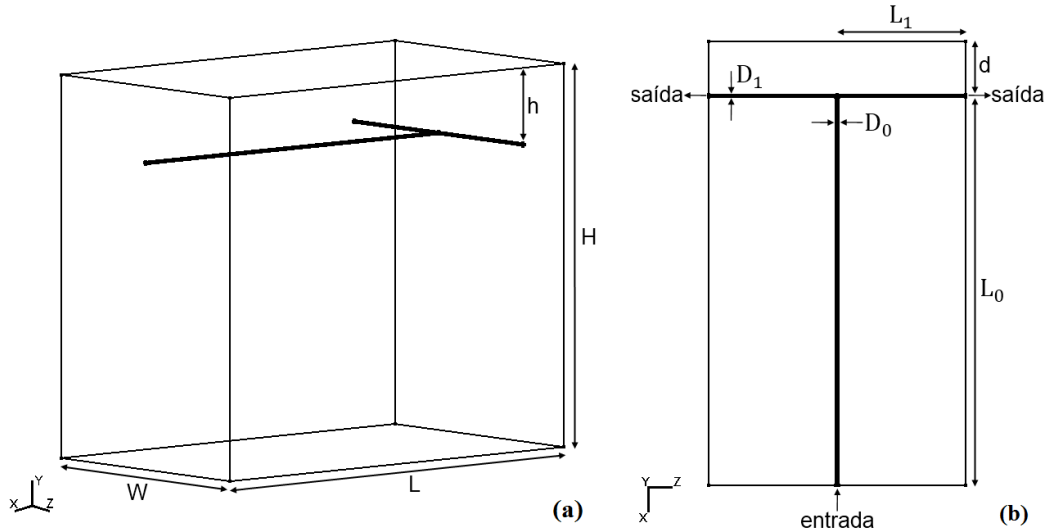


Figura 5.2 - (a) Perspectiva do domínio computacional; (b) Vista superior do domínio computacional.

Para este estudo, sete dimensões definem o domínio do problema (H , W , L , L_0 , L_1 , D_0 e D_1) e dois graus de liberdade que podem ser variados (L_1/L_0 que relaciona o comprimento do ramo bifurcado com o comprimento do ramo principal e D_1/D_0 que relaciona o diâmetro destes ramos)², conforme Fig. 5.2. Manteve-se constante a profundidade do solo (H), enquanto a geometria e, conseqüentemente, o volume total (V_T) da instalação variam em função dos graus de liberdade.

Como restrição do domínio têm-se o volume ocupado pelos dutos (V_D) que é igual a $0,285 \text{ m}^3$ e o comprimento total dos dutos, onde $L_0 + 2L_1 = 30 \text{ m}$ é constante (conforme Instalação Referência).

A equação que representa V_D é dada por:

$$V_D = \frac{\pi}{4} L_0 D_0^2 + \frac{\pi}{2} L_1 D_1^2 \quad (5.1)$$

A partir desta equação é possível definir as variáveis que compõem o grau de liberdade L_1/L_0 :

$$L_0 = \frac{V_D}{\frac{\pi}{4} \cdot D_0^2 + \frac{\pi}{2} \cdot D_0^2 \cdot \left(\frac{L_1}{L_0}\right) \cdot \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^2} \quad (5.2)$$

² Os valores adotados no comprimento e no diâmetro dos dutos das instalações são apresentados, respectivamente, nos Apêndices E e F deste trabalho.

$$L_1 = \left(\frac{L_1}{L_0}\right) \cdot L_0 \quad (5.3)$$

A equação que representa V_T é dada por:

$$V_T = 30 L_0^2 \left(\frac{L_1}{L_0}\right) + 30 D_0 L_0 \left(\frac{D_1}{D_0}\right) \left(\frac{L_1}{L_0}\right) + 60 L_0 \left(\frac{L_1}{L_0}\right) \quad (5.4)$$

A partir da Eq. (5.4) é possível definir as variáveis que compõem o grau de liberdade D_1/D_0 :

$$D_0 = \frac{V_T - 30 L_0^2 \left(\frac{L_1}{L_0}\right) - 60 L_0 \left(\frac{L_1}{L_0}\right)}{30 L_0 \left(\frac{D_1}{D_0}\right) \left(\frac{L_1}{L_0}\right)} \quad (5.5)$$

$$D_1 = \left(\frac{D_1}{D_0}\right) \cdot D_0 \quad (5.6)$$

As instalações com arranjo dos dutos em “T” foram definidas a partir de variações do grau de liberdade L_1/L_0 , respeitando a distância previamente estabelecida entre os dutos e as paredes laterais do solo, os valores de L_0 e L_1 assumidos são maiores ou iguais a 2 m. Deste modo, obteve-se as 15 variações construtivas para a instalação que podem ser observadas na Fig. 5.3.

Quanto ao grau de liberdade D_1/D_0 , inicialmente, considerou-se o diâmetro dos dutos igual a 0,11 m (conforme Instalação Referência), ou seja, $D_1/D_0 = 1$. Posteriormente, fez-se variações no grau de liberdade, havendo casos com contração ($D_1/D_0 = 0,5$ e $D_1/D_0 = 0,75$ sendo $D_0 > D_1$) e casos com expansão ($D_1/D_0 = 1,25$ e $D_1/D_0 = 1,5$ sendo $D_1 > D_0$) de diâmetro.

Deste modo, foram analisadas 75 instalações de TCSA em "T", divididas em 5 grupos de acordo a variação do grau de liberdade D_1/D_0 .

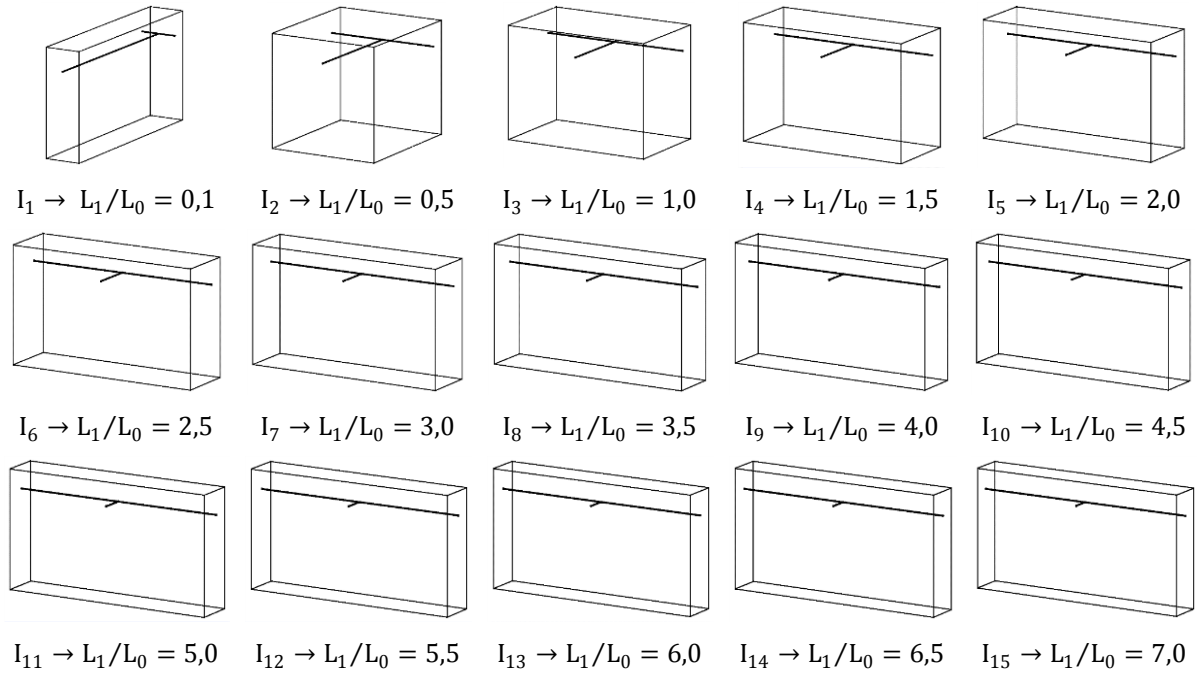


Figura 5.3 - Configurações geométricas obtidas a partir da variação de L_1/L_0 .

A Figura 5.4 mostra como as instalações são organizadas para a avaliação geométrica. O processo de otimização ocorre em duas etapas. Num primeiro momento, a otimização ocorre devido à variação do grau de liberdade L_1/L_0 para cada valor de D_1/D_0 adotado. O maior valor obtido em cada grupo corresponde ao potencial térmico uma vez maximizado $(\overline{PT}_N)_{max}$ dado pela geometria ótima determinada pela razão L_1/L_0 uma vez otimizada, representada por $(L_1/L_0)_o$. A segunda otimização é dada através do maior valor entre os obtidos na primeira etapa. Assim, têm-se o potencial térmico duas vezes maximizado $(\overline{PT}_N)_{2max}$ que é determinado pela geometria ótima correspondente à $(L_1/L_0)_{oo}$ (duas vezes otimizada) e $(D_1/D_0)_o$ (uma vez otimizada).

Procedimentos análogos são realizados para obtenção do volume uma vez minimizado $(V_N)_{min}$ e duas vezes minimizado $(V_N)_{2min}$ e da perda de carga uma vez minimizada $(PC_N)_{min}$ e duas vezes minimizada $(PC_N)_{2min}$.

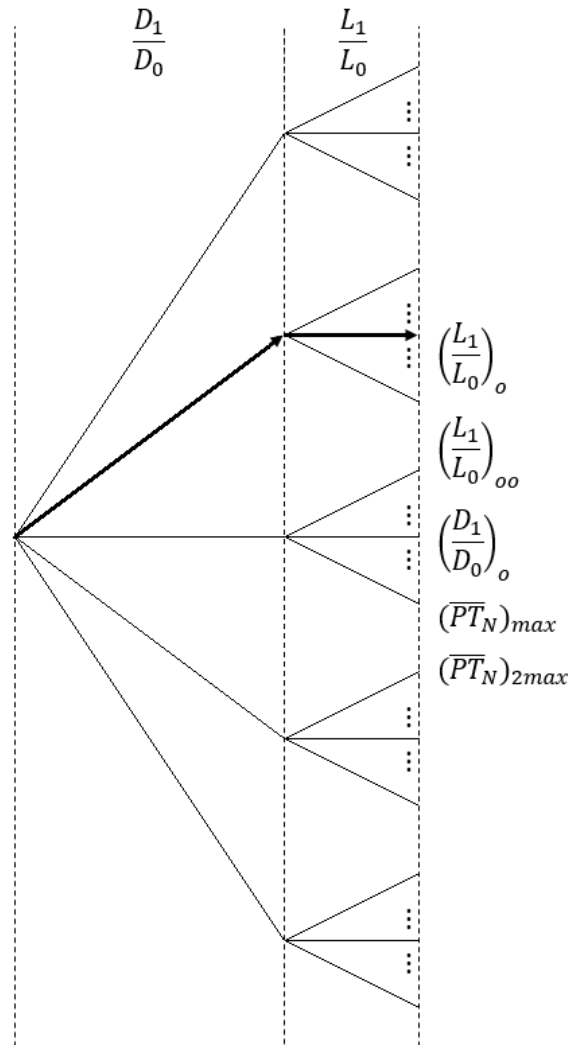


Figura 5.4 - Fluxograma ilustrando o processo de avaliação geométrica do TCSA em "T" pelo Método Design Construtal.

5.1. Condições de Contorno e Hipóteses Simplificativas

Baseado em Vaz et al. (2011) e Brum et al. (2012), como condições de contorno tem-se que as faces laterais e a face inferior da porção de solo são isoladas termicamente enquanto que a face superior representa a superfície do solo e tem temperatura prescrita. Na entrada do duto foi adotada a velocidade de escoamento do ar de 3,3 m/s e temperatura prescrita. Nas saídas do TCSA foi adotada pressão atmosférica nula.

A variação anual de temperatura na entrada de ar no duto e de temperatura na superfície superior do solo são dadas, respectivamente, pelas equações:

$$T_e(t) = 296,18 + 6,92 \cdot \text{sen}(200 \cdot 10^{-9} \cdot t + 26,42) \quad (5.2)$$

$$T_s(t) = 291,70 + 6,28 \cdot \text{sen}(200 \cdot 10^{-9} \cdot t + 26,24) \quad (5.3)$$

onde $T_e(t)$ é a variável dependente denominada temperatura do ar na seção de entrada do duto, em (K), $T_s(t)$ é a variável dependente denominada temperatura da superfície do solo, em (K), e t é a variável independente denominada tempo, em (s), avaliadas em um determinado ponto do domínio da função.

Vale salientar que as Eqs. (5.2) e (5.3) são funções periódicas ajustadas estatisticamente a partir de dados experimentais apresentados por Vaz et al. (2014). Estas funções foram inseridas no FLUENT na forma de tabela de dados, em um arquivo de texto, através da função *Boundary Profiles* (perfil de limites). A tabela de dados é estruturada a partir de dois vetores linhas contendo o tempo e a temperatura relativos às funções, permitindo que tais valores sejam impostos como condição de contorno do problema.

Como hipótese simplificativa, a fim de viabilizar a geração de malhas, a espessura das paredes do duto é desconsiderada devido às diferenças na ordem de grandeza das dimensões envolvidas. Portanto, considera-se que o ar escoar através de perfurações cilíndricas realizadas no solo. Essa simplificação não produz alterações significativas em relação ao comportamento térmico do TCSA (VAZ, 2011).

A condição de contorno fluidodinâmica nas paredes do interior do duto foi considerada de não deslizamento e impermeabilidade. Nas paredes do duto foi garantida a interação ar-solo, admitindo-se faces comuns entre os volumes correspondentes. As superfícies externas para os volumes de ar e as superfícies internas dos furos no solo foram devidamente conectadas, assegurando a ocorrência dos fenômenos termodinâmicos entre o solo e o ar (VAZ, 2011).

Outra hipótese simplificativa, apropriada para este estudo, é considerar o escoamento do ar no duto como incompressível, ou seja, as variações na massa específica são desprezíveis (FOX, MCDONALD e PRICHTARD, 2014).

Também como hipótese de simplificação, foi adotada a difusividade térmica dos meios materiais (do solo e do ar) como sendo valores constantes. A difusividade térmica mede a capacidade do material de conduzir a energia térmica em relação à sua capacidade de armazená-la (INCROPERA et al., 2008).

Por fim, adotou-se a imposição da viscosidade absoluta ou dinâmica do ar como sendo um valor constante ao longo do escoamento. Isso ocorre devido às variações de temperatura

que são pequenas e a consideração de valores constantes para as propriedades termo físicas se mostraram adequadas (FOX, MCDONALD e PRICHTARD, 2014).

5.2. Propriedades dos Materiais

Nas simulações numéricas, dois meios são envolvidos: o solo (sólido) e o ar (fluido). Portanto, com base nos estudos experimentais de Vaz (2011) foram determinadas as propriedades termo físicas para o solo e o ar. Cabe ressaltar que os dados apresentados são referentes ao solo e ao ar do município de Viamão - RS.

As propriedades dos materiais considerados nas simulações numéricas foram definidas de acordo com a Tab. 5.1.

Tabela 5.1 - Propriedades dos materiais.

| Componentes | ρ (kg/m ³) | λ (W/m · K) | c_p (J/kg · K) |
|---------------|-----------------------------|---------------------|------------------|
| Solo argiloso | 1800 | 2,1 | 1780 |
| Ar | 1,16 | 0,0242 | 1010 |

Sendo na Tab. 5.1: ρ a massa específica, λ a condutividade térmica e c_p o calor específico.

5.3. Abordagem Computacional

A abordagem computacional consiste numa breve explanação de como se deu o estudo numérico desenvolvido nesta pesquisa.

A geometria das instalações de TCSA em “T” foram construídas no software GAMBIT. Em seguida, define-se as condições de contorno e os meios materiais que compõem o domínio computacional. Por fim, realiza-se a discretização espacial do domínio computacional, como referência foi usado o trabalho de Rodrigues et al. (2015a). O diâmetro (D) dos dutos é utilizado para definir o critério para o tamanho dos elementos do domínio. Definiu-se $D/3$ e $3 \cdot D$, respectivamente, como tamanho das células computacionais do duto e do solo. Contudo, como os diâmetros variam de acordo com o grau de liberdade D_1/D_0 , considerou-se em todas as instalações o diâmetro de menor valor. Além disso, em todos os casos foram utilizados volumes finitos tetraédricos.

