

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

MODELAGEM COMPUTACIONAL APLICADA AO ESTUDO DE TROCADOR DE  
CALOR SOLO-AR COM CONFIGURAÇÃO GEOMÉTRICA COMPLEXA

por

Bruna Rodrigues Nunes

Dissertação para obtenção do título de  
Mestre em Modelagem Computacional

Rio Grande, novembro de 2015.

BRUNA RODRIGUES NUNES

“MODELAGEM COMPUTACIONAL APLICADA AO ESTUDO DE TROCADOR DE CALOR SOLO-AR COM CONFIGURAÇÃO GEOMÉTRICA COMPLEXA”

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: Mecânica Computacional.

Aprovada em

BANCA EXAMINADORA

---

Prof. Dr. Liércio André Isoldi  
Orientador - FURG

---

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos  
Co-Orientador - FURG

---

Prof. Dr. Anderson Favero Porte  
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul - IFRS

---

Prof. Dr. Jeferson Avila Souza  
Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional - FURG

---

Prof. Dr. Joaquim Vaz  
Escola de Engenharia - FURG

Rio Grande - RS  
2015

*Dedico este trabalho aos meus familiares especialmente aos meus pais Paulo e Jocelaine, ao meu esposo Derwy e aos meus irmãos Gabriel e Daniel, vocês são os amores da minha vida.*

## AGRADECIMENTOS

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

Ao Professor Liércio André Isoldi, meu orientador, pela competência científica, pela disponibilidade, paciência, generosidade e apoio ao longo desses dois anos. Todas as críticas, correções e sugestões foram fundamentais para a conclusão deste estudo.

Ao Professor Elizaldo Domingues dos Santos, meu coorientador, pela competência científica, pela orientação dada bem como o apoio e paciência demonstrados ao longo destes dois anos.

Ao Professor Jeferson Avila Souza, pelo apoio, orientação e disponibilidade ao longo desta dissertação.

Ao Professor Joaquim Vaz, pelo apoio na disponibilização de bibliografia que muito contribuiu para a execução da dissertação.

Ao Professor Anderson Favero Porte, pela colaboração na participação na banca de defesa.

Ao colega Michel Kepes Rodrigues, pelo auxílio durante a construção desta dissertação e pela disponibilização de bibliografia que muito contribuiu neste estudo.

Aos meus pais, Paulo Henrique Carvalho Nunes e Jocelaine Rodrigues Nunes, primeiramente por me darem a vida, segundo por me darem duas pessoas para amar, os meus irmãos, minhas joias raras. Acima de tudo, por estarem ao meu lado durante cada fase da minha vida e me apoiarem em cada momento em que fraquejei, eu os amo e os admiro com todo o meu coração.

Ao meu esposo, Derwy Monteiro Saraiva, que é o meu porto seguro, meu melhor amigo, o meu amor. Sem o teu carinho e apoio esta dissertação não teria fim. Obrigada por estar presente em minha vida em todos os momentos, pela compreensão e por todo amor dedicado a mim.

Ao meu irmão, Gabriel Rodrigues Nunes, a principal razão por eu seguir de cabeça erguida. Teu carinho e o teu sorriso recarregam as minhas energias. Obrigada por ser compreensivo, amigo e principalmente por ser meu grande companheiro.

Aos meus familiares e amigos, pelo apoio, carinho e compreensão pela minha ausência ao longo deste período.

Aos meus afilhados e sobrinha, Loren, Jonathan, Isabela e Alice, por conseguirem com apenas um sorriso transformar os meus dias difíceis em dias magníficos.

Ao meu irmão Daniel Rafael Rodrigues Nunes, por me ensinar a querer lutar pela vida, por ter fé em Deus e principalmente por me ensinar a amar todos que me rodeiam. Existem vários tipos de infinitos, uns maiores que os outros. O nosso foi um infinito de lindos e magníficos 14 anos. O meu sincero, amoroso e cheio de saudades, muito obrigada.

E por fim não poderia deixar de agradecer a Deus.

*(...) Give me a whisper  
And give me a sign  
Give me a kiss before you Tell me goodbye  
Don't you take it so hard now  
And please don't take it so bad  
I'll still be thinking of you  
And the times we had baby (...)*

*Don't Cry - Guns N' Roses*

## RESUMO

É possível aproveitar a energia solar como energia térmica através do uso de Trocadores de Calor Solo-Ar (TCSA) para melhorar a condição térmica de ambientes construídos. Os TCSA são sistemas onde o ar ambiente é resfriado ou aquecido ao circular dentro de dutos horizontalmente enterrados. Esta troca acontece pela inércia térmica do solo, de modo que no verão o ar que sai do TCSA fique mais frio que o ar externo e mais quente no período do inverno. Sendo assim, este trabalho tem como objetivo simular numericamente o comportamento térmico e fluidodinâmico do TCSA, permitindo a avaliação da influência da configuração geométrica da instalação no potencial térmico, no volume de solo ocupado e na perda de carga do TCSA. Para isso, foi simulado numericamente o caso de um TCSA com um duto reto, chamado de Instalação Referência. Após, foi realizado um estudo de espaçamento entre dutos paralelos, visando identificar uma distância mínima entre os mesmos que não afetasse, significativamente, o desempenho do TCSA. Com isso, foi identificado que um espaçamento mínimo entre dutos de 1 m pode ser adotado. Assim, mantendo constantes o diâmetro e o comprimento do duto da Instalação Referência, foram propostas vinte e seis instalações com configuração geométrica complexa para o TCSA. Essas instalações foram elaboradas visando a redução do volume de solo necessário para o funcionamento do TCSA, com a intenção de mostrar a aplicabilidade deste dispositivo em zonas urbanas. As simulações numéricas foram realizadas nos softwares GAMBIT e FLUENT (baseado no Método dos Volumes Finitos) empregando um modelo computacional tridimensional verificado e validado. Uma comparação de desempenho do TCSA entre todas as instalações com geometria complexa e a Instalação Referência foi feita, tendo como parâmetros o potencial térmico, o volume do solo e a perda de carga. Foi possível concluir que a Instalação 1 é a que possui melhor desempenho, pois apresenta uma diminuição de 2,18% no potencial térmico e um aumento de 5,37% na perda de carga com uma redução de 36,75% na porção de solo se comparada à Instalação Referência, viabilizando sua utilização em regiões urbanas.

Palavras-chave: Trocador de Calor Solo-Ar (TCSA), Modelagem Computacional, Energia Solar, Potencial Térmico, Volume de Solo, Perda de Carga.

## ABSTRACT

It is possible to use solar energy as thermal energy through the use of Earth-air heat exchangers (EAHE) to improve the thermal condition of built environments. The EAHE are systems where the environment air is cooled or heated as it goes through horizontally buried ducts. This exchange takes place by means of soil thermal inertia, so that the air that leaves the EAHE becomes cooler than the external air in the summer and hotter in the winter. Thus, this work aims to numerically simulate the thermal and fluid-dynamical behavior of the EAHE, allowing the assessment of the influence of the installation's geometrical configuration on the thermal potential, on the soil volume used and on the EAHE's pressure drop. In order to do this, one EAHE's case with straight duct, called Reference Installation, was numerically simulated. Afterwards, a study on the space between parallel ducts was carried out, aiming at identifying a minimum distance between them that would not significantly affect the EAHE's performance. With this, it was observed that a minimum space of 1 meter between ducts can be adopted. This way, by keeping constant the diameter and the length of the Reference installation's duct, twenty six installations with complex geometrical configurations for the EAHE were proposed. These installations were elaborated aiming at the reduction of soil volume, necessary for the functioning of the EAHE, to show the applicability of this device in urban areas. The numerical simulations were done on the GAMBIT and FLUENT softwares (based on the Finite Volumes' method) by using a verified and validated tri-dimensional computational model. A performance comparison of the EAHE between all installations with complex geometry and the reference installation was done, having as parameters the thermal potential, the soil volume and the pressure drop. It was possible to conclude that Installation 1 is the one which has the best performance, because it shows a decrease of 2,18% in the thermal potential and an increase of 5,37% in the pressure drop with a reduction of 36,75% in the soil portion if compared to the reference installation, making its use in urban areas viable.

Key-words: Earth-air heat exchangers (EAHE), computational modeling, solar energy, thermal potential, earth volume, pressure drop.



## SUMÁRIO

	Pág.
<b>1. INTRODUÇÃO</b>	17
1.1. Motivação	17
1.2. Trocador de Calor Solo-Ar	18
1.3. Estado da Arte	19
1.4. Objetivo Geral	23
1.4.1. Objetivos Específicos	23
1.5. Estrutura do Documento	24
<b>2. REFERENCIAL TEÓRICO</b>	25
2.1. Condução	25
2.2. Convecção	26
2.3. Radiação	28
2.4. Comportamento Térmico no Solo	29
2.4.1. Equação Geral do Calor no Solo	29
2.4.2. Difusão do Calor no Solo	33
2.5 Parâmetros Analisados na Pesquisa	44
2.5.1. Potencial Térmico Médio	44
2.5.2. Volume Ocupado de Solo	45
2.5.3. Perda de Carga	45
<b>3. MODELAGEM MATEMÁTICA</b>	49
3.1. Conservação da Massa	49
3.2. Conservação da Quantidade de Movimento	50
3.3. Conservação da Energia	50
3.4. Modelagem da Turbulência	51
3.4.1. Modelagem Clássica da Turbulência	51
3.4.2. Modelo RSM ( <i>Reynolds Stress Model</i> )	53
3.4.3. Modelo $k-\varepsilon$	54

<b>4. MODELAGEM NUMÉRICA</b>	<b>56</b>
4.1. Método dos Volumes Finitos (MVF)	57
4.1.1. Tratamento dos Termos Advectivos	59
4.1.2. Discretização Temporal das Equações de Conservação	60
4.1.3. Acoplamento Pressão-Velocidade	61
4.2. Procedimentos Numéricos	62
4.2.1. Domínio computacional das Instalações em Estudo	62
4.2.2. Condições de Contorno e Hipóteses Simplificativas	62
4.2.3. Propriedades dos Materiais	64
4.2.4. Abordagem Computacional	65
<b>5. RESULTADOS</b>	<b>67</b>
5.1. Instalação Referência (duto reto)	68
5.1.1. Estudo do Afastamento entre Dois Dutos Retos Paralelos	70
5.1.2. Estudo do Afastamento entre Dutos em Forma de U	75
5.2. Grupo 1	81
5.3. Grupo 2	98
5.4. Grupo 3	94
5.5. Grupo 4	99
5.6. Grupo 5	107
5.7. Comparação entre Todas as Instalações	112
<b>6. CONCLUSÕES</b>	<b>116</b>
<b>7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>119</b>
<b>ANEXO A</b>	<b>123</b>
<b>ANEXO B</b>	<b>125</b>

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 - Ilustração de um trocador de calor solo-ar.	18
Figura 1.2 - Configurações geométricas estudadas.	22
Figura 2.1- Ilustração da transferência de calor por condução.	26
Figura 2.2 - Transferência de Calor por Convecção.	27
Figura 2.3 - Um corpo submetido a um fluxo de calor $q''$ .	31
Figura 2.4 - Solo semi-infinito.	34
Figura 2.5 - Temperatura no solo.	42
Figura 2.6 - Fluxo térmico do solo.	44
Figura 2.7 - Diagrama de Moody.	46
Figura 2.8 - Coeficientes de perda.	47
Figura 3.1 - Média temporal do campo instantâneo de uma variável para um escoamento: a) estacionário, b) não estacionário com pequenas variações.	52
Figura 4.1 - Obtenção de $\phi_f$ em uma face do volume de controle.	60
Figura 4.2 - Conexão espacial e temporal do volume $P$ .	61
Figura 4.3 - Domínio computacional da Instalação Referência.	65
Figura 5.1 - Geometria da Instalação Referência (IR).	69
Figura 5.2 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação referência.	70
Figura 5.3 - Distribuição de temperaturas da Instalação Referência em um dia típico de verão.	70
Figura 5.4 - Influência do espaçamento na variação de temperatura entre entrada e saída para os casos com dois dutos paralelos.	72
Figura 5.5 - Influência do espaçamento entre dutos paralelos no $\overline{PT}$ .	72
Figura 5.6 - Influência do espaçamento entre dutos paralelos na temperatura de saída em um dia típico de verão.	73
Figura 5.7 - Distribuição de temperaturas da instalação com 1 m de afastamento em um dia típico de verão.	74
Figura 5.8 - Distribuição de temperaturas da instalação com 4 m de afastamento em um dia típico de verão.	75
Figura 5.9 - Espaçamento de 1 m em forma de U com modelo de turbulência RSM.	76

Figura 5.10 - Temperatura de entrada e de saída do ar para simulação do solo com um duto para modelos de turbulência diferentes.	77
Figura 5.11 - Influência do espaçamento na variação de temperatura entre entrada e saída para os casos com dutos em forma de U.	78
Figura 5.12 - Influência do espaçamento entre os trechos paralelos do duto em U no $\overline{PT}$ .	78
Figura 5.13 - Influência do espaçamento entre trechos paralelos do duto em U na temperatura de saída em um dia típico de verão.	79
Figura 5.14 - Distribuição de temperaturas da instalação com 1 m de afastamento em forma de U em um dia típico de verão.	80
Figura 5.15 - Distribuição de temperaturas da instalação com 5 m de afastamento em forma de U em um dia típico de verão.	81
Figura 5.16 - Geometria da Instalação 1.	83
Figura 5.17 - Geometria da Instalação 2.	83
Figura 5.18 - Geometria da Instalação 3.	84
Figura 5.19 - Geometria da Instalação 4.	84
Figura 5.20 - Geometria da Instalação 5.	84
Figura 5.21 - Comparação do $\overline{PT}$ das instalações do Grupo 1.	85
Figura 5.22 - Comparação do volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 1.	86
Figura 5.23 - Comparação da perda de carga das instalações do Grupo 1.	87
Figura 5.24 - Geometria da Instalação 6.	89
Figura 5.25 - Geometria da Instalação 7.	89
Figura 5.26 - Geometria da Instalação 8.	90
Figura 5.27 - Geometria da Instalação 9.	90
Figura 5.28 - Geometria da Instalação 10.	91
Figura 5.29 - Comparação do $\overline{PT}$ das instalações do Grupo 2.	92
Figura 5.30 - Comparação do volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 2.	92
Figura 5.31 - Comparação da perda de carga das instalações do Grupo 2.	93
Figura 5.32 - Geometria da Instalação 11.	94
Figura 5.33 - Geometria da Instalação 12.	95
Figura 5.34 - Geometria da Instalação 13.	95

Figura 5.35 - Geometria da Instalação 14.	96
Figura 5.36 - Comparação do $\overline{PT}$ do Grupo 3.	97
Figura 5.37 - Comparação do volume de solo entre o Grupo 3 e a Instalação Referência.	97
Figura 5.38 - Comparação da perda de carga do Grupo 3.	98
Figura 5.39 - Geometria da Instalação 15.	100
Figura 5.40 - Geometria da Instalação 16.	101
Figura 5.41 - Geometria da Instalação 17.	101
Figura 5.42 - Geometria da Instalação 18.	102
Figura 5.43 - Geometria da Instalação 19.	102
Figura 5.44 - Geometria da Instalação 20.	103
Figura 5.45 - Geometria da Instalação 21.	103
Figura 5.46 - Geometria da Instalação 22.	104
Figura 5.47 - Geometria da Instalação 23.	104
Figura 5.48 - Comparação do $\overline{PT}$ do Grupo 4.	105
Figura 5.49 - Comparação do volume de solo entre o Grupo 4 e a Instalação Referência.	106
Figura 5.50 - Comparação da perda de carga do Grupo 4.	106
Figura 5.51 - Geometria da Instalação 24.	108
Figura 5.52- Geometria da Instalação 25.	109
Figura 5.53 - Geometria da Instalação 26.	109
Figura 5.54 - Comparação do $\overline{PT}$ do Grupo 5.	110
Figura 5.55 - Comparação do volume de solo entre o Grupo 5 e a Instalação Referência.	111
Figura 5.56 - Comparação da perda de carga do Grupo 5.	111
Figura 5.57 - Comparação entre as instalações.	114
Figura 5.58 - Módulo do vetor.	115

## LISTA DE TABELAS

	Pág.
Tabela 4.1- Propriedade dos Materiais.	64
Tabela 5.1 - Volumes finitos tetraédricos nas malhas geradas.	71
Tabela 5.2 - Volumes finitos tetraédricos nas malhas geradas.	76
Tabela 5.3 - Dimensões do solo das instalações do Grupo 1.	82
Tabela 5.4 - Volumes finitos tetraédricos das instalações do Grupo 1.	82
Tabela 5.5 - Comparação das instalações do Grupo 1 em relação à Instalação Referêcia.	87
Tabela 5.6 - Dimensões do solo das instalações do Grupo 2.	88
Tabela 5.7 - Volumes finitos tetraédricos das instalações do Grupo 2.	88
Tabela 5.8 - Comparação das instalações do Grupo 2 em relação à Instalação Referêcia.	93
Tabela 5.9 - Dimensões do solo das instalações do Grupo 3.	94
Tabela 5.10 - Volumes finitos tetraédricos das instalações do Grupo 3	94
Tabela 5.11 - Comparação das instalações do Grupo 3 em relação à Instalação Referêcia.	98
Tabela 5.12 - Dimensões do solo das instalações do Grupo 4.	100
Tabela 5.13 - Volumes finitos tetraédricos das instalações do Grupo 4.	100
Tabela 5.14 - Comparação das instalações do Grupo 4 em relação à Instalação Referêcia.	107
Tabela 5.15 - Dimensões do solo das instalações do Grupo 5.	108
Tabela 5.16 - Volumes finitos tetraédricos das instalações do Grupo 5.	108
Tabela 5.17 - Comparação das instalações do Grupo 5 em relação à Instalação Referêcia.	112

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Letras romanas

$A$ ( $m^2$ )	.....	área
$c$ (J/kgK)	.....	calor específico
$c_p$ (J/kgk)	.....	calor específico
$\vec{F}$ ( $N/m^3$ )	.....	forças de corpos externas, por unidade de volume
$h$ (J/kg)	.....	entalpia específica
$h$ (m)	.....	perda de carga
$I$ ( $N/m^2$ )	.....	tensor unitário
$k$ (W/(m.k))	.....	condutividade térmica
$n$	.....	vetor unitário normal à superfície do volume de controle
$p$ ( $N/m^2$ )	.....	pressão estática do fluido
$\overline{PT}$ ( $^{\circ}C$ )	.....	potencial térmico médio
$\overline{PT}_N$	.....	potencial térmico médio
$q''_n$	.....	fluxo térmico em uma direção $n$
$q''_x$ ( $W/m^2$ )	.....	taxa de transferência de calor
$S_m$ ( $kg/m^3s$ )	.....	termo de fonte de massa
$S_{\varphi}$	.....	termo fonte ou sumidouro por unidade de volume
$t$ (s) ou (dias)	.....	tempo
$T$ (K) ou ( $^{\circ}C$ )	.....	temperatura
$T_s$ (K)	.....	temperatura da absoluta da superfície
$T_{\infty}$ ( $^{\circ}C$ )	.....	temperatura do fluido
$T_{ref}$	.....	temperatura em um estado termodinâmico de referência
$\vec{u}$ (m/s)	.....	vetor campo velocidade
$\vec{v}$ (m/s)	.....	vetor velocidade do escoamento
$V$ ( $m^3$ )	.....	volume
$V_N$ ( $m^3$ )	.....	volume normalizado

### Letras gregas

$\alpha$ ( $m^2/s$ )	.....	difusidade térmica do material
$\sigma$	.....	constante de Stefan-Boltzmann
$I^{\varphi}$	.....	coeficiente de difusão

$\varphi$ .....	escalar
$\theta_0$ .....	amplitude inicial da variação de temperatura
$\mu$ (kg/ms) .....	viscosidade dinâmica
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> ) .....	viscosidade dinâmica
$\nabla$ .....	operador gradiente
$\nabla^2 T$ .....	operador Laplaciano de $T$
$\bar{\tau}$ (N/m <sup>2</sup> ).....	força do campo gravitacional, por unidade de volume
$\bar{\tau}_{eff}$ (N/m <sup>2</sup> ) .....	tensor de tensões viscosas efetivo
Abreviaturas	
TCSA.....	trocador de calor solo-ar
RSM.....	<i>Reynolds Stress Model</i>



## 1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo, serão apresentados a motivação, o estado da arte, os objetivos e a metodologia deste trabalho.

### 1.1. Motivação

Devido às mudanças climáticas extremas, o homem busca constantemente pelo seu conforto térmico, nos seus ambientes de trabalho e lares. Seja no verão ou no inverno, busque-se por uma temperatura agradável e estável entre 23°C e 25°C, conforme NBR 6401.

Dessa forma, a maneira mais comum de promover o conforto térmico é utilizar condicionadores de ar movidos à energia elétrica. Por este e outros motivos, o consumo de energia vem aumentando gradativamente e se tornando um problema para as concessionárias responsáveis pela geração, transmissão e distribuição de energia, além dos impactos ambientais com a construção de novas usinas hidrelétricas, termoelétricas, nucleares e etc.

Em razão desse consumo acelerado de energia elétrica, estudos sobre a viabilidade e o desenvolvimento de tecnologias para a utilização de fontes alternativas e renováveis de energia tem sido realizados. Entre essas fontes a energia solar se destaca como uma fonte praticamente inesgotável de calor e luz.

A radiação solar, de acordo com Vaz (2011), ao incidir sobre a superfície terrestre faz com que a crosta da Terra funcione como um imenso reservatório inercial e cíclico para esta energia, onde as camadas mais superficiais do solo acumulam calor durante o dia e o liberam durante a noite. Comportamento térmico semelhante acontece se for considerado o ciclo anual: essas camadas acumulam calor durante o verão e o liberam durante o inverno.

Aproveitando essa energia térmica armazenada nas camadas superficiais do solo, é possível promover a melhoria da condição térmica de ambientes construídos (residências, locais de trabalho, etc) através de um Trocador de Calor Solo-Ar (TCSA) e, com isso, diminuir, significativamente, o consumo de energia elétrica dos equipamentos de condicionamento de ar tradicionalmente usados.

Na presente pesquisa a modelagem computacional, por ser uma área de conhecimento multidisciplinar que trata da aplicação de modelos matemáticos e técnicas da computação à análise, compreensão e estudo da fenomenologia de problemas complexos em áreas tão abrangentes, será a ferramenta responsável por simular numericamente o comportamento

térmico e fluidodinâmico de diferentes instalações de TCSA, permitindo a avaliação da influência da configuração geométrica de cada instalação em seu desempenho.

## 1.2. Trocador de Calor Solo-Ar (TCSA)

O TCSA é um dispositivo onde o ar ambiente é resfriado ou aquecido ao circular dentro de dutos enterrados nas camadas superficiais de solo (subsolo). Essa troca de calor acontece pela inércia térmica do solo, de modo que, no verão, o ar que sai do TCSA fique mais frio que o ar externo; enquanto no inverno o ar é aquecido ao passar pelo dispositivo, saindo com uma temperatura superior à do ar ambiente. Em períodos de temperaturas intermediárias, períodos em que o gradiente térmico entre o solo e o ar ambiente é pequeno, a utilização do TCSA não tem a mesma eficácia. De forma ilustrativa é possível verificar na Fig. 1.1 um esboço de um TCSA (VAZ, 2011).

Assim, o ar que passa no TCSA é direcionado para o interior de edificações, buscando uma melhoria na sua condição térmica e reduzindo de maneira significativa, ou até mesmo eliminando, o consumo de energia elétrica do equipamento condicionador de ar comumente usado.

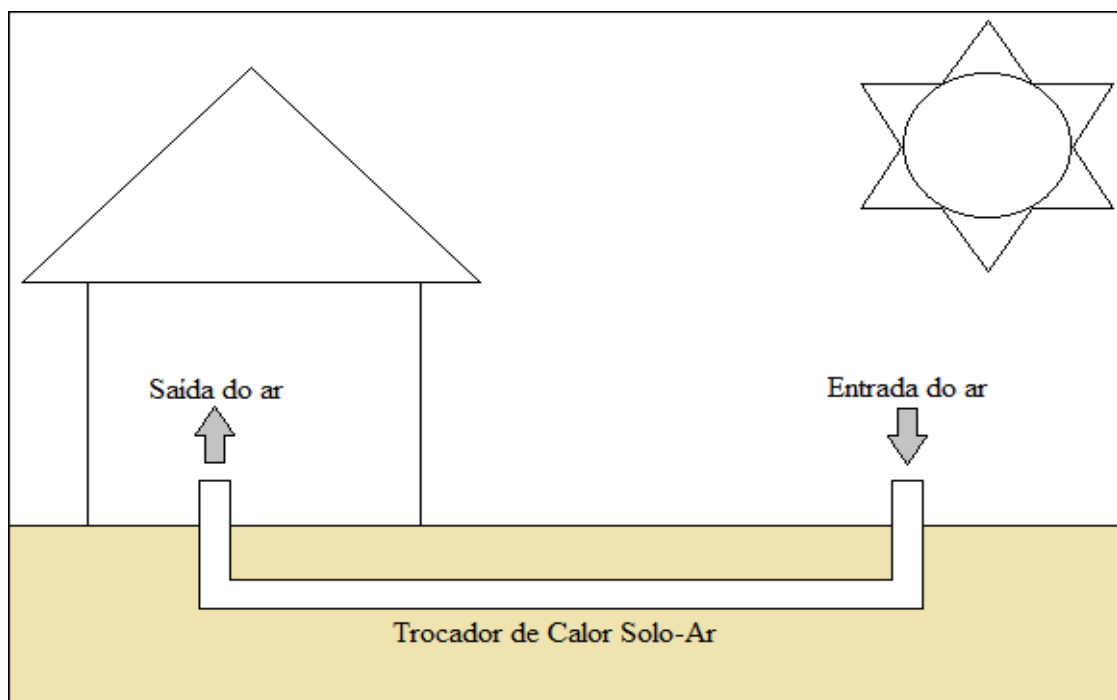


Figura 1.1 - Ilustração de um trocador de calor solo-ar.

### 1.3. Estado da Arte

Com base no exposto, a seguir será realizada uma revisão da literatura sobre TCSA, mostrando a importância e a aplicabilidade destes dispositivos.

Em Mihalakakou et al. (1994a) foi estudada a influência da superfície terrestre na eficiência do TCSA utilizando um ou mais dutos enterrados em paralelo no solo. Foi analisada a capacidade de aquecimento ou resfriamento do solo cobertos e descobertos por grama. Foi verificado que uma superfície coberta por grama possui uma capacidade maior de resfriamento.

Já em Santamouris et al. (1995) foi criado um modelo capaz de calcular o acoplamento dos TCSA em edificações. O método se baseou no princípio da temperatura do ponto de equilíbrio e permitiu o cálculo do valor horário da temperatura no equilíbrio de edifícios, bem como a energia diária para resfriamento da edificação e a contribuição dos dutos enterrados. Através de dados experimentais, os procedimentos, foram validados, verificando sua aplicabilidade no dimensionamento dos dutos do TCSA.

No trabalho de Jacovides et al. (1996) através de modelos baseados em séries de Fourier foram descritas diversas características da temperatura do solo. Como base de dados, utilizaram-se registros de temperatura na superfície do solo medidos na cidade de Atenas, no período de 1917 a 1990. Verificou-se que, em diversos casos, bastavam os três primeiros termos da série de Fourier para representar adequadamente a maior parte dos padrões observados na temperatura do solo na superfície e em várias profundidades.

No estudo de Mihalakakou et al. (1997) foi desenvolvido um modelo para simular a variação média diária e anual da temperatura da superfície do solo. Este modelo foi baseado na equação diferencial da condução de calor transiente, usando como condição de contorno a equação do balanço de energia na superfície do solo. Esta equação envolve a troca de energia por convecção entre o ar e o solo, a radiação solar absorvida pela superfície do solo, o fluxo de calor latente por evaporação na superfície do solo, bem como o de ondas longas por radiação. O modelo acabou sendo validado com conjuntos extensos de medições tanto para uma superfície do solo coberto quanto para descoberto, em Atenas e Dublin.

Já em Hollumuller e Lachal (2001), sob o clima da Europa Central, foi estudado o potencial térmico dos TCSA a partir de um ponto de vista econômico de resfriamento. Suas simulações numéricas foram validadas com dados experimentais, indicando que os TCSA são

mais eficientes para o resfriamento quando comparados à sistemas de ar condicionado à base de combustíveis.

No trabalho de Paepe e Janssens (2003) foram utilizados métodos analíticos unidimensionais para realizar análises da eficiência térmica dos TCSA, com relação às suas dimensões, independente do solo e das condições climáticas. Observou-se que o projeto TCSA depende de três parâmetros: o diâmetro, o comprimento e a quantidade de dutos paralelos. Notou-se também que o desempenho térmico tem uma melhora com a redução do diâmetro do duto e com o aumento do número de dutos enterrados em paralelo.

No trabalho de Ghosal et al. (2003), foi desenvolvido um modelo analítico simplificado para avaliar o desempenho de um TCSA acoplado a uma estufa em Nova Delhi, na Índia. Os dutos de 39 m de comprimento e com 0,06 m de diâmetro, foram enterrados em uma profundidade de 1 m, dispostos em forma de serpentina contendo oito curvas. As temperaturas foram registradas, durante o ano de 2002, por dois termopares posicionados na mesma profundidade do TCSA. Verificou-se o que o trocador é mais eficaz no inverno. Houve também uma diminuição de 3-4°C no verão e um aumento de 6-7°C no inverno. As temperaturas previstas pelo modelo computacional e pelos dados experimentais estão de acordo.

Em Sodha et al. (2006), foi desenvolvido um modelo matemático (*quasi-steady state condition*) para prever o desempenho térmico de um TCSA em Nova Delhi, Índia. Um estudo experimental foi realizado, de forma em que os dados foram obtidos para cada mês ao longo de um ano. O TCSA possuiu ao todo 78 m de comprimento e foi enterrado a uma profundidade de 1,5 m, disposto no formato de serpentina, contendo cinco curvas. O espaçamento entre cada par de dutos é de 0,3 m. Verificou-se uma concordância entre os valores experimentais e teóricos sobre o potencial térmico do TCSA para o clima de Nova Delhi.

Em Wu et al. (2007) foram utilizados dutos enterrados no solo para analisar a técnica de resfriamento de edificações no verão. É um modelo transiente e implícito baseado em transferência de calor e dinâmica de fluidos computacional tendo sido desenvolvido para prever o desempenho térmico e a capacidade de refrigeração. O software PHOENICS foi utilizado para avaliar o comprimento e o raio do duto, a profundidade de instalação, a vazão do ar sobre o desempenho térmico e a capacidade de refrigeração dos TCSA. Verificou-se então uma capacidade de refrigeração diária de até 74,6 kWh.

Já no trabalho de Cucumo et al. (2008), baseando-se em modelos analíticos unidimensionais transientes, foi feita uma avaliação do desempenho dos TCSA instalados em diferentes profundidades. Utilizaram-se dois sistemas de coordenadas espaciais independentes, um na direção longitudinal dos dutos enterrados e outro na vertical, através do solo. Desta forma, foi possível prever os campos de temperatura no duto e no solo.

Em Florides et al. (2011) foi realizado um estudo do potencial energético do solo em oito regiões na cidade de Chipre, Turquia, em relação à profundidade, época do ano, altitude e geologia. Para analisar a eficiência de trocadores de calor acoplados, foram medidas as temperaturas do solo por um período compreendido de outubro de 2009 a setembro de 2010. Os dados reunidos apontaram um potencial para o uso eficiente de trocadores de calor na cidade de Chipre, conduzindo uma economia significativa do consumo de energia.

No trabalho de Trzaski e Zawada (2011) foi realizado um estudo, utilizando o método dos elementos finitos, para solucionar modelos *quasi-3D* para o desempenho de TCSA. Foi observado que os fatores naturais, como o sombreamento da área, têm um grande impacto na eficiência dos trocadores. Outros parâmetros que afetam consideravelmente os resultados são a profundidade dos dutos, seu comprimento, seu diâmetro e o espaçamento entre eles.

Mais recentemente em Vaz et al. (2011), foi realizado um estudo experimental e numérico sobre a utilização de TCSA no sul do Brasil, na cidade de Viamão. O estudo experimental foi complementado através de uma abordagem numérica, que se deu por meio de um modelo computacional tridimensional, onde foram utilizados os softwares GAMBIT e o FLUENT, sendo que o modelo de turbulência utilizado foi o RSM (*Reynolds Stress Model*). Este modelo foi validado com base nos resultados experimentais obtidos, permitindo a sua utilização para futuras pesquisas e projetos de TCSA.

Em Brum et al. (2012) foi desenvolvido um estudo com base no modelo numérico produzido em Vaz et al. (2011) a fim de analisar a influência da profundidade da instalação sobre os TCSA. O modelo computacional de Vaz et al. (2011) foi então aprimorado, dando origem ao modelo Simplificado. Os resultados mostraram que a profundidade de instalação dos dutos influencia significativamente o potencial térmico do TCSA. Além disso, foi indicada a profundidade de instalação de 3 m como sendo a ideal entre os casos analisados.

No trabalho de Bansal et al. (2013) foi realizado um estudo experimental e numérico sobre o desempenho térmico de um TCSA, na Índia. Os dutos foram dispostos em formato de U, em regime transiente, onde prevalece o clima quente e seco. Foi avaliado a condutividade térmica do solo, a velocidade do escoamento do ar e o diâmetro do tubo do dispositivo, em

decorrência do tempo contínuo de funcionamento. Os resultados mostraram que o desempenho térmico de um TCSA está relacionado à condutividade térmica do solo e ao seu tempo de operação. Percebeu-se também que o aumento da velocidade do fluido causa a diminuição do desempenho do TCSA. O software FLUENT e o modelo de turbulência  $k-\epsilon$  foram utilizados para a simulação numérica.

Além disso, em Brum et al. (2013) foi apresentada uma nova modelagem computacional para prever o comportamento térmico dos TCSA. O modelo Reduzido de Brum et al. (2013), desenvolvido a partir do modelo de Vaz et al. (2011), exige um menor esforço computacional. Um estudo de caso foi desenvolvido para investigar a influência da profundidade de instalação no potencial térmico de um TCSA. Os resultados estão de acordo com os encontrados na literatura. No entanto, eles foram obtidos com uma redução do tempo de processamento de quase 45%.

Mais recentemente em Bejan et al. (2014), foi realizado uma revisão dos principais avanços, estudados pelo seu grupo de pesquisa, sobre sistemas de trocador de calor acoplado à terra, sistemas de armazenamento de energia térmica sazonais e sistemas de aquecimento e refrigeração, aplicados à Lei Construtal. Em cada caso a proporção do volume de solo é fixa. Dentro desta revisão foram consideradas diferentes configurações geométricas, em forma de U, T, Y e S (serpentina), conforme ilustra a Fig. 1.2.

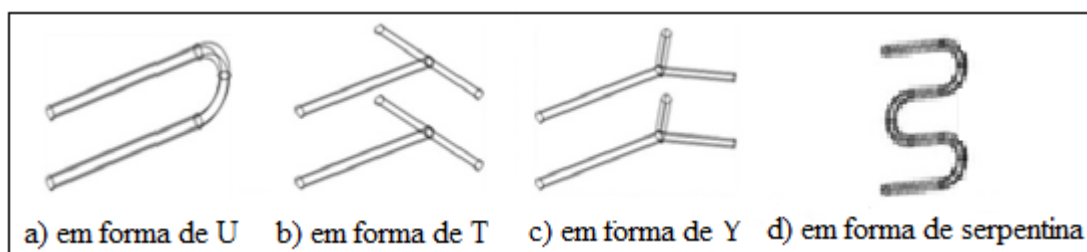


Figura 1.2 - Configurações geométricas estudadas. (adaptado de Bejan (2014))

Foram estudadas três arquiteturas de fluxo: árvore em forma de Y, árvore em forma de T, e designs clássicos (grampos e serpentinas). A estrutura em forma de árvore consiste em duas palmas voltadas uma para a outra. O melhor desempenho é arquivado quando os ângulos de ramificação são otimizados em todos os níveis de montagem. Os resultados mostraram que, a melhor geometria é o design em forma de Y, onde cada característica geométrica pode se transformar livremente.