No FLUENT, após a exportação da malha, são inseridos os arquivos *table data* para a definição das temperaturas prescritas da superfície do solo e na entrada de ar no duto. A inicialização do domínio computacional se dá com temperatura igual à temperatura média do solo 18,7°C (291,3 K).

As simulações realizadas para este trabalho representam um intervalo de tempo de 2 anos, uma vez que o primeiro ano de simulação é necessário para que a temperatura do solo se estabilize, portanto, as análises necessárias são realizadas com os dados do segundo ano de simulação. Adotou-se um passo de tempo de 3600 s e um máximo de 200 iterações para cada passo de tempo (Vaz, 2011). Para análise dos resultados, a temperatura do ar na saída do duto foi monitorada.

6. VALIDAÇÃO E VERIFICAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL

De acordo com Maliska (2010), existem dois níveis, bem distintos, de erros que podem estar presentes na solução numérica quando os resultados são comparados com a realidade de um problema físico: no primeiro nível estão os erros numéricos propriamente ditos, resultado da má solução das equações diferenciais. Para detectá-los, os resultados devem ser comparados com outras soluções, analíticas ou numéricas, avaliando se a equação diferencial foi corretamente resolvida. Esse processo caracteriza a verificação. No segundo nível estão os erros resultantes do uso de equações diferenciais que não representam adequadamente o fenômeno. Logo, a comparação dos resultados numéricos com os resultados experimentais caracteriza a validação.

Versteeg e Malalasekera (2007) definem a verificação como o processo que quantifica os erros e a validação como o processo que quantifica as incertezas.

A verificação deste trabalho se dá a partir da comparação dos resultados obtidos sobre a variação anual da temperatura na saída de ar do duto com os dados numéricos apresentados por Vaz (2011), Brum (2013) e Rodrigues (2014) e a validação se dá através da comparação com os dados experimentais de Vaz (2011).

Nesta etapa da pesquisa, foram consideradas duas instalações de TCSA com duto reto que são descritas a seguir.

6.1. Instalação 1

No estudo realizado por Vaz (2011) o domínio computacional apresenta geometria complexa. Portanto, Brum (2013) desenvolveu um domínio computacional simplificado que representa apenas uma porção de volume do solo onde o duto enterrado tem uma configuração retilínea. A simplificação do domínio computacional (Fig. 6.1) foi adotada a fim de facilitar sua discretização e de reduzir os custos computacionais.

As dimensões da Instalação 1 são de 25,77 m de comprimento, 15 m de altura e 5 m de largura. O duto reto de 110 mm de diâmetro está enterrado a uma profundidade de 1,6 m em relação à superfície do solo.

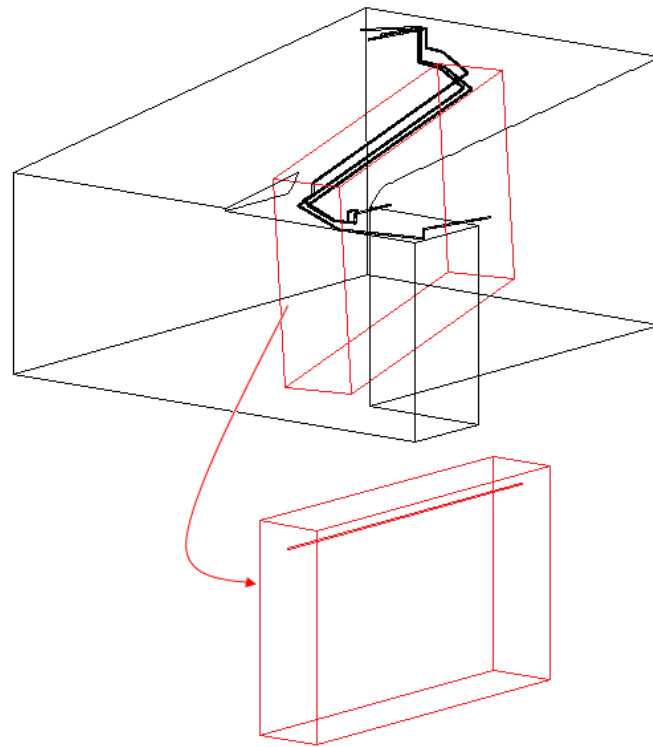


Figura 6.1 - Simplificação do domínio computacional (Adaptado de Brum et al, 2012).

Na Figura 6.2 é possível observar os resultados obtidos nessa pesquisa em comparação com os resultados obtidos nos estudos anteriormente citados.

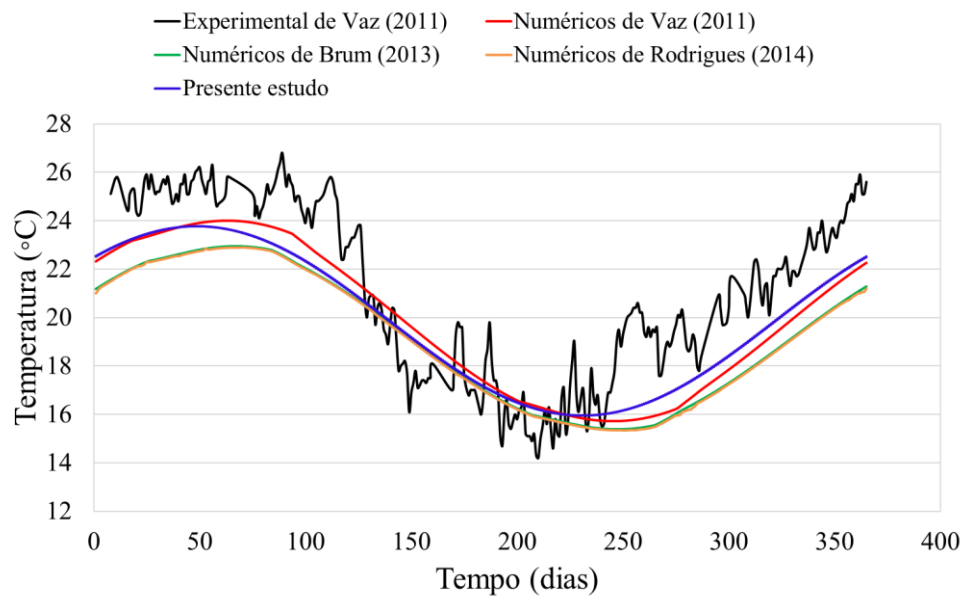


Figura 6.2 - Variação anual da temperatura de saída do TCSA - Instalação 1.

A Tabela 6.1 apresenta a correlação estatística entre o presente estudo e os demais trabalhos.

Tabela 6.1 - Correlação estatística entre a Instalação 1 e dados disponíveis na literatura.

| Dados de temperatura disponíveis na literatura | Correlação estatística |
|---|-------------------------------|
| Experimental de Vaz (2011) | 92,1% |
| Numéricos de Vaz (2011) | 99,0% |
| Numéricos de Brum (2013) | 98,7% |
| Numéricos de Rodrigues (2014) | 98,6% |

A Tabela 6.2 apresenta a comparação entre o desvio padrão dos resultados deste trabalho com o desvio padrão dos resultados dos demais trabalhos.

Tabela 6.2 - Desvio padrão entre a Instalação 1 e dados disponíveis na literatura.

| Dados de temperatura disponíveis na literatura | Desvio padrão |
|---|----------------------|
| Experimental de Vaz (2011) | 3,59 |
| Numéricos de Vaz (2011) | 2,96 |
| Numéricos de Brum (2013) | 2,67 |
| Numéricos de Rodrigues (2014) | 2,68 |
| Presente estudo | 2,77 |

A partir da Fig. 6.2 e da Tab. 6.1 pode-se observar que o presente estudo apresenta boa concordância com os estudos em comparação, visto que a correlação estatística se mantém próxima a 99% em relação aos estudos numéricos e em torno de 92% em relação ao estudo experimental. Essa menor concordância relativa aos dados experimentais, provavelmente, é oriunda das simplificações, geralmente, realizadas nos modelos numéricos. Quanto aos resultados apresentados na Tab. 6.2, pode-se notar que os dados do presente estudo apresentam uniformidade com os dados em comparação. Portanto, com base nesses resultados o modelo computacional proposto foi devidamente verificado e validado.

6.2. Instalação 2

No estudo de Brum (2013), foi realizada uma comparação das temperaturas de saída do TCSA considerando o duto enterrado a diferentes profundidades e com base neste estudo de caso, foi possível concluir que, tanto para aquecimento quanto para resfriamento, o potencial térmico estabiliza a partir de 3 m de profundidade, não havendo um ganho significativo em instalar o TCSA em maiores profundidades.

Desta forma, o domínio computacional referente à Instalação 2 conta com um duto enterrado a 3 m de profundidade e possui as mesmas dimensões da Instalação 1.

A Figura 6.3 apresenta a comparação realizada considerando a variação anual da temperatura na saída de ar do duto.

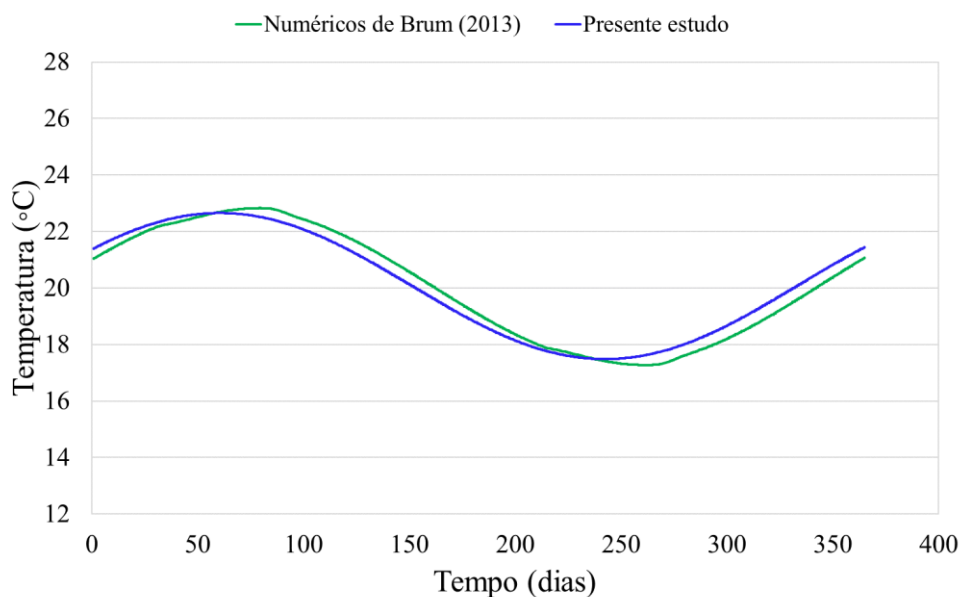


Figura 6.3 - Variação anual da temperatura de saída do TCSA - Instalação 2.

Ao comparar o presente estudo com a Instalação 2 obteve-se uma correlação estatística de 98,4%, semelhante aos dados obtidos na Tab. 6.1, evidenciando uma boa concordância entre os resultados.

O desvio padrão apresentado pelos dados numéricos de Brum (2013) é de 1,92 enquanto o presente estudo apresenta 1,83. Assim, como no tópico anterior, os valores evidenciam a homogeneidade dos dados, verificando o modelo computacional.

7. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo, serão apresentadas e discutidas as diferentes configurações geométricas de instalações de TCSA com arranjo de dutos na forma de "T", de modo a analisar numericamente o desempenho térmico e analiticamente o desempenho fluidodinâmico das instalações, avaliando a influência dos graus de liberdade L_1/L_0 e D_1/D_0 na maximização do potencial térmico, na minimização do volume de solo ocupado e na minimização da perda de carga do escoamento para, então, determinar a geometria ótima.

Inicialmente, considerou-se uma instalação de TCSA com duto reto como Instalação Referência. Com base nos resultados apresentados por esta instalação é que serão comparados os resultados obtidos com as instalações propostas neste trabalho.

As instalações de TCSA com arranjo de dutos na forma de "T" foram divididas em 5 grupos, de acordo com as variações de D_1/D_0 , sendo elas: 0,5; 0,75; 1,0; 1,25 e 1,5. Portanto, para determinar a geometria ótima, fez-se uma comparação entre as 15 instalações de cada grupo com a Instalação Referência para analisar a influência dos parâmetros de análise individualmente e simultaneamente. Por fim, realiza-se uma comparação entre todas as instalações.

7.1. Instalação Referência

Como previamente apresentado no Capítulo 5, adotou-se uma Instalação Referência de TCSA com um duto reto de 30 m de comprimento e com diâmetro de 110 mm. As dimensões para o solo desta instalação foram consideradas como sendo de 30 m de comprimento, 15 m de altura e 5 m de largura e o duto está enterrado a uma profundidade de 3 m.

A Instalação Referência ocupa um volume de solo de $2,25 \times 10^3 \text{ m}^3$.

Quanto ao comportamento térmico da Instalação Referência, a Fig. 7.1 mostra a variação anual da temperatura na entrada e na saída do TCSA.

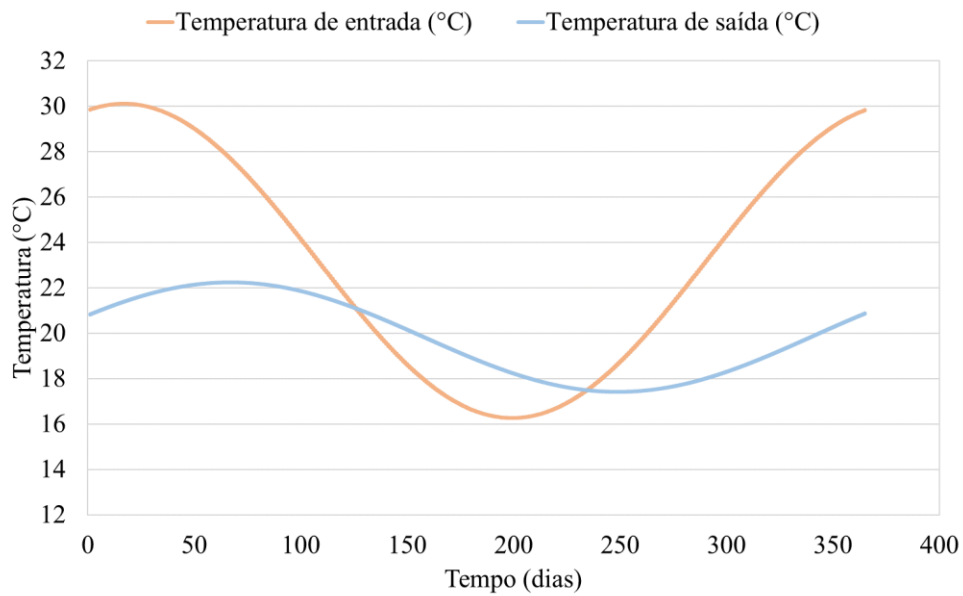


Figura 7.1 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação Referência.

É possível observar que em períodos quentes o TCSA apresenta melhor desempenho para resfriamento. Já em períodos frios, o TCSA faz com que a temperatura dentro da edificação aumente. Essa variação de temperatura de acordo com o período do ano pode ser observada de maneira detalhada na Fig. 7.3, onde o potencial térmico mensal é apresentado a partir da aplicação da Eq. (2.4).

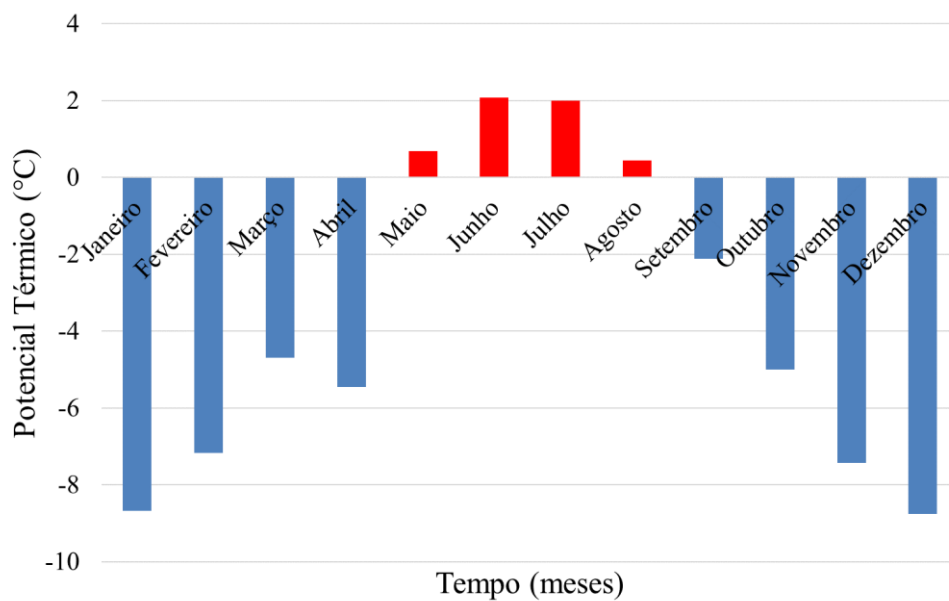


Figura 7.2 - Potencial térmico da Instalação Referência.

O maior potencial térmico de aquecimento e de resfriamento da Instalação Referência é de, respectivamente, 2,08°C (em junho) e -8,76°C (em dezembro).

Por fim, outro parâmetro necessário à comparação das instalações é a perda de carga do escoamento. A Instalação Referência possui perda de carga de 3,808 m, determinada através da Eq. (2.6).

7.2. Grupo 1

O Grupo 1 é composto pelas instalações definidas por $D_1/D_0 = 0,5$. A seguir, são apresentados os resultados obtidos em cada parâmetro de análise da pesquisa.

O potencial térmico (Eq. 2.4) das instalações desse grupo é apresentado detalhadamente na Tab. 7.1. Como é possível observar, a Instalação 1 apresenta o maior potencial térmico de aquecimento e de resfriamento sendo, respectivamente, de 2,09°C (em junho) e -8,18°C (em dezembro). Além disso, o potencial térmico de aquecimento da I1 é levemente superior ao da Instalação Referência, com uma diferença de 0,01°C.

Tabela 7.1 - Potencial térmico das instalações do Grupo 1.

| Instalação | L_1/L_0 | Maior PT (°C) de aquecimento (período anual) | Maior PT (°C) de resfriamento (período anual) |
|-------------------|-----------------------------|--|---|
| IR | - | 2,08 | -8,76 |
| I1 | 0,1 | 2,09 | -8,18 |
| I2 | 0,5 | 1,77 | -7,03 |
| I3 | 1,0 | 1,64 | -6,20 |
| I4 | 1,5 | 1,59 | -5,82 |
| I5 | 2,0 | 1,52 | -5,43 |
| I6 | 2,5 | 1,48 | -5,17 |
| I7 | 3,0 | 1,47 | -5,05 |
| I8 | 3,5 | 1,47 | -4,96 |
| I9 | 4,0 | 1,45 | -4,82 |
| I10 | 4,5 | 1,47 | -4,80 |
| I11 | 5,0 | 1,44 | -4,63 |
| I12 | 5,5 | 1,45 | -4,59 |
| I13 | 6,0 | 1,48 | -4,62 |
| I14 | 6,5 | 1,45 | -4,47 |
| I15 | 7,0 | 1,45 | -4,41 |

O volume de solo ocupado por cada instalação desse grupo é apresentado na Fig. 7.3. É possível observar que a I15 apresenta o menor volume de solo ocupado com $1,72 \times 10^3 \text{ m}^3$, representando uma redução da porção de solo de 23,46% se comparado à Instalação Referência.

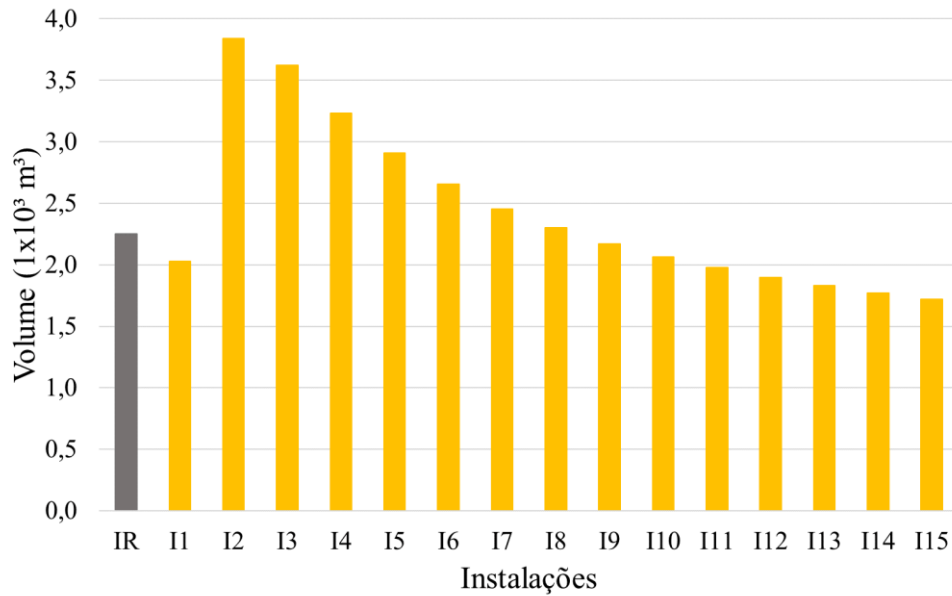


Figura 7.3 - Comparação do volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 1.

A Figura 7.4 apresenta a perda de carga (Eq. 2.6) das instalações do Grupo 1. Nota-se que todas as instalações possuem perda de carga superior à da Instalação Referência que é de $0,3808 \times 10^1$ m. Entre as instalações desse grupo, a I15 é a que possui menor perda de carga com $3,5142 \times 10^1$ m.

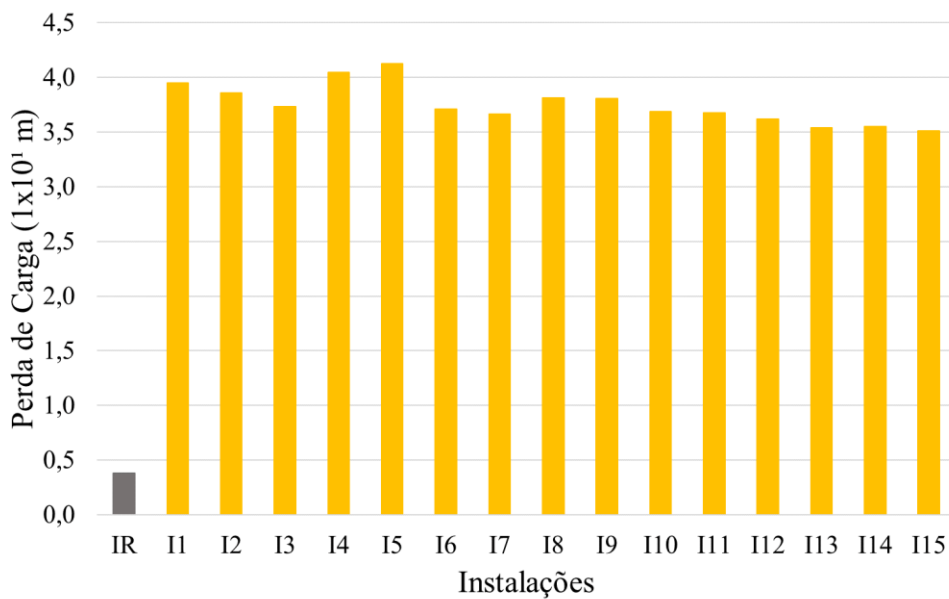


Figura 7.4 - Perda de carga das instalações do Grupo 1.

Logo, têm-se que, considerando as instalações do Grupo 1, a I1 maximiza o potencial térmico enquanto a I15 minimiza o volume de solo ocupado e possui a menor perda de carga.

Portanto, para definir qual instalação apresenta o melhor desempenho global faz-se necessário uma análise vetorial de cada instalação a partir da normalização dos parâmetros de análise, conforme apresentado no Capítulo 2. A Figura 7.5 mostra o módulo do vetor de cada instalação onde é possível observar que a I15 corresponde ao menor módulo, possuindo um valor de 9,5298. No entanto, percebe-se que as instalações possuem comportamento semelhante, visto que não há uma grande variação entre os módulos.

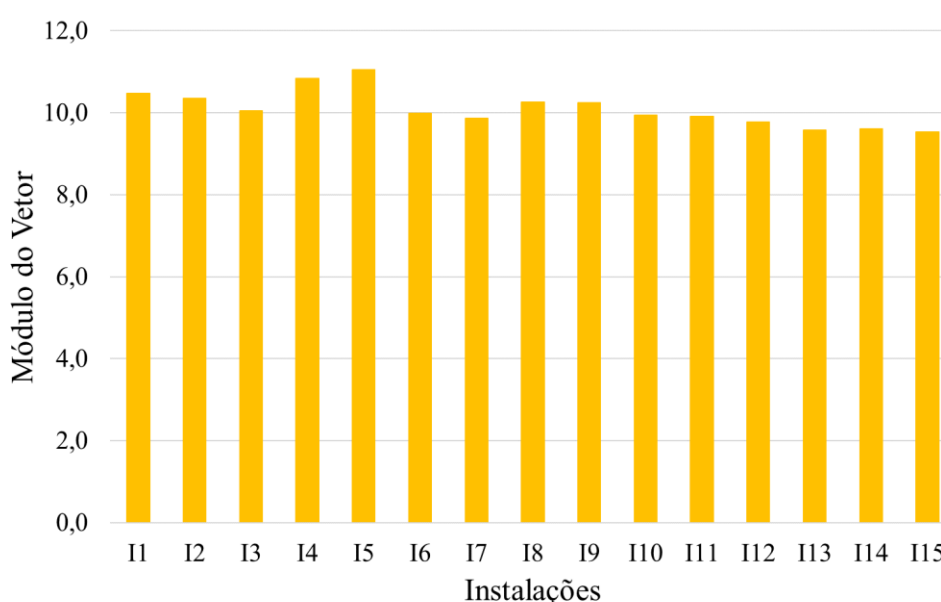


Figura 7.5 - Módulo do vetor das instalações do Grupo 1.

7.3. Grupo 2

O Grupo 2 é constituído pelas instalações definidas por $D_1/D_0 = 0,75$.

O potencial térmico (Eq. 2.4) das instalações desse grupo pode ser observado na Tab. 7.2. Novamente, a I1 apresenta o maior potencial térmico de aquecimento e de resfriamento. Neste caso, respectivamente, com $2,09^\circ\text{C}$ (em junho) e $-8,39^\circ\text{C}$ (em dezembro). Inclusive, novamente, com potencial térmico de aquecimento ligeiramente superior ao da Instalação Referência, com uma diferença de $0,01^\circ\text{C}$.

Tabela 7.2 - Potencial térmico das instalações do Grupo 2.

| Instalação | L_1/L_0 | Maior PT ($^{\circ}C$) de aquecimento (período anual) | Maior PT ($^{\circ}C$) de resfriamento (período anual) |
|------------|-----------|--|---|
| IR | - | 2,08 | -8,76 |
| I1 | 0,1 | 2,09 | -8,39 |
| I2 | 0,5 | 1,85 | -7,59 |
| I3 | 1,0 | 1,79 | -7,25 |
| I4 | 1,5 | 1,76 | -6,97 |
| I5 | 2,0 | 1,75 | -6,87 |
| I6 | 2,5 | 1,75 | -6,76 |
| I7 | 3,0 | 1,75 | -6,69 |
| I8 | 3,5 | 1,75 | -6,61 |
| I9 | 4,0 | 1,77 | -6,60 |
| I10 | 4,5 | 1,78 | -6,55 |
| I11 | 5,0 | 1,79 | -6,55 |
| I12 | 5,5 | 1,79 | -6,44 |
| I13 | 6,0 | 1,81 | -6,46 |
| I14 | 6,5 | 1,83 | -6,45 |
| I15 | 7,0 | 1,83 | -6,39 |

A Figura 7.6 mostra o volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 2. A I15 representa uma redução de volume de solo de 23,33% em comparação com a Instalação Referência, apresentando o menor volume entre as instalações do grupo com $1,73 \times 10^3 \text{ m}^3$.

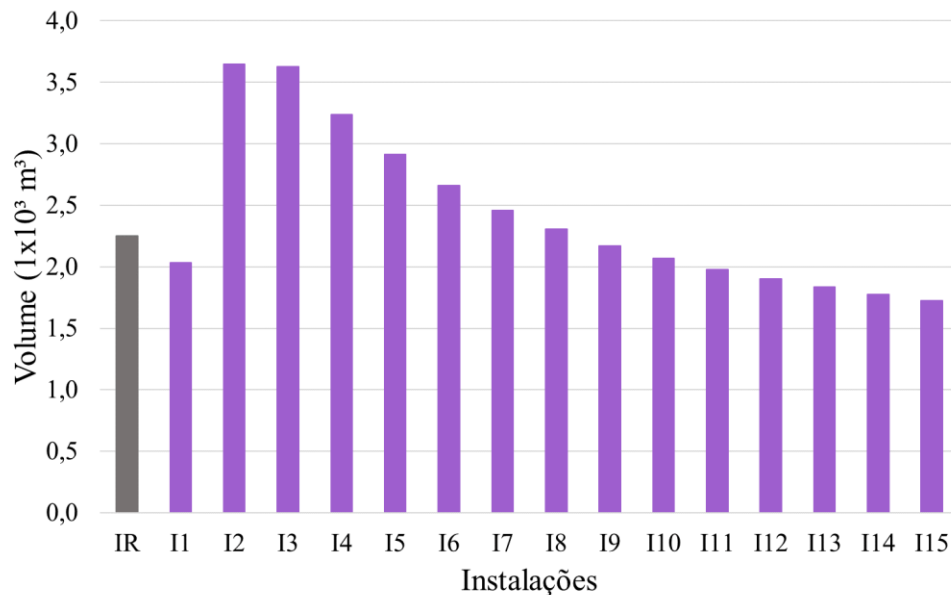


Figura 7.6 - Volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 2.

A perda de carga (Eq. 2.6) das instalações do Grupo 2 pode ser observada na Fig. 7.7. Novamente, como já era esperado, todas as instalações possuem perda de carga superior à da

Instalação Referência que é de $0,3808 \times 10^1$ m. A I15 é a que possui menor perda de carga com $0,5224 \times 10^1$ m. No entanto, I6, I8 e I11 possuem perda de carga semelhante.

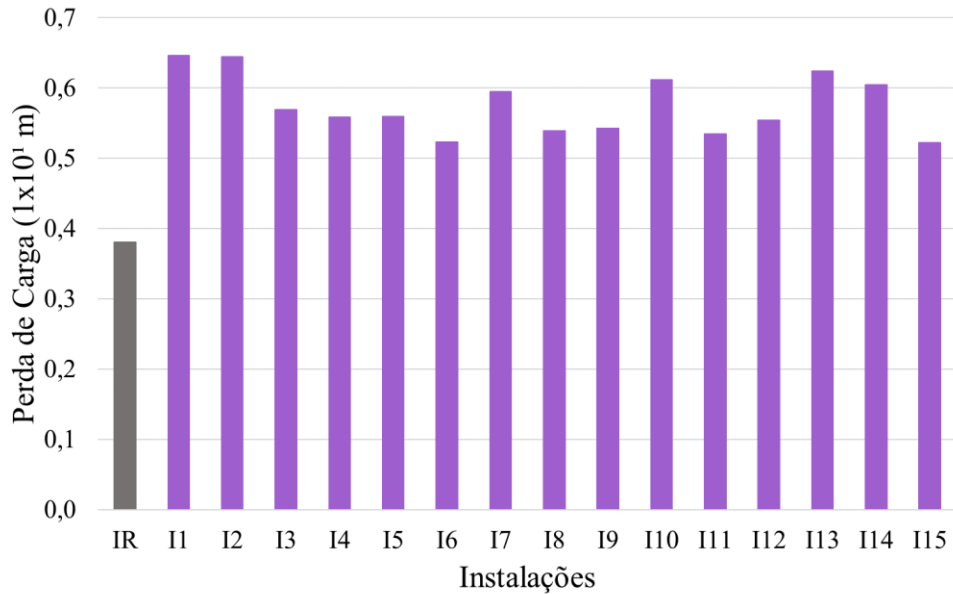


Figura 7.7 - Perda de carga das instalações do Grupo 2.

O módulo do vetor de cada instalação do Grupo 2 pode ser visto na Fig. 7.8. Nota-se que a I6 corresponde ao menor no valor de 2,147, sendo a melhor configuração geométrica do grupo.