Em Kipper (2014) foi desenvolvido um estudo numérico sobre diferentes geometrias de um TCSA. Verificou-se que o modelo  $k-\varepsilon$ , em relação ao modelo de tensões de Reynolds (RSM), foi capaz de resolver as geometrias mais complexas das instalações estudadas. Percebeu-se também que ambos os modelos apresentaram resultados praticamente iguais para o caso TCSA com duto retilíneo. Observou-se, entretanto que ao utilizar o modelo  $k-\varepsilon$ , houve uma redução do tempo de processamento comparado ao modelo RSM.

E, por fim, em Vaz et al. (2014) o potencial térmico dos TCSA foi experimentalmente investigado, na cidade de Viamão, localizada no sul do Brasil. Três dutos independentes foram enterrados no solo. Os dutos A e B foram instalados a uma profundidade de 1,60 m e com um espaçamento de 0,60 m entre eles, enquanto o duto C foi instalado a uma profundidade de 0,50 m, ficando centralizado entre os dutos A e B. As temperaturas do solo, o ar externo e em dutos enterrados em várias posições foram monitoradas durante o ano de 2007. Os resultados mostraram que os meses a contar de maio e fevereiro foram os melhores para o aquecimento do ar, de forma que os TCSA podem ser empregados na melhoria da condição térmica de ambientes construídos.

#### **1.4. Objetivo Geral**

Analisar numericamente o comportamento térmico e fluidodinâmico de um TCSA avaliando seu desempenho sob diferentes configurações geométricas propostas para sua instalação, mantendo em todas elas o diâmetro, o comprimento e a profundidade de instalação do duto constantes.

##### **1.4.1. Objetivos Específicos**

- Utilizar os softwares GAMBIT e FLUENT para estudar o comportamento térmico e fluidodinâmico de um TCSA;
- Simular numericamente o comportamento de um TCSA com geometria simples (duto reto), que será usado como referência, empregando os modelos de turbulência RSM (*Reynolds Stress Model*) e  $k-\varepsilon$ , comparando seus resultados.
- Analisar o espaçamento mínimo entre dois dutos paralelos, instalados na mesma profundidade, de forma que não ocorra influência significativa na troca térmica de ambos;

- Analisar o espaçamento mínimo entre os trechos paralelos de dutos em forma de U, instalados na mesma profundidade, avaliando o desempenho do TCSA com essa configuração geométrica;
- Propor e simular numericamente instalações com geometrias complexas, considerando o espaçamento mínimo entre dutos paralelos a partir dos resultados obtidos anteriormente, usando o modelo de turbulência  $k-\varepsilon$ ;
- Avaliar a influência das geometrias complexas propostas no potencial térmico do TCSA;
- Avaliar a influência das geometrias complexas propostas na redução de volume de solo ocupado pelo TCSA;
- Avaliar a influência das geometrias complexas na perda de carga do TCSA;
- Identificar entre os casos estudados - considerando o potencial térmico, a redução de volume de solo e a perda de carga - quais geometrias conduzem a um melhor desempenho do TCSA.

### **1.5. Estrutura do Documento**

Este trabalho se organiza da seguinte maneira: no capítulo 1 foi feita uma Introdução sobre o trabalho desenvolvido; o capítulo 2 trata, de uma forma sucinta, dos processos de transferência de calor e aborda de forma mais específica o comportamento térmico do solo; o capítulo 3 refere-se sobre a fenomenologia física e a modelagem matemática ligada aos TCSA; no capítulo 4 é descrita a modelagem numérica utilizada na resolução das equações de conservação; o capítulo 5 discute os resultados obtidos nas simulações numéricas realizadas; as conclusões do trabalho são apresentadas no capítulo 6; no capítulo 7 são listadas as referências bibliográficas empregadas na elaboração da pesquisa; e, finalmente, informações complementares à pesquisa são disponibilizadas nos anexos.



## 2. REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo apresenta-se uma breve revisão bibliográfica sobre os modos de transferência de calor.

Para Incropera et al. (2008) a transferência de calor é a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura no espaço. Sempre que houver uma diferença de temperatura em um meio, ou em vários, haverá, necessariamente, transferência de calor.

Existem três processos diferentes de transferência de calor: condução, convecção e radiação térmica. A transferência de calor ocorrerá por condução quando existir um gradiente de temperatura em um meio estacionário (sólido ou fluido). Por convecção, a transferência de calor ocorrerá quando uma superfície e um fluido em movimento estiverem com temperaturas distintas. E a radiação térmica, por sua vez, não necessita de um meio material como a transferência de calor por condução e por convecção, ocorrendo com mais eficiência no vácuo (INCROPERA et al., 2008).

### 2.1. Condução

Conforme Çengel et al. (2012), a condução é caracterizada como a transferência de energia entre as partículas mais energéticas para as menos energéticas de uma substância devido às interações entre as partículas.

Para compreender com mais facilidade a condução, pode-se considerar um gás no qual exista uma diferença de temperatura e não se admita que ocorra movimento global ou macroscópico. O gás pode ocupar o espaço entre as duas superfícies que estão em diferentes temperaturas. Associa-se a temperatura em qualquer ponto à energia das moléculas do gás na proximidade do ponto. Com as temperaturas mais altas, a energia tende a ser maior advindo uma maior incidência de choques entre as partículas vizinhas, ocorrendo, desta forma, a transferência de energia entre as moléculas mais energéticas com as moléculas menos energéticas (INCROPERA et al., 2008).

Nos líquidos, a situação é muito semelhante. As moléculas ficam mais próximas e as interações moleculares são mais fortes e mais frequentes. Já nos sólidos, a condução ocorre devido à atividade atômica na forma de vibrações dos retículos. Nos condutores não metálicos, a transferência de energia irá ocorrer somente através de ondas oriundas do movimento atômico das moléculas. Nos condutores metálicos a transferência de energia irá ocorrer através do movimento de translação dos elétrons livres (ÇENGEL et al., 2012).

Para calcular a transferência de calor por condução são utilizadas equações constitutivas para o fluxo, que é dada pela Lei de Fourier. Para um caso unidimensional, mostrado na Fig. 2.1, com uma distribuição de temperatura  $T(x)$ , a equação do fluxo é dada por:

$$q''_x = -k \cdot \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

onde  $q''_x$  (W/m<sup>2</sup>) é a taxa de transferência de calor na direção  $x$  por unidade de área perpendicular à direção da transferência e é proporcional ao gradiente de temperatura  $dT/dx$ , nesta direção; o parâmetro  $k$  é uma propriedade de transporte conhecida como condutividade térmica (W/(m.k)) e é uma característica do material; e o sinal negativo é decorrente do fato do calor ser transferido na direção da temperatura decrescente (INCROPERA et al., 2008).

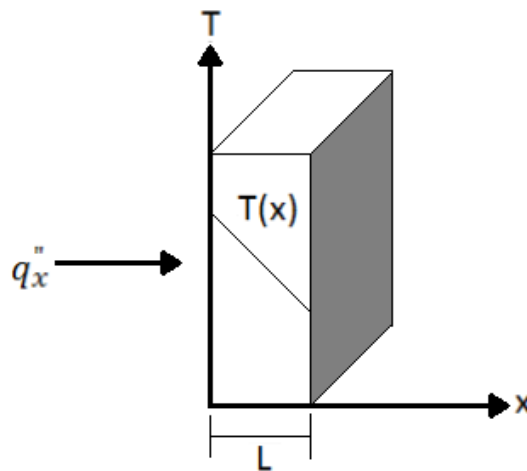


Figura 2.1- Ilustração da transferência de calor por condução.

## 2.2. Convecção

De acordo com Incropera et al. (2008), como já mencionado, a transferência de calor por convecção ocorre com o contato entre um fluido em movimento sobre uma superfície aquecida, estando os dois a diferentes temperaturas.

O processo de transferência de calor por convecção abarca a transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório, difusão e a energia transferida através do movimento global, ou macroscópico, do fluido (BEJAN, 2004).

A transferência de calor por convecção pode ser classificada conforme a natureza do escoamento do fluido, podendo ser classificada como natural e forçada. A convecção forçada ocorre quando o escoamento é causado por meios externos. Em contraposição, no caso da convecção natural, o escoamento do fluido é induzido por forças de empuxo, que são originadas a partir de diferenças de densidades causadas por variações de temperaturas do fluido (ÇENGEL et al., 2012).

Conforme Mimoso (1987), considera-se uma superfície aquecida e colocada em contato com o ar ou outro fluido a uma temperatura inferior. A parte do ar que está em contato com a superfície é aquecida e torna-se menos densa. Desta forma, ela sobe por um mecanismo de flutuação dando lugar ao contato da superfície com o ar mais frio.

A convecção natural ou livre ocorre quando os únicos movimentos são os provocados pela diminuição da densidade do ar ao ser aquecido. A convecção forçada é quando o movimento do fluido é reforçado por um meio externo (vento atmosférico, ventilador mecânico, etc.). Em qualquer um dos casos pode-se verificar que a transmissão de calor da superfície sólida para o fluido se dá por condução entre as moléculas da superfície e as moléculas do fluido instantaneamente na região da parede.

Se a superfície aquecida estiver a uma temperatura  $T_s$  e o fluido a uma temperatura  $T_\infty$  (Fig. 2.2), verifica-se que existe uma região próxima à superfície onde a temperatura varia bruscamente de  $T_s$  até  $0,99 \times T_\infty$ . Esta região é chamada de camada limite térmica (MIMOSO, 1987).

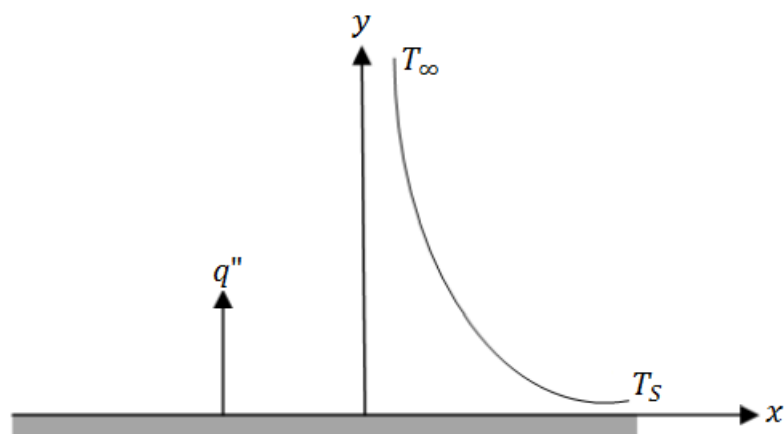


Figura 2.2 - Transferência de Calor por Convecção.

A equação apropriada para a taxa de transferência de calor por convecção, chamada como Lei do Resfriamento de Newton, é dada por:

$$q_x'' = h \cdot (T_s - T_\infty) \quad (2.2)$$

onde  $q''$  é o fluxo de calor por convecção ( $W/m^2$ ), sendo proporcional à diferença entre a temperatura da superfície  $T_s$  e a temperatura do fluido  $T_\infty$ . O parâmetro  $h$  ( $W/(m.K)$ ) é chamado de coeficiente de transferência de calor por convecção e depende das condições na camada limite, as quais, por sua vez, são influenciadas pela geometria da superfície, pela natureza do escoamento do fluido e por uma série de propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido (INCROPERA et al., 2008).

### 2.3. Radiação

Conforme Incropera et al. (2008) a radiação térmica é a energia emitida pela matéria que está a uma temperatura não nula. Ela ocorre tanto nos sólidos como nos líquidos e nos gases. Sua emissão pode ser atribuída a mudanças nas configurações eletrônicas nos átomos ou moléculas que constituem a matéria.

A energia, por radiação, é transportada por ondas eletromagnéticas. Ao mesmo tempo em que, as transferências de energia por condução e por convecção necessitam de um meio material a transferência de energia por radiação não necessita, sendo ela, mais eficiente no vácuo (ÇENGEL et al., 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:

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

onde  $T_s$  é a temperatura absoluta (K) da superfície,  $\varepsilon$  é uma propriedade radiante da superfície conhecida por emissividade e  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann ( $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$ ) (INCROPERA et al., 2008).

## 2.4. Comportamento térmico do solo

O regime térmico das camadas mais superficiais do solo é determinado pelos ciclos de aquecimento e resfriamento de sua superfície, devido à incidência de radiação solar ou da emissão de radiação para a atmosfera, respectivamente, e o consequente transporte, por condução, de calor sensível, para seu interior (VAZ, 2011).

Conforme Vaz (2011), a difusão do calor acontece devido aos processos de transferência de energia, que se estabelecem em virtude do gradiente térmico existente entre as moléculas do solo que, ao interagirem umas com as outras, são responsáveis pelo fluxo de energia.

Se for considerar o ciclo diário, a superfície se aquece durante o dia produzindo um fluxo de calor para o interior e o inverso ocorre durante a noite por radiação terrestre. O mesmo fenômeno ocorre com o ciclo anual: durante o período quente, gera-se um fluxo de calor para o interior do solo e, no período de frio, o fluxo de calor é no sentido contrário. O fluxo de calor depende das propriedades físicas do solo: massa específica, condutividade térmica, calor específico e a emissividade (VAZ, 2011).

Além disso, essa variação é afetada pela interação dos outros fatores, como os fatores meteorológicos, irradiação solar global, temperatura do ar, nebulosidade, chuva e vento, e os fatores relacionados ao próprio solo como textura, estrutura, teor de matéria orgânica, relevo e o tipo de cobertura do terreno (VAZ, 2011).

Na sequência aborda-se o processo de transmissão de calor por condução, segundo Incoprera (2008), chegando à equação geral do calor, para então analisar a difusão do calor no solo, seguindo o fundamento teórico apresentado por Mimoso (1987), Vaz (2011) e Brum (2013).

### 2.4.1. Equação geral do calor no solo

Segundo Mimoso (1987), Vaz (2011) e Brum (2013), o fluxo térmico é uma grandeza direcional porque depende da direção do fluxo de calor. De uma forma geral, a direção do fluxo de calor será sempre normal a uma superfície de temperatura constante, chamada de superfície isotérmica. Admitindo o meio isotrópico e com perfil linear, para as variações de temperatura, tem-se que o fluxo térmico ( $q''$ ), em sua forma diferencial:

$$q'' = -k\nabla T = -k \left( \frac{\partial T}{\partial x}, \frac{\partial T}{\partial y}, \frac{\partial T}{\partial z} \right)^T \quad (2.4)$$

onde  $\nabla T$  é o gradiente de temperaturas definido no campo escalar tridimensional,  $k$  é o coeficiente de condutividade térmica ( $W/mK$ ). O sinal negativo é necessário, pois o calor é sempre transferido no sentido da diminuição da temperatura.

Sendo assim, o vetor fluxo térmico está em uma direção perpendicular às superfícies isotérmicas, fazendo com que a Eq. (2.4) assumira a forma unidimensional dada na Eq. (2.1):

$$q_n'' = -k \left( \frac{\partial T}{\partial n} \right) \quad (2.5)$$

onde  $q_n''$  é o fluxo térmico em uma direção  $n$ , que é normal a uma isoterma. A transferência de calor é mantida pelo gradiente de temperatura ao longo de  $n$ .

Um dos objetivos fundamentais do estudo da condução do calor é definir o campo de temperaturas em um meio resultante das condições impostas em suas fronteiras. Definido um volume de controle  $V$  com superfície  $S$ , como na Fig. 2.3, pode-se aplicar o princípio de conservação de energia.

O princípio de conservação de energia estabelece que a energia térmica acumulada por unidade de tempo é igual à energia gerada no volume de controle somado ao fluxo líquido (que cruza a fronteira do volume de controle), ou ainda, em termos de taxas:

$$A + B = C \quad (2.6)$$

onde  $A$  é a taxa de calor que entra (menos a que sai) em um corpo de volume  $V$ ,  $B$  é a taxa de calor gerada no corpo e  $C$  é a taxa de calor armazenada no corpo

A Fig. 2.3 mostra que, supondo que para todo instante de tempo  $t$  o corpo ocupa um volume  $V$  em um espaço tridimensional, com coordenadas cartesianas  $x, y, z$ , e está sujeito a um fluxo de calor  $\mathbf{q}'' = \mathbf{q}''(x, y, z, t)$ . Para cada ponto da superfície  $S$ , define-se um vetor unitário  $\mathbf{n}$ , com direção perpendicular a  $S$  e com sentido de dentro pra fora do corpo.

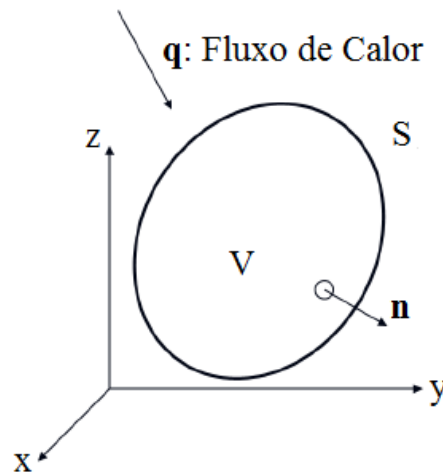


Figura 2.3 - Um corpo submetido a um fluxo de calor  $q''$ . (adaptado de Ruth (2013))

Desta forma, pode-se escrever:

{Taxa de calor que entra (menos a que sai) em um  
corpo de volume

$$\text{através de sua superfície A} \quad V = - \oint_A q'' \cdot n dA \quad (2.7)$$

A determinação da taxa de calor gerada no corpo vai ser feita dado que se conheça a função  $f = f(x, y, z, t)$  que representa essa taxa por unidade de volume:

$$\{\text{Taxa de calor gerada no corpo}\} = \int_V f dV \quad (2.8)$$

Para determinar a taxa de armazenamento, é necessário conhecer o calor específico,  $c$ , a massa específica,  $\rho$ , e o campo de temperatura,  $T = T(x, y, z, t)$ , do corpo. Com isso, pode-se afirmar que:

$$\{\text{Taxa de calor armazenada no corpo}\} = \frac{d}{dt} \int_V c \rho T dV \quad (2.9)$$

A partir dessas definições, obtém-se a Eq. (2.10) da seguinte maneira:

$$-\oint_A q'' \cdot ndA + \int_V f dV = \frac{d}{dt} \int_V c \rho T dV. \quad (2.10)$$

Assim, a Eq. (2.9) pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$-\int_V \nabla \cdot q'' dV = \int_V f(x, t) dV = \frac{d}{dt} \int_V c \rho T(x, t) dV, \quad (2.11)$$

onde o teorema da divergência é usado para substituir a integral de superfície fechada por uma integral de volume. Onde,  $\nabla \cdot$  representa o operador divergência, isto é: dado um vetor  $v = (v_x, v_y, v_z)$ , então, em coordenadas cartesianas,  $\nabla \cdot v = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z}$ .

Por simplicidade, supondo que  $c$  e  $\rho$  não variem no tempo, a Eq. (2.11) equação acima pode ser rearranjada da seguinte maneira:

$$\int_V \left( c\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot q'' - f \right) dV = 0 \quad (2.12)$$

Agora, note que essa integral é válida para qualquer volume  $V$ , assim, o integrando é nulo e, portanto:

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot q'' = f \quad (2.13)$$

Este último resultado é uma forma clássica da equação da transferência de calor em sólidos conforme Incropera (2008) e Vaz (2011). Ao aplicar a Lei de Fourier, verifica-se que:

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (-k\nabla T) = f \quad (2.14)$$

ou ainda,

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = f + k\nabla^2 T \quad (2.15)$$



onde  $\nabla^2 T$  é o operador Laplaciano de  $T$ , dado por  $\nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$ .

A equação anterior pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{f}{c\rho} + \frac{k}{c\rho} \nabla^2 T \quad (2.16)$$

Como a relação  $\alpha = \frac{k}{c\rho}$  define a difusividade térmica do material ou do meio, a Eq. (2.16) pode ser reescrita como:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\alpha}{k} f + \alpha \nabla^2 T \quad (2.17)$$

#### 2.4.2. Difusão do calor no solo

Conforme Mimoso (1987,) Vaz (2011) e Brum (2013), o processo de difusão de calor no solo pode ser representado pela equação da transferência de calor. É possível modelar o processo de difusão do calor no solo, variando apenas com a profundidade ( $z$ ), através de um regime unidimensional, quando se assumem algumas suposições.

Primeiro considera-se que o solo está em suas condições naturais, onde não há interferência de elementos que possam alterar a distribuição natural de calor em seu interior. Depois supõe-se que a estratificação do solo com a profundidade é significativamente maior que a estratificação lateral. Por fim, supõe-se que a variação dos gradientes de temperatura e umidade ao longo da direção da profundidade é muito maior do que em outras direções.

Considerando ainda que não há geração interna de calor e admitindo um comportamento do solo como um meio semi-infinito, conforme ilustra a Fig. 2.4, submetido na sua superfície a ciclos periódicos de temperatura, devido à variação diária (dia/noite) e/ou variação anual (inverno/verão) da temperatura, pode-se representar a equação do processo de condução de energia térmica da seguinte forma:

$$\frac{\partial T(z, t)}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T(z, t)}{\partial z^2} \quad (2.18)$$

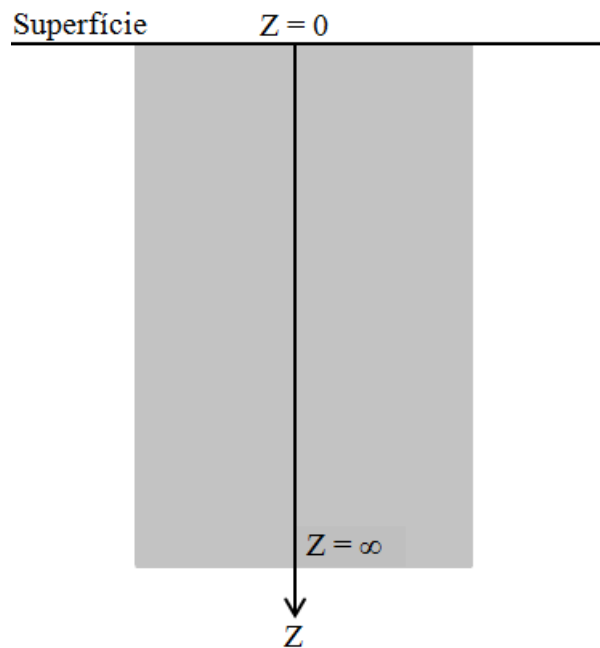


Figura 2.4 - Solo semi-infinito. (adaptado Ruth (2013))

Há duas condições de contorno que definem as hipóteses para a solução do problema: uma relativa à temperatura na superfície do solo; e a outra referente à temperatura do solo profundo.

A temperatura na superfície do solo varia periodicamente, permitindo ser modelada por funções periódicas, de acordo com a Eq. (2.19), com valores em torno de um valor médio  $T_0$ , amplitude  $\theta_0$  e período de  $\frac{2\pi}{\omega}$ . O período, no modelo diário, tem valor igual a 24 horas e, no modelo anual, tem igual a 365 dias.

$$T(0, t) = T_0 + \theta_0 \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (2.19)$$

Quando a profundidade ( $z$ ) tende ao infinito, a amplitude da variação da temperatura se torna nula e a temperatura fica constante e igual ao valor médio  $T_0$ :

$$T(\infty, t) = T_0 \quad (2.20)$$

Para simplificar a aplicação das condições de contorno na Eq. (2.18) é conveniente definir a função  $\theta(z, t) = T(z, t) - T_0$ , possibilitando escrever:

$$\frac{\partial \theta(z, t)}{\partial t} = \frac{\partial T(z, t)}{\partial t} - \frac{\partial T_0}{\partial t} \quad (2.21)$$

Como  $T_0$  é uma constante, então:

$$\frac{\partial \theta(z, t)}{\partial t} = \frac{\partial T(z, t)}{\partial t} \quad (2.22)$$

e a Eq. (2.18) pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial \theta(z, t)}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 \theta(z, t)}{\partial z^2} \quad (2.23)$$

Quando as condições de contorno são dadas através das Eq. (2.19) e Eq. (2.20), há a seguinte mudança:

$$\theta(0, t) = \theta_0 \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (2.24)$$

$$\theta(\infty, t) = 0 \quad (2.25)$$

Uma forma de resolver a Eq. (2.23) é utilizando o método de separação de variáveis. Deste modo, pode-se admitir que a solução  $\theta(z, t)$  é dada pelo produto de suas funções  $\phi(z) \cdot \tau(t)$ , onde  $\phi$  depende apenas de  $z$  e  $\tau$ , depende somente de  $t$ . Desta forma:

$$\theta(z, t) = \phi(z) \cdot \tau(t) \quad (2.26)$$

Ao substituir a Eq. (2.26) na Eq. (2.23), obtém-se:

$$\frac{\partial \phi(z) \cdot \tau(t)}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 \phi(z) \cdot \tau(t)}{\partial z^2} \quad (2.27)$$

que se reduz a

$$\frac{1}{\alpha\tau(t)} \frac{\partial\tau(t)}{\partial t} = c \quad (2.28)$$

após o cálculo das derivadas parciais.

Reagrupando os termos, obtém-se:

$$\frac{1}{\alpha\tau(t)} \frac{\partial\tau(t)}{\partial t} = \frac{1}{\phi(z)} \frac{\partial^2\phi(z)}{\partial z^2} \quad (2.29)$$

Considerando  $\alpha$  uma constante, como o lado esquerdo da Eq. (2.28) é independente de  $z$  enquanto o segundo termo é independente de  $t$ , então, para que a igualdade faça sentido, ambos os termos são forçosamente iguais a uma constante  $c$ . Isso gera duas equações diferenciais ordinárias e de coeficientes constantes:

$$\frac{1}{\alpha\tau(t)} \frac{\partial\tau(t)}{\partial t} = c \quad (2.30)$$

$$\frac{1}{\phi(z)} \frac{\partial^2\phi(z)}{\partial z^2} = c \quad (2.31)$$

Estas equações podem ser expostas na forma:

$$\frac{\partial\tau(t)}{\partial t} - c\alpha\tau(t) = 0 \quad (2.32)$$

$$\frac{\partial^2\phi(z)}{\partial z^2} - c\phi(z) = 0$$

na qual as soluções são dadas por:

$$\tau(t) = De^{c\alpha t} \quad (2.33)$$

$$\phi(z) = Ae^{\sqrt{c}z} + Be^{-\sqrt{c}z} \quad (2.34)$$

onde  $A$ ,  $B$  e  $D$  são constantes a determinar.

Logo a solução da Eq. (2.23) da difusão do solo é:

$$\theta(z, t) = D e^{cat} (A e^{\sqrt{c}z} + B e^{-\sqrt{c}z}) \quad (2.35)$$

Aplicando a condição de contorno Eq. (2.24), percebe-se que:

$$\theta_0 \text{sen}(\omega \cdot t) = D e^{cat} (A + B) \quad (2.36)$$

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

- Se  $c$  é um número real, o segundo membro da Eq. (2.36) é monotonamente crescente ou decrescente com  $t$  ou então constante se  $c = 0$ , logo não pode satisfazer a Eq. (2.36).
- Se  $c$  é um número complexo, ele é escrito na forma  $c = a \pm i \cdot b$  (onde se assume  $b$  como um número real positivo) e a Eq. (2.36) resulta na expressão  $\theta_0 \text{sen}(\omega \cdot t) = D e^{(a \pm i \cdot b)at} (A + B)$ . Substituindo  $e^{(a \pm i \cdot b)at}$  por  $e^{(a \pm i \cdot b)at} \cos(b \cdot \alpha \cdot t) \pm \text{sen}(b \cdot \alpha \cdot t)$  e reorganizando os termos obtém-se a expressão:

$$\theta_0 \text{sen}(\omega \cdot t) = D e^{a \cdot \alpha \cdot t} [\cos(b \cdot \alpha \cdot t) \pm \text{sen}(b \cdot \alpha \cdot t)] \cdot (A + B) \quad (2.37)$$

O segundo termo da Eq. (2.37) é oscilatório, mas não periódico, devido ao exponencial  $e^{a \cdot \alpha \cdot t}$ , que cresce ou decresce monotonamente com o tempo, conforme o sinal da constante  $a$ . Para a Eq. (2.31) ser consistente, a termo  $e^{a \cdot \alpha \cdot t}$  deve ser constante e unitário, o que implica em  $a = 0$ . Então a constante  $c$  só pode ser do tipo imaginário puro,  $c = a \pm i \cdot b$ . Sendo assim a Eq. (2.36) fica:

$$\theta_0 \text{sen}(\omega \cdot t) = D e^{\pm i \cdot b \cdot \alpha \cdot t} (A + B) \quad (2.38)$$

Na Eq. (2.38), percebem-se duas soluções gerais para a equação da difusão do calor no solo, uma correspondente ao sinal positivo e, a outra, ao sinal negativo do exponencial. Uma vez que a equação a ser resolvida é linear, uma combinação linear dessas soluções também deverá ser solução da equação. Assim, a hipótese seguinte constitui-se em combinar

linearmente estas soluções, numa forma conveniente ao cancelamento dos termos imaginários, quando da determinação das constantes de integração. Considerando  $c$  imaginário puro, então,  $c = \pm i \cdot b$ , ou,  $c = \pm i \cdot \lambda^2$ , onde adota-se  $b = \lambda^2$ , com  $\lambda > 0$ , para simplificar a apresentação do termo  $\sqrt{c}$ , obtém-se as expressões que são as soluções gerais para a equação da difusão do calor no solo:

$$\theta_1(z, t) = D_1 e^{i \cdot \alpha \cdot \lambda^2 \cdot t} (A_1 e^{\sqrt{i} \cdot \lambda \cdot z} + B_1 e^{-\sqrt{i} \cdot \lambda \cdot z}) \quad (2.39)$$

$$\theta_2(z, t) = D_2 e^{-i \cdot \alpha \cdot \lambda^2 \cdot t} (A_2 e^{\sqrt{-i} \cdot \lambda \cdot z} + B_2 e^{-\sqrt{-i} \cdot \lambda \cdot z}) \quad (2.40)$$

como,

$$\begin{aligned} \sqrt{i} &= \sqrt{\frac{i(1+i)^2}{(1+i)^2}} = (1+i) \sqrt{\frac{i}{(1^2 + 2 \cdot i + i^2)}} = \\ &(1+i) \sqrt{\frac{i}{(1+2 \cdot i-1)}} = (1+i) \sqrt{\frac{1}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2}} + \frac{i}{\sqrt{2}} \end{aligned} \quad (2.41)$$

ou

$$\begin{aligned} \sqrt{i} &= \sqrt{\frac{i(-1-i)^2}{(-1-i)^2}} = (-1-i) \sqrt{\frac{i}{((-1)^2 + 2 \cdot i + (-i)^2)}} = \\ &(-1-i) \sqrt{\frac{i}{(1+2 \cdot i-1)}} = (-1-i) \sqrt{\frac{1}{2}} = -\frac{1}{\sqrt{2}} - \frac{i}{\sqrt{2}} \end{aligned} \quad (2.42)$$

Além disso,

$$\begin{aligned} \sqrt{-i} &= \sqrt{\frac{-i(-1+i)^2}{(-1+i)^2}} = (-1+i) \sqrt{\frac{-i}{((-1)^2 - 2 \cdot i + i^2)}} = \\ &(-1+i) \sqrt{\frac{-i}{(1-2 \cdot i-1)}} = (-1+i) \sqrt{\frac{1}{2}} = -\frac{1}{\sqrt{2}} + \frac{i}{\sqrt{2}} \end{aligned} \quad (2.43)$$

ou

$$\begin{aligned}\sqrt{-i} &= \sqrt{\frac{-i(1-i)^2}{(1-i)^2}} = (1-i) \sqrt{\frac{-i}{((1)^2 - 2 \cdot i + (-i)^2)}} = \\ &(1-i) \sqrt{\frac{-i}{(1-2 \cdot i - 1)}} = (1-i) \sqrt{\frac{1}{2}} = \frac{1}{\sqrt{2}} - \frac{i}{\sqrt{2}}\end{aligned}\tag{2.44}$$

Considerando as possibilidades de substituição dos expoentes dados pelas Eqs. (2.40), (2.41), (2.42) e (2.43), nas soluções  $\theta_1$  como  $\theta_2$ .

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

$$\text{a) } \sqrt{i} = \frac{1}{\sqrt{2}} + \frac{i}{\sqrt{2}} \Rightarrow e^{\sqrt{i} \cdot \lambda \cdot z} = e^{\frac{1}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z} \cdot e^{\frac{i}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z}$$

$$\text{b) } \sqrt{i} = -\frac{1}{\sqrt{2}} - \frac{i}{\sqrt{2}} \Rightarrow e^{\sqrt{i} \cdot \lambda \cdot z} = e^{-\frac{1}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z} \cdot e^{-\frac{i}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z}$$

Analisando as duas hipóteses observa-se que a hipótese a), com expoentes positivos, resulta em uma solução inconsistente com a variação da temperatura no solo, visto que cresce monotonicamente com  $z$ , como consequência do termo  $e^{\sqrt{i} \cdot \lambda \cdot z}$ . Assim, apenas a hipótese b), com expoentes negativos, é possível.

- Conforme o caso anterior, para o termo  $e^{-\sqrt{i} \cdot \lambda \cdot z}$  são as duas hipóteses. A análise é semelhante, apenas trocando os sinais. Com isso, somente é possível a hipótese que possui expoentes negativos.

$$\text{a) } \sqrt{-i} = -\frac{1}{\sqrt{2}} + \frac{i}{\sqrt{2}} \Rightarrow e^{-\sqrt{i} \cdot \lambda \cdot z} = e^{-\frac{1}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z} \cdot e^{\frac{i}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z}$$

$$\text{b) } \sqrt{-i} = \frac{1}{\sqrt{2}} - \frac{i}{\sqrt{2}} \Rightarrow e^{-\sqrt{i} \cdot \lambda \cdot z} = e^{\frac{1}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z} \cdot e^{-\frac{i}{\sqrt{2}} \lambda \cdot z}$$

Fazendo o mesmo tipo de análise, é possível observar agora a hipótese b) inconsistente com a variação de temperatura no solo, visto que cresce monotonicamente com  $z$ , devido ao

termo  $e^{\frac{1}{\sqrt{2}}\lambda \cdot z}$ . Assim, apenas a segunda hipótese a), que tem o expoente do termo real negativo, é possível.

Sendo assim, as soluções  $\theta_1$  e  $\theta_2$ , indicadas nas Eqs. (2.38) e (2.39), ficam definidas da seguinte forma:

$$\theta_1(z, t) = D_1 e^{i \cdot \alpha \cdot \lambda \cdot t} \left( A_1 e^{\left(\frac{-1-i}{\sqrt{2}}\right) \cdot \lambda \cdot z} + B_1 e^{\left(\frac{-1+i}{\sqrt{2}}\right) \cdot \lambda \cdot z} \right), \quad (2.45)$$

$$\theta_2(z, t) = D_2 e^{-1 \cdot \alpha \cdot \lambda \cdot t} \left( A_2 e^{\left(\frac{-1+i}{\sqrt{2}}\right) \cdot \lambda \cdot z} + B_2 e^{\left(\frac{-1-i}{\sqrt{2}}\right) \cdot \lambda \cdot z} \right). \quad (2.46)$$

A solução proposta  $\theta$ , será dada pela soma de  $\theta_1$  e  $\theta_2$ :

$$\theta(z, t) = e^{\frac{-\lambda \cdot z}{\sqrt{2}}} \left[ D_1 \cdot (A_1 + B_1) \cdot e^{i(\alpha \cdot \lambda^2 \cdot t - \frac{\lambda \cdot z}{\sqrt{2}})} + D_2 \cdot (A_2 + B_2) \cdot e^{-i(\alpha \cdot \lambda^2 \cdot t - \frac{\lambda \cdot z}{\sqrt{2}})} \right] \quad (2.47)$$

Recordando que  $e^{\pm i \cdot \delta} = \cos(\delta) \pm i \cdot \text{sen}(\delta)$  e substituindo as constantes da Eq. (2.47) por  $k_1 = D_1 \cdot (A_1 + B_1)$ ,  $k_2 = D_2 \cdot (A_2 + B_2)$  e  $\delta = \alpha \cdot \lambda^2 \cdot t - \frac{\lambda \cdot z}{\sqrt{2}}$ , obtém-se:

$$\theta(z, t) = e^{\frac{-\lambda \cdot z}{\sqrt{2}}} [k_1 \cdot \cos(\delta) + i \cdot k_1 \cdot \text{sen}(\delta) + k_2 \cdot \cos(\delta) - i \cdot k_2 \cdot \text{sen}(\delta)] \quad (2.48)$$

ou ainda,

$$\theta(z, t) = e^{\frac{-\lambda \cdot z}{\sqrt{2}}} [(k_1 + k_2) \cdot \cos(\delta) + (k_1 - k_2) i \cdot \text{sen}(\delta)] \quad (2.49)$$

Reorganizando a Eq. (2.49) e fazendo novas substituições nas constantes  $G = k_1 + k_2$  e  $F = i(k_1 - k_2)$ , chega-se à equação da difusão do calor no solo, onde  $G$  e  $F$  são constantes a determinar, em função das condições de contorno existentes:

$$\theta(z, t) = e^{\frac{-\lambda \cdot z}{\sqrt{2}}} [G \cdot \cos(\delta) + F \cdot \text{sen}(\delta)] \quad (2.50)$$



Com base nas condições de contorno definidas para a superfície do solo, Eq. (2.24), e para grandes profundidades do solo, Eq. (2.20), é permitido determinar as constantes da Eq. (2.50):

- Para  $z = 0$  tem-se:  $\theta(0, t) = \theta_0 \cdot \text{sen}(\omega \cdot t)$ , logo:  $\theta_0 \text{sen}(\omega \cdot t) = G \cdot \cos(\delta) + F \cdot \text{sen}(\delta) \Rightarrow G = 0, F = \theta_0$  e  $\delta = \omega \cdot t$
- No limite  $z = \infty$  tem-se:  $\theta = \theta(\infty, t) = 0$ . Como  $\lim_{z \rightarrow \infty} e^{\frac{-\lambda \cdot z}{\sqrt{2}}} = 0$ , essa condição é consistente com os valores definidos pela condição anterior.