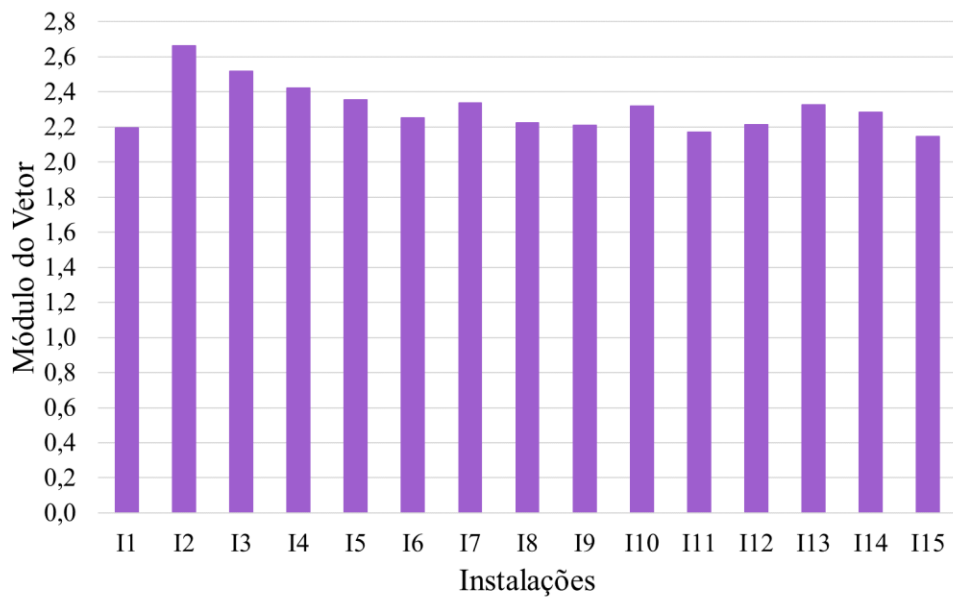


Figura 7.8 - Módulo do vetor das instalações do Grupo 2.

7.4. Grupo 3

As instalações definidas por $D_1/D_0 = 1,0$ compõem o Grupo 3.

As instalações desse grupo têm potencial térmico (Eq. 2.4) conforme apresentado na Tab. 7.3. O maior potencial térmico de aquecimento e de resfriamento corresponde à I1 com $2,10^\circ\text{C}$ (em junho) e $-8,61^\circ\text{C}$ (em dezembro), respectivamente. Novamente, I1 apresenta potencial térmico de aquecimento um pouco superior ao da Instalação Referência, desta vez, com uma diferença de $0,02^\circ\text{C}$.

Tabela 7.3 - Potencial térmico das instalações do Grupo 3.

| Instalação | L_1/L_0 | Maior PT ($^\circ\text{C}$) de aquecimento (período anual) | Maior PT ($^\circ\text{C}$) de resfriamento (período anual) |
|------------|-----------|---|--|
| IR | - | 2,08 | -8,76 |
| I1 | 0,1 | 2,10 | -8,61 |
| I2 | 0,5 | 1,91 | -8,42 |
| I3 | 1,0 | 1,90 | -8,26 |
| I4 | 1,5 | 1,89 | -8,13 |
| I5 | 2,0 | 1,90 | -8,10 |
| I6 | 2,5 | 1,90 | -8,07 |
| I7 | 3,0 | 1,91 | -8,06 |
| I8 | 3,5 | 1,91 | -7,99 |
| I9 | 4,0 | 1,93 | -7,99 |
| I10 | 4,5 | 1,94 | -7,97 |
| I11 | 5,0 | 1,95 | -7,93 |
| I12 | 5,5 | 1,96 | -7,91 |
| I13 | 6,0 | 1,97 | -7,91 |
| I14 | 6,5 | 1,98 | -7,91 |
| I15 | 7,0 | 1,99 | -7,87 |

O volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 3 é apresentado na Fig. 7.9. A I15 possui volume de solo ocupado de $1,73 \times 10^3 \text{ m}^3$, representando 23,28% de redução de volume de solo.

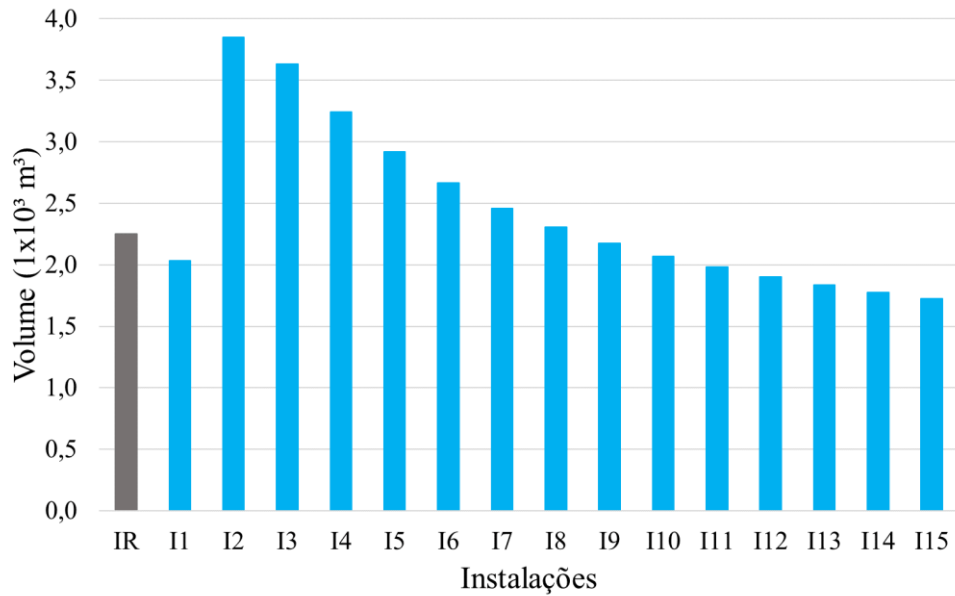


Figura 7.9 - Volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 3.

A Figura 7.10 apresenta a perda de carga (Eq. 2.6) das instalações do Grupo 3. Percebe-se a perda de carga decresce ao longo das variações na configuração geométrica das instalações. Logo, a I15 possui a menor perda de carga com $0,1787 \times 10^1$ m, o que corresponde a uma diminuição na perda de carga de 53,07% se comparada à Instalação Referência.

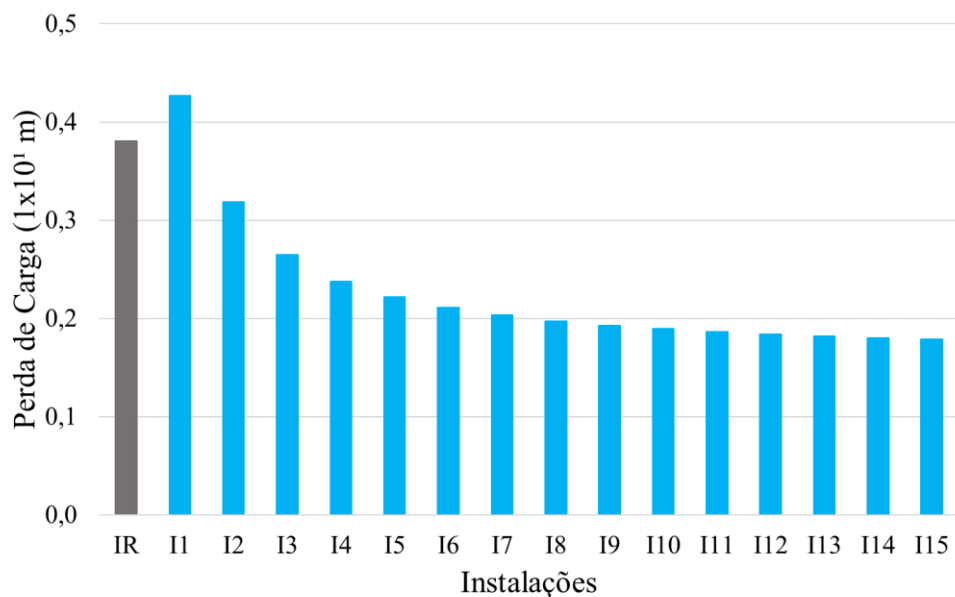


Figura 7.10 - Perda de carga das instalações do Grupo 3.

Diante do exposto até o momento, este é o primeiro grupo que apresenta uma linha comportamental para os dados de perda de carga. Isso ocorre devido ao grau de liberdade D_1/D_0 ser igual a 1, isto é, os diâmetros das instalações são mantidos constantes. Portanto, a partir dos resultados obtidos, realizou-se um ajuste de curva para obter a equação característica do conjunto de dados, como é possível observar na Fig. 7.11.

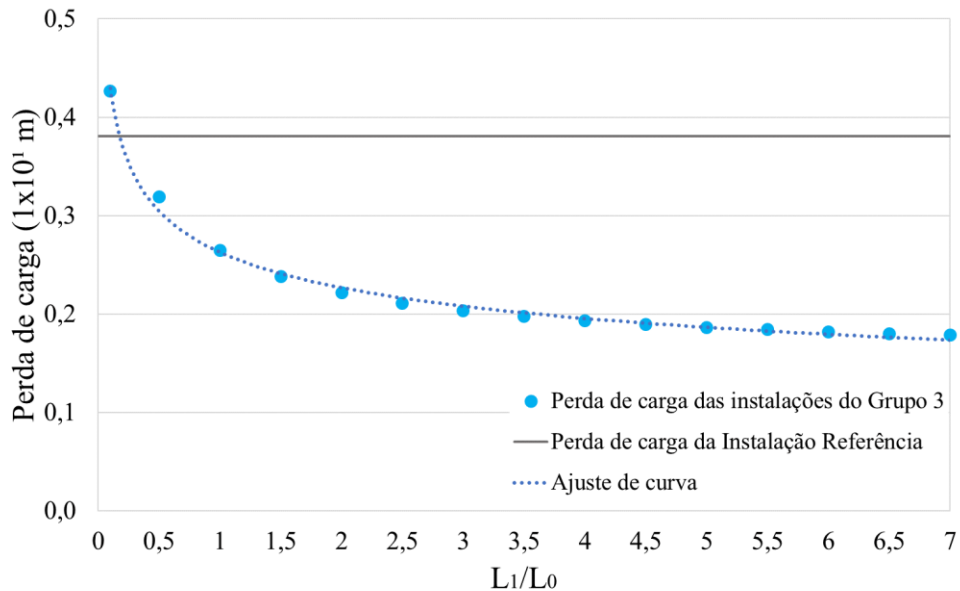


Figura 7.11 - Ajuste de curva da perda de carga das instalações do Grupo 3.

A equação ajustada, a partir da Fig. 7.11, é dada por:

$$h_t = 0,2629 \cdot \left(\frac{L_1}{L_0}\right)^{-0,213} \quad (7.1)$$

A partir da Eq. (7.1) é possível determinar a perda de carga das instalações que são definidas por $D_1/D_0 = 1,0$ considerando apenas os valores de L_1/L_0 . Deste modo, não se faz necessária a aplicação das equações que compõem a perda de carga (Eqs. (2.6), (2.7) e (2.8)).

Com base na normalização dos parâmetros, obteve-se o módulo do vetor das instalações do Grupo 3, conforme é apresentado na Fig. 7.12. A I15 corresponde ao menor módulo, com valor de 1,4505, sendo essa a melhor configuração geométrica. Porém, fica evidente que de I10 até I15 o comportamento das instalações é muito semelhante quando se considera concomitantemente os três parâmetros.

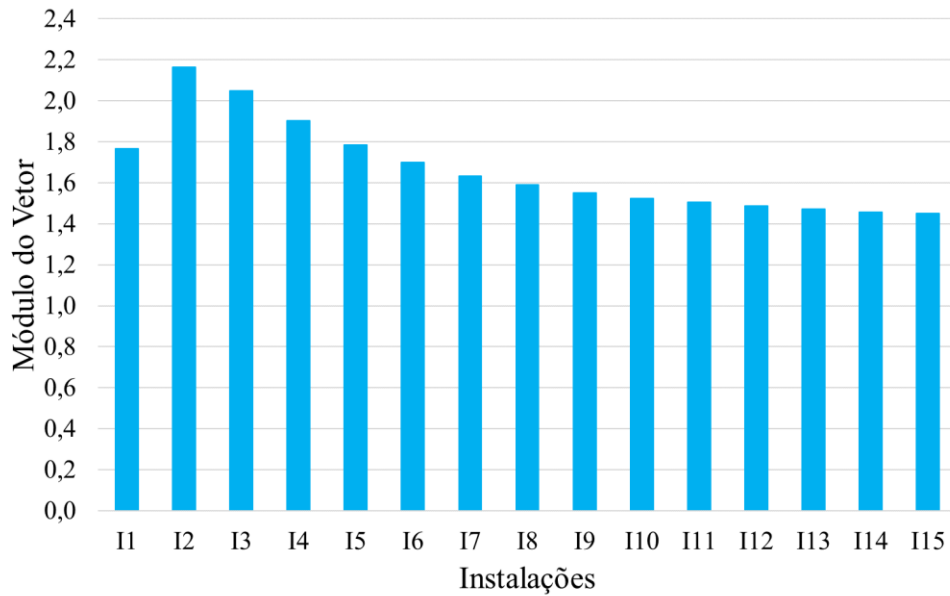


Figura 7.12 - Módulo do vetor das instalações do Grupo 3.

7.5. Grupo 4

O Grupo 4 é composto pelas instalações definidas por $D_1/D_0 = 1,25$.

O potencial térmico (Eq. 2.4) das instalações desse grupo pode ser observado na Tab. 7.4. O maior potencial térmico de aquecimento corresponde à I1 com $2,10^\circ\text{C}$ (em junho) sendo levemente superior ao da Instalação Referência em $0,02^\circ\text{C}$. A I2 apresenta maior potencial térmico de resfriamento $-9,48^\circ\text{C}$ (em dezembro), superando a Instalação Referência em $0,72^\circ\text{C}$.

A Figura 7.13 mostra o volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 4. Representando uma redução da porção de solo de 23,25%, a I15 possui menor volume de solo ocupado com $1,73 \times 10^3 \text{ m}^3$.

Tabela 7.4 - Potencial térmico das instalações do Grupo 4.

| Instalação | L_1/L_0 | Maior PT (°C) de aquecimento (período anual) | Maior PT (°C) de resfriamento (período anual) |
|------------|-----------|---|--|
| IR | - | 2,08 | -8,76 |
| I1 | 0,1 | 2,10 | -8,85 |
| I2 | 0,5 | 2,00 | -9,48 |
| I3 | 1,0 | 1,96 | -9,02 |
| I4 | 1,5 | 1,97 | -9,02 |
| I5 | 2,0 | 1,97 | -9,00 |
| I6 | 2,5 | 1,97 | -9,00 |
| I7 | 3,0 | 1,98 | -8,93 |
| I8 | 3,5 | 1,99 | -8,94 |
| I9 | 4,0 | 2,00 | -8,96 |
| I10 | 4,5 | 2,00 | -8,93 |
| I11 | 5,0 | 2,01 | -8,88 |
| I12 | 5,5 | 2,03 | -8,95 |
| I13 | 6,0 | 2,04 | -8,92 |
| I14 | 6,5 | 2,04 | -8,89 |
| I15 | 7,0 | 2,05 | -8,91 |

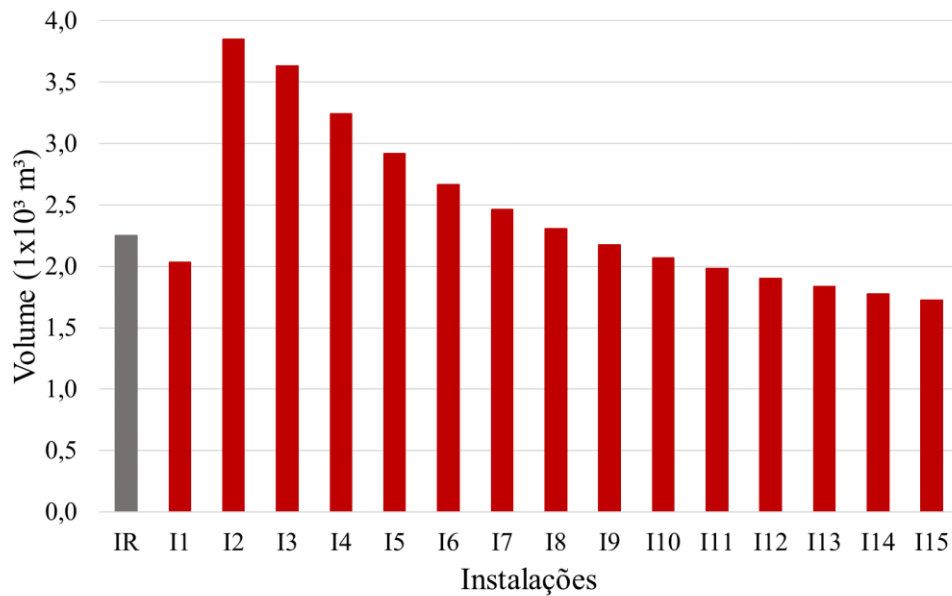


Figura 7.13 - Volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 4.