Voltando à troca de variáveis definida como  $T(z, t) = T_0 + \theta(z, t)$ , finalmente, pode-se obter a solução da Eq. (2.29), que representa a difusão do calor no solo.

$$T(z, t) = T_0 + \theta_0 \cdot e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} z} \left[ \text{sen} \left( (\omega \cdot t) - \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} \cdot z \right) \right] \quad (2.51)$$

Conforme a Eq. (2.51), a variação da temperatura na superfície propaga através do solo como uma onda senoidal com a mesma frequência  $\omega$ . Com a profundidade, as ondas senoidais mantêm a frequência da variação da superfície, mas diminuem de amplitude e se defasam no tempo, conforme ilustra a Fig. (2.5) extraída do estudo de Vaz (2011).

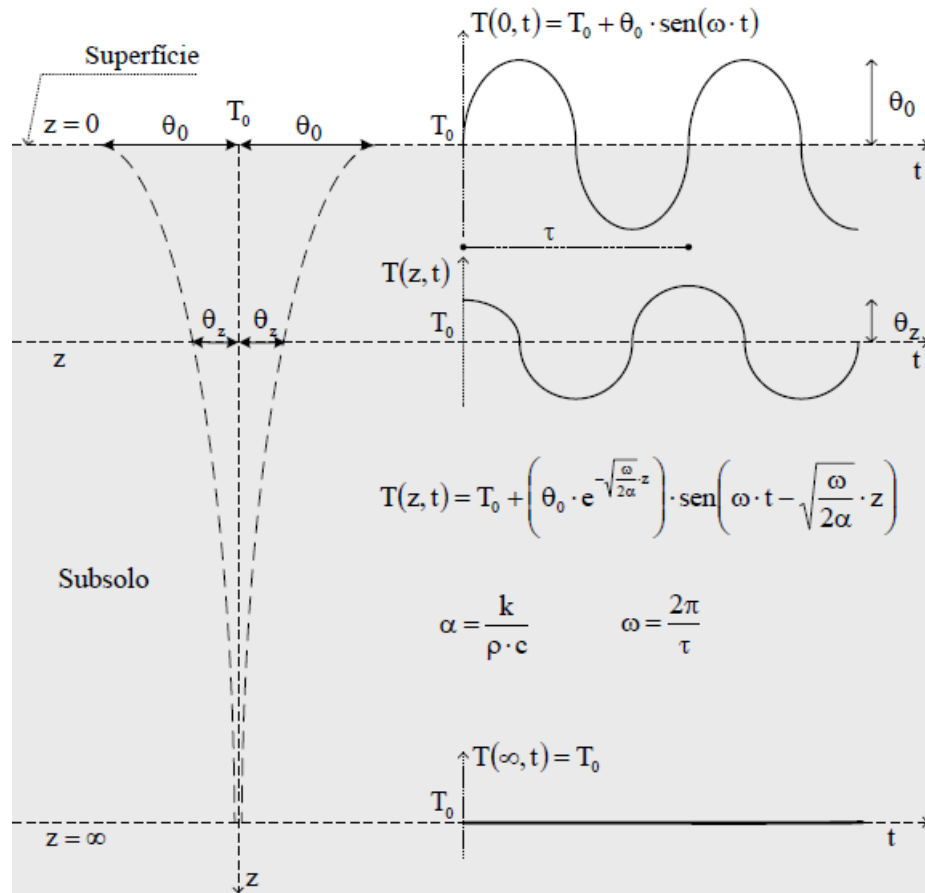


Figura 2.5 - Temperatura no solo. (VAZ, 2011)

É possível observar que a temperatura varia exponencialmente com a profundidade e senoidalmente com o tempo. Para determinar a defasagem, nota-se que na superfície, a distribuição segue a função  $\text{sen}(\omega \cdot t)$  e que esta função natural cumpriria um período completo quando  $\omega \cdot t = 2 \cdot \pi$ , isto é, quando  $t = \frac{2 \cdot \pi}{\omega}$ . A uma profundidade qualquer,  $z$ , varia com a função  $\text{sen}\left(\omega \cdot t - \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} \cdot z\right)$ , ou seja, a função defasada cumpre um período completo quando  $\omega \cdot t - \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} \cdot z = 2 \cdot \pi$ , isto é,  $t = \frac{2 \cdot \pi}{\omega} + \frac{1}{\omega} \cdot \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}} \cdot z$ . Logo a defasagem  $\varphi$  entre as ondas na superfície e na profundidade  $z$ , é dada por:

$$s = \frac{2\pi}{\omega} - \left(\frac{2\pi}{\omega} + \frac{1}{\omega} \cdot \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}}\right) = -\sqrt{\frac{1}{2\alpha \cdot \omega}} \cdot z \quad (2.52)$$

A onda térmica é exponencialmente amortecida mediante o fator  $e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}z}$ . Quando  $z \rightarrow \infty, T \rightarrow T_0$ , como era o esperado. A análise da variação na densidade do fluxo de calor, tanto na superfície, como em qualquer profundidade do solo em decorrência dos gradientes térmicos que se estabelecem, é determinado pela Eq. (2.4), tal que:

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

Derivando a Eq. (2.45) em relação à profundidade  $z$ , obtém-se a expressão do fluxo térmico no solo, em função da profundidade e do tempo:

$$q_z'' = k \cdot \theta_0 \cdot \sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}} \cdot e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}z} \cdot \left[ \cos \left( \omega \cdot t - \sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}} \cdot z \right) + \text{sen} \left( \omega \cdot t - \sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}} \cdot z \right) \right] \quad (2.53)$$

Utilizando as relações trigonométricas é possível rearranjar a Eq. 2.53 da seguinte maneira:

$$q_z'' = k \cdot \theta_0 \cdot \sqrt{\frac{\omega}{\alpha}} \cdot e^{-\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}z} \cdot \left[ \text{sen} \left( \omega \cdot t + \frac{\pi}{4} \right) \right] \quad (2.54)$$

E quando  $z = 0$ , pode-se observar que o fluxo térmico é dado por:

$$q_z'' = k \cdot \theta_0 \cdot \sqrt{\frac{\omega}{\alpha}} \cdot \left[ \text{sen} \left( \omega \cdot t + \frac{\pi}{4} \right) \right] \quad (2.55)$$

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

É necessário observar que o fluxo de calor em relação à profundidade  $z$  ocorre na direção da temperatura decrescente. A Fig. (2.6), retirada de Vaz (2011), mostra a variação do fluxo térmico com a profundidade no solo, para um dado tempo  $t$  da distribuição.

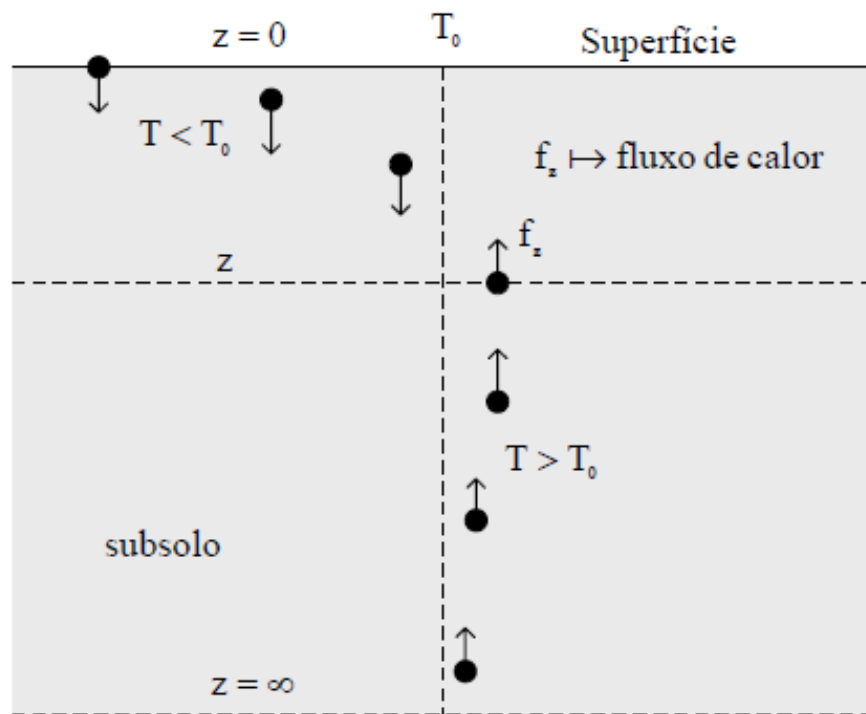


Figura 2.6 - Fluxo térmico do solo. (VAZ, 2011)

A utilização do solo como um meio semi-infinito produz análises bastante acuradas dos gradientes térmicos decorrentes das variações periódicas de temperaturas. Características dos ciclos diários ou anuais podem ser avaliadas, em termos de ondas térmicas, através da Eq. (2.51).

## 2.5. Parâmetros Analisados na Pesquisa

Para que seja possível uma comparação entre as diferentes instalações com configurações geométricas que serão propostas neste trabalho e a Instalação Referência (TCSA com duto reto), três parâmetros serão considerados: o potencial térmico médio ( $\overline{PT}$ ) de cada instalação, o volume de solo ocupado pela instalação e a perda de carga imposta ao escoamento de ar pela instalação. Sendo assim, a seguir, é apresentada uma breve explicação de como esses parâmetros serão abordados nessa pesquisa.

### 2.5.1. Potencial Térmico Médio

O potencial térmico médio foi calculado através da raiz média quadrática (*Root Mean Square - RMS*) da diferença de temperatura do ar entre a saída e a entrada do TCSA,

considerando todos os valores monitorados referentes ao segundo ano de simulação numérica, para cada caso, definida por:

$$\overline{PT} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{1460} \Delta T_i^2}{1460}} \quad (2.56)$$

onde  $\overline{PT}$  é o potencial térmico médio (°C) do TCSA,  $\Delta T_i$  é a diferença entre a temperatura do ar na saída e a temperatura do ar na entrada (°C) do TCSA.

Cabe destacar que nas simulações numéricas foram obtidos resultados de temperatura a cada 21600 s, durante o segundo ano, totalizando 1460 medições.

### 2.5.2. Volume Ocupado de Solo

O volume ocupado de solo foi calculado a partir da configuração geométrica da instalação de forma que, para cada instalação construída, manteve-se uma distância de 2 m entre o duto e as paredes laterais (evitando assim influência da condição de contorno considerada nas mesmas) e o espaçamento mínimo de 1 m entre dutos (de maneira que a troca térmica em cada instalação não seja afetada). Sendo assim, o volume de solo ocupado foi calculado através da multiplicação das três dimensões do solo.

### 2.5.3. Perda de Carga

Perda de carga é a energia perdida pela unidade de peso do fluido. Dessa forma, ao analisar o comportamento de fluidos em condutos, é possível distinguir dois tipos de perda de carga: a perda de carga distribuída ( $h_f$ ) e a perda de carga localizada ou singular ( $h_s$ ) (BRUNETTI, 2008).

Conforme Brunetti (2008), a perda de carga distribuída acontece ao longo de dutos retos, em função do atrito das próprias partículas do fluido entre si. Neste caso, a perda só será considerável se houver trechos relativamente longos em dutos, pois o atrito acontecerá de forma distribuída ao longo deles.

Já as perdas de carga locais ou singulares, acontecem em locais das instalações em que o fluido sofre perturbações bruscas no seu escoamento. Estas perdas podem ser grandes em trechos relativamente curtos da instalação, como, por exemplo, em válvulas, mudanças de

direção, alargamento bruscos, obstruções parciais etc. Esses locais costumam ser chamados de “singularidades” (BRUNETTI, 2008).

A equação da perda de carga distribuída é dada por:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (2.57)$$

onde,  $L$  é o comprimento linear total da tubulação (m);  $v$  é a velocidade do escoamento (m/s);  $D$  o diâmetro do duto (m);  $g$  é a aceleração da gravidade (m/s<sup>3</sup>) e  $f$  é o coeficiente de perda de carga (ou fator de atrito) (BRUNETTI, 2008).

O fator de atrito ( $f$ ) é determinado através do diagrama de Moody, que fornece o fator de atrito (ordenada  $y$  na esquerda) a partir do número de Reynolds ( $Re$ ) na abscissa (eixo  $x$ ) e da rugosidade relativa (ordenada  $y$  da direita) (VILANOVA, 2011).

Pela Figura 5.55, pode-se perceber que o fator de atrito para escoamentos laminares ( $Re < 2100$ ) independe da rugosidade.

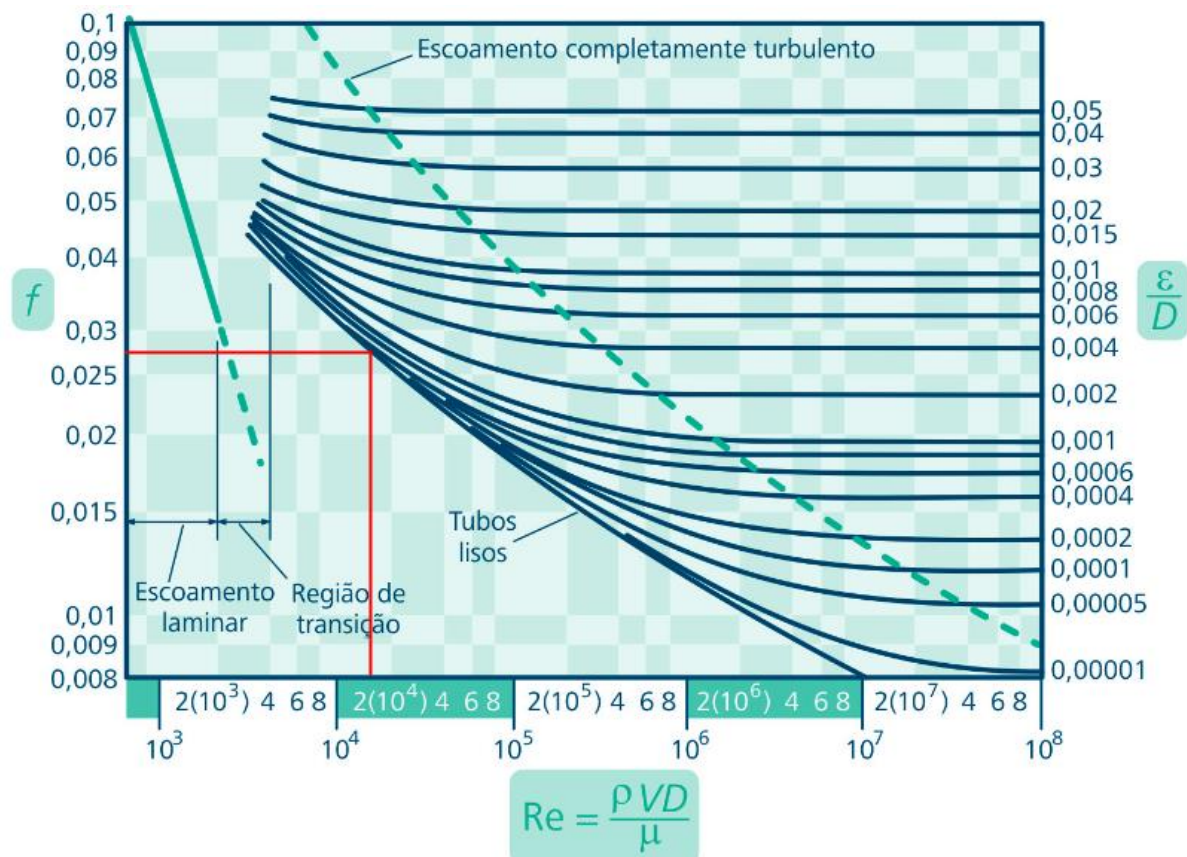


Figura 2.7 - Diagrama de Moody. (VILANOVA, 2011)

A equação da perda de carga localizada ou singular é definida por:

$$h_s = K_s \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (2.58)$$

onde,  $v$  é a velocidade do escoamento (m/s);  $g$  é a aceleração da gravidade (m/s<sup>2</sup>) e  $K_s$  é o coeficiente da perda de carga singular (BRUNETTI, 2008).

Exemplos de  $K_s$  são fornecidos na Figura 5.56 a seguir.

Componente	$K_L$	
a. Curvas: 90° (raio normal), flangeada 90° (raio normal), rosqueada 90° (raio longo), flangeada 90° (raio longo), rosqueada 45° (raio longo), flangeada 45° (raio normal)	0,3 1,5 0,2 0,7 0,2 0,4	
b. Retornos (curvas com 180°): flangeado rosqueado	0,2 1,5	
c. Tês: Escoamento alinhado, flangeado Escoamento alinhado, rosqueado Escoamento derivado, flangeado Escoamento derivado, rosqueado	0,2 0,9 1,0 2,0	
d. União rosqueada	0,08	
e. Válvulas: Globo, totalmente aberta Gaveta, totalmente aberta Gaveta, 1/4 fechada Gaveta 1/2 fechada Gaveta 3/4 fechada Retenção, escoamento a favor Retenção, escoamento contrário Esfera, totalmente aberta Esfera, 1/3 fechada Esfera, 2/3 fechada	10 0,15 0,26 2,1 17 2 inf. 0,05 5,5 210	

Figura 2.8 - Coeficientes de perda. (VILANOVA, 2011)

A determinação da perda total ( $h$ ) se dá pela contabilização de todas as perdas associadas a componentes localizados, mais as perdas distribuídas da tubulação, dada pela equação a seguir:

$$h = h_f + \sum h_s \quad (2.59)$$

Para o TCOSA, Instalação Referência (duto reto), tem-se:  $L = 30$  m, escoamento do ar  $v = 3,3$  m/s em um duto de PVC com 110 mm de diâmetro. Para definir o valor do coeficiente de perda de carga distribuída ( $f$ ), foi necessário calcular o número de Reynolds do escoamento que foi de  $Re = 23531,91$ . Então no diagrama de Moody (Fig. 2.7) considerando um tubo liso, obtém-se  $f = 0,027$ . Assim, a perda de carga foi determinada a partir da Eq. (5.1), com um valor de  $h = 4,09$  m.

Seguindo o mesmo procedimento e considerando as perdas de carga localizadas (ver Fig. 2.8) e a Eq. (2.59), foi determinado o valor da perda de carga para cada uma das vinte e seis instalações complexas propostas.



### 3. MODELAGEM MATEMÁTICA

Aqui é apresentada a modelagem matemática que expressa os fenômenos de transporte envolvidos no princípio de funcionamento dos TSCA. A equação da energia é o modelo matemático utilizado para avaliar a difusão do calor no solo. Para estudar o comportamento térmico e fluidodinâmico do ar que escoar pelo duto enterrado, serão utilizados os princípios de conservação de massa, quantidade do movimento e energia. Será necessário ainda considerar um modelo de turbulência para o escoamento do ar.

Cabe destacar que no presente estudo será empregado o modelo computacional Simplificado de Brum et al. (2012) e Brum (2013). O modelo Simplificado foi desenvolvido, verificado e validado com base nos resultados experimentais e numéricos apresentados em Vaz (2011) e Vaz et al. (2011).

#### 3.1. Conservação da Massa

A conservação da massa é uma das leis fundamentais da Mecânica Clássica e indica que a massa se conserva. A taxa de acumulação de massa em um volume de controle é igual à massa que entra menos a massa que sai. Na sua forma mais geral, é utilizada para dois tipos de escoamento: escoamentos incompressíveis e escoamentos compressíveis, e é definida por (MALISKA, 2004):

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

onde  $\rho$  é a massa específica do fluido ( $\text{kg/m}^3$ ),  $\vec{v}$  é o vetor velocidade do escoamento ( $\text{m/s}$ ),  $S_m$  ( $\text{kg/m}^3\text{s}$ ) é o termo da fonte e  $t$  é o tempo ( $\text{s}$ ). Neste estudo, o escoamento é incompressível, logo,  $\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$  e como não existem fontes de massa  $S_m = 0$ . O operador diferencial Nabla, em coordenadas retangulares, é dado por:  $\nabla = \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}$ . Sendo  $\vec{i}$ ,  $\vec{j}$  e  $\vec{k}$  os vetores unitários direcionais são base para o espaço  $\mathbb{R}^3$  (espaço tridimensional). Desta forma, a equação da conservação de massa, Eq. (3.1), pode ser reescrita como:

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

### 3.2. Conservação da Quantidade de Movimento

Conforme Maliska (2004), a equação da conservação da quantidade de movimento para um sistema não acelerado é dada por:

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

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

Tendo em vista que o escoamento é incompressível, o tensor de tensões viscosas é representado apenas por:

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

### 3.3. Conservação da Energia

De acordo com Maliska (2004), a lei da conservação de energia afirma que a quantidade total de energia em um sistema isolado permanece constante. A equação da conservação da energia e  $h$  é a entalpia específica ( $\text{J/kg}$ ), são definidas, respectivamente, por:

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

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

onde  $c_p$  é o calor específico ( $\text{J/kg.K}$ ),  $T_{ref}$  é uma temperatura em um estado termodinâmico de referência ( $T_{ref} = 298,15\text{K}$ ),  $k_{eff}$  ( $\text{W/mK}$ ) é a soma condutividade térmica adicionada à condutividade térmica turbulenta, e

### 3.4. Modelagem da Turbulência

As leis de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, em um meio contínuo, baseiam a modelagem clássica de escoamentos. As equações de Navier-Stokes, equações diferenciais que descrevem o escoamento de fluidos, de acordo com Wilcox (2002), estão associadas à equação da energia, pois permitem uma descrição rigorosa dos escoamentos turbulentos. Para obter-se uma solução independente de parâmetros empíricos, usam-se as equações de Navier-Stokes que servem para todas as escalas de turbulência. Como os escoamentos turbulentos são tridimensionais e transientes, as soluções numéricas requerem níveis de armazenamento muito altos.

Para representar todas as escalas dos escoamentos são necessárias malhas refinadas e o uso de esquemas numéricos de discretização com pequenos erros de truncamento. Em razão dessas dificuldades os modelos de turbulência validados experimentalmente estão sendo utilizados onde o nível de precisão depende da validade das hipóteses utilizadas (VAZ, 2011).

#### 3.4.1. Modelagem Clássica da Turbulência

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

Ao aplicar o operador médio temporal nas equações de conservação do problema novas incógnitas são originadas devido às não-linearidades do modelo ou à parcela advectiva da equação do transporte de quantidade de movimento. Estes novos termos são denominados como tensões de Reynolds para a equação de conservação de quantidade de movimento e fluxos turbilhonares de energia, para a equação de conservação da energia e por fim, contribuem na determinação dos campos turbulentos médios. Contudo, o número de equações de conservação permanece o mesmo e passa-se a ter mais incógnitas do que equações, dando origem ao problema do fechamento.

De acordo com Wilcox (2002), este tipo de abordagem é aplicável para escoamentos estacionários ou que contenham pequenas variações no tempo, conforme ilustra a Fig. 3.1, extraída de Dos Santos (2011). Para a obtenção das variáveis temporais médias, é necessário integrar a variável instantânea sobre longos intervalos de tempo.

Nos escoamentos estacionários, o período de tempo ( $T$ ) deve ser muito maior do que o das flutuações de velocidades ou temperaturas ( $T_1$ ),  $T \gg T_1$ , conforme ilustra a Fig. 3.1a. Nos escoamentos com pequenas variações temporais, além do período de integração ( $T$ ) ser muito maior do que o das flutuações das variáveis ( $T_1$ ) também deve ser muito menor do que as escalas de tempo características das pequenas variações temporais, que não são associadas com a turbulência do escoamento ( $T_2$ ),  $T_1 \ll T \ll T_2$ , conforme ilustra a Fig. 3.1b.

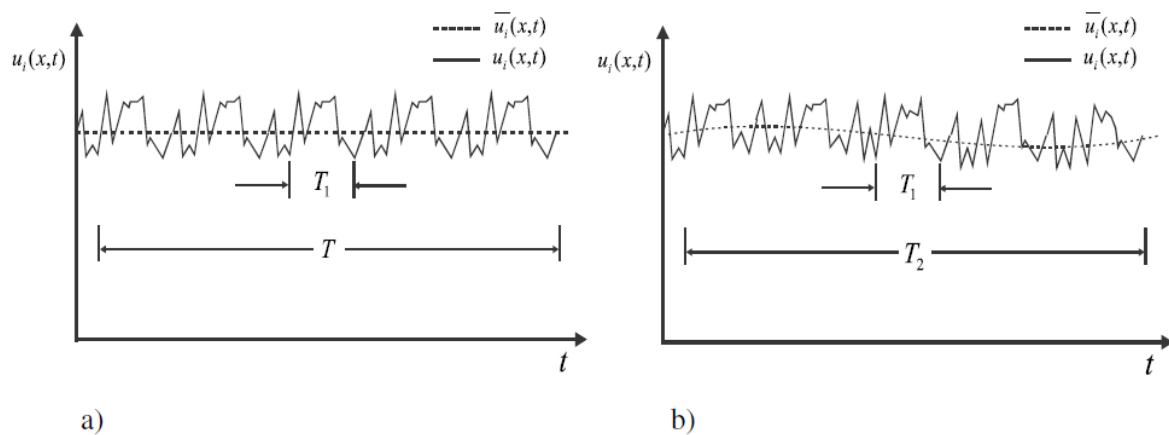


Figura 3.1 - Média temporal do campo instantâneo de uma variável para um escoamento: a) estacionário, b) não estacionário com pequenas variações. (DOS SANTOS, 2011)

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

Caso os conceitos de viscosidade/difusividade turbulenta não sejam usados, ainda é necessário efetuar um fechamento alternativo das equações médias de Reynolds. Os modelos que dependem da viscosidade turbulenta são classificados conforme o número de equações diferenciais de transporte adicionais que necessitam ser resolvidas (DOS SANTOS, 2011).

Geralmente, estes modelos apresentam falhas na previsão de escoamentos afastados da condição de equilíbrio local e necessitam de uma grande quantidade de constantes ajustáveis para diversos tipos de escoamentos de base a serem simulados. Alguns exemplos onde estes modelos podem apresentar dificuldade de previsão são escoamentos sobre superfícies curvas,

em dutos de secção transversal não circular e sob o efeito de forças de campo (DOS SANTOS, 2011).

Os modelos para o transporte das tensões de Reynolds são mais universais do que os modelos dependentes da viscosidade turbulenta. Porém, estes modelos impõem uma dificuldade maior, do ponto de vista do tempo computacional e convergência numérica, devido à inserção de mais seis equações de transporte. Uma vantagem dos modelos clássicos com relação às outras abordagens é a necessidade de discretizações espaciais e temporais bem menos refinadas, reduzindo sensivelmente o esforço computacional (WILCOX, 2002; DOS SANTOS, 2011).

Uma abordagem mais detalhada sobre a modelagem estatística clássica da turbulência, seus principais modelos, aplicações a diversos escoamentos de base e equacionamentos das equações de transportes são descritos de forma mais específica em (DOS SANTOS, 2011).

#### **3.4.2. Modelo RSM (*Reynolds Stress Model*)**

De acordo com ANSYS (2007), o modelo RSM é o mais completo do software FLUENT. Este modelo é baseado nas equações de transporte para todos os componentes do tensor de Reynolds, resolvendo também uma equação para dissipação viscosa turbulenta, resultando em um total de sete equações. Para Versteeg e Malalasekera (2007), esse modelo é mais preciso do que os baseados no conceito da viscosidade turbulenta, porém uma carga computacional maior é exigida ao incrementar tais equações no sistema.

Para Wilcox (2002), este modelo apresenta um comportamento mais universal, modelando, naturalmente, efeitos de curvaturas nas linhas de corrente, mudanças rápidas na taxa de deformação e escoamentos secundários. Contudo, o modelo RSM apresenta uma dificuldade para a convergência numérica da solução e necessita também de um maior tempo de processamento se comparado aos modelos dependentes da viscosidade turbulenta.

A tensão de Reynolds é definida como a tensão exercida no fluido pelas flutuações turbulentas. Cinco equações adicionais de transporte devem ser resolvidas em um modelo bidimensional e sete equações adicionais de transporte devem ser resolvidas em um modelo tridimensional (DOS SANTOS, 2011).

O RSM considera, de forma rigorosa, os efeitos de curvatura das linhas de corrente do escoamento e de alterações rápidas da taxa de deformação do fluxo, apresentando grande

potencial para tratar escoamentos complexos, além de permitir a interpretação física dos escoamentos que são submetidos a forças de campo (DOS SANTOS, 2011).

A partir da equação da quantidade de movimento podem ser derivadas as equações de transporte das tensões de Reynolds. Nesse processo as equações da quantidade de movimento são multiplicadas por uma propriedade desconhecida e o resultado será a média de Reynolds (VERSTEEG E MALALASEKERA, 2007; ANSYS, 2007).

Conforme Versteeg e Malalasekera (2007), as equações de transporte das tensões de Reynolds,  $\overline{\rho u'_i u'_j}$  são definidas como:

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial t} + \overline{u_k} \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_k} = - \left( \tau_{ik} \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_k} + \tau_{jk} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_k} \right) - \frac{\partial}{\partial x_k} C_{ijk} + \Pi_{ij} - \varepsilon_{ij} + \nu \nabla^2 \tau_{ij} \quad (3.7)$$

onde  $C_{ijk}$  é o termo de difusão,  $\Pi_{ij}$  a deformação da pressão e  $\varepsilon_{ij}$  a dissipação, que são respectivamente, dados por:

$$\Pi_{ij} = \overline{\frac{p'}{\rho} \left( \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)} \quad (3.8)$$

$$\varepsilon_{ij} = 2\nu \overline{\frac{\partial u_i}{\partial x_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k}} \quad (3.9)$$

$$C_{ijk} = \overline{u'_i u'_j u'_k} + \frac{1}{\rho} (\overline{p' u'_i} \delta_{jk} + \overline{p' u'_j} \delta_{ik}) \quad (3.10)$$

Os termos  $\Pi_{ij}$ ,  $\varepsilon_{ij}$  e  $C_{ijk}$  precisam ser modelados para completar o conjunto de equações governantes.

### 3.4.3. Modelo $k$ - $\varepsilon$

O modelo  $k$ - $\varepsilon$  representa o modelo de duas equações que representam, respectivamente, a energia cinética ( $k$ ) e a dissipação viscosa turbulenta ( $\varepsilon$ ), sendo o modelo mais difundido e considerado atualmente, como o modelo de turbulência padrão para as simulações industriais (DOS SANTOS, 2011).

Este modelo apresenta soluções rápidas computacionalmente para muitos problemas da engenharia, mas conforme Versteeg e Malalaskera (2007), o modelo apresenta problemas para caracterizar escoamentos rotacionais, com linhas de correntes curvas, separações e regiões estagnadas. Para melhorar os resultados nestes casos é necessário ajustar as constantes do modelo.

Conforme Deschamps (2002), o modelo  $k$ - $\varepsilon$  para algumas situações comuns de escoamento como em jatos, escoamentos com regiões de separação, sob ação de gradientes de pressão adversos, na presença de curvatura de linhas de corrente entre outros, pode apresentar deficiências significativas.

A viscosidade turbulenta é dada por:

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.11)$$

Em Launder e Spalding (1972), as equações da energia cinética da turbulência ( $k$ ) e da dissipação ( $\varepsilon$ ) são representadas da seguinte forma:

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \varepsilon \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( v + \frac{v_t}{\sigma \varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.13)$$

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

O primeiro termo do lado direito da Eq. (3.13) é o de produção da energia cinética da turbulência, já o segundo termo é o transporte de  $k$  por difusão e o último é a taxa de dissipação viscosa de  $k$ . Na Eq.(3.14) os três termos do lado direito são, respectivamente, os mecanismos de difusão, produção e distinção de  $\varepsilon$  (DESCHAMPS, 2002).

Cabe destacar que o modelo  $k$ - $\varepsilon$  quando usado em TCSA conseguiu reproduzir adequadamente os efeitos da turbulência, conforme apresentado em Kipper (2014).

#### 4. MODELAGEM NUMÉRICA

Conforme Ferziger e Peric (1997), para obter uma solução numericamente aproximada é necessário usar um método de discretização que aproxime as equações diferenciais através de um sistema de equações algébricas, que pode ser solucionado computacionalmente. As aproximações são aplicadas a pequenos domínios no espaço e/ou no tempo, e então a solução numérica gera resultados em localizações discretas no espaço e no tempo. Assim como resultados experimentais dependem da qualidade dos equipamentos utilizados, a precisão da solução numérica é dependente da qualidade da discretização usada.

A utilização da simulação numérica para a análise dos escoamentos de fluidos, transferência de calor e demais fenômenos associados é conhecida como Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD - *Computational Fluid Dynamics*) (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007). A utilização de modelos de CFD possibilitam algumas vantagens como uma redução significativa de tempo e de custos em novos projetos, capacidade de estudar sistemas onde as análises experimentais são complexas e o alto nível de detalhes nos resultados.

Basicamente, as simulações numéricas estão divididas em três etapas: o pré-processamento, processamento e o pós-processamento, conforme Maliska (2004).

No pré-processamento, são realizadas a definição do problema físico, a imposição das condições de contorno e iniciais do problema, a definição do domínio computacional e a geração da malha.

No processamento, realiza-se a solução do problema. Há vários métodos de discretização para as equações diferenciais, como: Método de Diferenças Finitas (MDF), o Método dos Volumes Finitos (MVF) e o Método dos Elementos Finitos (MEF).

E, por fim, no pós-processamento, apresenta-se e analisa-se os resultados. Nesta etapa os pacotes de CFD estão equipados com ferramentas gráficas capazes de auxiliar na visualização dos resultados.

Neste estudo os softwares utilizados para a modelagem computacional do problema proposto são o GAMBIT, responsável pela etapa de pré-processamento, e o FLUENT, responsável pela etapa de processamento e pós-processamento. Além disso, a planilha eletrônica EXCEL também foi utilizada no pós-processamento dos dados.

O GAMBIT é um programa computacional que auxilia na construção e discretização de modelos para CFD e outras aplicações científicas. É capaz de tornar mais simples e



intuitivas as etapas de construção, discretização (geração da malha) e definição dos tipos de regiões do modelo, sendo suficientemente versátil para tratar uma ampla variedade de modelos (FLUENT, 2007)

O FLUENT é um programa computacional, baseado no MVF, para a modelagem de escoamento de fluidos e de transferência de calor em geometrias complexas. Apresenta flexibilidade de malha, incluindo a capacidade de resolver problemas de escoamento usando malhas não estruturadas, geradas em geometrias complexas, com relativa facilidade. É compatível com malhas do tipo bidimensional (triângulo/quadrilátero) e tridimensional (tetraedro/hexaedro/híbridas) (FLUENT, 2007).

Como o FLUENT é baseado no Método dos Volumes Finitos (MVF), uma breve descrição sobre esse método numérico será feita a seguir.