A perda de carga (Eq. 2.6) das instalações do Grupo 4 pode ser observada na Fig. 7.14. Nota-se que com exceção da I1, as demais instalações possuem perda de carga inferior à Instalação Referência. Apresentando uma diminuição na perda de carga de 62% se comparada à Instalação Referência, a I15 possui a menor perda de carga com $0,1447 \times 10^1$ m.

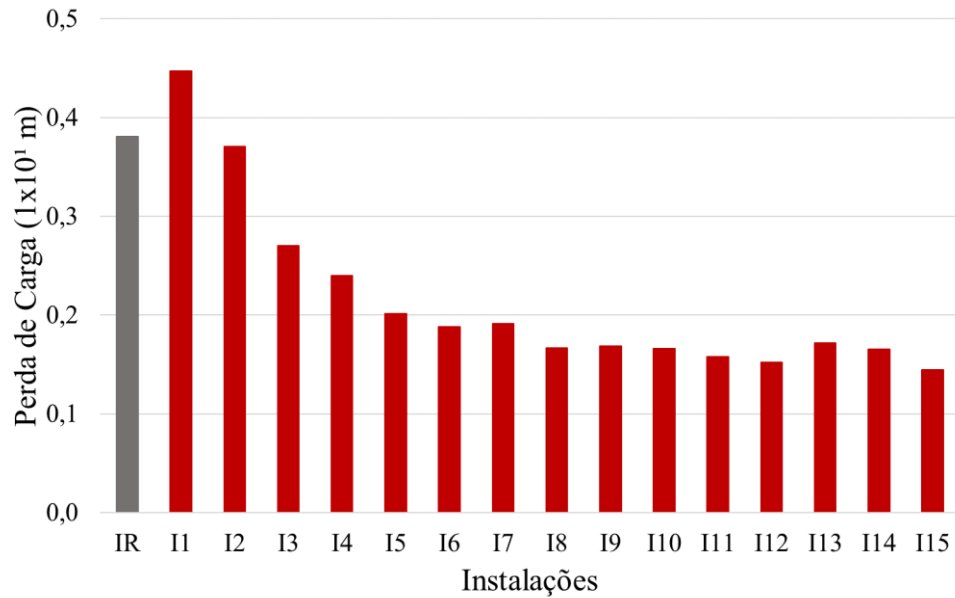


Figura 7.14 - Perda de carga das instalações do Grupo 4.

Por fim, através da análise vetorial, pode-se observar o módulo do vetor das instalações do Grupo 4 na Fig. 7.15. A melhor configuração geométrica do Grupo 4 ao considerar os três parâmetros de análise simultaneamente corresponde à I15, uma vez que apresenta o menor módulo no valor de 1,2996.

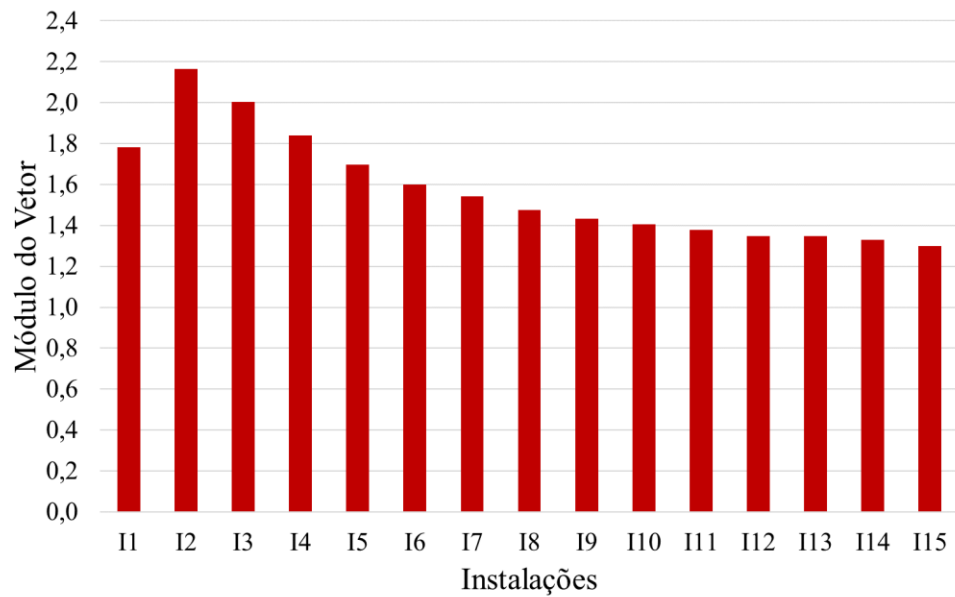


Figura 7.15 - Módulo do vetor das instalações do Grupo 4.

7.6. Grupo 5

O Grupo 5 é composto pelas instalações definidas por $D_1/D_0 = 1,5$.

Na Tabela 7.5 é possível observar o potencial térmico (Eq. 2.4) das instalações desse grupo. A I1 apresenta o maior potencial térmico de aquecimento com $2,12^\circ\text{C}$ (em junho) superando ligeiramente a Instalação Referência em $0,04^\circ\text{C}$. O maior potencial térmico de resfriamento corresponde à I2 com $-10,15^\circ\text{C}$ (em dezembro), superando a Instalação Referência em $1,39^\circ\text{C}$.

Tabela 7.5 - Potencial térmico das instalações do Grupo 5.

| Instalação | L_1/L_0 | Maior PT ($^\circ\text{C}$) de aquecimento (período anual) | Maior PT ($^\circ\text{C}$) de resfriamento (período anual) |
|------------|-----------|---|--|
| IR | - | 2,08 | -8,76 |
| I1 | 0,1 | 2,12 | -9,10 |
| I2 | 0,5 | 2,03 | -10,15 |
| I3 | 1,0 | 2,00 | -9,62 |
| I4 | 1,5 | 2,01 | -9,64 |
| I5 | 2,0 | 2,01 | -9,67 |
| I6 | 2,5 | 2,01 | -9,64 |
| I7 | 3,0 | 2,03 | -9,63 |
| I8 | 3,5 | 2,02 | -9,63 |
| I9 | 4,0 | 2,03 | -9,65 |
| I10 | 4,5 | 2,04 | -9,67 |
| I11 | 5,0 | 2,05 | -9,63 |
| I12 | 5,5 | 2,05 | -9,62 |
| I13 | 6,0 | 2,06 | -9,63 |
| I14 | 6,5 | 2,07 | -9,62 |
| I15 | 7,0 | 2,07 | -9,61 |

O volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 5 pode ser visto na Figura 7.16. O menor volume de solo ocupado é de $1,73 \times 10^3 \text{ m}^3$ e corresponde à I15, representando uma redução da porção de solo de 23,24%.

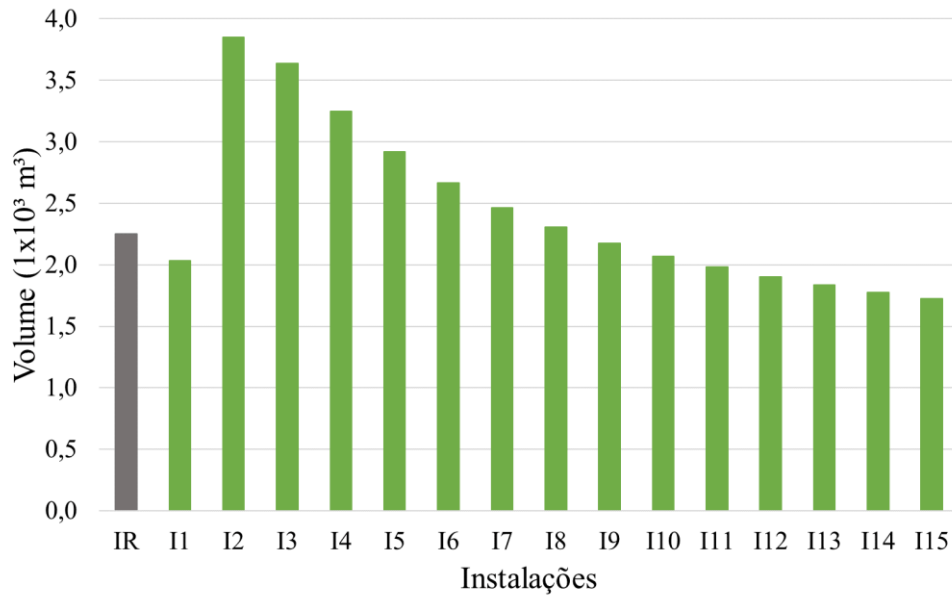


Figura 7.16 - Volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 5.

A Figura 7.17 apresenta a perda de carga (Eq. 2.6) das instalações do Grupo 5. A I15 possui a menor perda de carga com $0,1691 \times 10^1$ m, o que representa uma diminuição na perda de carga de 55,6% se comparada à Instalação Referência

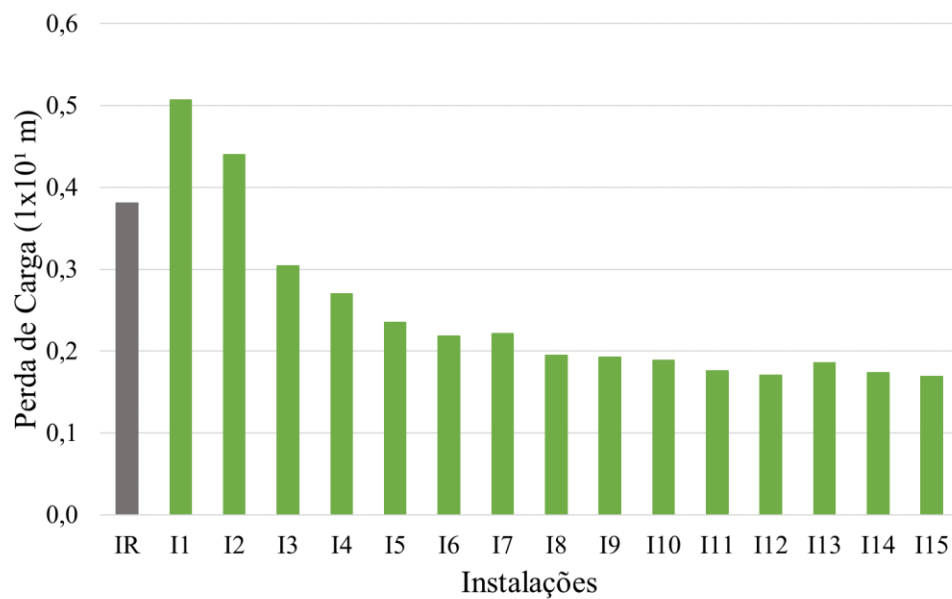


Figura 7.17 - Perda de carga das instalações do Grupo 5.

A Figura 7.18 apresenta o módulo do vetor das instalações do Grupo 5. A I15 corresponde ao módulo de menor valor com 1,2562, sendo esta a melhor configuração geométrica do grupo a partir da normalização dos parâmetros.

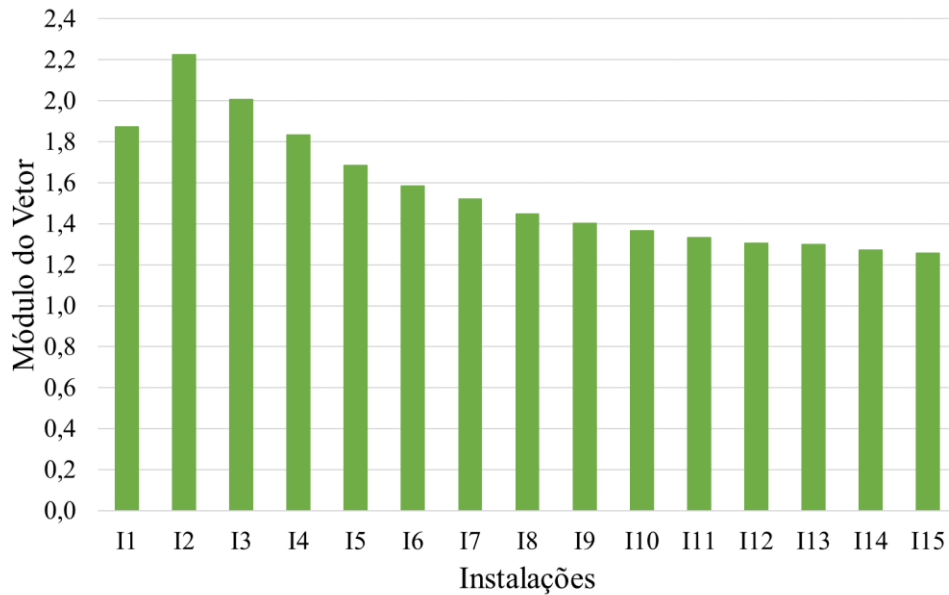


Figura 7.18 - Módulo do vetor das instalações do Grupo 5.

7.7. Comparação entre todas as instalações

Com base nos resultados obtidos até então, foi possível determinar, para cada grupo, quais instalações atendem melhor aos parâmetros de análise da pesquisa individualmente e qual instalação apresenta melhor desempenho global ao considerar os três parâmetros simultaneamente.

No entanto, a fim de apresentar uma análise mais detalhada, faz-se necessário realizar uma comparação entre todas as instalações de TCSA em "T" aqui estudadas para determinar qual a melhor configuração geométrica.

A Tabela 7.6 apresenta os resultados da melhor instalação de cada grupo para o potencial térmico de aquecimento e de resfriamento.

Para maximizar o potencial térmico de aquecimento, recomenda-se o uso da I1 do Grupo 5. Já para maximizar o potencial térmico de resfriamento, recomenda-se o uso da I2 do Grupo 5. Observa-se ainda que essas instalações têm $L_0 > L_1$ e que o potencial térmico de resfriamento da Instalação Referência só é superado pelas instalações dos Grupos 4 e 5. Ou seja, quando as instalações têm $D_1 > D_0$.

Tabela 7.6 - Comparação dos resultados do potencial térmico.

| Grupo | D_1/D_0 | Potencial Térmico | |
|-------|-----------|-------------------|--------------|
| | | Aquecimento | Resfriamento |
| 1 | 0,5 | I1 (+0,58%) | I1 (-6,64%) |
| 2 | 0,75 | I1 (+0,43%) | I1 (-4,26%) |
| 3 | 1,0 | I1 (+0,87%) | I1 (-1,74%) |
| 4 | 1,25 | I1 (+1,35%) | I2 (+8,25%) |
| 5 | 1,5 | I1 (+1,93%) | I2 (+15,9%) |

É importante ressaltar que esses dados correspondem a uma análise mensal do potencial térmico, uma vez que foi possível determinar em qual mês as instalações apresentam o maior potencial térmico de aquecimento e de resfriamento.

Sendo assim, é conveniente apresentar o potencial térmico médio das instalações, obtido através da Eq. (2.5), conforme mostra a Fig. 7.19.

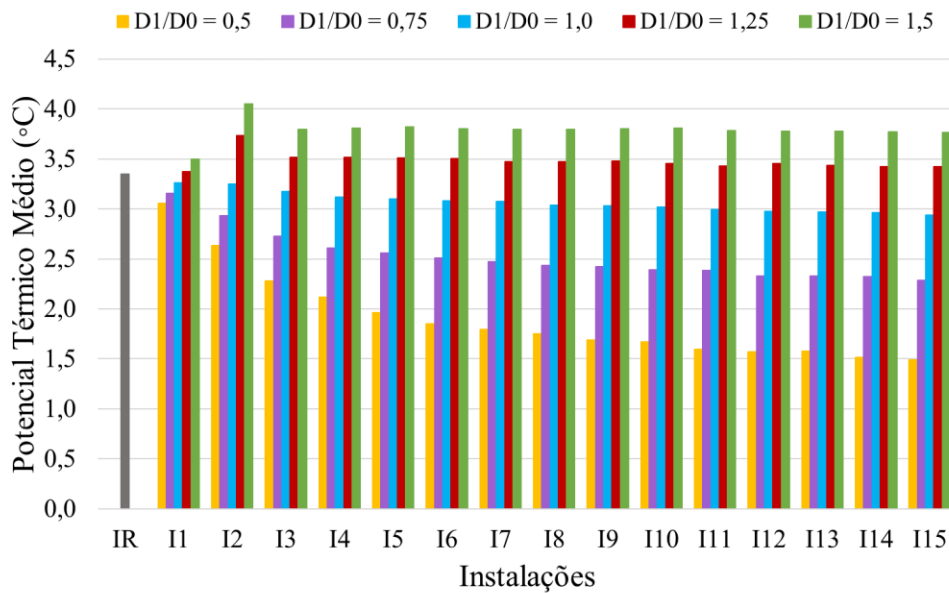


Figura 7.19 - Potencial térmico médio anual das instalações.