#### **4.1. Método dos Volumes Finitos (MVF)**

Sabe-se que o objetivo de um método numérico é transformar uma equação diferencial, definida no domínio  $F$ , em um sistema de equações algébricas. Assim sendo, as derivadas da função existentes na equação diferencial devem ser substituídas pelos valores discretos da função. Pode-se dizer então que 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, 2004).

Há duas possibilidades de se obter as equações aproximadas no MVF: a primeira é a realização de balanços de propriedade em questão nos volumes finitos, e a segunda é integrar sobre o volume finito, no tempo e no espaço, as equações na forma conservativa (MALISKA, 2004).

O desenvolvimento do MVF caracteriza-se pela obtenção de equações aproximadas por meio da resolução de balanços de massa, energia e quantidade de movimento em um determinado volume de controle sobre um meio contínuo. A interpretação física direta das equações resultantes da aplicação do método e a possibilidade de aplicá-lo sobre as malhas com espaçamentos não-uniformes, são as duas principais razões que explicam a aderência ao emprego do método (VERSTEEG e MALALASAKERA, 2007).

O princípio do MVF necessita de um modelo matemático geral exemplificado pela equação em regime transiente é denotado por:

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

onde o termo à esquerda da igualdade refere-se à advecção de  $\phi$ ; o primeiro termo do membro à direita da igualdade refere-se à difusão de  $\phi$  e o segundo termo é o termo fonte.  $\rho$  e  $\Gamma$  referem-se à massa específica ( $\text{kg/m}^3$ ) e a um coeficiente de transporte, respectivamente. O vetor velocidade  $\mathbf{v}$  (m/s) e o operador  $\vec{\nabla}$  indica o gradiente da propriedade  $\phi$  quando assume a operação  $\vec{\nabla} \phi$  e o divergente do vetor velocidade  $\mathbf{v}$  quando assume o produto escalar.

Conforme Versteeg e Malalaskera (2007), para obter uma solução numérica através do MVF, devem-se executar algumas etapas, tais como: definir o problema físico; discretizar a geometria do domínio de cálculo; discretizar matematicamente as equações governantes e, por fim, obter a solução numérica da propriedade de interesse.

A definição do problema é obtida com a escolha do modelo matemático e suas condições de contorno, das propriedades dos materiais e da geometria do domínio de cálculo.

Para obter a discretização geométrica deve-se gerar uma malha sobre o domínio de cálculo, que é um conjunto ( $N$ ) de volumes de controle com os quais a solução numérica é calculada.

Já a etapa da discretização matemática, consiste na integração das equações diferenciais que compõem o modelo matemático da Eq. (4.1) sobre cada volume de controle (VC). O resultado é:

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

No fim da integração as funções de interpolação são utilizadas para descrever os balanços das propriedades da variável  $\phi$  nas faces do volume de controle em função das propriedades armazenadas nos centros dos volumes. Em cada propriedade  $\phi$  armazenada e cada um dos ( $N$ ) volumes, terá uma equação algébrica indicada por:

$$a_p \phi_p = a_w \phi_w + a_e \phi_e + b_p \quad (4.3)$$

onde o primeiro termo é o coeficiente da propriedade  $\phi$  no volume de controle principal, os dois termos seguintes (após a igualdade) são os coeficientes vizinhos da propriedade  $\phi$  nos

volumes anterior e posterior ao volume principal e, por fim, o último termo se refere ao coeficiente do termo fonte (VERSTEEG E MALALASAKERA, 2007).

Na última etapa obtêm-se a solução numérica por meio da resolução do sistema de equações algébricas representada pela Eq. (4.3), onde  $P = 1, 2, 3, \dots, N$ , tal que  $N$  representa o número de volumes de controle (MALISKA, 2004).

#### 4.1.1. Tratamento dos Termos Advectivos

Os escoamentos advectivo-dominantes possuem grandes instabilidades numéricas quando se adotam discretizações por diferenças finitas centrais no tratamento dos termos advectivos. As oscilações podem ser reduzidas se for empregado um refinamento maior na malha, mas normalmente não é possível realizar este refinamento em problemas reais já que o esforço computacional empregado é elevado. Desta forma, foram desenvolvidas algumas técnicas para a abordagem deste problema (MALISKA, 2004).

As oscilações numéricas geradas, no MVF, ocorrem por causa da negatividade dos coeficientes dos termos advectivos das equações de conservação, que ocorre quando se usa uma discretização por diferenças finitas centrais no tratamento dos termos advectivos (DOS SANTOS, 2011). Uma maneira de evitar isso é empregando uma outra aproximação para os termos advectivos nas faces dos volumes de controle (MALISKA, 2004).

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

No esquema de advecção *upwind* de primeira ordem, o valor  $\phi_f$  na interface é igual ao valor da célula que está à montante da face (PATANKAR, 1980; DOS SANTOS, 2011). Por exemplo, se a velocidade principal do escoamento ocorre na direção  $x$ , conforme ilustra a Fig. 4.1, a variável  $\phi_e$  (na face leste) será dada por:

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

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

Já para a face oeste, obtém-se:

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

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

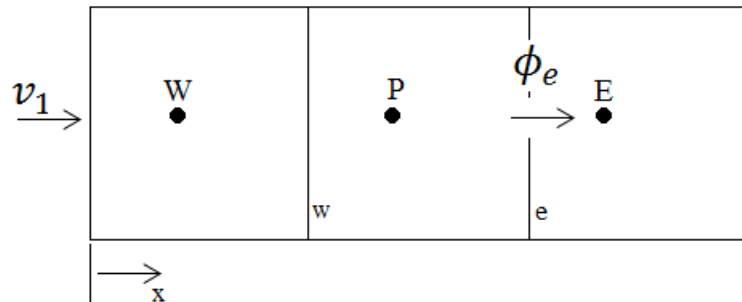


Figura 4.1 - Obtenção de  $\phi_f$  em uma face do volume de controle. [adaptado de Dos Santos (2011)]

#### 4.1.2. Discretização Temporal das Equações de Conservação

Para avaliar problemas transientes, é necessário utilizar algum esquema de interpolação no tempo, que podem ser classificados como implícitos, totalmente implícitos e explícitos conforme Maliska (2004).

Os esquemas implícitos são incondicionalmente estáveis e permitem um maior passo de tempo em relação aos demais. Porém, os esquemas explícitos ocupam pouco espaço na memória central. Contudo, tais esquemas são afetados por fortes restrições de estabilidade numérica, limitando o passo de tempo a ser adotado (DOS SANTOS, 2011). A Fig. 4.2 mostra, para os três tipos de formulação, as conexões existentes entre o ponto  $P$  e seus vizinhos, no instante de tempo de cálculo e no instante de tempo anterior.

Neste trabalho é usado o esquema de avanço temporal implícito, conforme a Fig. 4.2c. De acordo com Maliska (2004), na formulação implícita, as incógnitas estarão no mesmo nível de tempo.

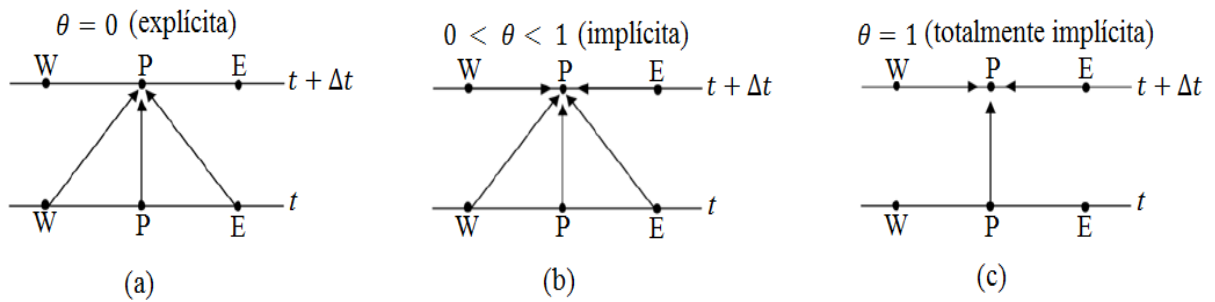


Figura 4.2 - Conexão espacial e temporal do volume  $P$ .(adaptado Maliska (2004))

Consequentemente, tem-se um sistema de equações algébricas para ser resolvido. Na solução transiente é importante resolver o problema com precisão a cada passo de tempo. Sendo assim, se um método iterativo está sendo utilizado, para a resolução do problema, é necessário que os valores das incógnitas sejam iterados até que um critério de convergência seja satisfeito naquele passo de tempo.

#### 4.1.3. Acoplamento Pressão-Velocidade

Para 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. Dessa forma pode-se afirmar que existem 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 da mecânica dos fluidos, em razão ao delicado acoplamento entre a pressão e a velocidade e às não linearidades presentes nas equações de conservação da quantidade de movimento linear, ou equações do movimento (MALISKA, 2004).

O acoplamento entre a pressão e a velocidade trazem dificuldades para a obtenção da solução para o sistema que descreve o escoamento e esta solução é obtida a partir de uma condição adicional, de acordo com o estabelecido em um campo de velocidades, que satisfaça e reformule a equação da continuidade (BRUM, 2013).

No software FLUENT há cinco algoritmos de acoplamento pressão-velocidade. Estes algoritmos são: SIMPLE, SIMPLEC, PISO, *Coupled* e *FractionalStep*. Estes algoritmos utilizam o modelo de solução segregado para o sistema de equações que deve ser resolvido, com exceção do *Coupled* que utiliza o modelo de solução acoplado.

Como o modelo *Coupled* é um modelo robusto, ele é utilizado neste trabalho, já que possui um desempenho melhor ao ser comparado com algoritmos de solução segregados. Este modelo é indicado para escoamentos transientes quando a qualidade da malha é baixa ou quando são empregados passos de tempos maiores (VAZ, 2011), justificando seu emprego.

## **4.2. Procedimentos Numéricos**

Nesta seção, serão apresentadas a definição do domínio computacional utilizado nas instalações de TCSA deste estudo, as condições de contorno e hipóteses simplificativas, e a abordagem computacional realizada nos softwares utilizados na presente pesquisa.

### **4.2.1. Domínio Computacional das Instalações em Estudo**

A instalação do TCSA adotada como referência no presente trabalho é composta por um duto reto, enterrado horizontalmente a 3 m de profundidade (BRUM et al., 2012), com diâmetro de 110 mm e comprimento de 30 m, sendo baseada em estudos anteriores apresentados por Vaz (2011) e Brum (2013). Cabe destacar que a espessura das paredes do duto não foram levadas em consideração no modelo computacional, simplificação essa já usada em Vaz (2011) e Vaz et al. (2011). As demais instalações propostas possuem uma configuração geométrica complexa se comparadas à Instalação Referência (duto reto); entretanto o diâmetro e o comprimento do duto foram mantidos constantes ao da Instalação Referência para permitir uma comparação adequada entre todos os casos estudados. O modelo computacional Simplificado de Brum (2013) foi adotado para realizar a simulação numérica de todas as instalações de TCSA analisadas.

Com o intuito de facilitar o entendimento, as dimensões e geometrias das instalações complexas propostas serão apresentadas no próximo capítulo juntamente com os resultados para o comportamento térmico e fluidodinâmico de cada caso. Além disso, o domínio computacional tridimensional de cada instalação complexa é apresentado no Anexo B.

### **4.2.2. Condições de Contorno e Hipóteses Simplificativas**

De acordo com Maliska (2004), do ponto de vista térmico, no solo, as paredes (faces) laterais e a parede inferior do domínio computacional são adiabáticas, isto é, possuem a

condição de fluxo prescrito nulo (processo adiabático), conhecido como condição de Neumann. Isso ocorre, pois, lateralmente, o gradiente de temperatura no solo é muito pequeno e, neste estudo, foi considerado nulo. Na parede inferior, por estar a uma profundidade de 15 m, não sofre variações de temperaturas significativas, devido à radiação solar incidente na superfície do solo (VAZ, 2011).

A condição de contorno fluidodinâmica nas paredes do interior do duto foi considerada a condição de não deslizamento e de impermeabilidade. Nas paredes do duto foi considerada a troca de calor fluido-estrutura, no regime transiente.

Como condição de contorno fluidodinâmica, na entrada do duto, foi considerada a velocidade prescrita de 3,3 m/s, de entrada do ar, para todas as instalações de TCSA. Para a condição de contorno na saída do duto foi considerada a condição de pressão prescrita nula, ou seja, o valor da pressão atmosférica normal.

A condição de contorno térmica na entrada do duto foi considerada a temperatura prescrita no regime transiente. Dessa forma, a temperatura do ar na entrada do duto foi estabelecida conforme o estudo experimental de Vaz (2011) e de Vaz et al. (2014).

Como condição de contorno térmica na superfície do solo é a temperatura prescrita, modelada por meio de uma função periódica, que é capaz de descrever o comportamento da temperatura na superfície do solo no regime transiente. Esta função foi obtida com base nos dados experimentais de Vaz (2011) e de Vaz et al. (2014).

Portanto, a variação anual de temperatura na entrada do ar no duto e a variação anual de temperatura da superfície do solo são representadas, respectivamente, por:

$$T_e(t) = 296,18 + 6,92 \sin[(1,72 \times 10^{-2} t) - 26,42] \quad (4.4)$$

$$T_s(t) = 291,70 + 6,28 \sin[(1,72 \times 10^{-2} t) + 26,24] \quad (4.5)$$

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

Cabe destacar que as Eqs. (4.4) e (4.5) são funções periódicas ajustadas estatisticamente a partir de dados experimentais de Vaz et al. (2014), respeitando o formato da

Eq. (2.51) anteriormente definida. Essas funções foram inseridas no FLUENT na forma de uma Função Definida pelo Usuário (UDF - *User Defined Function*), que é um algoritmo em linguagem C que ao ser compilado permite que estas funções sejam utilizadas como condições de contorno do problema. Essas funções estão descritas no Anexo A deste trabalho.

Uma hipótese simplificativa, apropriada no estudo de instalações de TCSA, é considerar o escoamento do ar no duto como incompressível, ou seja, considerar que as variações da massa específica do fluido (ar) podem ser desprezadas (FOX, MCDONALD e PRICHTHARD, 2006).

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

#### 4.2.3. Propriedades dos Materiais

Este tópico é destinado para identificar e especificar as características termo-físicas dos meios materiais envolvidos neste trabalho. Há dois meios envolvidos: o sólido (solo) e o fluido (ar).

No FLUENT, definiram-se as propriedades dos materiais como: massa específica ( $\rho$ ), condutividade térmica ( $k$ ), calor específico ( $C_p$ ) e viscosidade absoluta ( $\mu$ ), conforme Tabela 4.1.

Tabela 4.1- Propriedade dos Materiais.

Componentes	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$k$ (W/m·K)	$c_p$ (J/kg·K)	$\mu$ (kg/m·s)
Solo argiloso	1800	2,1	1780	$1.798 \times 10^{-5}$
Ar	1,16	0,0242	1010	-



#### 4.2.4. Abordagem Computacional

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

O software GAMBIT, é responsável pela etapa de pré-processamento durante a construção dos domínios computacionais. Após a construção da geometria e a geração da malha, estabeleceram-se os tipos de condições de contorno para a entrada do ar no duto como *velocity inlet*, para a saída do ar no duto como *pressure outlet*, para a superfície superior do solo como *wall* (chamada de *solo\_sup*) e as demais superfícies do solo foram consideradas isoladas termicamente. Isso pode ser observado na Fig. 4.3 onde o domínio computacional da Instalação Referência é apresentado.

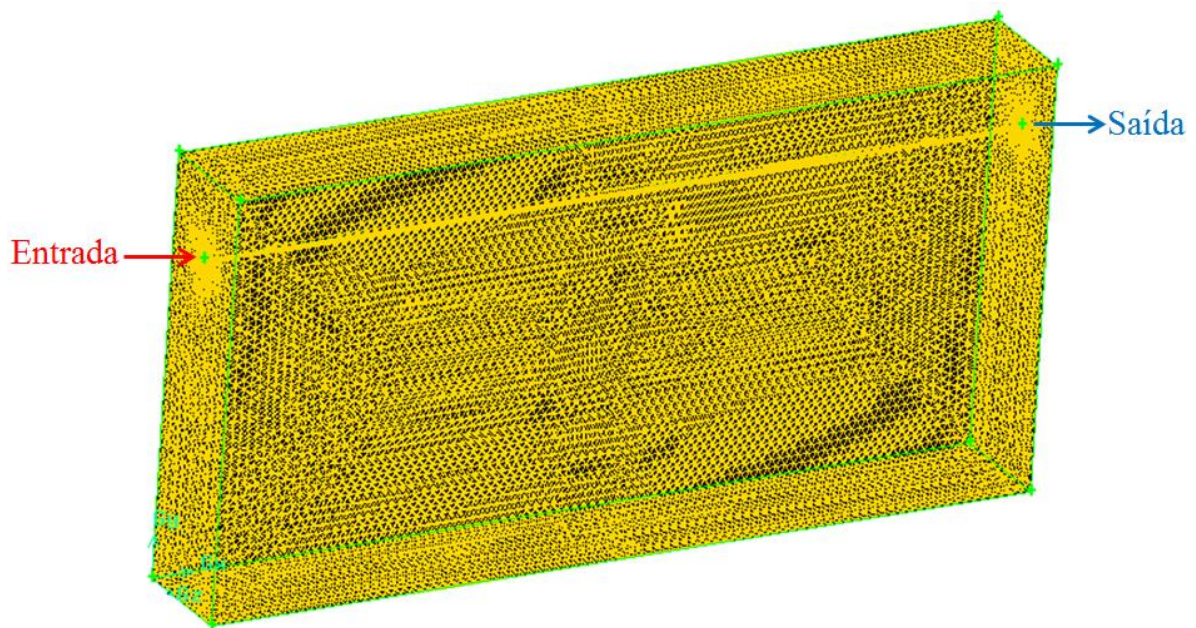


Figura 4.3 - Domínio computacional da Instalação Referência.

Por fim, ainda no GAMBIT, identificaram-se os tipos de meio contínuo no domínio computacional, “SOLID” para o solo e “FLUID” para o ar dos dutos. Após esta etapa, as malhas foram exportadas em um arquivo com extensão *.msh* para que possam ser devidamente importados no FLUENT.

O FLUENT, como já foi dito, é responsável por finalizar a etapa de pré-processamento e realizar a etapa de processamento e parte do pós-processamento. Nele, então, foram definidos os valores das condições de contorno para a velocidade de entrada do ar no duto (3,3 m/s) e para a variação da temperatura de entrada de ar no duto e da temperatura da

superfície superior do solo, respectivamente, através da imposição das funções definidas nas Eqs. (4.4) e (4.5). O problema foi então inicializado considerando que todo o domínio computacional está a uma temperatura igual à temperatura média do solo (291.70 K).

Para cada uma das simulações apresentadas nesse trabalho considerou-se o intervalo de tempo de 2 anos. O primeiro ano de simulação é necessário para estabilizar a temperatura do solo, e no segundo ano de simulação são feitas as análises necessárias. Utilizou-se um passo de tempo de 3600 s, com um máximo de 200 iterações para cada passo de tempo.

Para a análise dos resultados, foi monitorada a temperatura de saída do ar do TCSA, permitindo comparar os resultados com os apresentados em Brum et al. (2012), verificando o modelo numérico empregado no presente trabalho.

## 5. RESULTADOS

Nesta seção serão apresentadas e discutidas diferentes configurações geométricas para um TCSA, empregando o modelo computacional tridimensional apresentado anteriormente, permitindo que uma comparação entre seus comportamentos térmicos e fluidodinâmicos seja realizada.

Inicialmente o TCSA foi considerado como um duto reto com 110 mm de diâmetro e 30 m de comprimento (Instalação Referência) e, posteriormente, vinte e seis instalações com geometrias mais complexas que a do duto reto foram numericamente investigadas mantendo, entretanto, o diâmetro de 110 mm e o comprimento total da instalação igual a 30 m (Instalações 1 até 26).

Cabe ressaltar que, em todas as instalações estudadas: o solo possui 15 m de profundidade, todos dispositivos foram instalados (enterrados) a 3 m de profundidade (como indicado em BRUM et al., 2012); e manteve-se uma distância de 2 m entre os dutos e as paredes laterais do solo (conforme estudo apresentado em RODRIGUES et al., 2015), evitando assim que a condição de contorno das paredes do solo influencie nos resultados.

Para a contagem do número de curvas ( $n$ ) para cada instalação, foram levadas em consideração dois tipos de curvas: as de 180° e as de 90°. Para cada instalação que possuir duas curvas de 90° considera-se uma curva de 180°.

Os TCSA, deste estudo, foram divididos em 5 grupos, tendo em vista que em cada grupo os dispositivos estarão agrupados por possuírem uma característica em comum. Todas as instalações foram numeradas de forma sequencial e contínua para facilitar a análise dos resultados.

Para gerar as malhas utilizou-se o critério  $3d$  para o solo e  $d/3$  para os dutos, sendo  $d$  o diâmetro do duto, ou seja, 110 mm, de acordo com o teste de independência de malha realizado em Rodrigues (2014).

Como mencionado anteriormente, um modelo computacional tridimensional verificado e validado foi empregado para simular numericamente o comportamento térmico e fluidodinâmico dessas instalações, permitindo comparar a influência da geometria do TCSA em seu desempenho. Os domínios computacionais e os gráficos de variação da entrada e da saída do ar de cada instalação proposta, estão apresentados no Anexo B.

Para a análise das instalações, serão avaliados três parâmetros: o potencial térmico do TCSA, a porção do volume do solo ocupado pela instalação e a perda de carga imposta ao escoamento.

### 5.1. Instalação Referência (duto reto)

A Fig. 5.1 apresenta a configuração geométrica da Instalação Referência (IR), composta de um duto reto, com suas principais dimensões.

Como dimensões para o solo na Instalação Referência (IR), foram usadas 30 m de comprimento (eixo  $x$ ), 15 m de altura (eixo  $y$ ) e 4,11 m de largura (eixo  $z$ ), conforme mostra a Fig. 4.3. Foram geradas as malhas para o solo e para o duto, resultando em 566.048 volumes finitos tetraédricos, sendo 45.579 no duto e 520.469 no solo.

Na Fig. 5.2 é apresentada a variação anual da temperatura na entrada e na saída do TCSA para a Instalação Referência.

Pela Fig. 5.2 é possível verificar que nos períodos quentes o TCSA possui um melhor desempenho para o resfriamento comparado ao período frio. Nos períodos frios há um aumento na temperatura de saída, fazendo com que a temperatura dentro da edificação aumente. Nos períodos intermediários é observado que o TCSA não tem a mesma eficácia.

Já na Fig. 5.3 é apresentada a distribuição de temperatura ao longo do duto da Instalação Referência em um plano horizontal localizado a uma profundidade de 3 m, ou seja, que passa no centro do TCSA.

É possível observar na Fig. 5.3 que, por se tratar de um dia típico de verão, a temperatura do ar ambiente que entra no TCSA é um torno de 30°C. Ao longo do duto o ar troca calor com o solo e sua temperatura vai diminuindo gradativamente até atingir um valor de 20,44°C na saída do dispositivo. Esse comportamento mostra a potencialidade do TCSA, que possibilitou nesse caso uma redução de temperatura de 9,56°C durante o período de verão.

Cabe destacar ainda que os resultados apresentados nas Figs. 5.2 e 5.3 são similares aos obtidos no estudo de Brum (2013). Como os resultados de Brum (2013) foram devidamente verificados e validados a partir dos resultados de Vaz (2011), pode-se afirmar que o modelo numérico utilizado na presente pesquisa foi também verificado e validado.

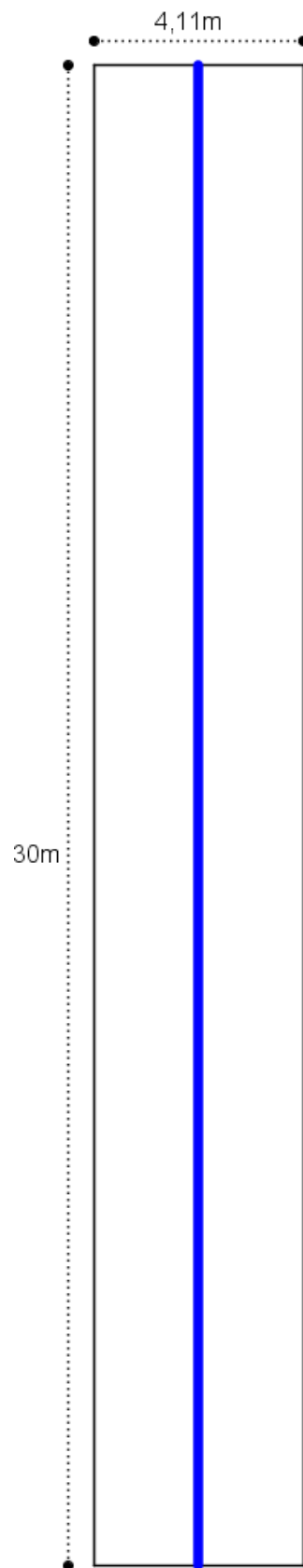


Figura 5.1 - Geometria da Instalação Referência (IR).

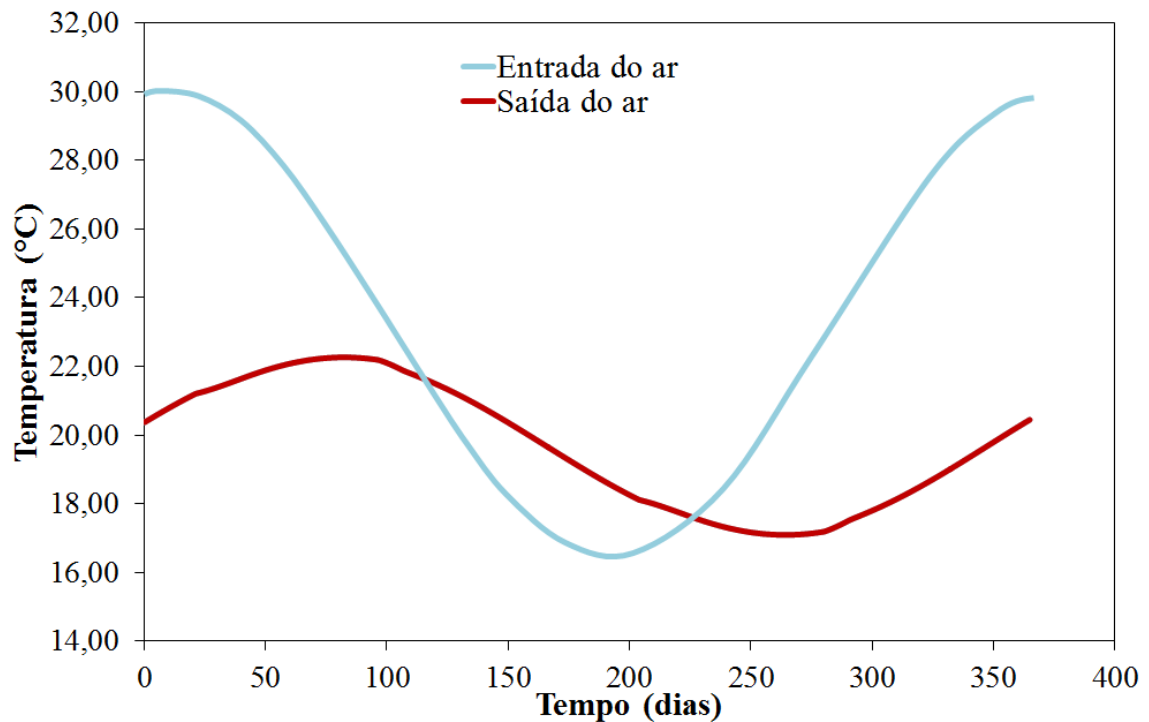


Figura 5.2 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação referência.

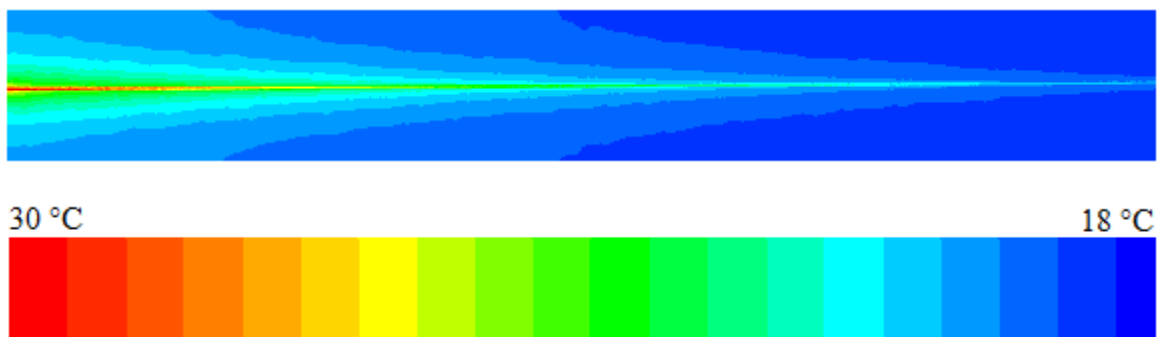


Figura 5.3 - Distribuição de temperaturas da Instalação Referência em um dia típico de verão.

### 5.1.1. Estudo do Afastamento entre Dois Dutos Retos Paralelos

Como um dos estudos dessa pesquisa busca reduzir o volume de solo ocupado pela instalação do TCSA e, para isso, será necessário que trechos de duto fiquem paralelos, aqui nessa análise dois dutos retos e paralelos foram simulados numericamente. Diferentes espaçamentos entre os dutos foram considerados, a fim de determinar um espaçamento mínimo entre dutos em que a troca térmica em cada duto não seja afetada, ou seja, que o

comportamento térmico de cada duto isoladamente seja igual (ou muito próximo) ao da Instalação Referência.

A fim de avaliar a influência do espaçamento entre dutos no comportamento térmico dos TCSA, foram adotados espaçamentos entre dutos de 0,25 m, 0,50 m, 0,75 m e 1 m. A partir daí, adotou-se uma variação no afastamento de 2 em 2 m até se obter um resultado satisfatório. Na criação das malhas para os casos com diferentes afastamentos entre dutos, obteve-se os seguintes volumes finitos tetraédricos, vistos na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 - Volumes finitos tetraédricos nas malhas geradas.

Espaçamento entre dutos (m)	Solo	Duto 1	Duto 2
0,25	699.852	45.579	45.579
0,50	757.786	45.579	45.579
0,75	772.762	45.579	45.579
1	807.226	45.579	45.579
2	885.604	45.579	45.579
4	1.070.891	45.579	45.579
6	1.249.674	45.579	45.579
8	1.429.500	45.579	45.579
10	1.603.618	45.579	45.579

Na Fig. 5.4 é apresentada a variação anual da temperatura na entrada e na saída do TCSA para cada caso simulado.

Com o intuito de avaliar a influência do espaçamento entre dutos no comportamento térmico dos TCSA, comparou-se o comportamento térmico da Instalação Referência, com um duto reto, com as demais instalações com diferentes espaçamentos.

Percebeu-se pela Fig. 5.4 que se obteve uma variação máxima de temperatura em torno de 1°C, quando se comparou a Instalação Referência com os casos com 1 m e 2 m de espaçamento. E, à medida em que o espaçamento aumenta, essa variação de temperatura diminui se comparado à Instalação Referência, tendendo a uma diferença de temperatura irrelevante.

Para quantificar a diferença da temperatura para o estudo do afastamento entre dutos, foi realizada uma análise do potencial térmico médio ( $\overline{PT}$ ) para cada afastamento comparado ao  $\overline{PT}$  da Instalação Referência, conforme a Fig. 5.5.

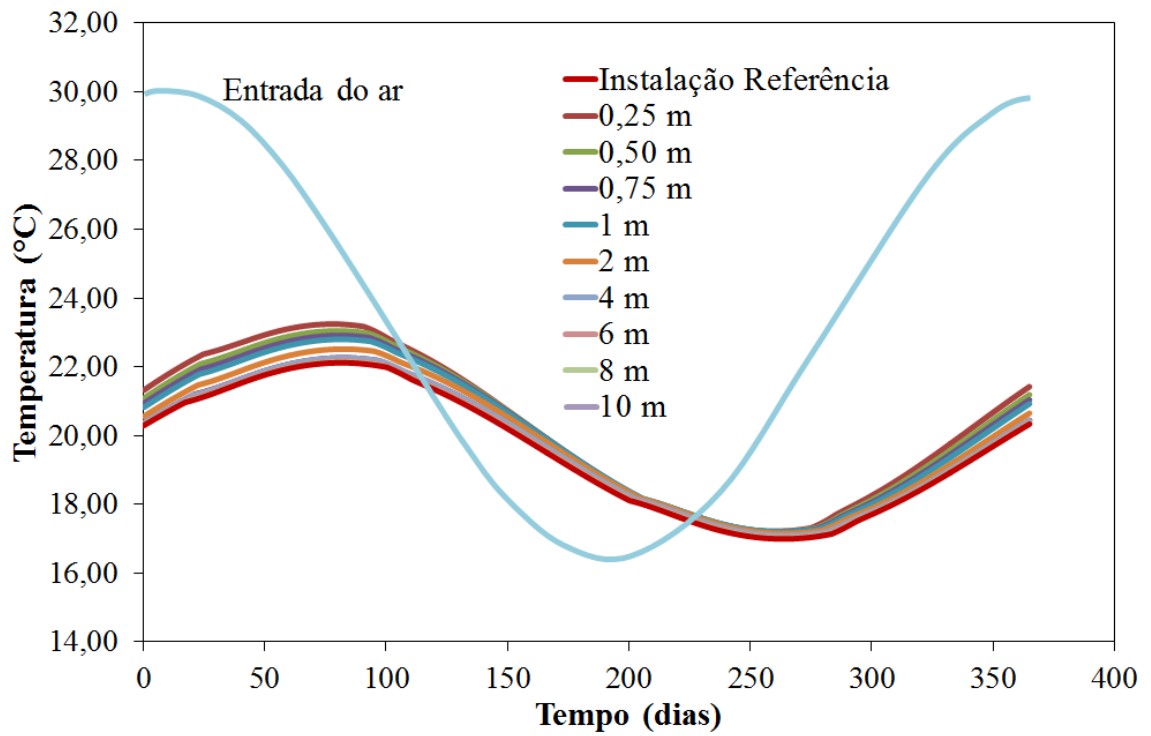


Figura 5.4 - Influência do espaçamento na variação de temperatura entre entrada e saída para os casos com dois dutos paralelos.

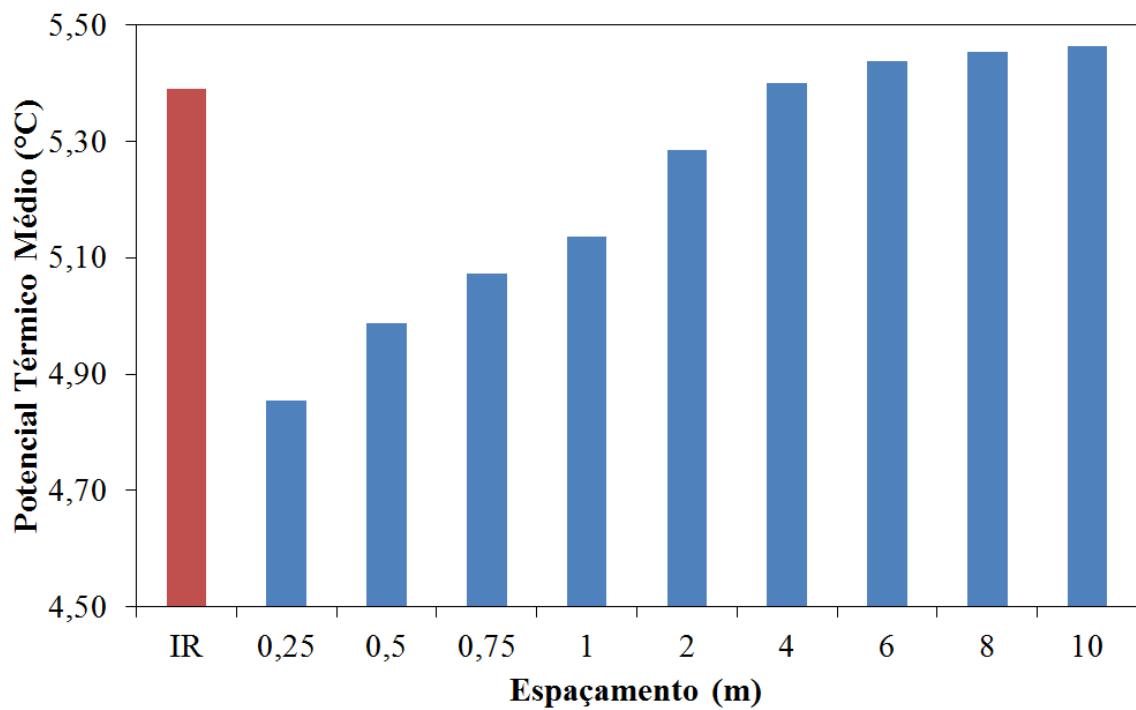


Figura 5.5 - Influência do espaçamento entre dutos paralelos no  $\overline{PT}$ .



Observa-se pela Fig. 5.5 que à medida que o espaçamento entre dutos aumenta o valor de  $\overline{PT}$  converge para um valor constante de aproximadamente  $5,4^{\circ}\text{C}$ , o que já era esperado. Além disso, o  $\overline{PT}$  para o espaçamento entre dutos de 4 m é igual ao  $\overline{PT}$  da Instalação Referência. Porém, visando a redução do volume de solo ocupado pelas instalações de TCSA foi escolhido 1 m como espaçamento mínimo entre dutos para ser usado nas instalações complexas. Esse espaçamento permitirá a construção de configurações geométricas para o TCSA que conduzam a uma redução significativa do volume de solo ocupado e, ainda assim, uma diferença de apenas  $0,1^{\circ}\text{C}$  no  $\overline{PT}$  será imposta em relação à Instalação Referência.

Na Fig. 5.6 é apresentada a curva de temperaturas de saída para o último dia de simulação para os diferentes afastamentos entre dutos avaliados.

A mesma tendência apresentada na Fig. 5.5 foi observada na Fig. 5.6, ou seja, quando o espaçamento entre dutos é pequeno a troca térmica que acontece é prejudicada. Para valores maiores de espaçamento essa influência diminui. Considerando o espaçamento de 1 m adotado como mínimo nesse trabalho, uma diferença em torno de  $0,5^{\circ}\text{C}$  é observada na temperatura de saída do TCSA em um dia típico de verão.

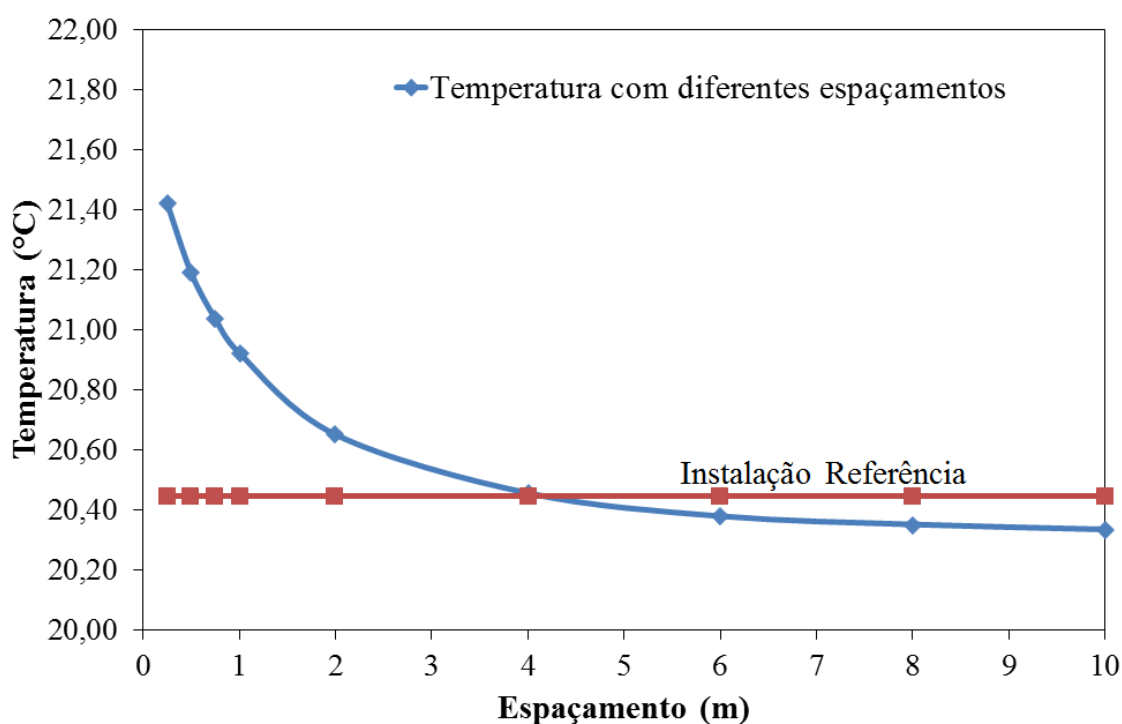


Figura 5.6 - Influência do espaçamento entre dutos paralelos na temperatura de saída em um dia típico de verão.

Já na Fig. 5.7 é apresentada a distribuição de temperatura ao longo do caso com 1 m de espaçamento entre os dutos em um plano horizontal localizado a uma profundidade de 3 m, ou seja, que passa no centro do TCSA.

É possível observar na Fig. 5.7 que, por se tratar de um dia típico de verão, a temperatura do ar ambiente que entra no TCSA é um torno de 30°C. Ao longo do duto o ar troca calor com o solo e sua temperatura vai diminuindo gradativamente até atingir um valor de 20,92°C na saída dos dutos. Esse comportamento mostra a potencialidade do TCSA, que possibilita uma redução de temperatura em torno de 9,08°C durante o período de verão, mesmo usando o espaçamento de 1 m entre dutos.

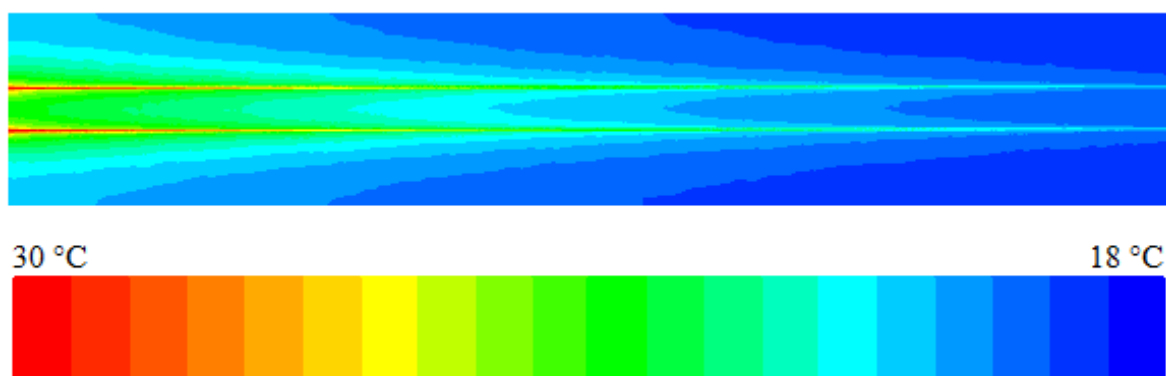


Figura 5.7 - Distribuição de temperaturas da instalação com 1 m de afastamento em um dia típico de verão.

Para efeito de comparação com os resultados apresentados na Fig. 5.7, na Fig. 5.8 é apresentada a distribuição de temperatura para o caso com espaçamento entre dutos de 4 m. É possível notar um comportamento térmico análogo ao ilustrado na Fig. 5.7, existindo aqui uma diferença entre as temperaturas de entrada e de saída dos dutos de 9,55°C.

Comparando o potencial térmico dos casos com espaçamento entre dutos de 1 m e de 4 m, uma diferença de apenas 0,47°C é encontrada, justificando a adoção do espaçamento mínimo entre dutos de 1 m para as instalações complexas, uma vez que este permitirá reduções de solo muito maiores do que o espaçamento de 4 m.

Portanto, o estudo do espaçamento entre dutos paralelos foi feito para auxiliar na construção das geometrias complexas, pois há uma necessidade de diminuir o volume ocupado pelo TCSA para que ele possa ser utilizado em ambientes construídos em zonas urbanas, onde as dimensões dos terrenos são relativamente reduzidas.

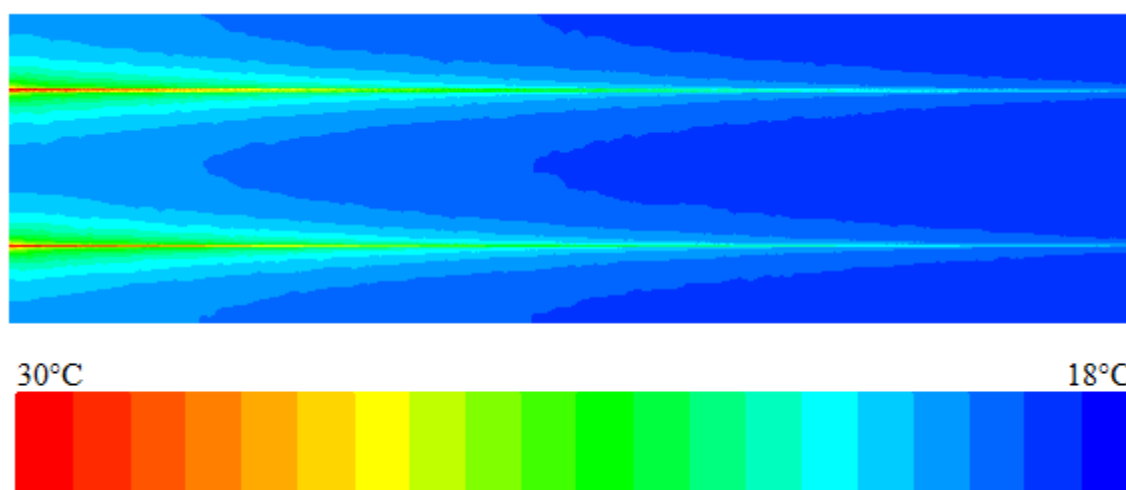


Figura 5.8 - Distribuição de temperaturas da instalação com 4 m de afastamento em um dia típico de verão.

### 5.1.2. Estudo do Afastamento entre Dutos em Forma de U

Com o objetivo de construir diferentes configurações geométricas de um TCSA, decidiu-se simular seu comportamento térmico e fluidodinâmico TCSA com dutos no formato de U, para assim determinar um espaçamento mínimo entre os trechos paralelos e, conseqüentemente, o diâmetro mínimo para a curva de maneira que o desempenho do TCSA não fosse afetado significativamente. Para isso, os dutos em U possuem diâmetro de 110 mm e comprimento total de 30 m, permitindo comparar seus resultados com os da Instalação Referência.

A fim de avaliar a influência do espaçamento entre dutos em forma de U no comportamento térmico dos TCSA e de acordo com o estudo apresentado anteriormente, foi utilizado como primeiro valor um espaçamento equivalente a 1 m. A partir daí, adotou-se uma variação no afastamento de 1 em 1 m até se obter um resultado satisfatório. Na criação das malhas para os casos com diferentes afastamentos entre dutos, obteve-se os seguintes volumes finitos tetraédricos, vistos na Tabela 5.2.

Primeiramente, utilizou-se o modelo de turbulência RSM. Devido a maior complexidade geométrica do domínio computacional, a solução da simulação numérica não convergiu conforme mostra a Fig. 5.9. Pode ser observado que, com exceção do resíduo da equação da energia, os demais resíduos estabilizaram em valores elevados. Por exemplo, a

equação da continuidade estabilizou em valores próximos a  $1 \times 10^{-2}$ , sendo que sua convergência aconteceria somente para um valor de  $1 \times 10^{-3}$ .

Tabela 5.2 - Volumes finitos tetraédricos nas malhas geradas.

Afastamento entre dutos em forma de U (m)	Solo	Duto
1	373.463	44.822
2	462.479	41.251
3	493.602	41.994
4	523.017	41.261
5	521.833	44.354
6	593.245	44.195

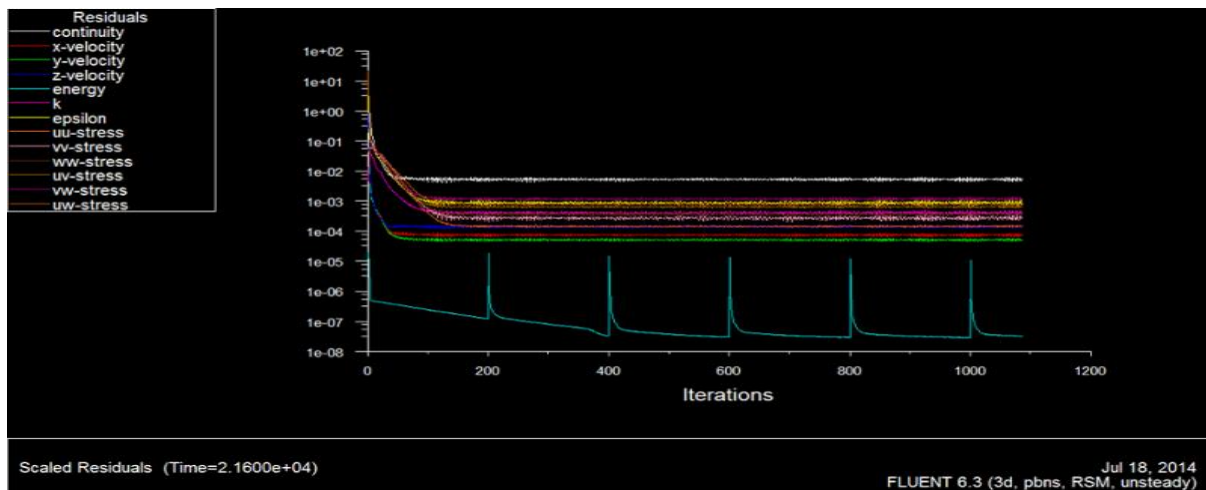


Figura 5.9 - Espaçamento de 1 m em forma de U com modelo de turbulência RSM.

Sendo assim, seguindo o estudo de Kipper (2014), foi substituído o modelo de turbulência RSM pelo modelo  $k-\varepsilon$ , que é um modelo mais simples que o modelo RSM. Para verificar este modelo de turbulência e poder utilizá-lo, a Instalação Referência foi novamente simulada, porém usando o modelo de turbulência  $k-\varepsilon$ . A partir das temperaturas de saída do ar nos dutos obtidas com cada modelo de turbulência, coletadas pelos monitores, montou-se um gráfico relacionando esses resultados (Fig. 5.10).

Na Fig. 5.10 é possível observar uma excelente concordância (a curva vermelha relativa ao modelo RSM está exatamente abaixo da curva azul gerada pelo modelo  $k-\varepsilon$ ) entre os resultados para a Instalação Referência do TCSA obtidos adotando os modelos de

turbulência RSM e  $k-\varepsilon$ , o que verifica o modelo  $k-\varepsilon$ , permitindo que o mesmo seja usado em TCSA com geometrias de maior complexidade como as das instalações que serão propostas nesse trabalho e apresentadas a seguir.

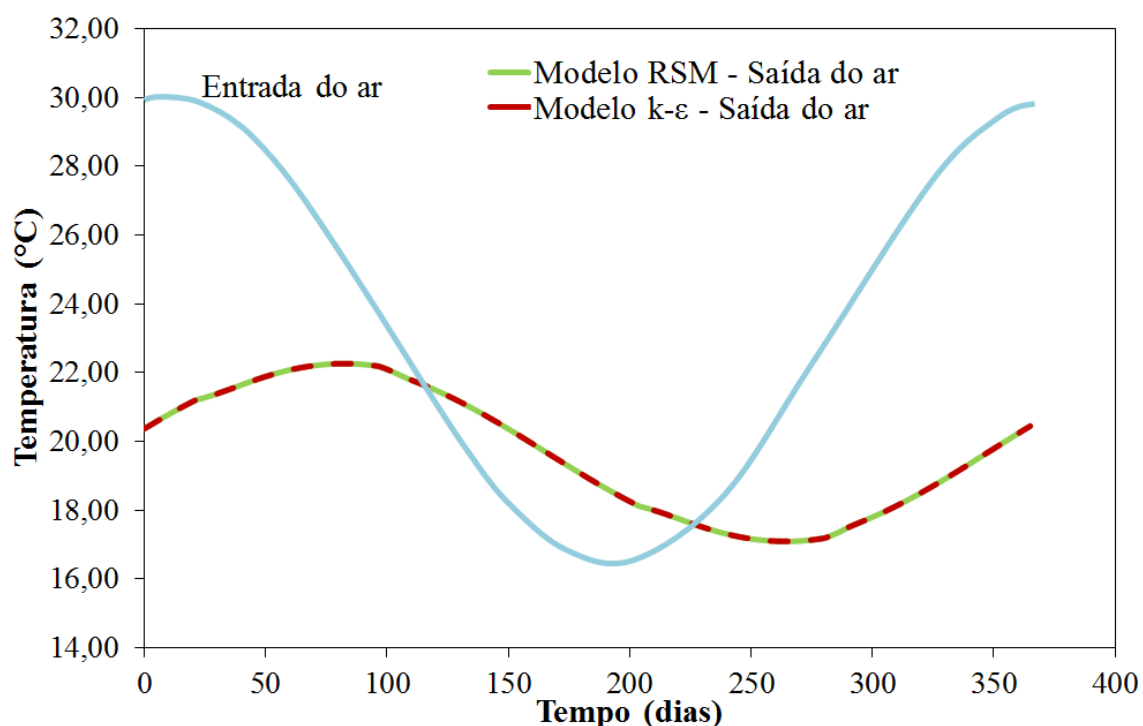


Figura 5.10 - Temperatura de entrada e de saída do ar para simulação do solo com um duto para modelos de turbulência diferentes.

Assim, com esse novo modelo de turbulência estabelecido, foi feita novamente a simulação numérica da instalação em forma de U com 1 m de espaçamento com os mesmos parâmetros anteriormente definidos. Lembrando que essa simulação não obteve convergência usando o modelo de turbulência RSM (ver Fig. 5.9). Então, na Fig. 5.11, é apresentada a variação anual da temperatura na entrada e na saída do TCSA em forma de U para cada espaçamento simulado.

Os resultados apresentados na Fig. 5.11 indicam que não existe uma variação significativa na variação transiente da temperatura da saída dos TCSA em formato de U analisados, ou seja, a influência do espaçamento entre os trechos paralelos do duto em U impõe uma diferença máxima menor que  $1^{\circ}\text{C}$  no comportamento térmico dos casos analisados.

Para quantificar essa diferença, foi realizada uma análise do potencial térmico médio ( $\overline{PT}$ ) para cada caso comparado ao  $\overline{PT}$  da Instalação Referência, conforme mostra a Fig. 5.12.

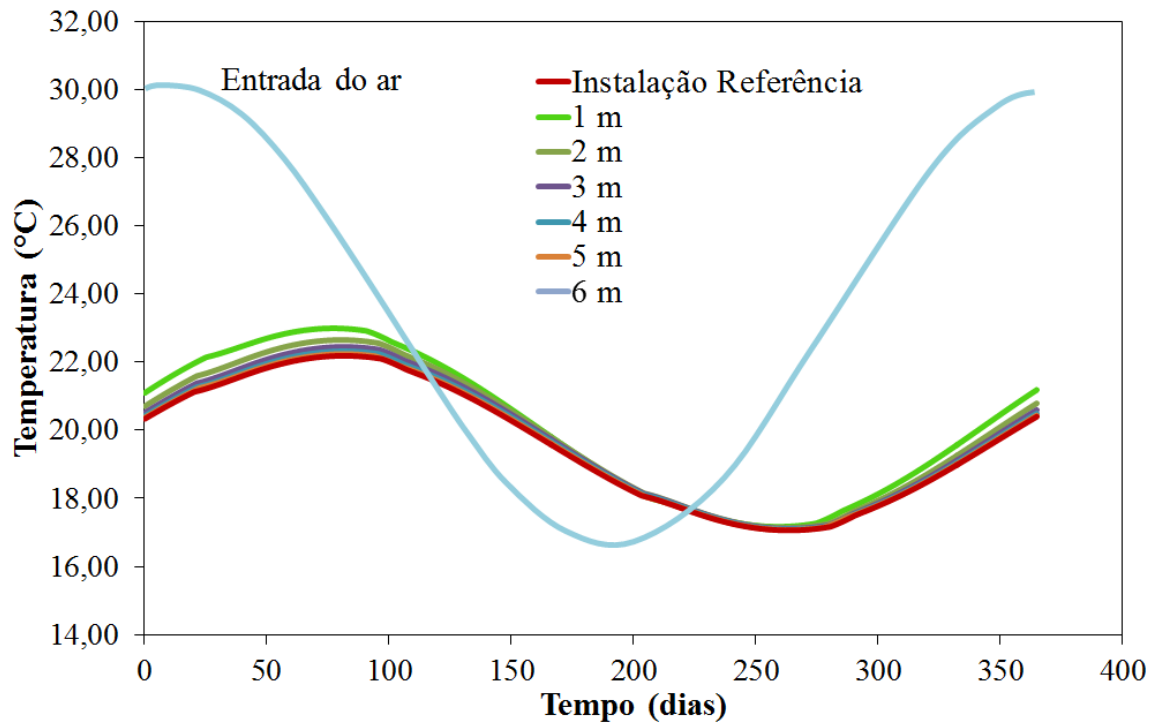


Figura 5.11 - Influência do espaçamento na variação de temperatura entre entrada e saída para os casos com dutos em forma de U.

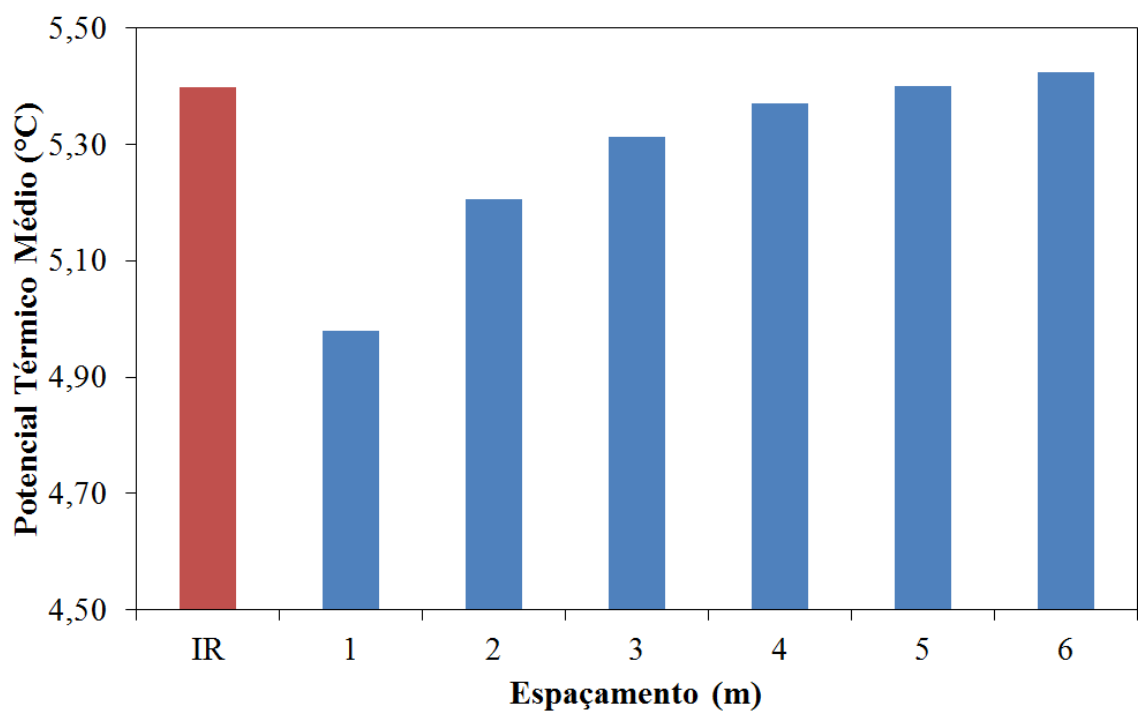


Figura 5.12 - Influência do espaçamento entre os trechos paralelos do duto em U no  $\overline{PT}$ .

A tendência observada na Fig. 5.12, análoga a que foi identificada na Fig. 5.6, indica que o aumento do espaçamento entre dutos faz com que o valor de  $\overline{PT}$  estabilize em torno de 5,40°C. Além disso, o valor de  $\overline{PT}$  da Instalação Referência é alcançado para um espaçamento entre 4 m e 5 m. Na Fig. 5.13 é apresentada a variação da temperatura de saída para o duto em U, para o último dia de simulação, representando um dia típico de verão, em função dos diferentes afastamentos entre dutos analisados.

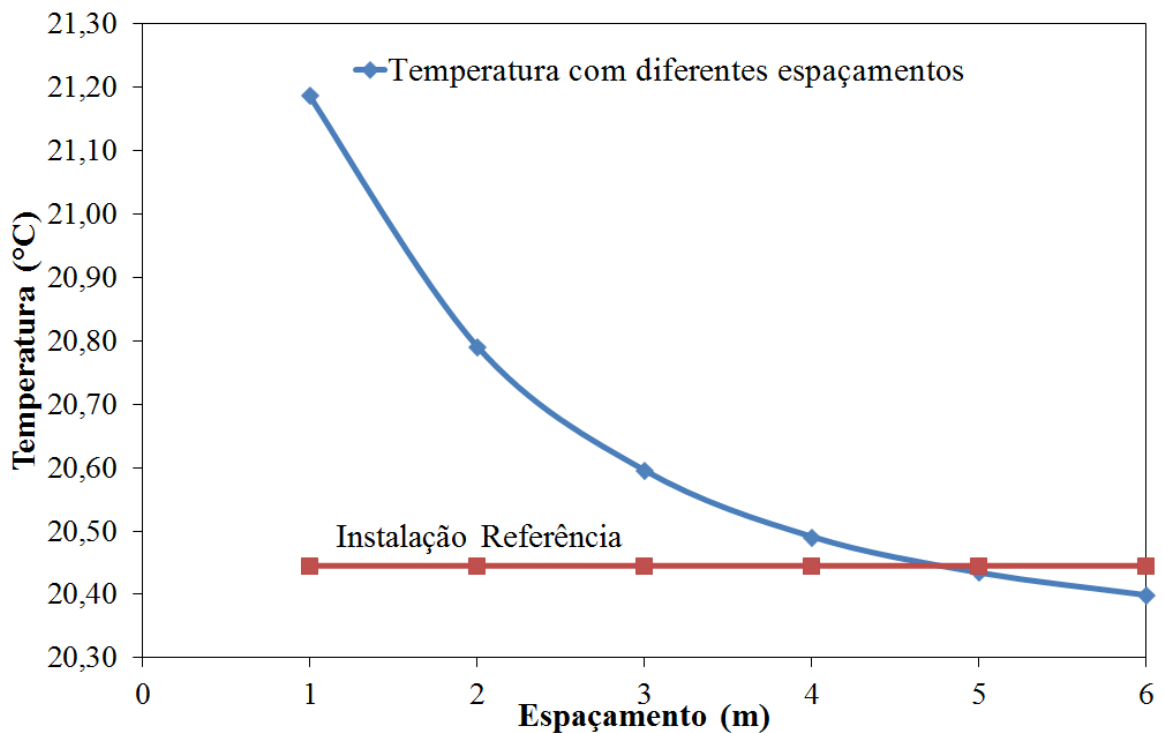


Figura 5.13 - Influência do espaçamento entre trechos paralelos do duto em U na temperatura de saída em um dia típico de verão.

Analisando a Fig. 5.13 fica claro que a maior diferença acontece para o espaçamento de 1 m. Porém o valor dessa diferença é de 0,7°C e pode ser considerada pequena levando em conta que adotando o espaçamento mínimo de 1 m será possível obter reduções significativas no volume de solo ocupado pelo TCSA. Sendo assim, a adoção do espaçamento mínimo de 1 m é justificada. Esse aspecto pode ser comprovado comparando a distribuição de temperatura e a redução de solo que acontece para o espaçamento de 1 m (Fig. 5.14) e para o espaçamento de 5 m (Fig. 5.15).

Cabe destacar que nas Figs 5.14 e 5.15 a distribuição de temperatura ao longo do duto em forma de U foi obtida em um plano horizontal localizado a uma profundidade de 3 m, ou seja, que passa no centro do TCSA.

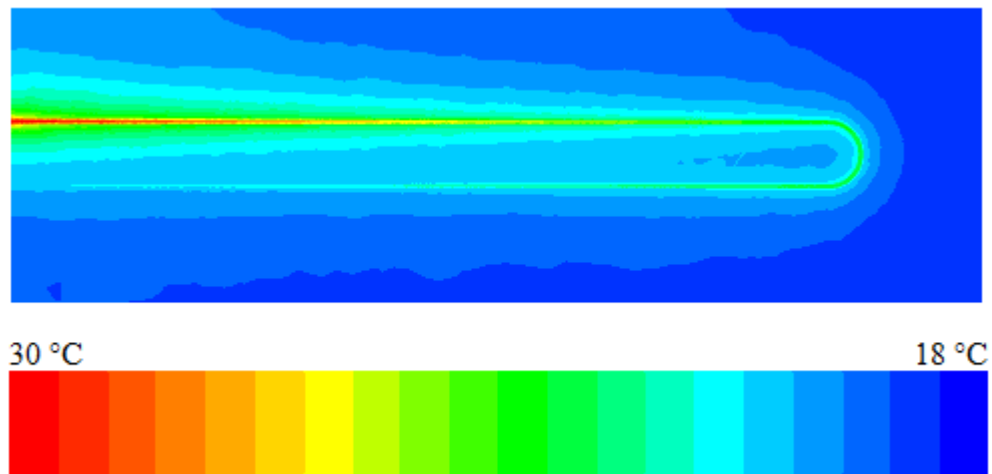


Figura 5.14 - Distribuição de temperaturas da instalação com 1 m de afastamento em forma de U em um dia típico de verão.

É possível observar na Fig. 5.14 que por se tratar de um dia típico de verão a temperatura do ar ambiente que entra no TCSA é um torno de 30°C. Ao longo do duto o ar troca calor com o solo e sua temperatura vai diminuindo gradativamente até atingir um valor de 21,18°C na saída do dispositivo. A diferença da temperatura do ar entre entrada e saída do TCSA foi de 8,82°C nesse caso, para um solo ocupado pela instalação com um volume de  $1,31 \times 10^3 \text{ m}^3$ .

Na Fig. 5.15, onde o espaçamento de 5 m entre trechos paralelos do duto em U foi usado, o ar entra também a 30°C e sai com 20,43°C, existindo uma diferença de 9,56°C em uma porção de solo de  $2,16 \times 10^3 \text{ m}^3$ .

Então, comparando as diferenças de temperatura e os volumes de solos ocupados pelas instalações em U com 1 m e 5 m de afastamento, é possível afirmar que a adoção do espaçamento mínimo de 1 m é coerente.



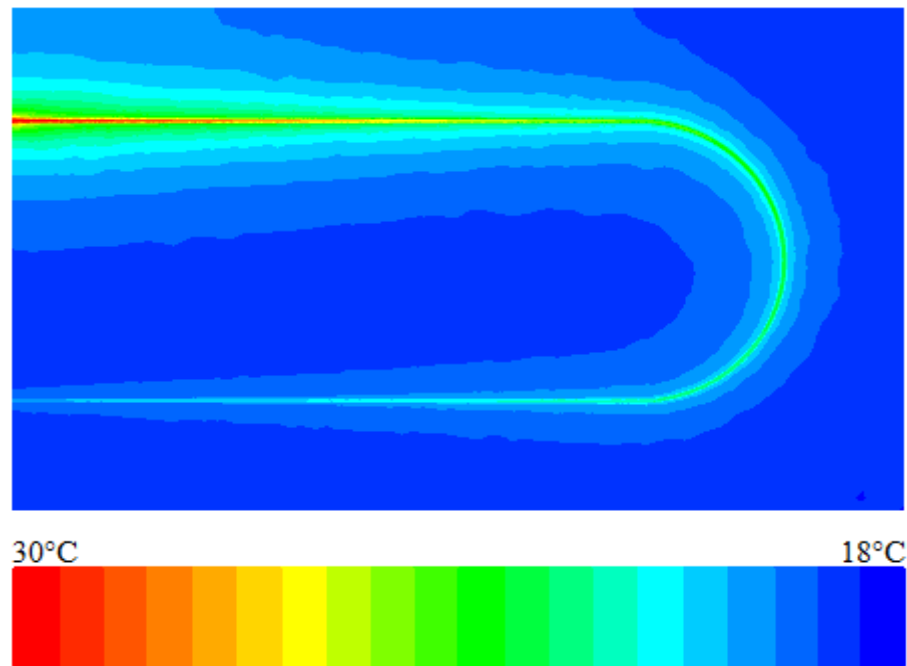


Figura 5.15 - Distribuição de temperaturas da instalação com 5 m de afastamento em forma de U em um dia típico de verão.

Desta forma, considerando os estudos preliminares realizados, é possível construir novas geometrias complexas utilizando o afastamento mínimo de 1 m que devem ser simuladas empregando para a modelagem da turbulência o modelo  $k-\varepsilon$ . Na sequência serão apresentadas as vinte e seis instalações complexas com diferentes configurações geométricas propostas. Estas estarão organizadas em cinco grupos conforme suas características. Seus resultados serão discutidos, primeiramente, dentro de cada grupo e, posteriormente, uma comparação entre todas as instalações será realizada.

## 5.2. Grupo 1

O Grupo 1 é composto por cinco instalações diferentes. Todos os TCSA são diferenciados pelo número de curvas ( $n$ ) com  $180^\circ$  que cada um possui.

A Tabela 5.3 expõe as principais dimensões (m), nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$  para o solo, bem como o volume ( $m^3$ ) de solo ocupado por cada instalação pertencente à este grupo.

Tabela 5.3 - Dimensões do solo das instalações do Grupo 1.

Instalação	$x$ (m)	$y$ (m)	$z$ (m)	Volume (m <sup>3</sup> )
1	12,31	15,00	6,33	1.169,65
2	10,10	15,00	7,44	1.128,04
3	8,78	15,00	8,55	1.126,26
4	7,89	15,00	9,66	1.144,39
5	7,26	15,00	10,77	1.173,85

Na criação das malhas para as instalações do Grupo 1, obteve-se os seguintes números de volumes finitos tetraédricos, vistos na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Volumes finitos tetraédricos das instalações do Grupo 1.

Instalações	Duto	Solo
1	43.114	406.660
2	43.084	386.672
3	40.293	365.079
4	41.603	378.418
5	40.250	416.624

As Figs. 5.16 à 5.20 apresentam as as Instalações 1 à 5, respectivamente, podendo ser observadas as características geométricas de cada instalação de TCSA que compõem o Grupo 1, bem como suas principais dimensões. Já no Anexo B, considerando as informações das Tabelas 5.5 e 5.6, as Figs. B.1, B.3, B.5, B.7 e B.9 mostram o domínio computacional tridimensional das Instalações 1 à 5, respectivamente. Além disso, no Anexo B, nas Figs. B.2, B.4, B.6, B.8 e B.10, é apresentado o comportamento transiente da temperatura do ar na entrada e na saída no TCSA, respectivamente, para as Instalações 1, 2, 3, 4 e 5, em comparação com a Instalação Referência.

Analisando as Figs. 5.16 à 5.20 é possível notar que as Instalações 1 à 5 possuem, respectivamente,  $n = 2, 3, 4, 5$  e  $6$  curvas de  $180^\circ$ .

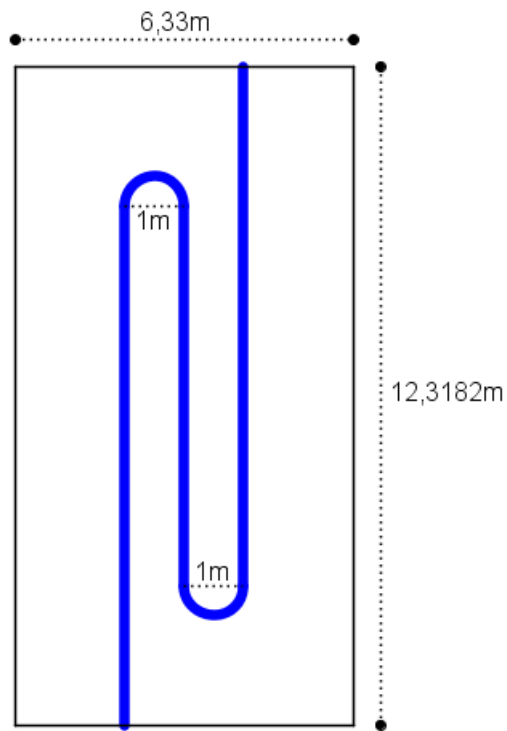


Figura 5.16 - Geometria da Instalação 1.