Observa-se que o potencial térmico tem melhor desempenho à medida que o grau de liberdade D_1/D_0 aumenta, ou seja, em casos que $D_1 > D_0$. Deste modo, pertencendo ao Grupo 5, a I2 apresenta o melhor desempenho nesse parâmetro, pois apresenta \overline{PT} médio anual de 4,05°C, superando a Instalação Referência em 0,70°C, o que representa uma melhoria de, aproximadamente, 21%.

Ressalta-se, ainda, que os resultados relativos ao potencial térmico são correspondentes apenas a uma saída do duto em "T". Desse modo, com um potencial térmico similar é possível atender duas edificações, enquanto a Instalação Referência atende apenas uma.

A minimização do volume de solo ocupado é obtida através da Eq. (2.10) e pode ser observada na Fig. 7.20. Nota-se que independentemente das variações de D_1/D_0 , em todos os grupos analisados, a Instalação 15 (definida por $L_1/L_0 = 7,0$) apresenta o menor volume de solo ocupado. Portanto, é possível concluir que a minimização do volume de solo se dá pelo fato da configuração geométrica possuir $L_1 \gg L_0$, ou seja, quando o ramo bifurcado é maior que o ramo principal.

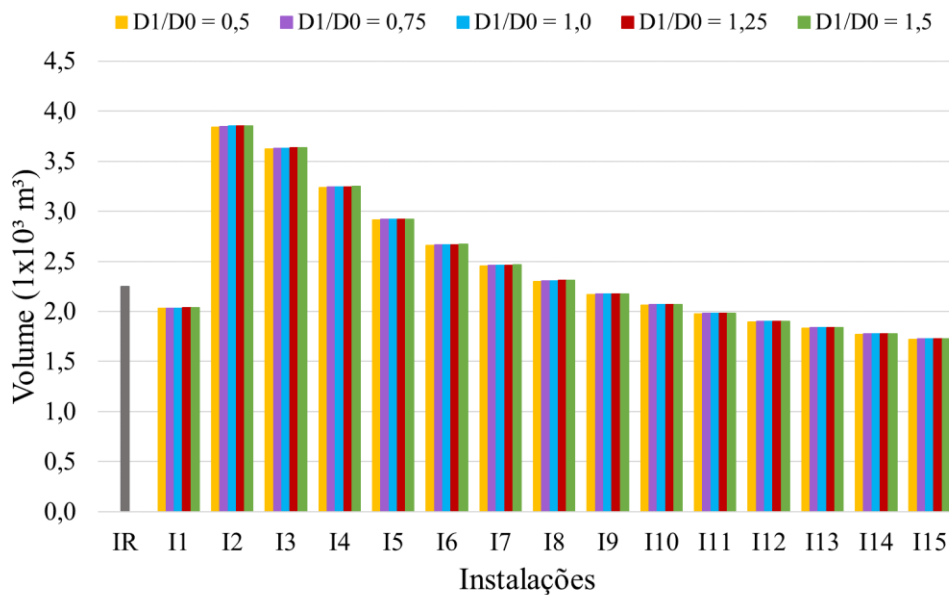


Figura 7.20 - Volume de solo normalizado.

A minimização do volume de solo ocupado viabiliza a utilização do TCSA no perímetro urbano, onde as dimensões dos terrenos são relativamente reduzidas.

Quanto à perda de carga do escoamento (Fig. 7.21), observa-se uma diminuição da perda de carga ao longo das variações de D_1/D_0 . Isto ocorre porque nos casos em que $D_0 > D_1$ a velocidade do escoamento aumenta após a bifurcação dos dutos. Quando $D_0 = D_1$, a velocidade do escoamento divide-se pela metade após a bifurcação dos dutos. E, por fim, nos casos em que $D_1 > D_0$ a velocidade do escoamento diminui após a bifurcação.

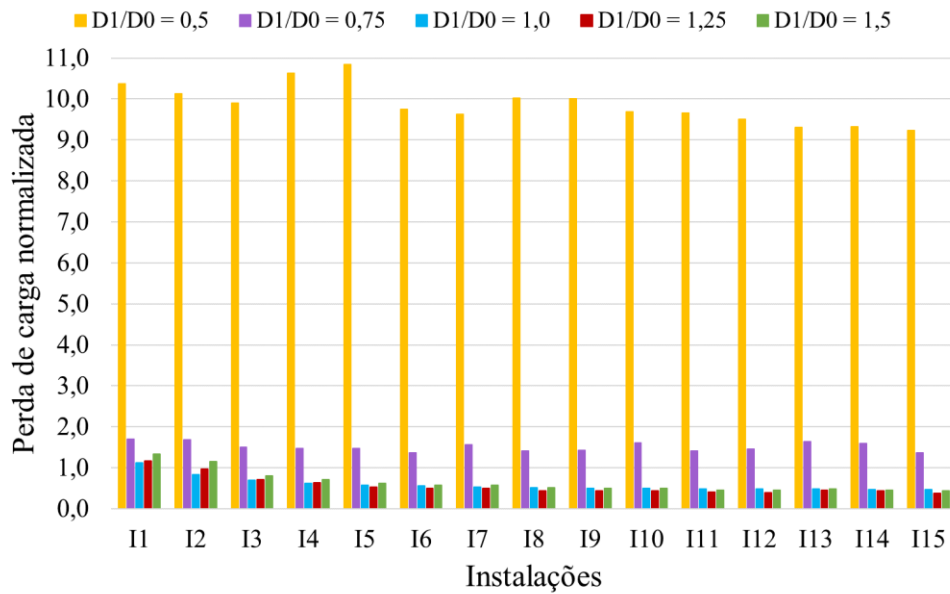


Figura 7.21 - Perda de carga normalizada.

Logo, a perda de carga só é minimizada em instalações que tenham $D_0 = D_1$ ou $D_1 > D_0$. Sob este aspecto, ao comparar todas as instalações, a I15 do Grupo 5 possui a menor perda de carga. Em termos comparativos com a Instalação Referência, têm-se uma diminuição de 55,6%.

Por fim, a análise vetorial a partir da normalização dos parâmetros estudados foi realizada de modo a determinar qual configuração geométrica apresenta melhor desempenho global. A Fig. 7.22 mostra o módulo do vetor de todas as instalações. Observa-se que a I15 do Grupo 5 é a que apresenta menor valor com 1,2562. Portanto, esta é a melhor configuração geométrica quando busca-se maximizar potencial térmico, minimizar volume de solo e perda de carga, simultaneamente.

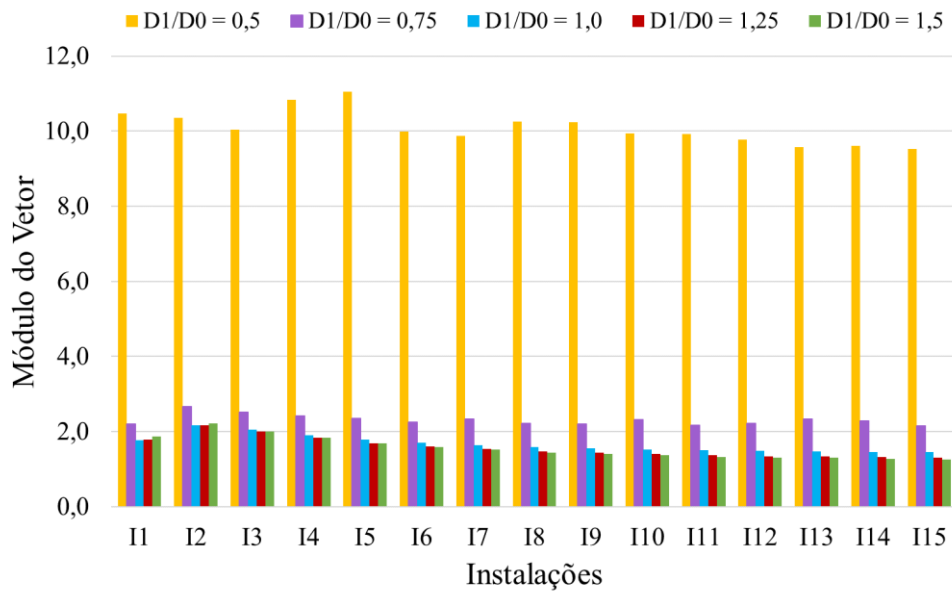


Figura 7.22 - Módulo do vetor das instalações.

7.8. Avaliação geométrica através do Método Design Construtal

O método Design Construtal possibilita a realização de uma avaliação geométrica de modo a determinar a influência dos graus de liberdade nos parâmetros determinados para análise das instalações de TCSA em "T" deste estudo.

A influência de L_1/L_0 sobre \overline{PT}_N pode ser observada na Fig. 7.23. Nota-se que o potencial térmico é maximizado pela I1 (definida por $L_1/L_0 = 0,1$) quando a razão D_1/D_0 tem valores iguais a 0,5, 0,75 e 1,0 e pela I2 (definida por $L_1/L_0 = 0,5$) quando D_1/D_0 assume valores iguais a 1,25 e 1,5.

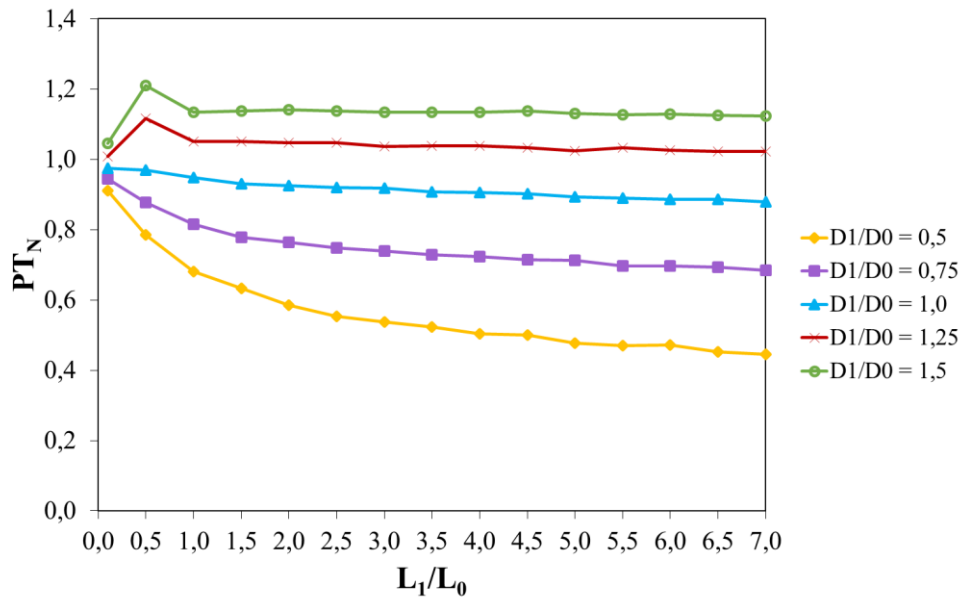


Figura 7.23 - Efeito da razão L_1/L_0 sobre \overline{PT}_N .

Quanto à minimização do volume de solo ocupado, pode-se observar na Fig. 7.24, uma sobreposição entre as curvas do gráfico. Em todos os grupos analisados, a I15 (definida por $L_1/L_0 = 7,0$) apresenta o menor volume de solo ocupado. Deste modo, é possível concluir que a minimização do volume de solo se dá pelo fato da configuração geométrica possuir $L_1 \gg L_0$, ou seja, quando o ramo bifurcado é maior que o ramo principal.

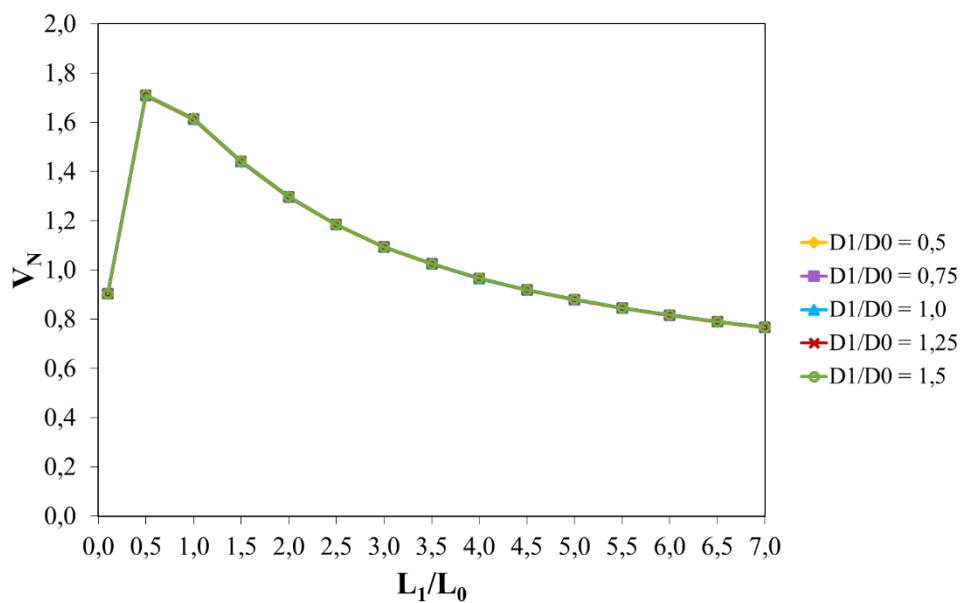


Figura 7.24 - Efeito da razão L_1/L_0 sobre V_N .

Quanto à perda de carga do escoamento (Fig. 7.25), observa-se uma baixa influência da razão L_1/L_0 sobre este parâmetro, visto que a diferença entre as curvas do gráfico se dá em função da variação do grau de liberdade D_1/D_0 . Deste modo, em todos os grupos analisados, a perda de carga é minimizada pela I15 (definida por $L_1/L_0 = 7,0$).

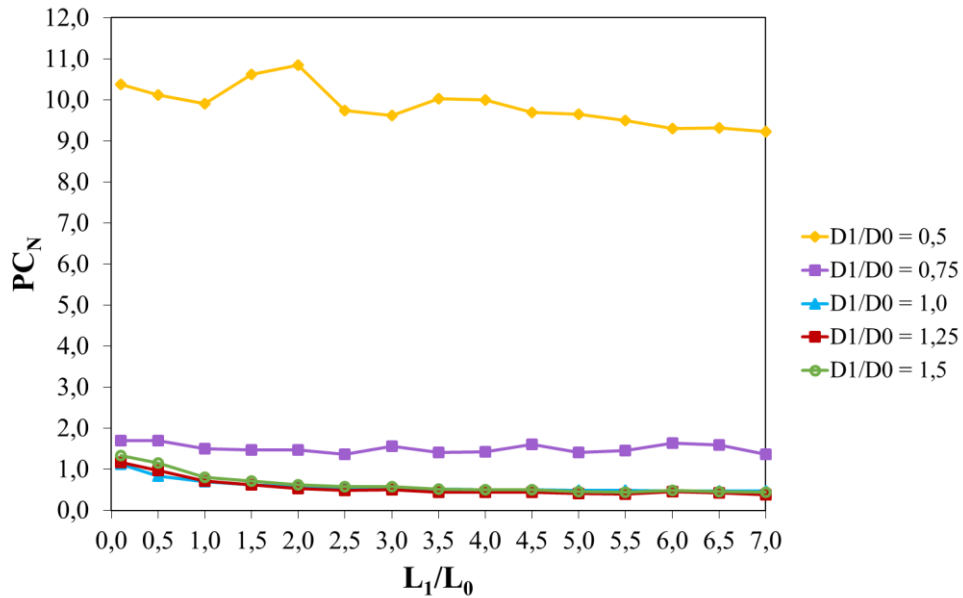


Figura 7.25 - Efeito da razão L_1/L_0 sobre PC_N .