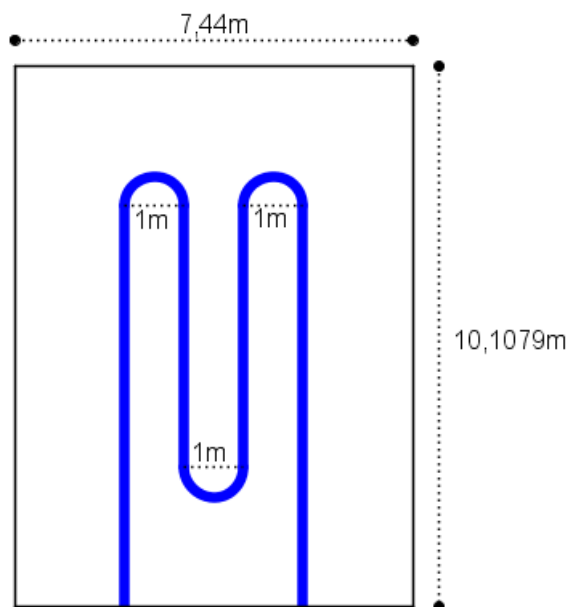


Figura 5.17 - Geometria da Instalação 2.

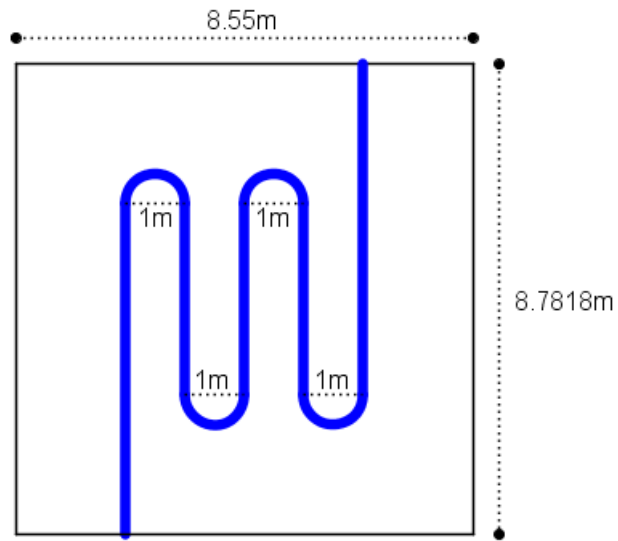


Figura 5.18 - Geometria da Instalação 3.

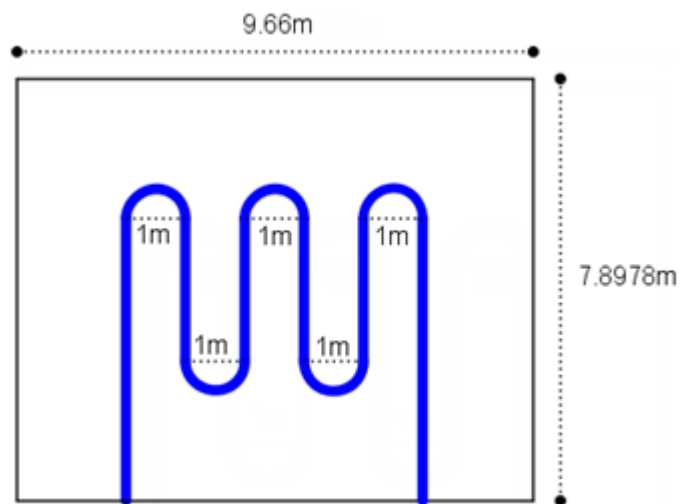


Figura 5.19 - Geometria da Instalação 4.

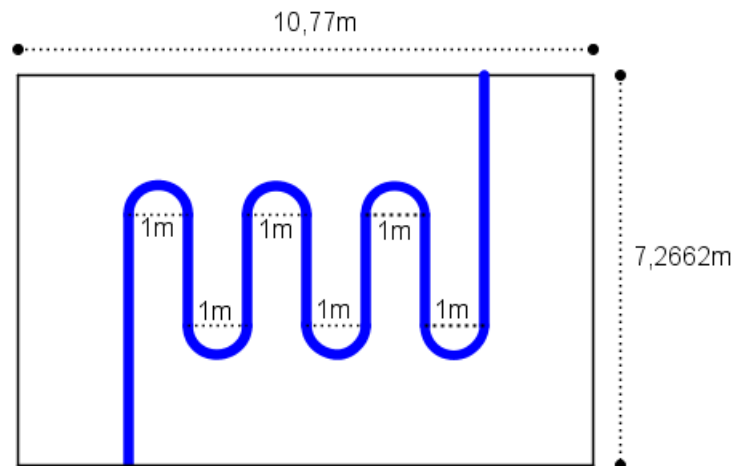


Figura 5.20 - Geometria da Instalação 5.

Todas as instalações propostas, deste e dos demais grupos, terão seus resultados comparados à Instalação Referência (duto reto) e serão comparadas entre si dentro de cada grupo. Para tanto, na Tabela 5.5, são apresentadas as diferenças relativas à Instalação Referência para o potencial térmico, a ocupação de solo e a perda de carga para os TCSA do Grupo 1.

Para quantificar a influência das geometrias complexas do Grupo 1 no comportamento térmico do TCSA foi realizada uma análise do potencial térmico médio ( $\overline{PT}$ ) para cada Instalação, permitindo a comparação com o  $\overline{PT}$  da Instalação Referência (Fig. 5.21).

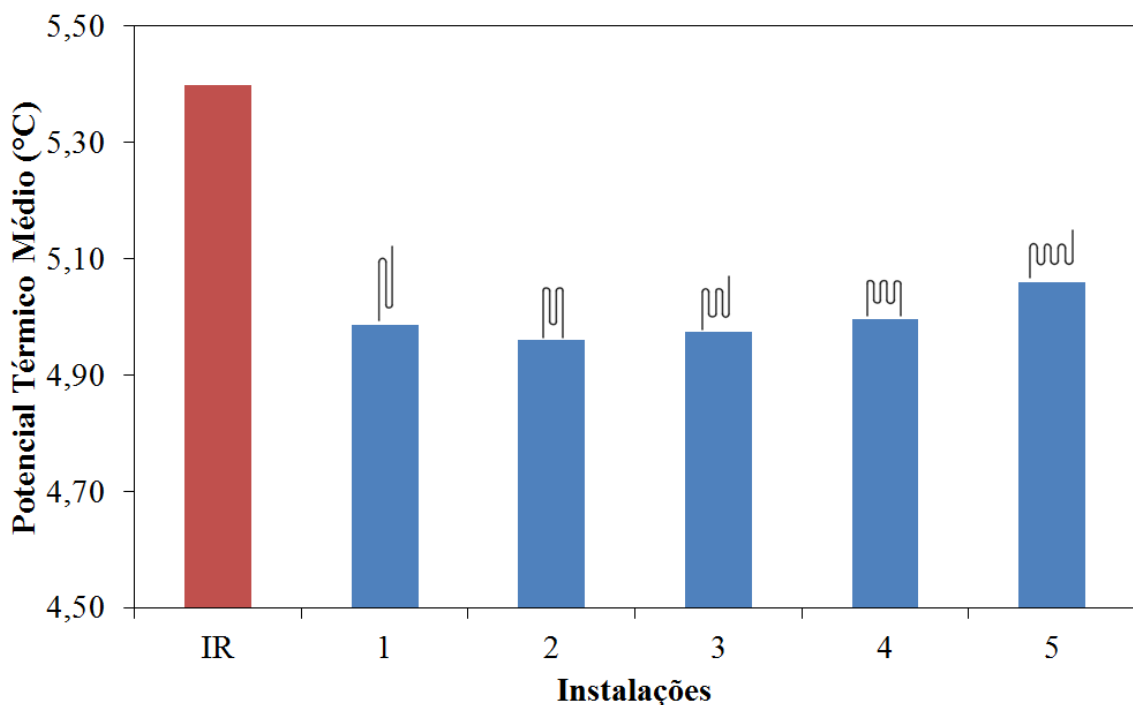


Figura 5.21 - Comparação do  $\overline{PT}$  das instalações do Grupo 1.

É possível observar, pela Fig. 5.21, que o comportamento térmico não foi significativamente afetado pela complexidade geométrica das instalações nesse grupo. Além disso, é possível notar que a Instalação 5 obteve o melhor desempenho relativo ao  $\overline{PT}$ , com 5,05°C sendo o  $\overline{PT}$  da Instalação Referência igual 5,39°C.

Na Fig. 5.22 é possível observar o efeito das instalações com geometria complexas propostas no Grupo 1 sobre a porção de solo ocupada pelo TCSA, ou seja, foi feita uma comparação do volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 1 juntamente com o volume de solo ocupado pela Instalação Referência.

É possível observar pela Fig. 5.22 que as geometrias de maior complexidade propostas no Grupo 1 permitiram reduções significativas no volume de solo ocupado pelo TCSA, sendo a Instalação 3 a que obteve o menor volume de solo ocupado pelo TCSA com  $1,12 \times 10^3 \text{ m}^3$ .

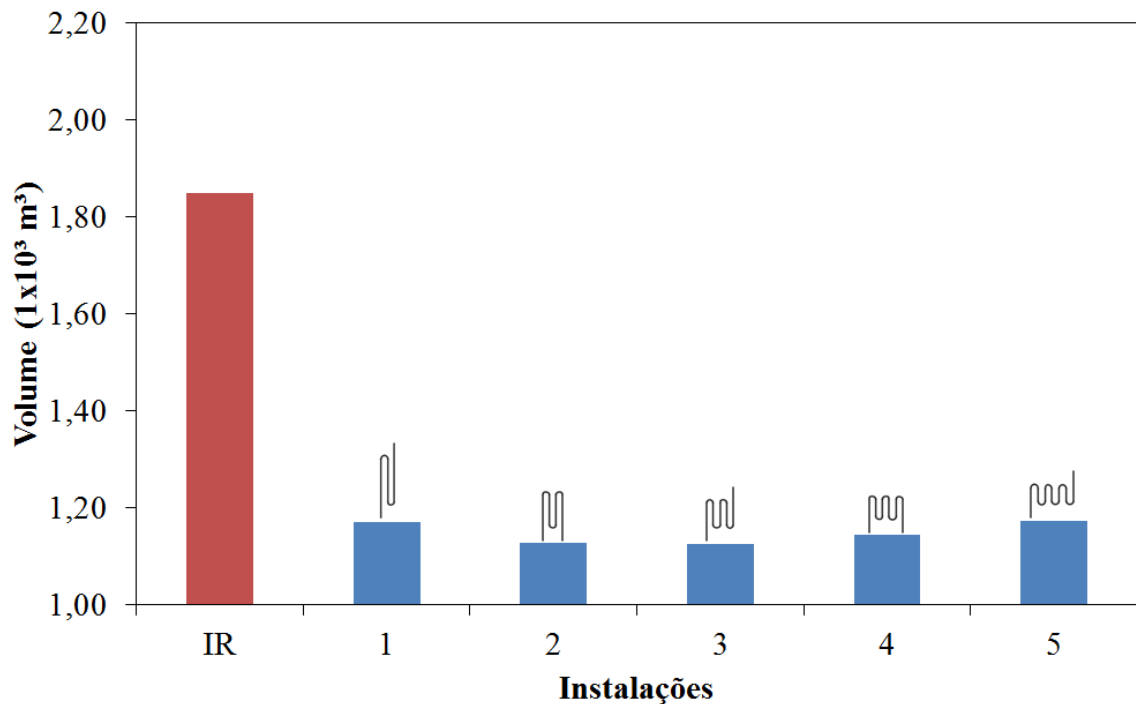


Figura 5.22 - Comparação do volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 1.

E na Fig. 5.23 são apresentados os valores de perda de carga impostos pelas instalações complexas ao escoamento do ar nos TCSA em comparação com a Instalação Referência.

É possível observar pela Fig. 5.23, que a Instalação Referência possui uma perda de carga equivalente a 4,09 m e, como já era esperado, valores maiores de perda de carga foram encontrados para as instalações complexas propostas. Entre os casos do Grupo 1 a Instalação 1 é a que possui a menor perda de carga, com 4,31 m.

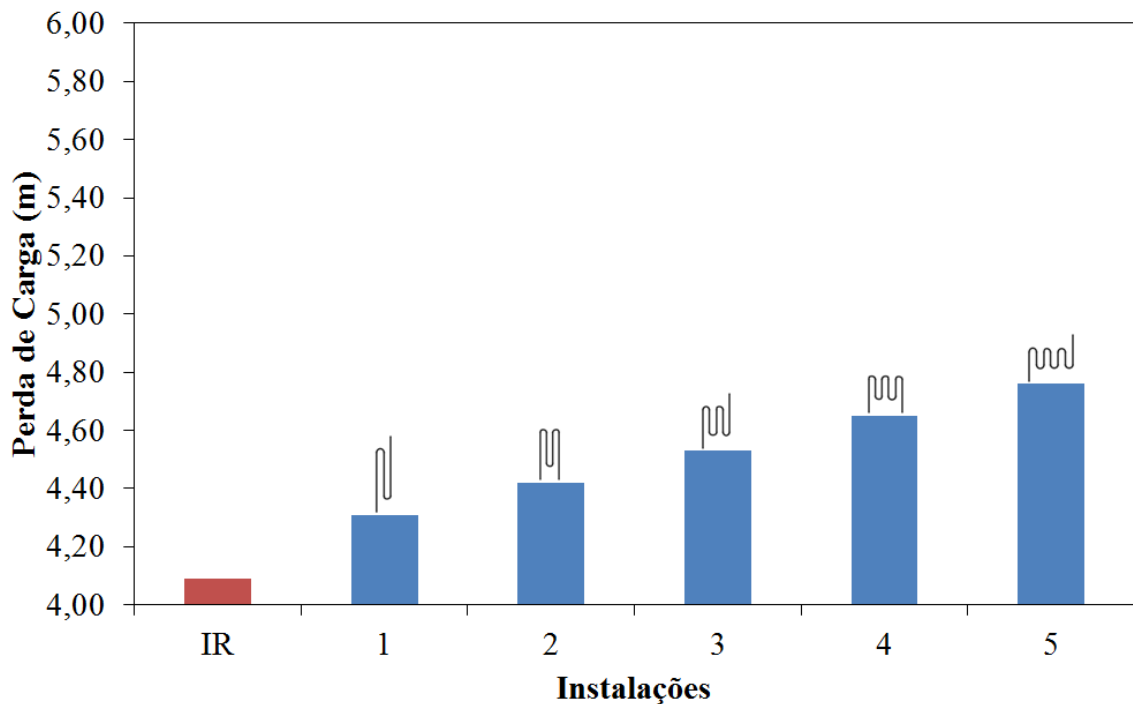


Figura 5.23 - Comparação da perda de carga das instalações do Grupo 1.

Finalizando as análises feitas dentro do Grupo 1, na Tabela 5.7 são apresentados para cada instalação a diferença do potencial térmico, do volume do solo e da perda de carga em relação à Instalação Referência.

Tabela 5.5 - Comparação das instalações do Grupo 1 em relação à Instalação Referência.

Instalações	Potencial Térmico (%)	Volume do solo (%)	Perda de Carga (%)
1	-7,64	-36,75	+5,37
2	-8,11	-39,00	+8,06
3	-7,86	-39,10	+10,75
4	-7,46	-38,12	+13,69
5	-6,29	-36,53	+16,38

Os resultados apresentados na Tabela 5.5 permitem identificar dentro de cada parâmetro considerado qual instalação deve ser utilizada. Desta forma, é possível identificar que a Instalação 3, ao ser comparada com a Instalação Referência, possui uma redução maior no volume, com 39,10%. Ao considerar a perda de carga, a Instalação 1 obteve o melhor desempenho com um aumento de 5,37%. Por fim, ao verificar o potencial térmico do Grupo 1, é possível verificar que a Instalação 5 apresenta uma redução de 6,29%, sendo considerada

a melhor instalação com o melhor desempenho neste parâmetro. Cabe destacar que, ao final desse capítulo, uma comparação entre todas as instalações propostas será apresentada.

### 5.3. Grupo 2

O Grupo 2 é também composto por cinco instalações de TCSA com geometrias complexas, iniciando pela Instalação 6 e indo até a Instalação 10. Novamente o número de curvas ( $n$ ) servirá para diferenciar as instalações. As principais dimensões (m) e o volume de solo ocupado ( $m^3$ ) por cada instalação do Grupo 2 são mostrados na Tabela 5.6.

Tabela 5.6 - Dimensões do solo das instalações do Grupo 2.

Instalações	$x$ (m)	$y$ (m)	$z$ (m)	Volume ( $m^3$ )
6	7,44	15,00	16,10	1.797,40
7	8,55	15,00	11,71	1.501,98
8	9,66	15,00	9,79	1.418,80
9	10,77	15,00	8,97	1.449,52
10	11,88	15,00	7,68	1.369,78

A Tabela 5.7 apresenta a quantidade de volumes tetraédricos necessários para a geração da malha nas Instalações 6 à 10.

Tabela 5.7 - Volumes finitos tetraédricos das instalações do Grupo 2.

Instalações	Duto	Solo
6	41.218	524.868
7	40.398	479.901
8	40.528	436.123
9	43.874	460.815
10	40.242	421.166

Os domínios computacionais discretizados das Instalações 6 à 10 são apresentados no Anexo B, respectivamente, nas Figs. B.11, B.13, B.15, B.17 e B.19. Ainda no Anexo B, as Figs. B.12, B.14, B.16, B.18 e B.20, mostram a variação anual da temperatura do ar na entrada e na saída do TCSA, respectivamente, para as Instalações 6 à 10, em comparação com a Instalação



Referência. Já as principais dimensões das Instalações 6 à 10, são apresentadas, em planta, nas Figs. 5.24 à 5.28, respectivamente.

As instalações complexas do Grupo 2 foram classificadas considerando o número de curvas de  $90^\circ$  e o número de curvas de  $180^\circ$  de cada TCSA. Analisando as Figs. 5.22 à 5.26 é possível notar que todas das instalações do Grupo 2 possuem 2 curvas de  $90^\circ$  e que o número de curvas de  $180^\circ$  é 2, 3, 4, 5, e 6 para as Instalações 6, 7, 8, 9 e 10, respectivamente.

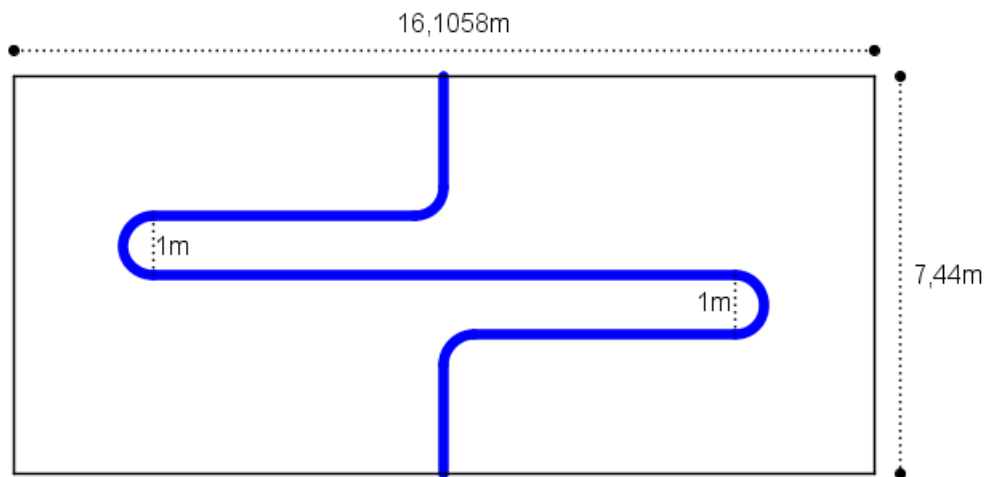


Figura 5.24 - Geometria da Instalação 6.

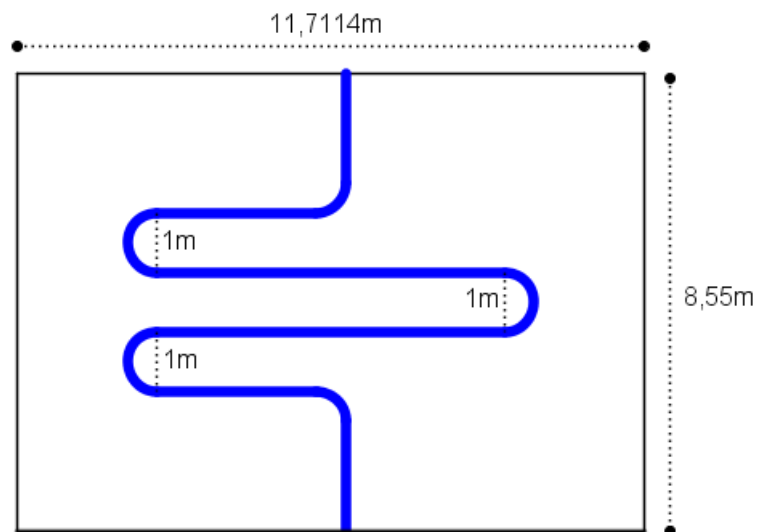


Figura 5.25 - Geometria da Instalação 7.

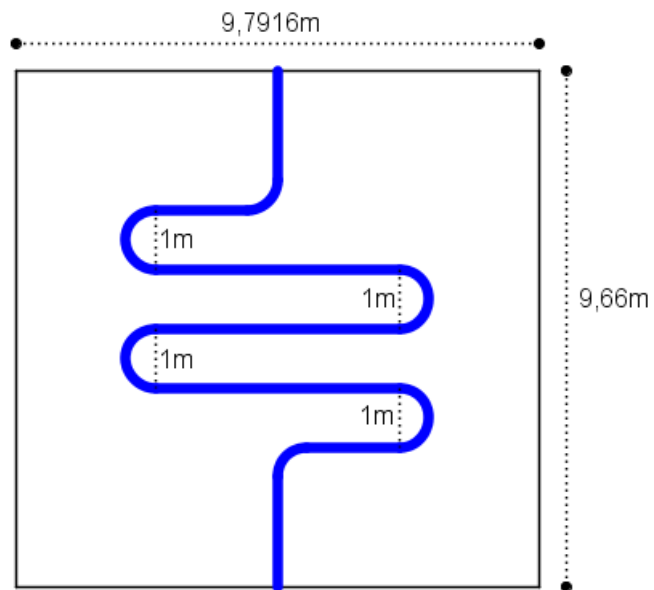


Figura 5.26 - Geometria da Instalação 8.

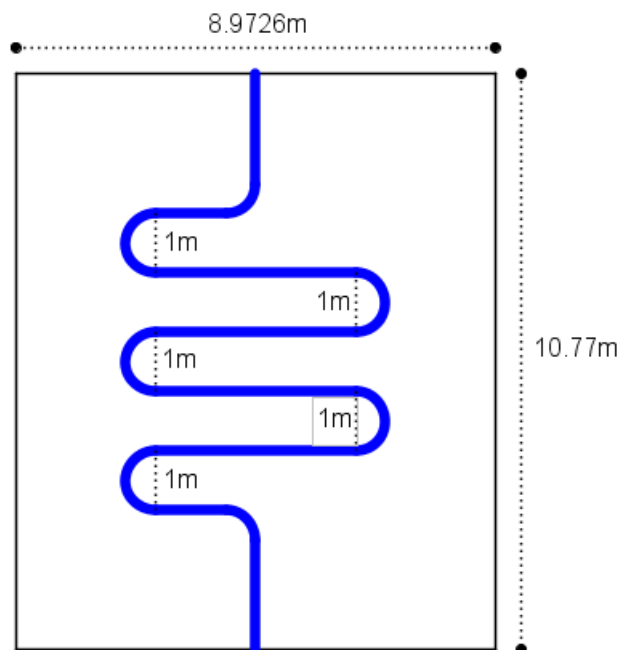


Figura 5.27 - Geometria da Instalação 9.

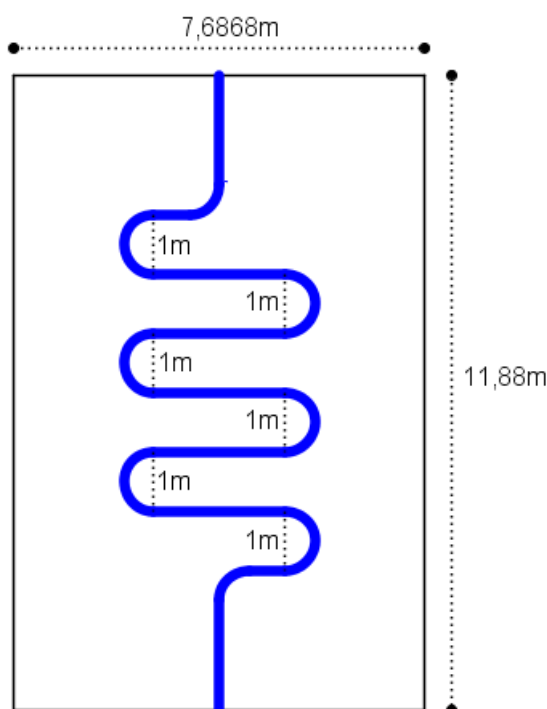


Figura 5.28 - Geometria da Instalação 10.

Então, para comparar os resultados obtidos nas instalações do Grupo 2 com a Instalação Referência, as Figs. 5.29, 5.30 e 5.31 são apresentadas, onde, respectivamente, os valores para o potencial térmico médio, volume de solo ocupado e perda de carga podem ser avaliados.

É possível observar na Fig. 5.29 que a Instalação 9 obteve o melhor desempenho térmico, com um valor de  $\overline{PT}$  igual a  $5,18^{\circ}\text{C}$ , que ao ser comparado com o  $\overline{PT}$  da Instalação Referência (que é de  $5,40^{\circ}\text{C}$ ), apresenta uma diferença de apenas  $0,20^{\circ}\text{C}$ .

Já na Fig. 5.30 é possível visualizar as reduções de ocupação de solo que as instalações complexas do Grupo 2 propiciaram, em relação à Instalação Referência. Além disso, nota-se que a Instalação 10 obteve o menor volume de solo ocupado pelo TCSA com  $1,37 \times 10^3 \text{ m}^3$ .

E na Fig. 5.31 é possível identificar o aumento linear já esperado na perda de carga. Isso é explicado pelo aumento no número de curvas de  $180^{\circ}$  que existe nas Instalações 6 até 10, pois estas são perdas de carga localizadas impostas ao escoamento do ar. É possível observar ainda que a Instalação 6 possui a menor perda de carga ( $4,65 \text{ m}$ ) dentre os casos do Grupo 2.

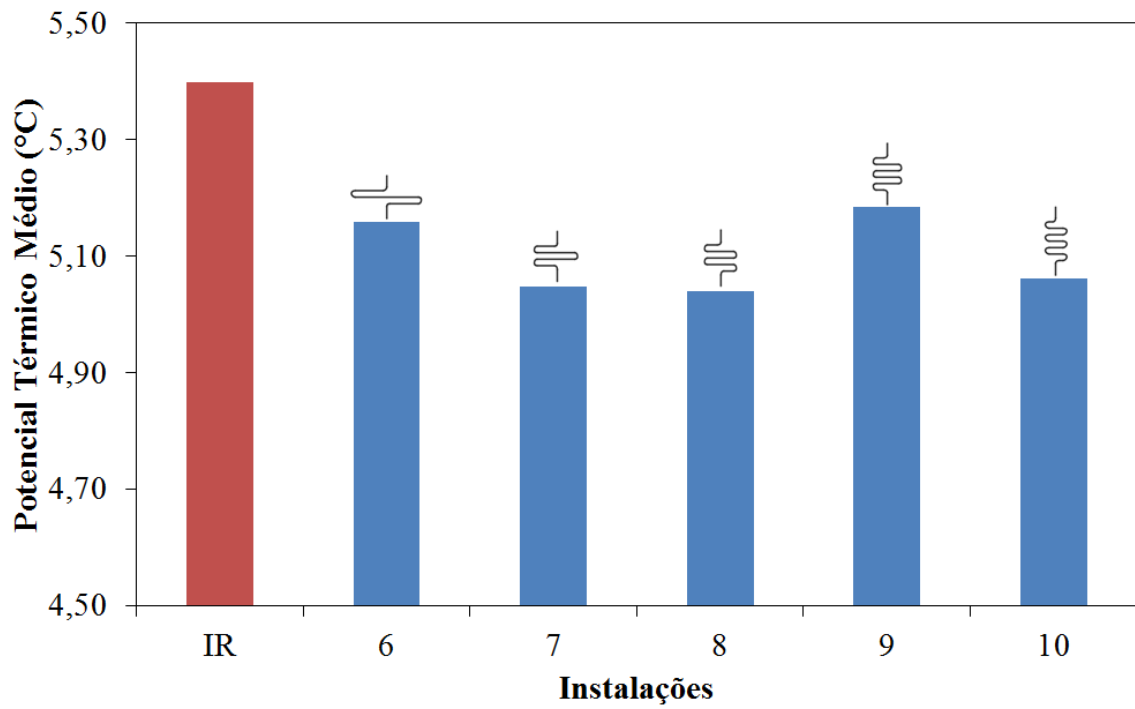


Figura 5.29 - Comparação do  $\overline{PT}$  das instalações do Grupo 2.

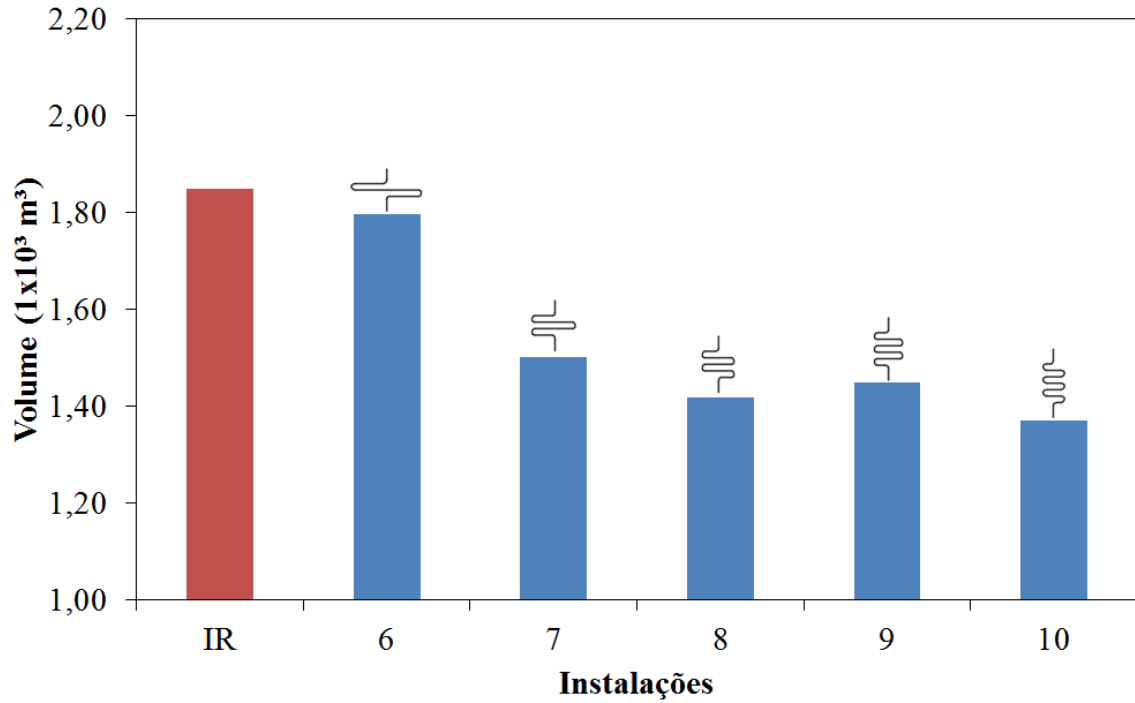


Figura 5.30 - Comparação do volume de solo ocupado pelas instalações do Grupo 2.

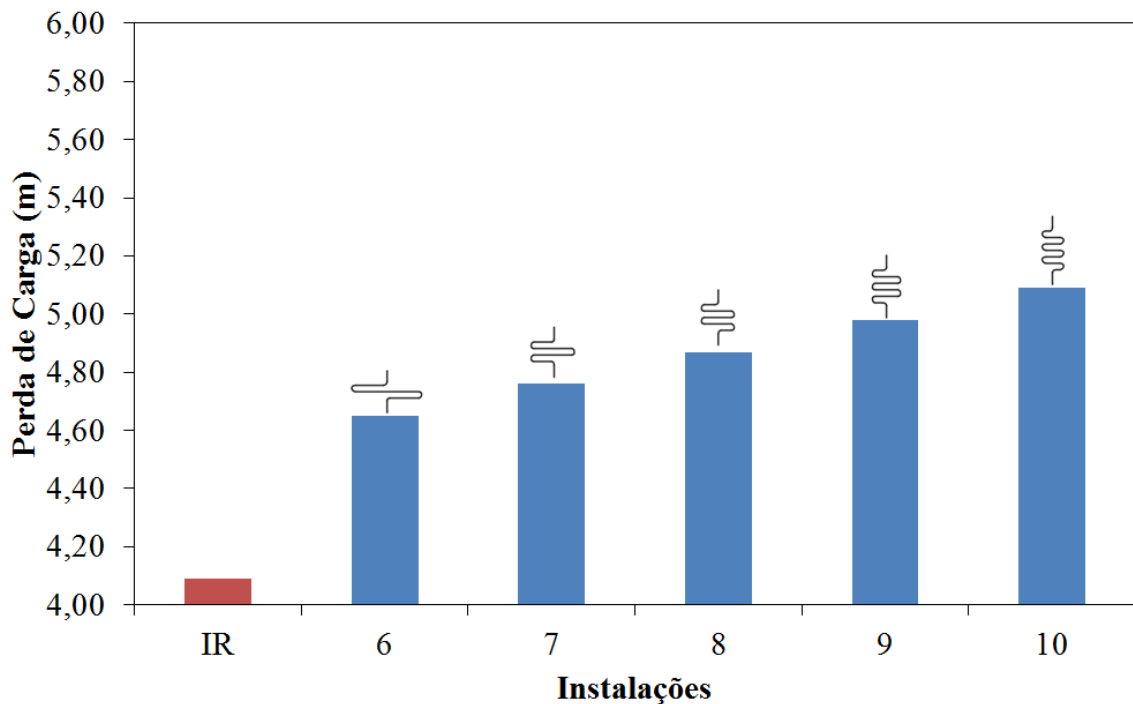


Figura 5.31 - Comparação da perda de carga das instalações do Grupo 2.

Por fim, na Tabela 5.8, são apresentadas as diferenças relativas à Instalação Referência para o potencial térmico, a ocupação de solo e a perda de carga para os TCSA do Grupo 2.

Tabela 5.8 - Comparação das instalações do Grupo 2 em relação à Instalação Referência.

Instalações	Potencial Térmico (%)	Volume do solo (%)	Perda de Carga (%)
6	-4,44	-2,81	+13,69
7	-6,48	-18,78	+16,38
8	-6,66	-23,28	+19,07
9	-3,95	-21,62	+21,76
10	-6,23	-25,93	+24,44

Os resultados da Tabela 5.8 indicam que, ao comparar as instalações do Grupo 2 com a Instalação Referência a Instalação 6 obteve o melhor desempenho com um aumento de 13,69% na perda de carga. Ao considerar o parâmetro do volume de solo, a instalação 8 com 23,28%, possui uma redução maior na porção de solo. Já ao considerar o potencial térmico, é possível verificar que a instalação 9 apresenta a menor redução (de 3,95%), sendo considerada a instalação com o melhor desempenho neste parâmetro.

#### 5.4. Grupo 3

As Instalações 11, 12, 13 e 14 compõem o Grupo 3, sendo suas principais dimensões mostradas na Tabela 5.9, enquanto o número de volumes finitos tetraédricos necessários para a discretização de seus domínios computacionais são indicados na Tabela 5.10.

Tabela 5.9 - Dimensões do solo das instalações do Grupo 3.

Instalações	x (m)	y (m)	z (m)	Volume (m <sup>3</sup> )
11	5,77	15,00	16,66	1.443,24
12	9,74	15,00	13,16	1.924,98
13	7,99	15,00	10,30	1.236,13
14	10,12	15,00	9,48	1.439,99

Tabela 5.10 - Volumes finitos tetraédricos das instalações do Grupo 3.

Instalações	Duto	Solo
11	39.562	475.144
12	41.988	511.056
13	40.525	407.376
14	40.364	439.216

Nas Figs. 5.32 à 5.35 são representadas as configurações geométricas complexas do Grupo 3, indicando suas principais dimensões, para as Instalações 11 à 14, respectivamente. Maiores detalhes sobre o domínio computacional das Instalações 11 à 14 são apresentados nas Figs. B.21, B.23, B.25 e B.27, respectivamente, no Anexo B.

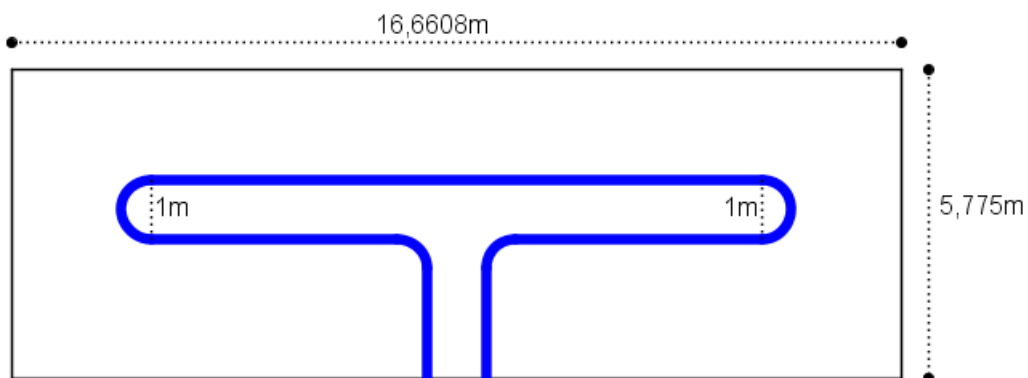


Figura 5.32 - Geometria da Instalação 11.

No Anexo B, nas Figs. 22, 24, 26 e 28, são também apresentadas as curvas que representam a variação anual de temperatura da entrada e saída do ar no TCSA, respectivamente, para as Instalações 11, 12, 13 e 14, em comparação com a Instalação Referência.

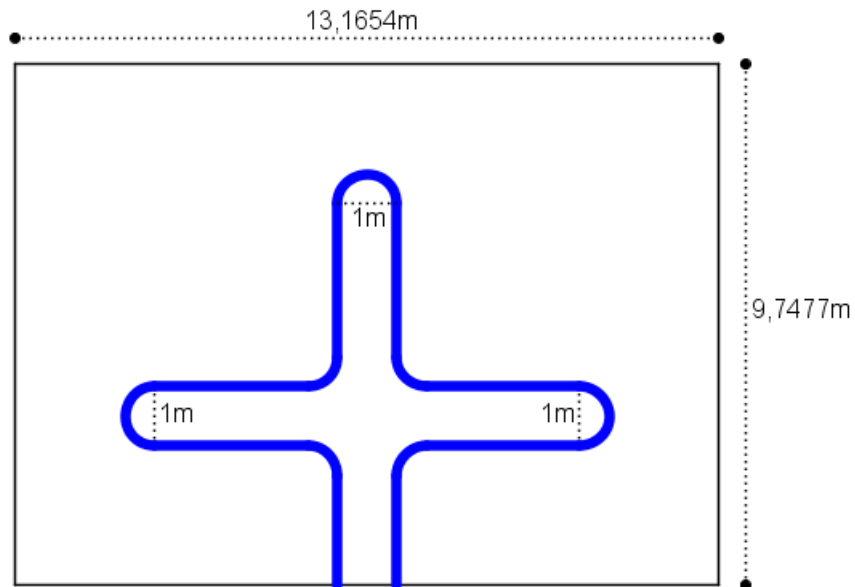


Figura 5.33 - Geometria da Instalação 12.

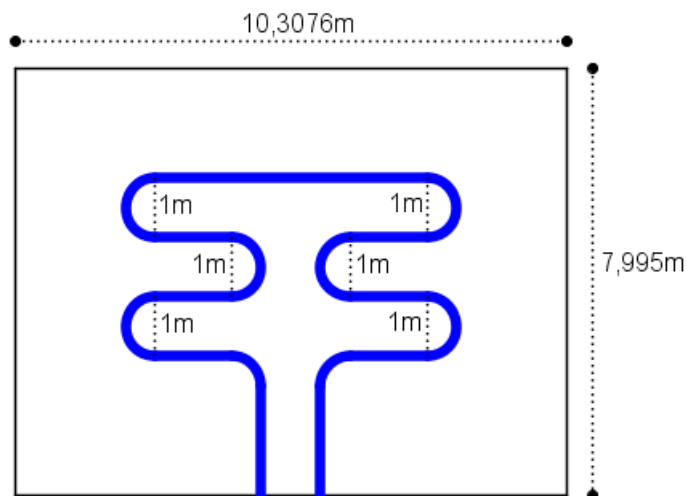


Figura 5.34 - Geometria da Instalação 13.

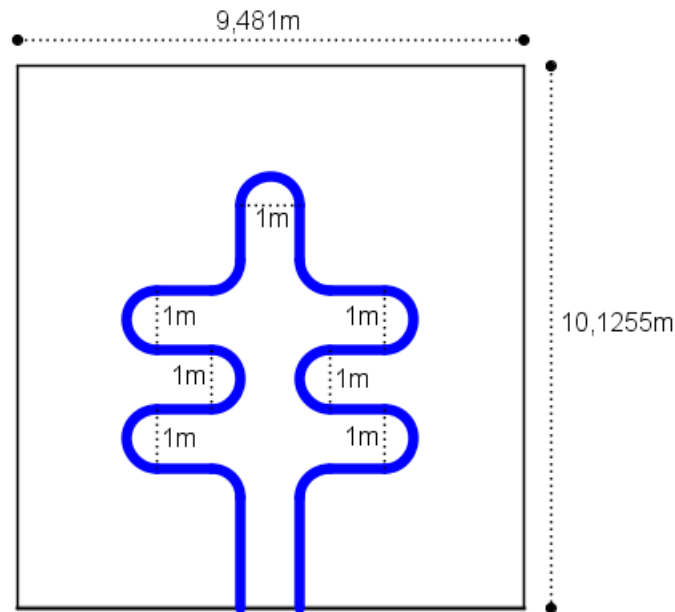


Figura 5.35 - Geometria da Instalação 14.

As Figs. 5.32 à 5.35 indicam que os TCSA do Grupo 3 diferenciam-se pela quantidade de curvas de 90° e de 180°: a Instalação 11 possui 2 curvas de 90° e 2 curvas de 180°, a Instalação 12 possui 4 curvas de 90° e 3 curvas de 180°, a Instalação 13 possui 2 curvas de 90° e 6 curvas de 180° e a Instalação 14 possui 4 curvas de 90° e 7 curvas de 180°.

Para avaliar como cada geometria complexa proposta no Grupo 3 influencia no potencial térmico, no volume de ocupação de solo e na perda de carga, são apresentadas as Figs. 5.36, 5.37 e 5.38, respectivamente.

É possível observar pela Fig. 5.36, que não houve uma variação significativa no potencial térmico médio para as diferentes geometrias de TCSA, sendo a a Instalação 10 a que obteve melhor valor de  $\overline{PT}$ , com 5,06°C, quando comparadas à Instalação Referência, que tem  $\overline{PT}$  de 5,40°C.

No que diz respeito ao volume de solo ocupado por cada TCSA, a Fig. 5.37 indica que as Instalações 11, 13 e 14 permitiram uma redução de ocupação de solo em relação à Instalação Referência, porém a Instalação 12 apresentou um volume de solo ocupado maior que o da Instalação Referência. Entre as instalações que compõem o Grupo 3, a Instalação 13 é a que possui o menor volume de solo ocupado pelo TCSA, com  $1,23 \times 10^3 \text{ m}^3$ .

E, na Fig. 5.38, percebe-se o aumento de perda de carga causado pelo aumento do número de perdas de carga localizadas (curvas de 90° e 180°) nos TCSA. Sob esse aspecto, a melhor geometria, entre as estudadas no Grupo 3, é a Instalação 11 com uma perda de carga de 4,65 m, que é 0,56 m superior à perda de carga da Instalação Referência.



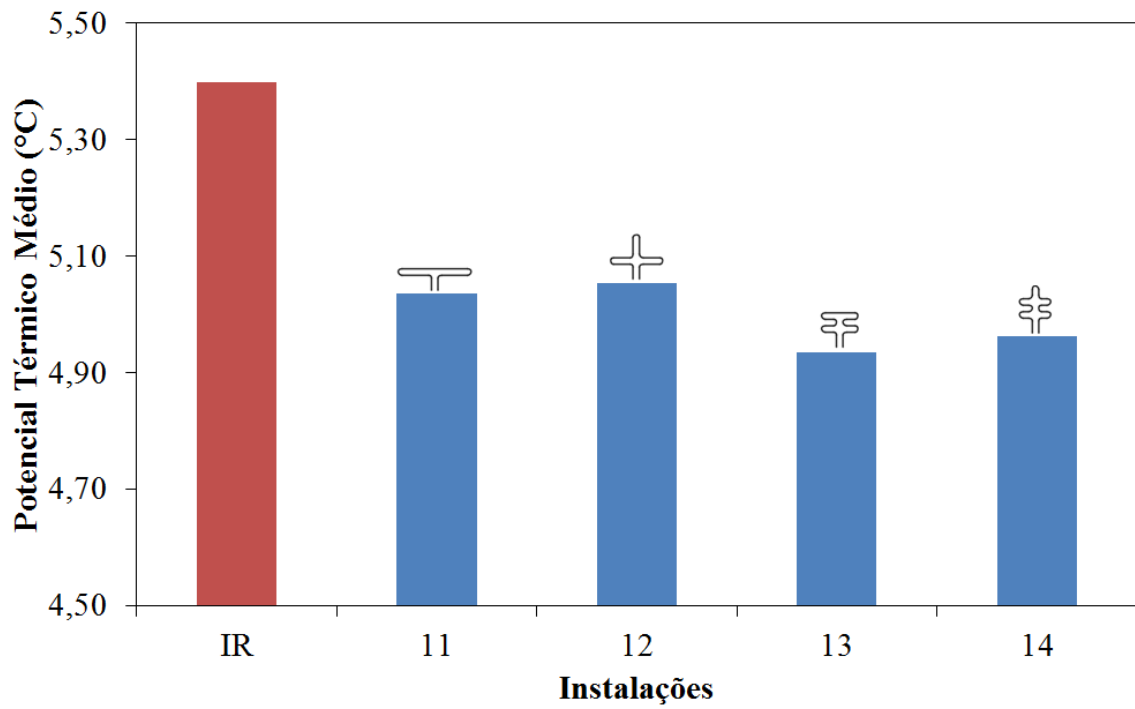


Figura 5.36 - Comparação do  $\overline{PT}$  do Grupo 3.

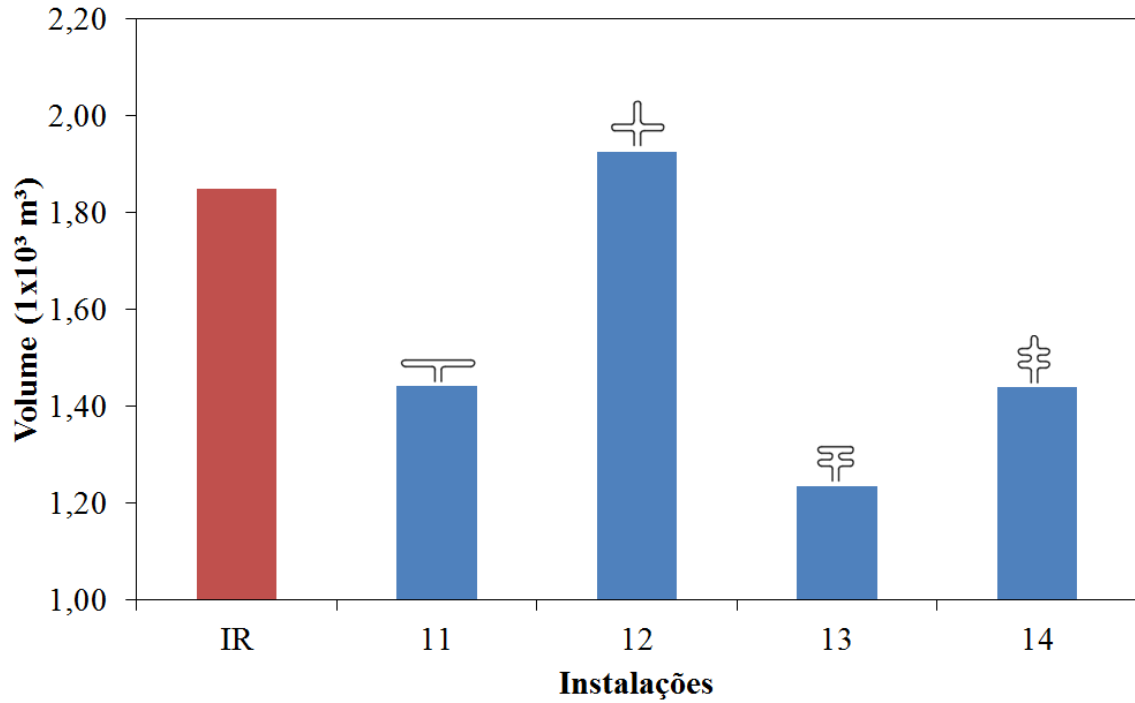


Figura 5.37 - Comparação do volume de solo entre o Grupo 3 e a Instalação Referência.

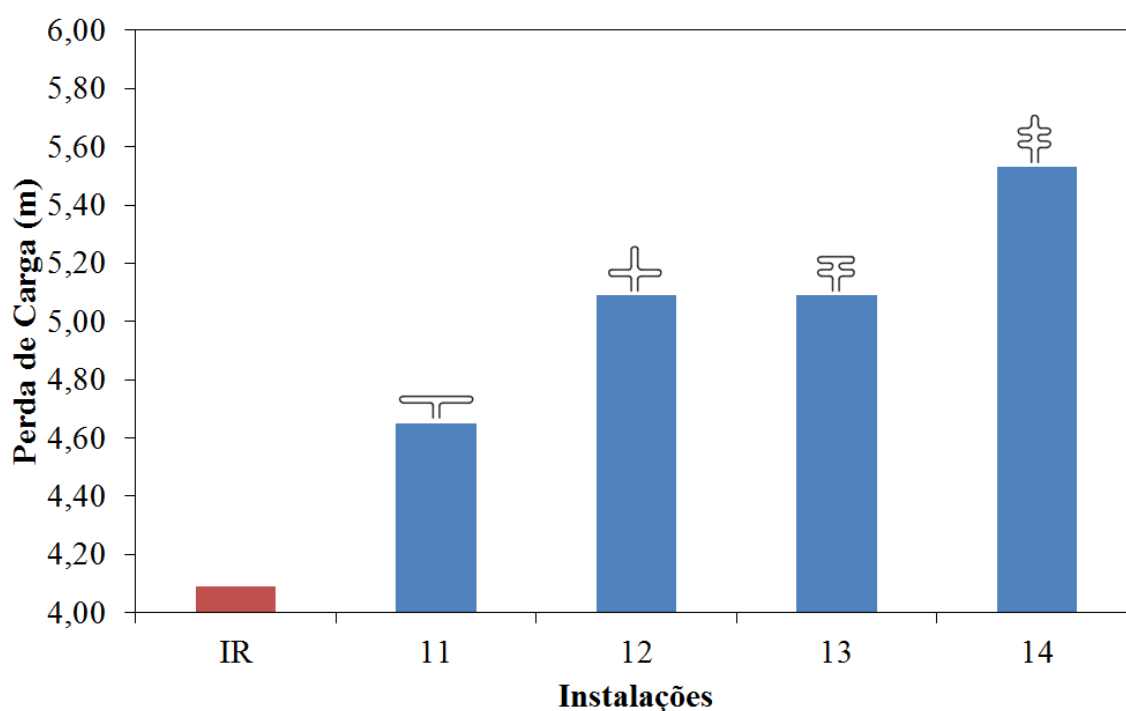


Figura 5.38 - Comparação da perda de carga do Grupo 3.

Finalizando as análises feitas no Grupo 3, a Tabela 3.11 traz a diferença em relação à Instalação referência para os três parâmetros considerados: potencial térmico, volume de solo e perda de carga.

Tabela 5.11 - Comparação das instalações do Grupo 3 em relação à Instalação Referência.

Instalações	Potencial Térmico (%)	Volume do solo (%)	Perda de Carga (%)
11	-6,74	-21,96	+13,69
12	-6,37	+4,08	+24,44
13	-8,57	-33,16	+24,44
14	-8,07	-22,14	+35,20

Os resultados da Tabela 5.11 indicam que, ao comparar as instalações com a Instalação Referência a Instalação 12 obteve melhor desempenho térmico com uma redução de 6,37% no potencial térmico. Ao considerar o volume de solo a instalação 13 possui uma redução na porção de solo equivalente a 33,16% e em relação à perda de carga é possível notar que a instalação 11 possui um aumento de 13,69% ao ser comparada com a Instalação Referência.

Entretanto, cabe destacar que a configuração geométrica da Instalação 12 (ver Fig. 5.33 e Tabela 5.11) provocou um aumento no volume de solo em relação ao ocupado pela Instalação Referência.

## 5.5. Grupo 4

Nove geometrias de TCSA formam o Grupo 4. As Instalações 15 até 23 possuem curvas de 90° e 180° e espaçamentos entre trechos paralelos de duto de 1 m como nos casos dos grupos anteriores, porém aqui existem também trechos com espaçamento entre dutos paralelos de 2 m. Assim os dispositivos são diferenciados pelo número de curvas ( $n$ ), que cada um apresenta, e por serem construídos com dois espaçamentos distintos entre dutos, 1 m e 2 m.

A Tabela 5.12 expõe as principais dimensões (m) e o volume de solo (m<sup>3</sup>) necessário para cada instalação do Grupo 4.

Tabela 5.12 - Dimensões do solo das instalações do Grupo 4.

Instalação	$x$ (m)	$y$ (m)	$z$ (m)	Volume (m <sup>3</sup> )
15	9,98	15,00	13,64	2.043,43
16	12,12	15,00	7,33	1.333,49
17	9,96	15,00	8,44	1.261,61
18	9,82	15,00	9,44	1.390,92
19	8,55	15,00	10,55	1.353,63
20	8,99	15,00	10,52	1.419,76
21	11,66	15,00	9,50	1.662,70
22	7,02	15,00	13,77	1.450,37
23	11,84	15,00	9,911	1.760,29

Na criação das malhas para as Instalações do Grupo 4, obteve-se os seguintes volumes finitos tetraédricos, indicados na Tabela 5.13.

O domínio computacional discretizado das Instalações 15 à 23 estão representados no Anexo B, respectivamente, nas Figs. B.29, B.31, B.33, B.35, B.37, B. 39, B.41, B.43 e B.45. Além disso, as Figs. 5.39 à 5.47 apresentam uma vista superior das Instalações 15 à 23, respectivamente, com suas principais dimensões. Além disso, as Figs. B.30, B.32, B.34, B.36,

B.38, B.40, B.42, B.44 e B.46, do Anexo B, mostram o comportamento transiente da temperatura do ar na entrada e saída, respectivamente, para as Instalações de TCSA 15 à 23 em comparação com a Instalação Referência.

Tabela 5.13 - Volumes finitos tetraédricos das instalações do Grupo 4.

Instalação	Duto	Solo
15	38.268	600.480
16	40.597	423.983
17	42.518	415.320
18	39.721	416.994
19	40.737	459.128
20	38.908	424.343
21	40.152	498.696
22	44.300	402.362
23	41.785	491.890

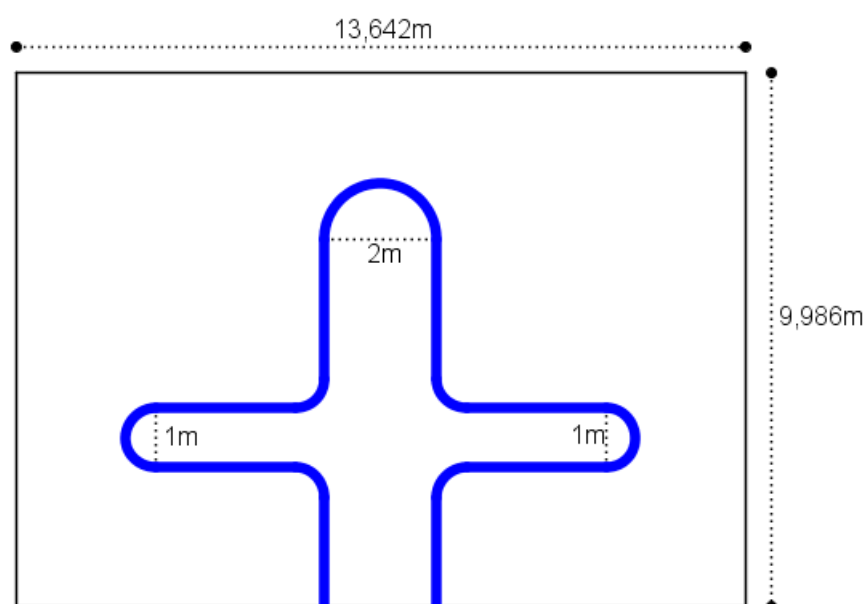


Figura 5.39 - Geometria da Instalação 15.

Observa-se, pela Fig. 5.39, que a geometria complexa da Instalação 15, possui três curvas de 180° e quatro curvas de 90°, sendo que duas curvas possuem espaçamentos equivalentes a 1 m e uma curva com 2 m.

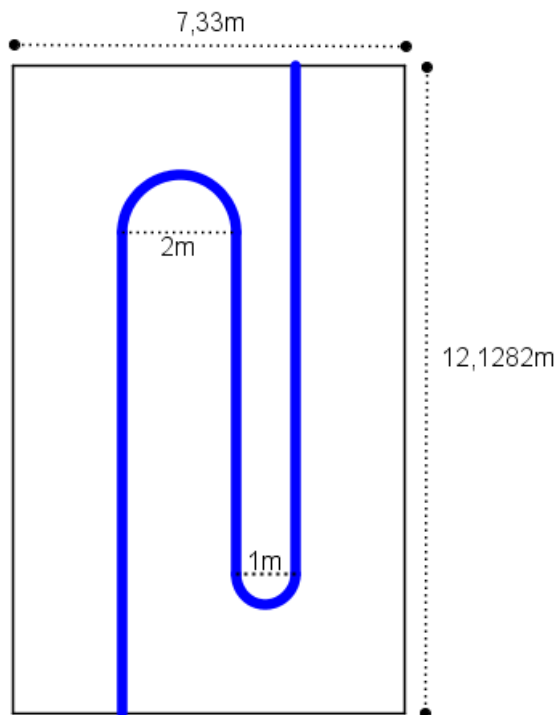


Figura 5.40 - Geometria da Instalação 16.

A Fig. 5.40 indica que a configuração geométrica da Instalação 16 possui duas curvas de 180°, uma curva com espaçamento de 1 m e uma curva com espaçamento de 2 m.

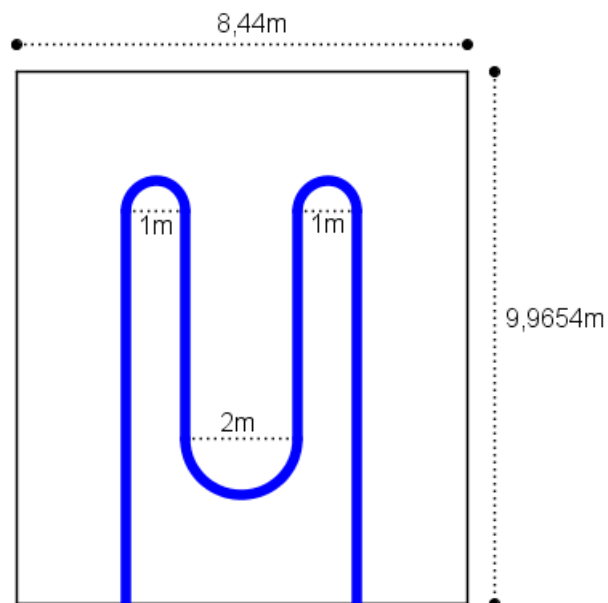


Figura 5.41 - Geometria da Instalação 17.

Conforme ilustra a Fig. 5.41, a Instalação 17 é formada por três curvas de 180°: duas delas com espaçamento equivalente a 1 m e a outra com espaçamento de 2 m.

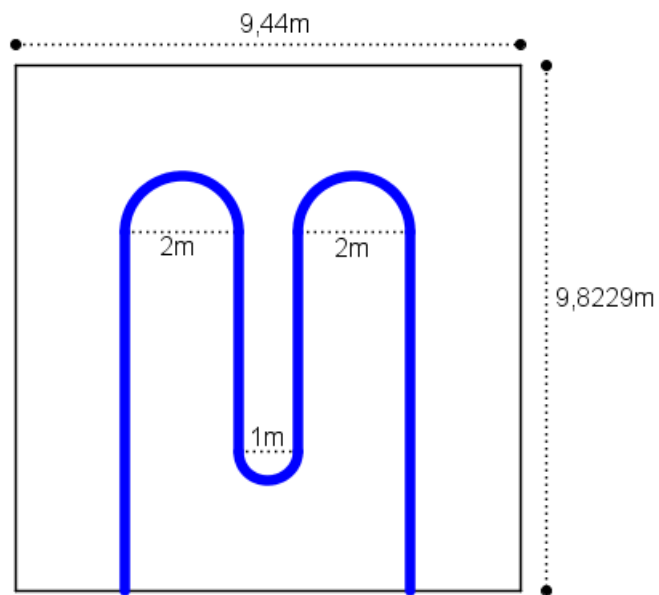


Figura 5.42 - Geometria da Instalação 18.

Já a Instalação 18, representada na Fig. 5.42, possui três curvas de  $180^\circ$ , sendo duas curvas com espaçamentos de 2 m e a uma curva com espaçamento de 1 m.

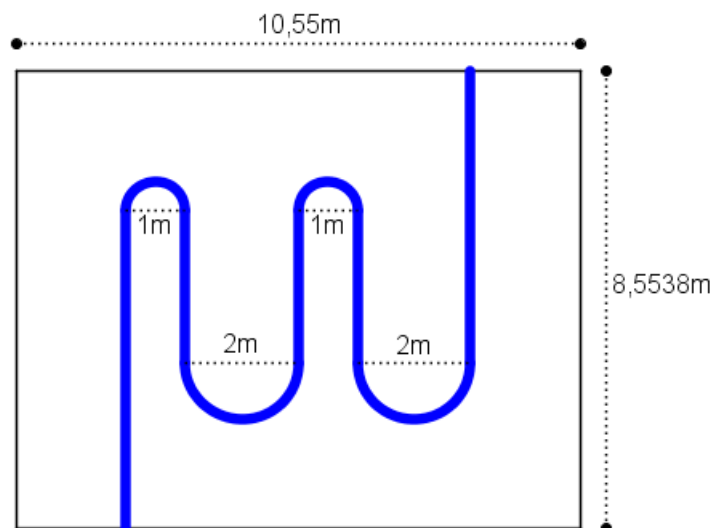


Figura 5.43 - Geometria da Instalação 19.

Na Fig. 5.43 a geometria complexa da Instalação 19 é mostrada. A mesma possui quatro curvas de  $180^\circ$ : duas com espaçamento de 1 m e duas com espaçamento de 2 m.

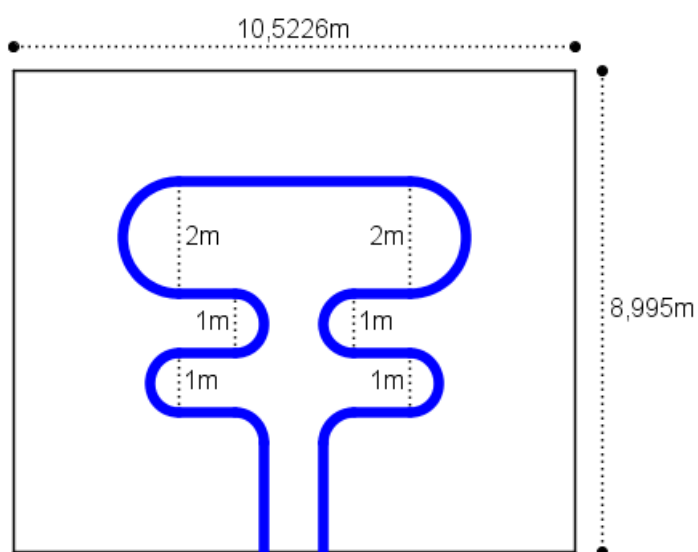


Figura 5.44 - Geometria da Instalação 20.

Nota-se, na Fig. 5.44, que o TCSA da Instalação 20, possui seis curvas de 180° (duas com espaçamento de 1 m e quatro com espaçamento de 1 m) e duas curvas de 90°.

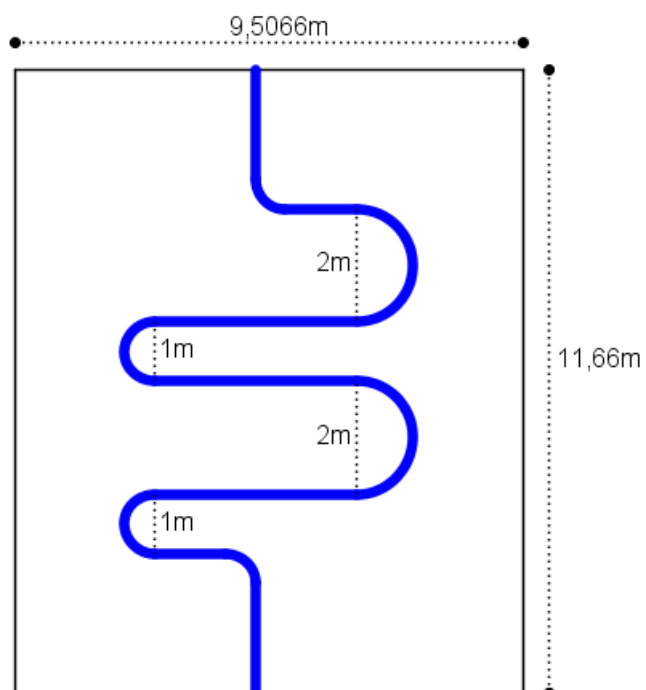


Figura 5.45 - Geometria da Instalação 21.

Conforme é mostrado na Fig. 5.45, a Instalação 21 possui quatro curvas de 180° (duas com espaçamento de 2 m e duas com espaçamento de 1 m) e duas curvas de 90°.

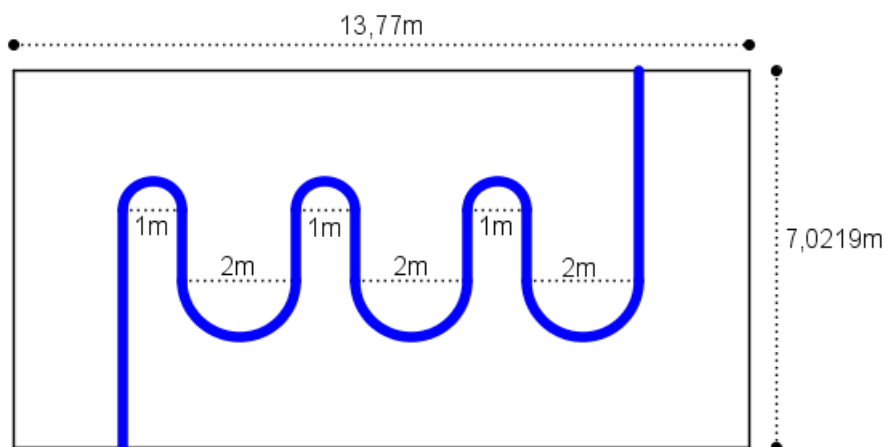


Figura 5.46 - Geometria da Instalação 22.

Já a Fig. 5.46, que ilustra a geometria da Instalação 22, possui seis curvas de  $180^\circ$ , sendo três curvas com espaçamento de 1 m e as outras três curvas com espaçamento de 2 m.

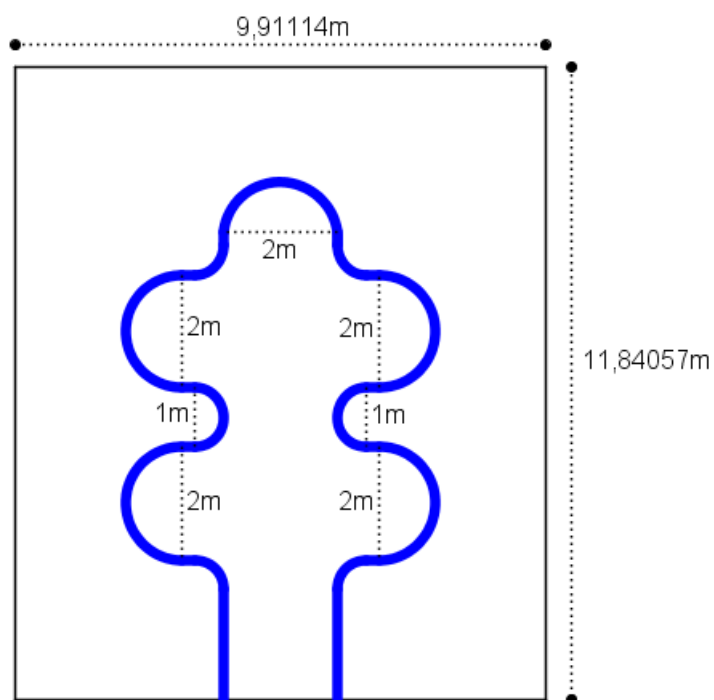


Figura 5.47 - Geometria da Instalação 23.

E a Fig. 5.47, referente à Instalação 23, indica que a mesma possui sete curvas de  $180^\circ$  (todas com espaçamento de 2 m) e quatro curvas de  $90^\circ$ .

Para permitir a comparação entre os resultados obtidos para as instalações do Grupo 4 as Figs. 5.48, 5.49 e 5.50 apresentam, respectivamente, os valores do potencial térmico médio,



do volume de solo ocupado e da perda de carga, juntamente com os resultados correspondentes da Instalação Referência.

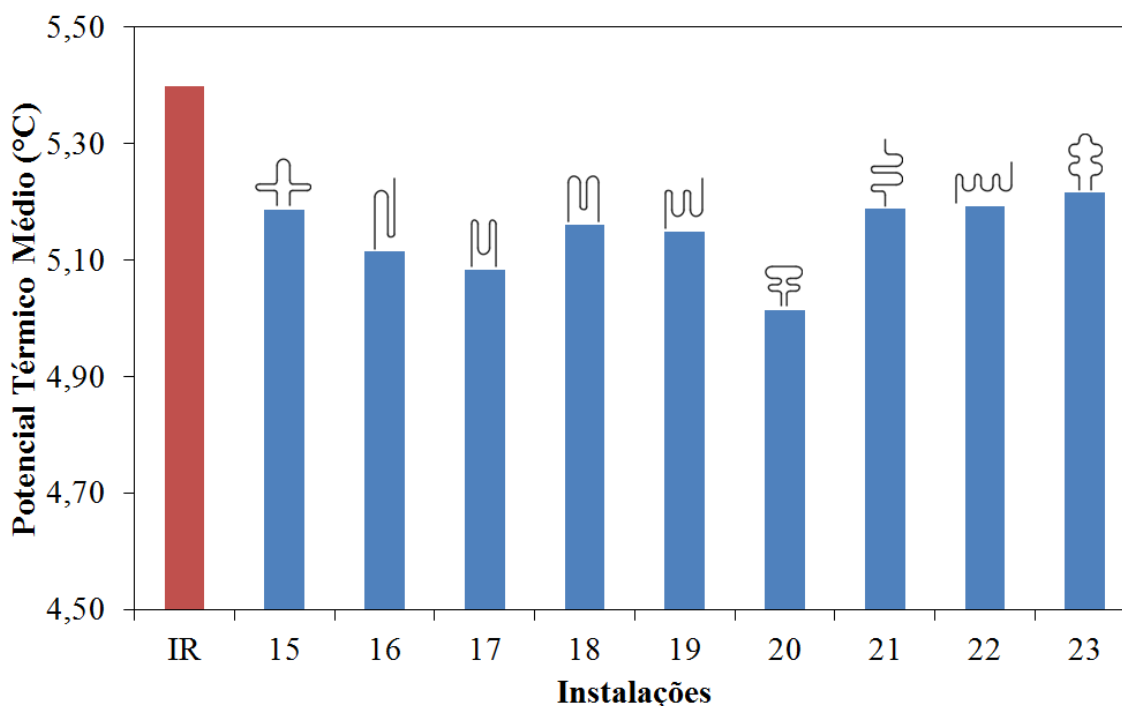


Figura 5.48 - Comparação do  $\overline{PT}$  do Grupo 4.