Na Tabela 7.7 são apresentados os dados acerca do \overline{PT}_N vistos na Fig. 7.24. Observa-se que para cada D_1/D_0 há uma razão ótima referente à L_1/L_0 que corresponde ao melhor desempenho de potencial térmico ($(\overline{PT}_N)_{max}$) de cada grupo.

Tabela 7.7 - Efeito dos graus de liberdade sobre o potencial térmico.

| D_1/D_0 | $(L_1/L_0)_o$ | $(\overline{PT}_N)_{max}$ |
|-----------|---------------|---------------------------|
| 0,5 | 0,1 | 0,912 |
| 0,75 | 0,1 | 0,944 |
| 1,0 | 0,1 | 0,975 |
| 1,25 | 0,5 | 1,116 |
| 1,5 | 0,5 | 1,210 |

Os dados apresentados na Tab. 7.7 podem ser observados detalhadamente na Fig. 7.26. Percebe-se que o desempenho do $(\overline{PT}_N)_{max}$ melhora à medida que o grau de liberdade D_1/D_0

aumenta, ou seja, em casos que $D_1 > D_0$.

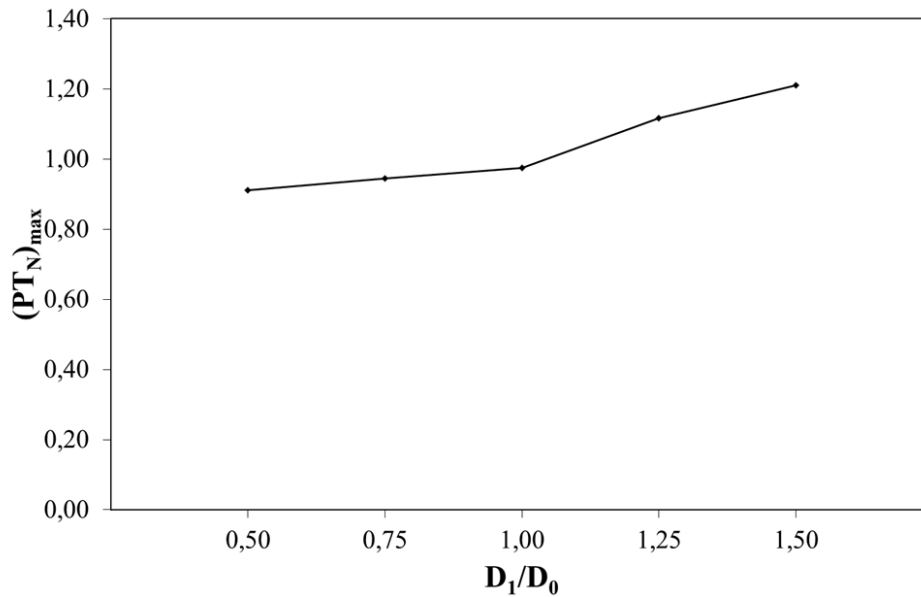


Figura 7.26 - Efeito da razão D_1/D_0 sobre $(\overline{PT}_N)_{max}$.

Logo, é possível determinar que o $(\overline{PT}_N)_{2max}$ é obtido pela instalação determinada pelas razões ótimas $(D_1/D_0)_o = 1,5$ e $(L_1/L_0)_{oo} = 0,5$ que corresponde à I15 do Grupo 5.

No que diz respeito ao volume de solo ocupado, pode-se observar na Tab. 7.8 que há baixa influência do grau de liberdade D_1/D_0 na minimização deste parâmetro, visto que, independentemente dos valores adotados para D_1/D_0 , a porção de solo ocupada é minimizada pelas instalações definidas por $L_1/L_0 = 7,0$.

Tabela 7.8 - Efeito dos graus de liberdade sobre o volume de solo.

| D_1/D_0 | $(L_1/L_0)_o$ | $(V_N)_{min}$ |
|-----------|---------------|---------------|
| 0,5 | 7,0 | 0,765 |
| 0,75 | 7,0 | 0,767 |
| 1,0 | 7,0 | 0,767 |
| 1,25 | 7,0 | 0,767 |
| 1,5 | 7,0 | 0,768 |

A Fig. 7.27 representa os dados da Tab. 7.8. Convém destacar a proximidade entre os valores obtidos de $(V_N)_{min}$, sendo necessário considerar três casas decimais na comparação entre os resultados. Portanto, na prática, pode-se inferir que levando em conta a minimização

do volume de solo ocupado pelo TCSA, todas as instalações da Tab. 7.8 podem ser consideradas.

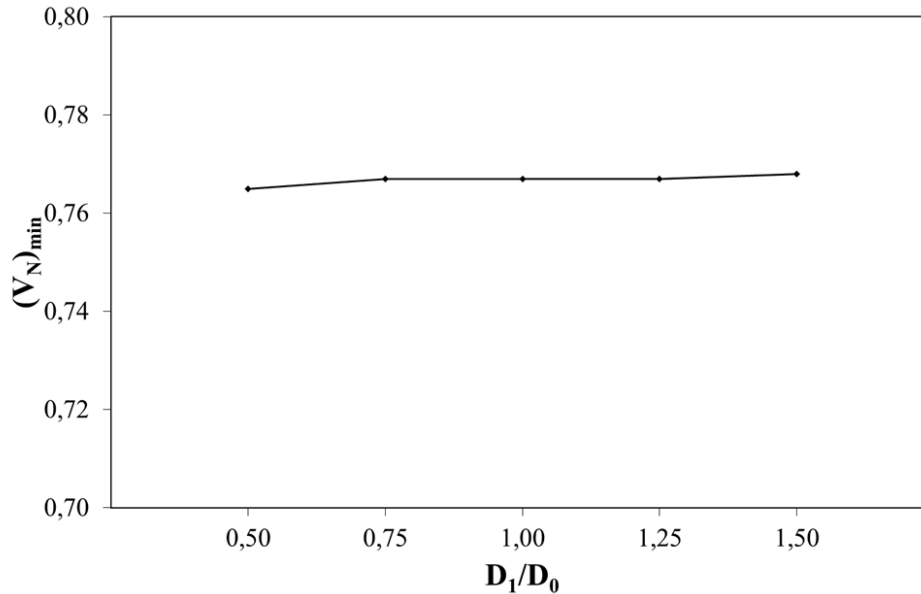


Figura 7.27 - Efeito da razão D_1/D_0 sobre $(V_N)_{min}$.

Entretanto, considerando a pequena diferença existente, com base na Tab. 7.8 é possível determinar que o $(V_N)_{min}$ é obtido através da instalação definida pelas razões ótimas $(D_1/D_0)_o = 1,5$ e $(L_1/L_0)_{oo} = 7,0$. Ou seja, a geometria ótima para minimização do volume de solo ocupado é a I15 do Grupo 1.

A partir da Fig. 7.25 foi possível determinar a Tab. 7.9 que apresenta os dados referentes à minimização da perda de carga do escoamento.

Tabela 7.9 - Efeito dos graus de liberdade sobre a perda de carga.

| D_1/D_0 | $(L_1/L_0)_o$ | $(PC_N)_{min}$ |
|-----------|---------------|----------------|
| 0,5 | 7,0 | 9,299 |
| 0,75 | 7,0 | 1,372 |
| 1,0 | 7,0 | 0,469 |
| 1,25 | 7,0 | 0,380 |
| 1,5 | 7,0 | 0,444 |

Observa-se que a $(PC_N)_{min}$ é dada pela razão ótima de L_1/L_0 igual a 7,0, independentemente dos valores adotados na razão D_1/D_0 .

A Figura 7.28 traz os dados da Tab. 7.9. Nota-se que há diminuição da perda de carga à medida que o grau de liberdade D_1/D_0 varia e que os melhores resultados correspondem às instalações que têm $D_0 = D_1$ ou $D_1 > D_0$ devido às alterações de velocidades apresentadas no item 7.6 deste capítulo.

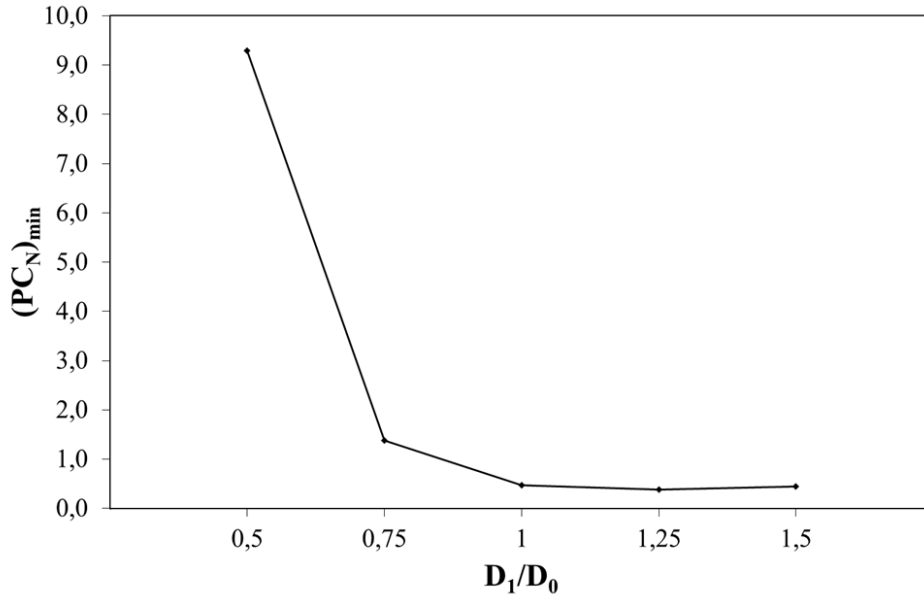


Figura 7.28 - Efeito de D_1/D_0 sobre $(PC_N)_{min}$.

Logo, é possível determinar que a $(PC_N)_{2min}$ é definida pelas razões ótimas $(D_1/D_0)_o = 1,25$ e $(L_1/L_0)_{oo} = 7,0$, ou seja, o melhor desempenho para este parâmetro é dado pela I15 do Grupo. Cabe destacar que a geometria duas vezes otimizada de L_1/L_0 ocorreu para o valor extremo do range analisado, porém a geometria uma vez otimizada para D_1/D_0 foi obtida para um valor intermediário do respectivo range avaliado. Isso demonstra a importância de estudos de avaliação geométrica em TCSA.

8. CONCLUSÕES E PROPOSTA DE CONTINUIDADE

Neste trabalho foi realizado um estudo numérico do comportamento térmico de Trocadores de Calor Solo-Ar com arranjo de dutos no formato de "T" e um estudo analítico do volume de solo ocupado por estas instalações e da perda de carga do escoamento. O método Design Construtal foi aplicado na determinação das instalações a serem analisadas, enquanto a técnica da Busca Exaustiva foi utilizada na comparação entre todas as instalações propostas, de modo a determinar a melhor configuração geométrica.

Foram analisadas 75 instalações de TCSA em "T", divididas em 5 grupos. Estas foram construídas levando em consideração os graus de liberdade L_1/L_0 e D_1/D_0 .

O potencial térmico foi analisado mensalmente e anualmente. Na análise mensal, concluiu-se que o maior potencial térmico de aquecimento é de $2,12^\circ\text{C}$ dado pela Instalação 1 do Grupo 5 (definida por $L_1/L_0 = 0,1$ e $D_1/D_0 = 1,5$) no mês de junho. O maior potencial térmico de resfriamento é dado pela Instalação 2 do Grupo 5 (definida por $L_1/L_0 = 0,5$ e $D_1/D_0 = 1,5$) com $-10,15^\circ\text{C}$ em dezembro. Pela análise baseada no método Design Construtal, o $(\overline{PT}_N)_{2max}$ é obtido pela I2 do Grupo 5 que é determinada pelas razões ótimas $(D_1/D_0)_o = 1,5$ e $(L_1/L_0)_{oo} = 0,5$, isto é, uma instalação que possui $L_0 > L_1$ e $D_1 > D_0$. Em comparação com o do potencial térmico médio anual da Instalação Referência têm-se um desempenho superior próximo a 21%.

Quanto ao volume de solo ocupado pelas instalações, a Instalação 15 do Grupo 1, definida pelas razões $(D_1/D_0)_o = 0,5$ e $(L_1/L_0)_{oo} = 7,0$ é a que ocupa menor porção de solo. Convém destacar que há baixa influência do grau de liberdade D_1/D_0 na minimização deste parâmetro, visto que em todos os grupos a I15 apresentou menor volume com uma diferença inferior a 0,05% de uma instalação para outra. Em comparação com a Instalação Referência, têm-se uma redução da porção de solo de, aproximadamente, 23%.

Por fim, na análise da perda de carga do escoamento obteve-se uma redução de 67,17% em relação à Instalação Referência, com a Instalação 15 do Grupo 4 (definida pelas razões ótimas $(D_1/D_0)_o = 1,25$ e $(L_1/L_0)_{oo} = 1,25$). Além disso, observou-se que a perda de carga só foi minimizada por instalações pertencentes aos Grupos 3, 4 e 5. Isso se dá devido a velocidade do escoamento que divide-se pela metade ($D_0 = D_1$) ou diminui ($D_1 > D_0$) após a bifurcação dos dutos.

Após uma comparação global entre todas as instalações, obtida pela normalização dos

parâmetros de análise foi possível determinar que a Instalação 15 do Grupo 5 obteve o melhor desempenho ao considerar os três parâmetros simultaneamente, sendo esta a configuração geométrica ótima entre as demais instalações analisadas neste trabalho.

Portanto, pode-se concluir que a aplicação do método Design Construtal auxiliou na determinação da geometria que apresenta melhor desempenho. Além disso, a proposição do formato em "T" viabiliza a instalação de TCSA em zonas urbanas não somente pela redução de volume apresentada mas, também, por possibilitar que dois cômodos de uma residência ou até mesmo duas residências possam ser atendidas por um único TCSA.

Por fim, apresenta-se algumas propostas de continuidade deste trabalho:

- Analisar o desempenho térmico de TCSA em "T" considerando diferentes tipos de solo;
- Analisar o desempenho global de TCSA em "T" considerando o Modelo Reduzido apresentado em Brum (2013);
- Avaliar casos de TCSA com arranjo dos dutos no formato de "T" duplo;
- Avaliar casos de TCSA com arranjo dos dutos no formato de "Y", que seria uma evolução do formato "T" onde a angulação do ramo bifurcado seria um novo grau de liberdade a ser analisado.

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AL-AJMI, F.; LOVEDAY, D. L.; HANBY, V. I. The cooling potential of earth–air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate. **Building and Environment**, 2006.

BANSAL, V.; MISRA, R.; DAS AGRAWAL, G.; MATHUR, J. **Performance analysis of earth–pipe–air heat exchanger for winter heating**. *Energy and Buildings*, n. 41, p. 1151-1154, 2009.

BARBOSA, E. F. T. Conforto térmico e consumo de energia em ambientes de um supermercado de médio porte. Dissertação. Universidade Estadual de Campinas, Campinas, SP, Brasil, 2013.

BARRAL, M. F. **Perda de carga**. Disponível em: <
http://www.esalq.usp.br/departamentos/leb/disciplinas/Fernando/leb472/Aula_7/Perda_de_carga_Manuel%20Barral.pdf> Acesso em: 20 ago. 2018

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

BEJAN, A. **Convection heat transfer**. Durham, USA: John Wiley, 2004.

BEJAN, A.; LORENTE, S. **Design with constructal theory**. Wiley, Hoboken, 2008.

BEJAN, A.; LORENTE, S.; ANDERSON, R. Constructal underground designs for ground-coupled heat pumps. **Journal of Solar Energy Engineering**, 2014.

BELATRACHE, D.; BENTOUBA, S.; BAUROUIS, M. Numerical analysis of earth air heat exchangers at operating conditions in arid climates. **International Journal of Hydrogen Energy**, 2017.

BENHAMMOU, M.; DRAOUI, B. **Parametric study on thermal performance of earth-to-air heat exchanger used for cooling of buildings**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, n. 44, p. 348-355, 2015.

BISTAFA, S. R. **Mecânica dos fluidos: noções e aplicações**. São Paulo: Blucher, 2010.

BORGES, F. Q.; BARAÚNA, N. C.; CHOTOE, J. R. Fontes renováveis de energia elétrica e qualidade de vida em comunidades na Ilha do Marajó, Pará. **Desenvolvimento e Meio Ambiente**, v. 33, p. 225-239, 2015.

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

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**, v. 1, p. 505-514, 2012.

- BRUM, R. **Teoria Construtal e desempenho térmico de trocadores de calor solo-ar**. Tese de Doutorado. Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, RS, Brasil, 2016.
- ÇENGEL, Y. A., GHAJAR, A.J. **Transferência de Calor e Massa: uma abordagem prática**, 4^a ed, 2012.
- DESCHAMPS, J. M. **A numerical study of three-dimensional turbulent channel flow at large Reynolds number**. J. Fluid Mech, v. 41, p. 453-480, 2002.
- DHAR, P. L. **Thermal System Design and Simulation**. Elsevier Ltd, 2017.
- DIAS, R. Consumo do ar condicionado e se futuro. In **CubiEnergia**, 2018. Disponível em: < <https://www.cubienergia.com/consumo-ar-condicionado-seu-futuro/> > Acesso em: 15 fev. 2019.
- 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), Porto Alegre, RS, Brasil, 2011.
- DOS SANTOS, E. D. ; ISOLDI, L. A. ; GOMES, M. DAS N. ; ROCHA, L. A. O. . The Constructal Design Applied to Renewable Energy Systems. In: Eduardo Rincón-Mejía; Alejandro de las Heras. (Org.). **Sustainable Energy Technologies**. 1ed. Boca Raton: CRC Press - Taylor & Francis Group, v. 1, p. 63-87, 2017.
- EBERT, M. R.; BALDISSERA, A. D. Análise do consumo de energia e conforto térmico em apartamento no oeste de Santa Catarina. **Revista Tecnológica**, v. 3, n. 2. 2015.
- FORTUNA, A. O. **Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos: conceitos básicos e aplicações**, Editora da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.
- FOX, R.; MCDONALD, A.; PRITCHARD, P. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 8^a. ed., LCT, Rio de Janeiro, 2014.
- GONÇALVES, N. D. F. **Método dos Volumes Finitos em Malhas Não-Estruturadas**. Dissertação. Faculdade de Ciências da Universidade do Porto, Portugal, 2007.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**, LTC – Livros Técnicos e científicos Editoria Ltda, Rio de Janeiro, 6 ed., 2008.
- LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. **Lectures in Mathematical Models of Turbulence**. London: Academic Press, 1972.
- LUNA, D. Consumo de energia por ar condicionado triplica. In **O Estado de São Paulo**, 2018. Disponível em: < <https://economia.estadao.com.br/noticias/geral,consumo-de-energia-por-ar-condicionado-triplica,70002657844> > Acesso em: 15 fev. 2019.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacionais**, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 2 ed., 2010.

MARZAROTTO, C.; NUNES, B.; RODRIGUES, M. K.; SOUZA, J. A.; ROCHA, L. A. O.; BRUM, R. S.; DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A. Análise numérica da influência de parâmetros operacionais e construtivos no funcionamento de trocadores de calor solo-ar. **Scientia Plena**, v. 11, n. 08, 2015.

NUNES, B. R. **Modelagem computacional aplicada ao estudo de trocador de calor solo-ar com configuração geométrica complexa**. Dissertação. Universidade Federal do Rio Grande (FURG), Rio Grande, RS, Brasil, 2015.

NUNES, B. R. FERRAZ, J. G., KIPPER, R.; RODRIGUES, M.; BRUM, R.; SOUZA, J. A.; ROCHA, L. A. O.; DOS SANTOS, E. D. ISOLDI, L. A. Modelagem computacional aplicada ao estudo de um trocador de calor com diferentes configurações geométricas. **Scientia Plena**, n. 08, v. 11, 2015.

PATANKAR, S. **Numerical heat transfer and fluid flow**. Hemisphere Corporation, 1980.

RAMALHO, J. V. A.; BRUM, R. S.; ROCHA, L. A. O.; ISOLDI, A. S.; DOS SANTOS, E. D.; SULZBACHER, M. Fitting new constructal models for the thermal potential of earth-air heat exchangers. **Acta Scientiarum**, v. 40, 2018.

RAZERA, A.L.; DA FONSECA, R.J.C.; Isoldi, L.A.; DOS SANTOS, E.D.; Rocha, L.A.O.; BISERNI, C. Constructal design of a semi-elliptical fin inserted in a lid-driven square cavity with mixed convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 126, p. 81-94, 2018.

REI, F.; FARIAS, V. C. Economia verde e matriz energética brasileira: delineamentos e reflexões. In: GRANZIERA, M. L. M.; REIS, F. (Orgs.) **Energia e meio ambiente: contribuições para o necessário diálogo**. Editora Universitária Leopoldianum, Santos, SP, 2015.

REZENDE, A. L. T. **Análise numérica da bolha se separação de escoamento turbulento sobre placa plana fina inclinada**. Tese. Pontifícia Universidade Católica (PUC), Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2009.

RIPPEL, R.; RIPPEL, V. C. L.; LIMA, J. F. As inter-relações da energia com os padrões de consumo e de sustentabilidade dos recursos ambientais. **Revista Informe GEPEC**, v. 7, n. 01, 2003.

RODRIGUES, M. **Modelagem computacional aplicada à melhoria do desempenho térmico de trocador de calor solo-ar Através do método Constructal Design**. Dissertação. Universidade Federal do Rio Grande (FURG), Rio Grande, RS, Brasil, 2014.

RODRIGUES, M.; 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 Constructal Design method. **Renewable Energy**, n. 80, p. 538-551, 2015a.

RODRIGUES, M.; SOUZA, J. A.; VAZ, J.; JUNIOR, I. C. A.; ROCHA, L. A. O., BRUM, R.; 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**, n. 08, v. 11, 2015b.

SEN, Z. **Solar Energy Fundamentals and Modeling Techniques: Atmosphere, Environment, Climate Change and Renewable Energy**. Springer, 2008

SENTELHAS, P. C.; ANGELOCCI, L. R. **Meteorologia agrícola: temperatura do ar e do solo**. Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, Universidade de São Paulo (USP), Piracicaba, SP, Brasil, 2012. Disponível em: <http://www.leb.esalq.usp.br/leb/aulas/lce306/Aula6_2012.pdf> Acesso em: 30 abr. 2019.

SERAGELDIN, A. A.; ABDELRAHMAN, A. K.; OOKAWARA, S. Earth-Air Heat Exchanger thermal performance in Egyptian conditions: Experimental results, mathematical model, and Computational Fluid Dynamics simulation. **Energy Conversion and Management**, 2016.

SILVEIRA NETO, A. **Fundamentos da Turbulência em Fluidos**. In Freire, A. P. S.; Menut, P. P. M.; Su, J. **Turbulência**. Rio de Janeiro: Associação Brasileira de Ciências Mecânicas - ABCM, 2002.

SINGH, R.; SAWHNEY, R. L.; LAZARUS, I. J.; KISHORE, V. V. N. Recent advancements in earth air tunnel heat exchanger (EATHE) system for indoor thermal comfort application: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 2017.

STEINBRUCH, A.; WINTERLE, P. **Álgebra linear**. São Paulo, SP, Pearson Makron Books, 2. ed., 1987.

TRZASKI, A.; ZAWADA, B. The influence of environmental and geometrical factors on air-ground tube heat exchanger energy efficiency. **Building and Environment**, 2011.

VAZ, J. **Estudo experimental e numérico sobre o uso do solo como reservatório de energia para o aquecimento e resfriamento de ambientes edificados**. Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, RS, Brasil, 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*, 43, 2476-2482, 2011.

VAZ, J.; SATTTLER, M. A.; DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A. **An experimental study on the use of Earth-Air Heat Exchangers (EAHE)**. *Energy and Buildings*, 72, 122-131, 2014.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. England Pearson Education Limited, 2. ed., 2007.

APÊNDICE A - NÚMERO DE REYNOLDS DO GRUPO 1

Grupo 1 - $D_1/D_0 = 0,5$

| Instalação | L_1/L_0 | Re do ramo principal | Re do ramo bifurcado |
|------------|-----------|----------------------|----------------------|
| I1 | 0,1 | 25122,58 | 26488,21 |
| I2 | 0,5 | 29806,45 | 31511,00 |
| I3 | 1,0 | 33212,90 | 32652,70 |
| I4 | 1,5 | 35341,94 | 37486,19 |
| I5 | 2,0 | 37045,16 | 37603,98 |
| I6 | 2,5 | 38322,58 | 38172,06 |
| I7 | 3,0 | 39174,19 | 38145,04 |
| I8 | 3,5 | 40025,81 | 41300,22 |
| I9 | 4,0 | 40664,52 | 40681,10 |
| I10 | 4,5 | 41090,32 | 41482,34 |
| I11 | 5,0 | 41516,13 | 42830,87 |
| I12 | 5,5 | 41941,94 | 41169,35 |
| I13 | 6,0 | 42154,84 | 43425,46 |
| I14 | 6,5 | 42580,65 | 45465,32 |
| I15 | 7,0 | 42793,55 | 44733,38 |

Observações:

- O número de Reynolds da Instalação Referência é 23419,35.
- Como mencionado anteriormente, nos casos em que $D_1/D_0 = 1,0$ considerou-se o diâmetro dos dutos igual à 0,11 m. Portanto, o número de Reynolds das instalações do Grupo 3 se mantém constante no valor de 23419,35 para o ramo principal e no valor de 11709,68 para o ramo bifurcado.

APÊNDICE B - NÚMERO DE REYNOLDS DO GRUPO 2

Grupo 2 - $D_1/D_0 = 0,75$

| Instalação | L_1/L_0 | Re do ramo principal | Re do ramo bifurcado |
|-------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| I1 | 0,1 | 25122,58 | 10242,81 |
| I2 | 0,5 | 29806,45 | 11728,68 |
| I3 | 1,0 | 33212,90 | 10622,29 |
| I4 | 1,5 | 35341,94 | 12571,24 |
| I5 | 2,0 | 37045,16 | 14597,43 |
| I6 | 2,5 | 38322,58 | 12505,63 |
| I7 | 3,0 | 39174,19 | 18450,86 |
| I8 | 3,5 | 40025,81 | 15591,01 |
| I9 | 4,0 | 40664,52 | 15611,67 |
| I10 | 4,5 | 41090,32 | 20730,45 |
| I11 | 5,0 | 41516,13 | 16343,06 |
| I12 | 5,5 | 41941,94 | 17564,71 |
| I13 | 6,0 | 42154,84 | 22644,71 |
| I14 | 6,5 | 42580,65 | 22080,32 |
| I15 | 7,0 | 42793,55 | 15987,86 |

APÊNDICE C - NÚMERO DE REYNOLDS DO GRUPO 4

Grupo 4 - $D_1/D_0 = 1,25$

| Instalação | L_1/L_0 | Re do ramo principal | Re do ramo bifurcado |
|-------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| I1 | 0,1 | 21290,32 | 6494,19 |
| I2 | 0,5 | 15605,81 | 3412,31 |
| I3 | 1,0 | 17287,74 | 6027,18 |
| I4 | 1,5 | 16819,35 | 7205,15 |
| I5 | 2,0 | 16563,87 | 2366,57 |
| I6 | 2,5 | 16393,55 | 3114,40 |
| I7 | 3,0 | 16287,10 | 6731,53 |
| I8 | 3,5 | 16180,65 | 3049,09 |
| I9 | 4,0 | 16116,77 | 3940,87 |
| I10 | 4,5 | 16052,90 | 6230,79 |
| I11 | 5,0 | 16010,32 | 3633,98 |
| I12 | 5,5 | 15989,03 | 4424,92 |
| I13 | 6,0 | 15946,45 | 8645,40 |
| I14 | 6,5 | 15925,16 | 8033,46 |
| I15 | 7,0 | 15903,87 | 3408,33 |

APÊNDICE D - NÚMERO DE REYNOLDS DO GRUPO 5

Grupo 5 - $D_1/D_0 = 1,5$

| Instalação | L_1/L_0 | Re do ramo principal | Re do ramo bifurcado |
|-------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| I1 | 0,1 | 21290,32 | 3059,09 |
| I2 | 0,5 | 15605,81 | 2839,55 |
| I3 | 1,0 | 17287,74 | 3020,99 |
| I4 | 1,5 | 16819,35 | 3446,11 |
| I5 | 2,0 | 16563,87 | 3408,45 |
| I6 | 2,5 | 16393,55 | 3347,47 |
| I7 | 3,0 | 16287,10 | 3547,13 |
| I8 | 3,5 | 16180,65 | 3099,70 |
| I9 | 4,0 | 16116,77 | 3065,10 |
| I10 | 4,5 | 16052,90 | 3392,41 |
| I11 | 5,0 | 16010,32 | 3050,75 |
| I12 | 5,5 | 15989,03 | 2905,26 |
| I13 | 6,0 | 15946,45 | 3308,59 |
| I14 | 6,5 | 15925,16 | 3223,13 |
| I15 | 7,0 | 15903,87 | 2979,56 |

APÊNDICE E - COMPRIMENTO DOS DUTOS

| Instalação | L_1/L_0 | L_0 (m) | L_1 (m) |
|-------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| I1 | 0,1 | 25,0 | 2,5 |
| I2 | 0,5 | 15,0 | 7,5 |
| I3 | 1,0 | 10,0 | 10,0 |
| I4 | 1,5 | 7,5 | 11,25 |
| I5 | 2,0 | 6,0 | 12,0 |
| I6 | 2,5 | 5,0 | 12,5 |
| I7 | 3,0 | 4,28 | 12,84 |
| I8 | 3,5 | 3,75 | 13,125 |
| I9 | 4,0 | 3,33 | 13,32 |
| I10 | 4,5 | 3,0 | 13,5 |
| I11 | 5,0 | 2,73 | 13,63 |
| I12 | 5,5 | 2,50 | 13,75 |
| I13 | 6,0 | 2,31 | 13,84 |
| I14 | 6,5 | 2,142 | 13,923 |
| I15 | 7,0 | 2,0 | 14,0 |

APÊNDICE F - DIÂMETRO DOS DUTOS

| Instalação | D_1/D_0 | | | | | | | |
|------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | 0,5 | | 0,75 | | 1,25 | | 1,5 | |
| | D_0 (m) | D_1 (m) | D_0 (m) | D_1 (m) | D_0 (m) | D_1 (m) | D_0 (m) | D_1 (m) |
| I1 | 0,118 | 0,059 | 0,114 | 0,086 | 0,1052 | 0,1315 | 0,100 | 0,150 |
| I2 | 0,140 | 0,070 | 0,1244 | 0,0933 | 0,088 | 0,110 | 0,0733 | 0,110 |
| I3 | 0,156 | 0,078 | 0,1307 | 0,098 | 0,0938 | 0,1172 | 0,0812 | 0,1218 |
| I4 | 0,166 | 0,083 | 0,1342 | 0,1006 | 0,092 | 0,115 | 0,0790 | 0,1185 |
| I5 | 0,174 | 0,087 | 0,136 | 0,102 | 0,0913 | 0,1142 | 0,0778 | 0,1167 |
| I6 | 0,180 | 0,090 | 0,138 | 0,1035 | 0,0907 | 0,1134 | 0,0770 | 0,1155 |
| I7 | 0,184 | 0,092 | 0,1392 | 0,1044 | 0,0904 | 0,113 | 0,0765 | 0,1147 |
| I8 | 0,188 | 0,094 | 0,140 | 0,105 | 0,09 | 0,1125 | 0,0760 | 0,1140 |
| I9 | 0,191 | 0,0955 | 0,1408 | 0,1056 | 0,0898 | 0,1123 | 0,0757 | 0,1136 |
| I10 | 0,193 | 0,0965 | 0,1413 | 0,1059 | 0,0896 | 0,112 | 0,0754 | 0,1132 |
| I11 | 0,195 | 0,0975 | 0,1416 | 0,1062 | 0,0894 | 0,1118 | 0,0752 | 0,1128 |
| I12 | 0,197 | 0,0985 | 0,1421 | 0,1066 | 0,0893 | 0,1117 | 0,0751 | 0,1126 |
| I13 | 0,198 | 0,099 | 0,1424 | 0,1068 | 0,0892 | 0,1115 | 0,0749 | 0,1124 |
| I14 | 0,200 | 0,100 | 0,1428 | 0,1071 | 0,0892 | 0,1114 | 0,0748 | 0,1123 |
| I15 | 0,201 | 0,1005 | 0,143 | 0,1072 | 0,0891 | 0,1113 | 0,0747 | 0,1121 |

Observação: Como mencionado no texto, nos casos em que $D_1/D_0 = 1,0$ considerou-se o diâmetro dos dutos igual à 0,11 m.