É possível observar pela Fig. 5.48, que a Instalação 23 obteve melhor desempenho se for considerado somente o  $\overline{PT}$ , com um valor de 5,21°C enquanto a Instalação Referência possui um valor de 5,40°C.

Já a Fig. 5.49 indica que a Instalação 17 foi a que obteve o menor volume de solo ocupado pelo TCSA:  $1,26 \times 10^3 \text{ m}^3$ . Destaca-se também que a Instalação 15 necessita de uma porção de solo maior que a ocupada pela Instalação Referência.

E, na Fig. 5.50, fica evidente como a complexidade das geometrias das instalações do Grupo 4 afetam a perda de carga imposta ao escoamento de ar no TCSA. Nota-se que a Instalação 16 é a que possui perda de carga mais próxima à da Instalação Referência. Portanto, sob esse aspecto, no Grupo 4, a Instalação 16 é a mais indicada.

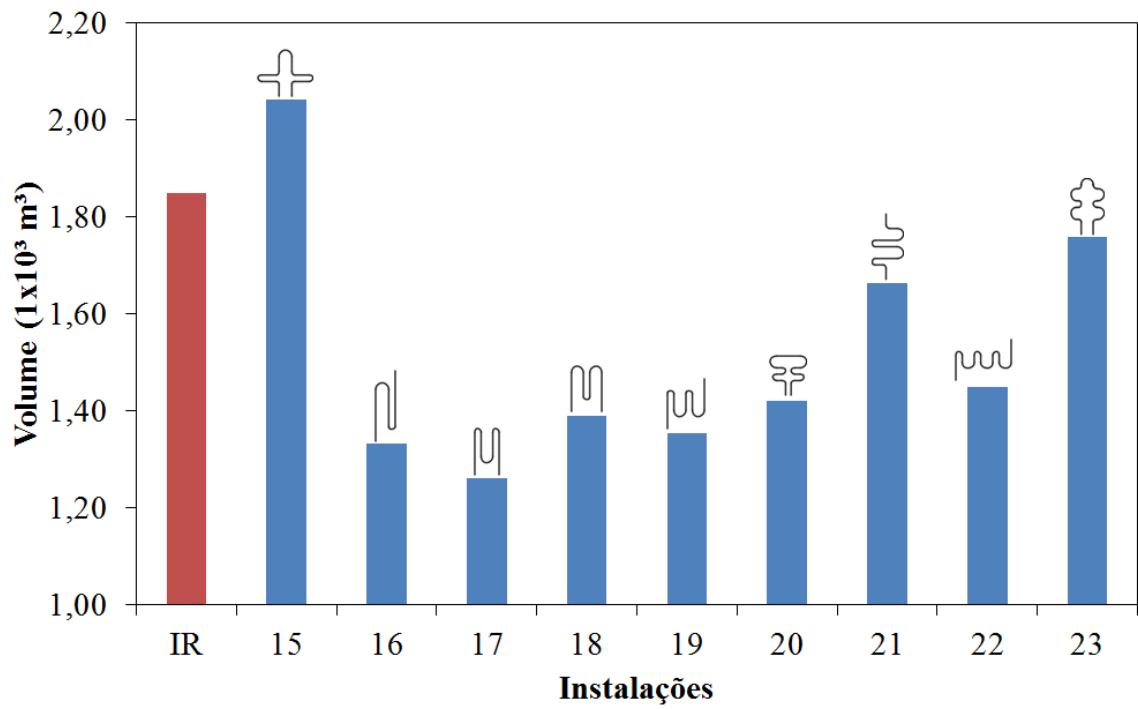


Figura 5.49 - Comparação do volume de solo entre o Grupo 4 e a Instalação Referência.

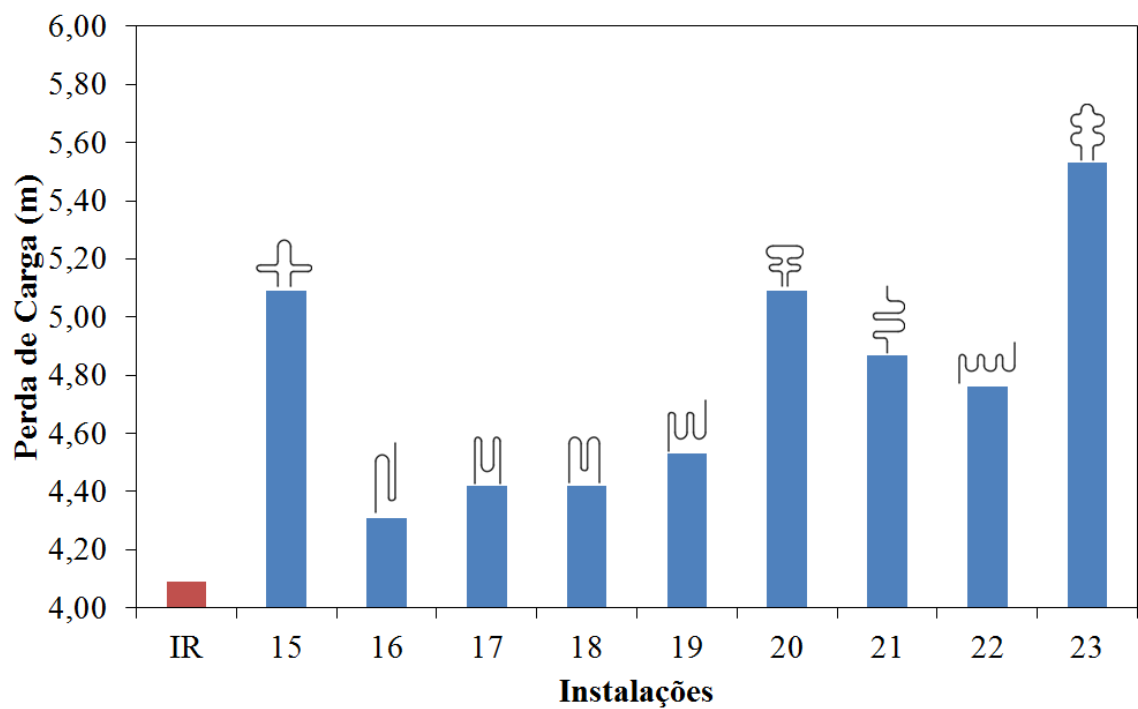


Figura 5.50 - Comparação da perda de carga do Grupo 4.

Então, finalizando as discussões dentro do Grupo 4, a Tabela 5.14 mostra a diferença relativa entre as Instalações 15 à 23 e a Instalação Referência para os três parâmetros considerados nessa pesquisa.

Tabela 5.14 - Comparação das instalações do Grupo 4 em relação à Instalação Referência.

Instalações	Potencial Térmico (%)	Volume do solo (%)	Perda de Carga (%)
15	-3,92	+10,48	+24,44
16	-5,23	-27,89	+5,37
17	-5,84	-31,78	+8,06
18	-4,42	-24,79	+8,06
19	-4,64	-26,81	+10,75
20	-7,11	-23,23	+24,44
21	-3,89	-10,09	+19,07
22	-3,80	-21,58	+16,38
23	-3,36	-4,82	+35,20

A partir dos resultados da Tabela 5.16 é possível afirmar que, ao comparar as instalações do Grupo 3 com a Instalação Referência, a instalação 23 obteve um melhor desempenho, com uma diferença de 3,36% no potencial térmico. Já a instalação 17 obteve uma redução de 31,78% na porção de solo. E por fim, é possível verificar que a instalação 16 obteve um melhor desempenho na perda de carga, com um aumento de 5,37%.

## 5.6. Grupo 5

O último grupo, chamado de Grupo 5, é formado por três instalações que possuem somente curvas de 180° com espaçamentos de 1 m, 2 m, 3 m ou 4 m entre trechos paralelos do TCSA.

A Tabela 5.15, apresenta as principais dimensões (m) e o volume total necessário de solo (m<sup>3</sup>) para as Instalações 24, 25 e 26.

Para a discretização do domínio computacional de cada instalação do Grupo 5 foram necessárias as quantidades de volumes finitos tetraédricos indicadas na Tabela 5.16.

Tabela 5.15 - Dimensões do solo das instalações do Grupo 5.

Instalação	$x$ (m)	$y$ (m)	$z$ (m)	Volume (m <sup>3</sup> )
24	11,74	15,00	9,33	1.664,16
25	10,18	15,00	10,44	1.594,25
26	11,93	15,00	8,33	1.491,67

Tabela 5.16 - Volumes finitos tetraédricos das instalações do Grupo 5.

Instalação	Duto	Solo
24	44.112	486.919
25	42.474	506.119
26	40.194	423.163

As geometrias complexas das Instalações 24, 25 e 26 são apresentadas, em planta, nas Figs. 5.51, 5.52 e 5.53, respectivamente, destacando suas principais dimensões. E, no Anexo B, as Figs. B.47, B.49 e B.51, respectivamente, mostram essas instalações em uma representação tridimensional do domínio computacional discretizado (ver Tabelas 5.17 e 5.18). Ainda no Anexo B, as Figs. B.48, B.50 e B.52, mostram como ocorre a variação na temperatura do ar na entrada e na saída das Instalações 24, 25 e 26, respectivamente, em comparação com a Instalação Referência.

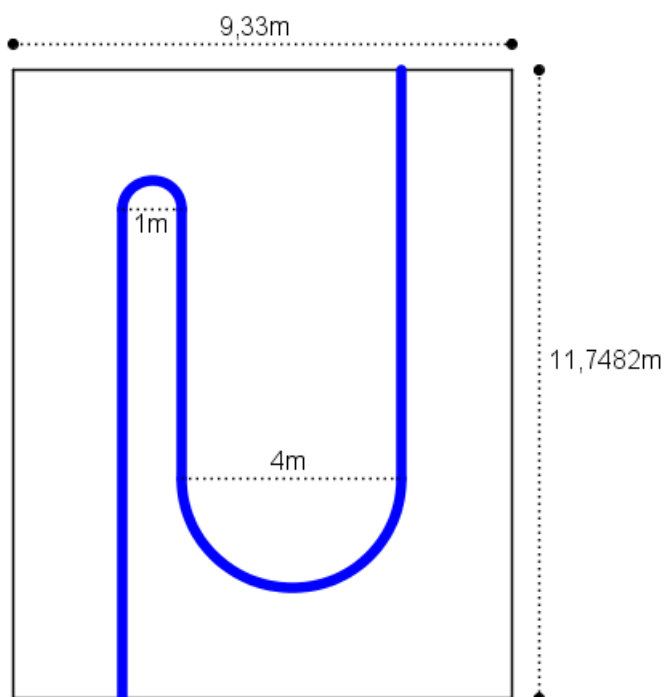


Figura 5.51 - Geometria da Instalação 24.

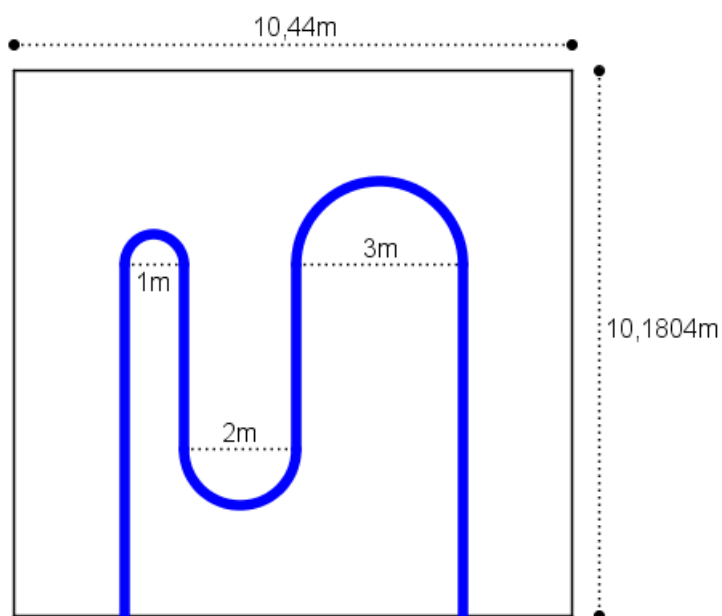


Figura 5.52 - Geometria da Instalação 25.

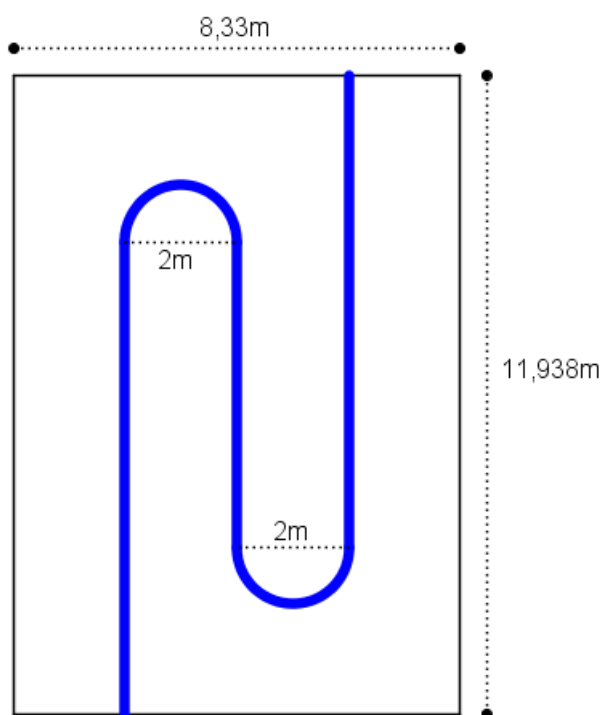


Figura 5.53 - Geometria da Instalação 26.

Na Fig. 5.51 é possível notar que a Instalação 24 possui duas curvas de  $180^\circ$ , sendo uma com diâmetro de 1 m e outra com diâmetro de 4 m. Já a Instalação 25 (Fig. 5.52) é composta por três curvas de  $180^\circ$ , com diâmetros de 1 m, 2 m e 3 m, respectivamente. E, a Fig. 5.53, indica que a Instalação 26 possui duas curvas de  $180^\circ$ , ambas com diâmetro de 2 m.

Para que uma comparação entre as Instalações 24, 25 e 26 e a Instalação Referência seja possível, as Figs. 5.52, 5.53 e 5.54 apresentam, respectivamente, a influência da geometria do TCSA no potencial térmico, no volume de solo ocupado e na perda de carga.

É possível observar na Fig. 5.54 que, praticamente, não existe diferença entre os potenciais térmicos das instalações do Grupo 5. Uma diferença em torno de 0,2°C foi encontrada em relação ao potencial térmico da Instalação Referência.

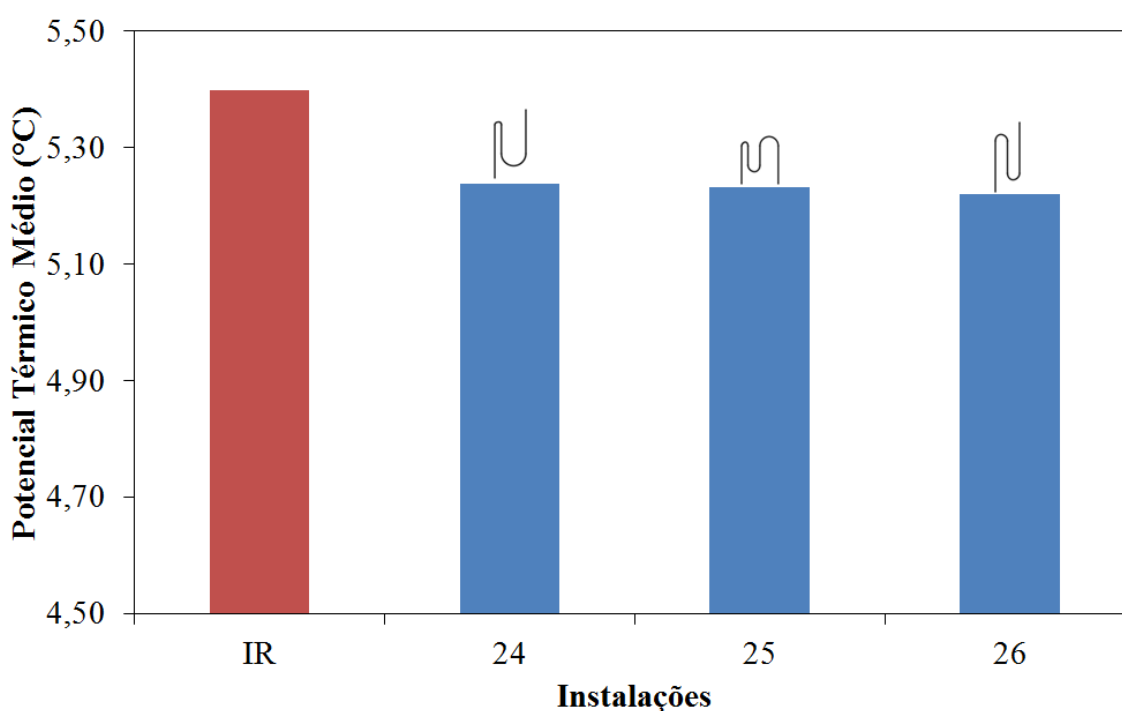


Figura 5.54 - Comparação do  $\overline{PT}$  do Grupo 5.

Já na Fig. 5.55 é evidente que a Instalação 26 necessita de um menor volume de solo, em comparação às demais instalações do Grupo 5.

E a Fig. 5.56 indica que as Instalações 24 e 26 possuem uma perda de carga menor que a Instalação 25, devido ao número de curvas de 180° que as mesmas apresentam.

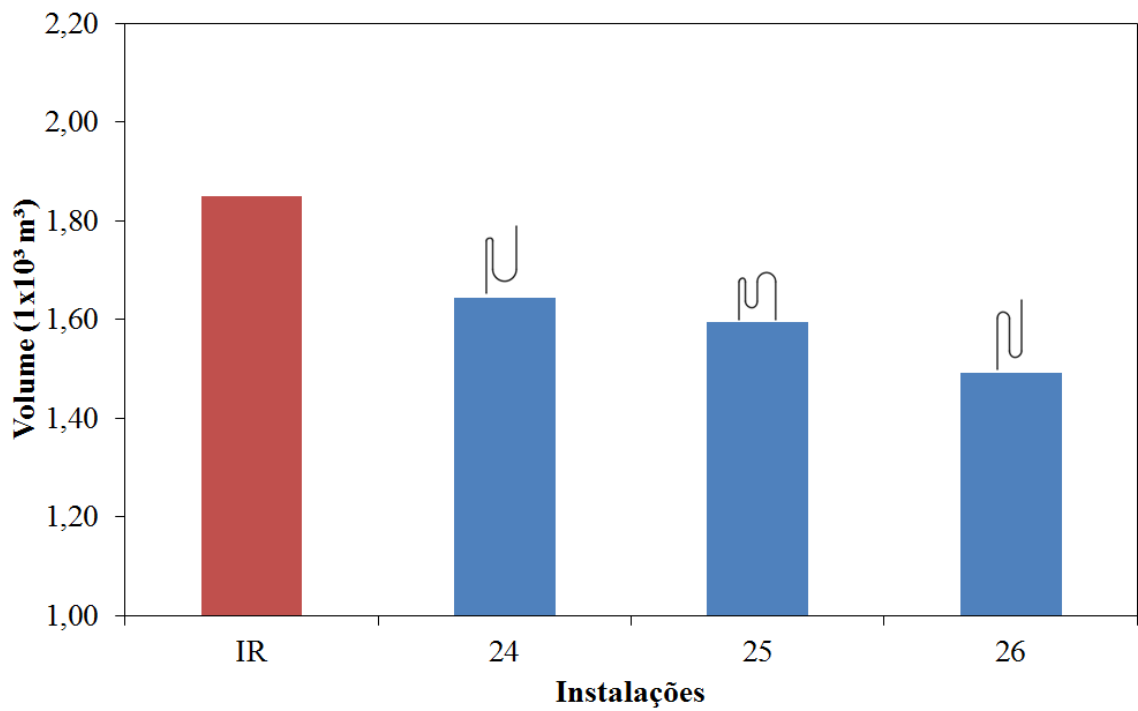


Figura 5.55 - Comparação do volume de solo entre o Grupo 5 e a Instalação Referência.

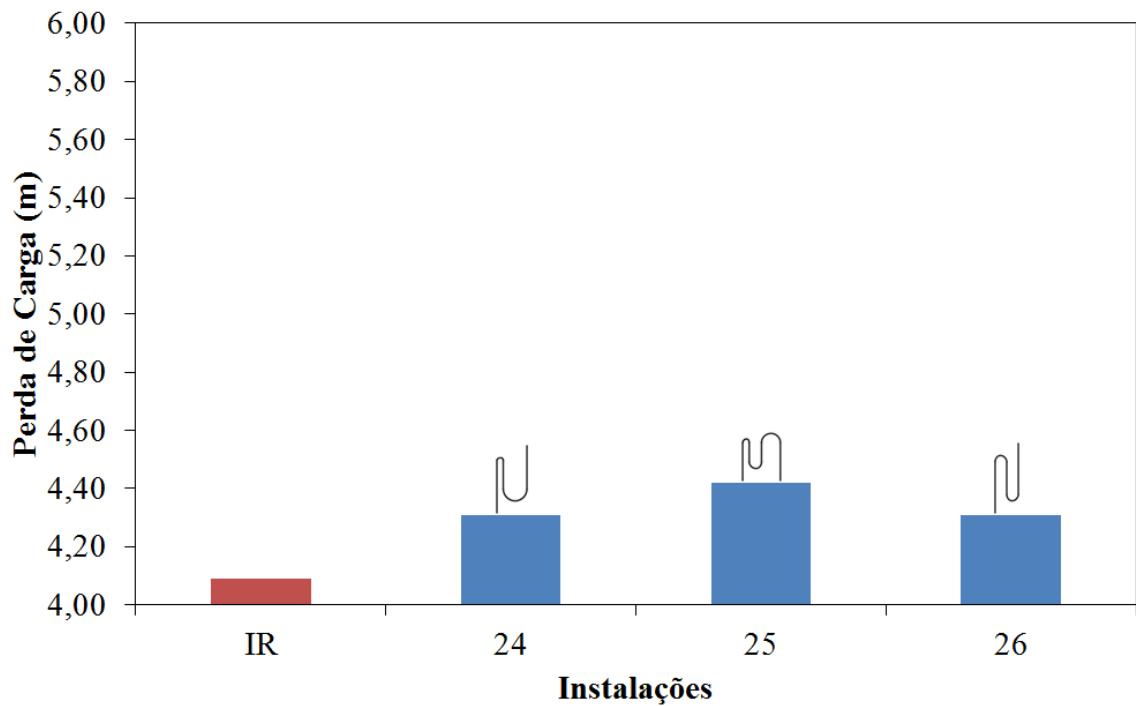


Figura 5.56 - Comparação da perda de carga do Grupo 5.

Então, finalizando a análise de resultados do Grupo 5, a Tabela 5.17 apresenta as diferenças relativa à Instalação Referência para o potencial térmico médio, volume de solo ocupado e perda de carga para as Instalações 24, 25 e 26.

Tabela 5.17 - Comparação das instalações do Grupo 5 em relação à Instalação Referência.

Instalações	Potencial Térmico (%)	Volume do solo (%)	Perda de Carga (%)
24	-2,97	-11,10	+5,37
25	-3,10	-13,80	+8,06
26	-3,30	-19,34	+5,37

A Tabela 5.17 indica que, ao comparar as instalações do Grupo 5 com a Instalação Referência é possível notar que as Instalações 24 e 26 possuem um aumento de 5,37% na perda de carga. Ao analisar o volume de solo, percebe-se que a Instalação 26 obteve uma redução de 19,34% na porção de solo. E por fim, ao considerar o potencial térmico, é possível constatar que a Instalação 24 possui uma diferença de 2,97% comparados a Instalação Referência. Sendo esses, então, os melhores casos do Grupo 5, para cada um dos parâmetros analisados.

### 5.7. Comparação entre todas as instalações

Com o objetivo avaliar o desempenho das instalações de TCSA, aqui estudadas, três parâmetros foram considerados: o potencial térmico médio, o volume do solo ocupado e a perda de carga de cada instalação, conforme já foi anteriormente apresentado. Porém, para uma comparação global entre todas as instalações propostas, esses parâmetros foram normalizados, conforme descrito a seguir.

Para analisar o desempenho do potencial térmico médio, tem-se:

$$\overline{PT}_N = \frac{\overline{PT}_{instalação}}{\overline{PT}_{referência}} \quad (5.1)$$

onde,  $\overline{PT}_N$  é o potencial térmico médio normalizado,  $\overline{PT}_{instalação}$  é o potencial térmico médio da instalação com configuração geométrica complexa e  $\overline{PT}_{referência}$  é o potencial térmico médio da Instalação Referência. Busca-se aqui que o potencial térmico médio da instalação



complexa seja igual ou superior ao da Instalação Referência, ou seja,  $\overline{PT}_N \geq 1$ . Porém, para permitir a comparação com os outros dois parâmetros, será adotado o valor de:

$$\frac{1}{\overline{PT}_N} \leq 1 \quad (5.2)$$

Outro aspecto estudado foi o volume utilizado pelo TCSA em cada instalação proposta, que será normalizado como:

$$V_N = \frac{V_{instalação}}{V_{referência}} \quad (5.3)$$

onde,  $V_N$  é o volume do solo normalizado,  $V_{instalação}$  é o volume da porção de solo da instalação com configuração geométrica complexa e  $V_{referência}$  é o volume da porção de solo da Instalação Referência. Nesse parâmetro busca-se a redução da porção de solo ocupada pela instalação com configuração complexa em relação à Instalação Referência, ou seja,  $V_N \leq 1$ .

E, por fim, o último parâmetro analisado foi a perda de carga, que em sua forma normalizada é definida como:

$$h_N = \frac{h_{instalação}}{h_{referência}} \quad (5.4)$$

onde,  $h_N$  é a perda de carga normalizada,  $h_{instalação}$  é a perda de carga da instalação com configuração geométrica complexa e  $h_{referência}$  é a perda de carga da Instalação Referência. Aqui também busca-se minimizar a perda de carga da instalação em comparação com a Instalação Referência, ou seja,  $h_N \leq 1$ .

Com isso, na Fig. 5.57, foi possível plotar um gráfico de dispersão tridimensional a partir dos valores de  $1/\overline{PT}_N$ ,  $V_N$  e  $h_N$ , permitindo comparar o desempenho das instalações levando em conta esses três parâmetros normalizados.

Como o melhor desempenho global será o da instalação que conduzir a uma minimização de  $1/\overline{PT}_N$ ,  $V_N$  e  $h_N$ , foi realizada uma análise vetorial destes parâmetros, para cada instalação, visando identificar qual instalação possui o vetor com menor módulo em relação à origem do sistema de coordenadas (0, 0, 0) da Fig. 5.57.

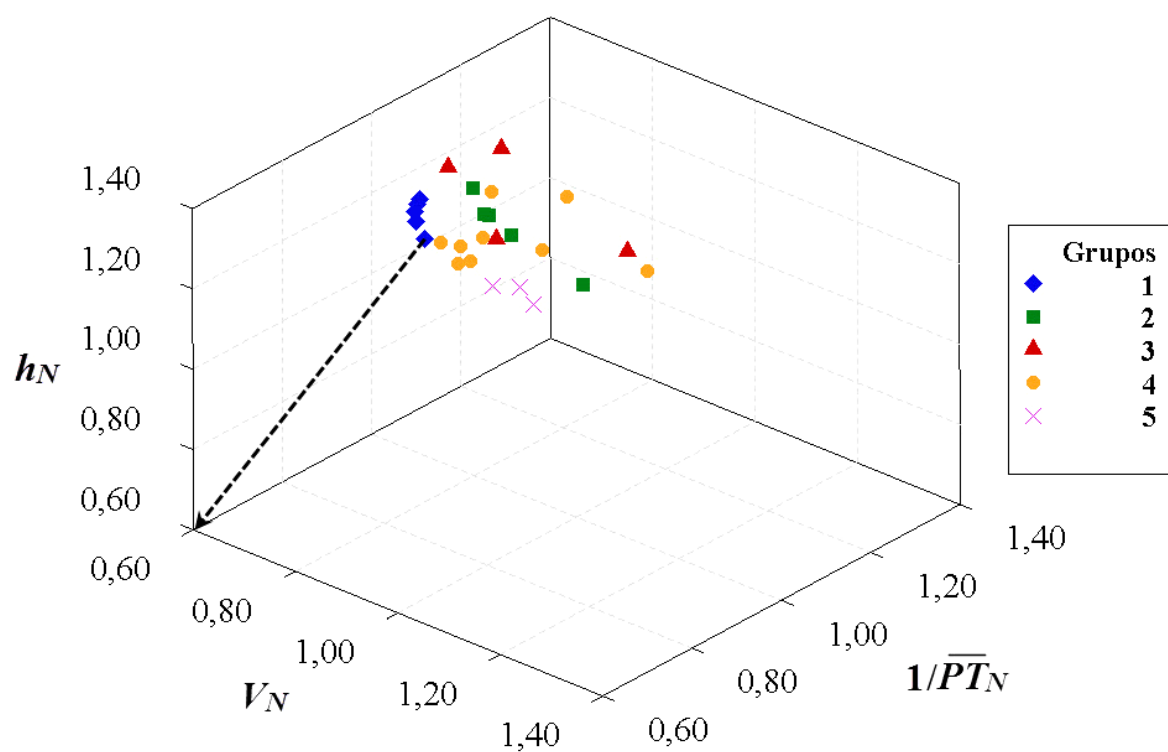


Figura 5.57 - Comparação entre as instalações.

Pela Fig. 5.57 é possível observar que as instalações do Grupo 1 estão mais próximas à origem (0,0,0), conseqüentemente, sendo as melhores configurações geométricas complexas em termos de desempenho global para o TCSA.

Para facilitar a visualização, o módulo do vetor que vai da instalação até a origem na Fig. 5.57, para cada instalação, foi calculado e é apresentado na Fig. 5.58, através de um gráfico de barras.

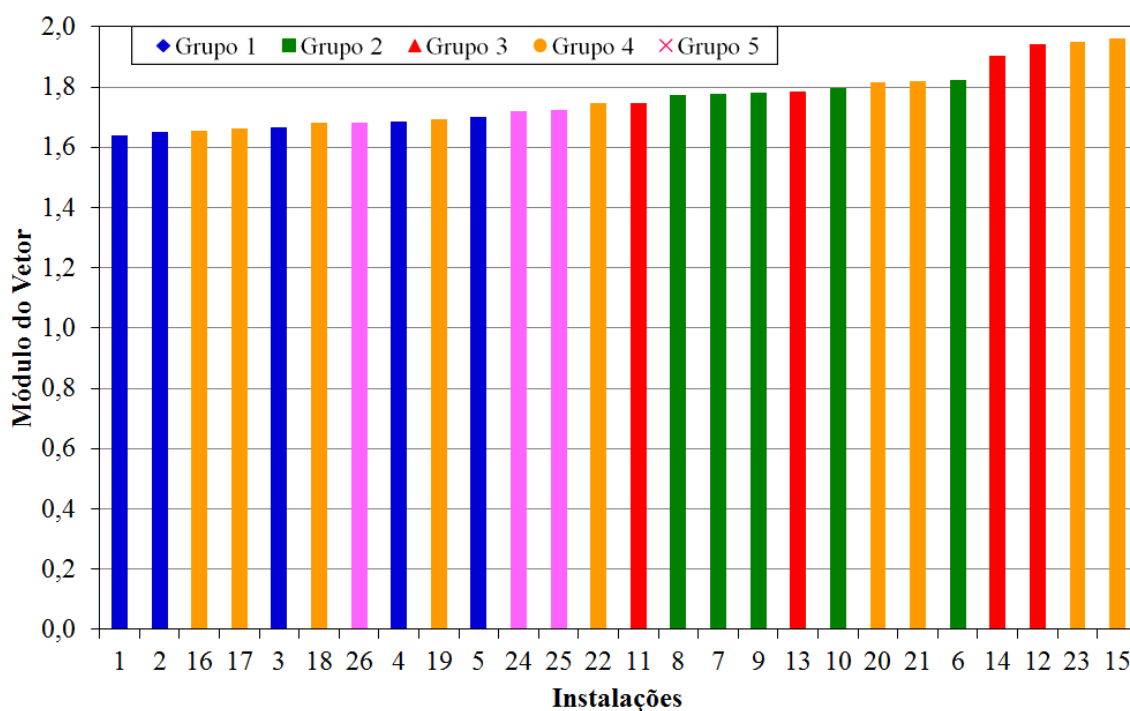


Figura 5.58 - Módulo do vetor.

É possível observar pela Fig. 5.58, que a Instalação 1 possui o menor módulo para o vetor que liga a instalação à origem, possuindo um valor de 1,64, sendo esta a melhor instalação, pois obteve um aumento do potencial térmico, uma redução significativa no volume de solo ocupado e a menor perda de carga quando comparada aos outros dispositivos.

Já o pior desempenho global foi o da Instalação 15, com um módulo para o vetor igual a 1,96. Então, comparando o melhor e o pior caso, uma melhoria global em torno de 23% foi obtida.

## 6. CONCLUSÕES

Nesta dissertação foi realizado, inicialmente, um estudo numérico do comportamento térmico de um TCSA composto por um duto reto, que foi chamado de Instalação Referência. Observou-se que a Instalação Referência, no período quente (verão), possui um melhor desempenho para o resfriamento se comparado ao desempenho para o aquecimento durante o período frio (inverno), comportamento que está de acordo com resultados da literatura (Brum et al., 2012; Brum et al., 2013; Rodrigues et al., 2015). Constatou-se também, que nos períodos com temperaturas intermediárias (primavera e outono) o TCSA não tem a mesma eficácia.

Após, um estudo sobre o espaçamento entre dois dutos retos e paralelos foi realizado visando a definição de um espaçamento mínimo entre trechos de duto em uma instalação com geometria complexa. Como já era esperado, percebeu-se que quanto maior o afastamento entre os dutos, menor é a variação da temperatura ao ser comparada com a temperatura de saída da Instalação Referência. Foi constatado que a partir dos 1 m de espaçamento entre os dutos, a troca térmica entre eles não é afetada de forma relevante. Sendo assim, 1 m foi adotado como espaçamento mínimo entre dutos para a construção de geometrias complexas propostas nesta pesquisa. Cabe destacar ainda que o mesmo resultado para o espaçamento mínimo entre dutos foi encontrado para um duto em forma de U.

Outro aspecto importante neste trabalho foi a utilização do modelo de turbulência  $k-\varepsilon$ , pois esse modelo, em relação ao modelo RSM, foi capaz de simular numericamente as geometrias mais complexas das instalações estudadas. Os dois modelos de turbulência apresentaram resultados praticamente iguais para o caso do duto retilíneo, o que capacitou o uso do  $k-\varepsilon$  nas instalações complexas.

Então, tendo como referência um TCSA com duto reto com diâmetro de 110 mm e comprimento de 30 m, foram propostas vinte e seis configurações geométricas complexas para esse TCSA, que foram divididas em cinco grupos (de acordo com suas características geométricas). Para que uma comparação adequada entre todas as instalações fosse possível, o diâmetro e o comprimento do duto foram mantidos iguais ao da Instalação Referência. Como parâmetros de comparação foram considerados o potencial térmico médio da instalação, o volume de solo ocupado por cada instalação e a perda de carga imposta ao escoamento do ar por cada instalação.

Ao analisar cada grupo separadamente considerando esses três parâmetros, obteve-se como melhor desempenho as seguintes instalações:

No Grupo 1, obteve-se como melhor desempenho a Instalação 1, pois o potencial térmico médio foi equivalente a  $4,98^{\circ}\text{C}$ , a redução da porção de solo quando comparada à Instalação Referência foi de 36,75% e a perda de carga resultou em 4,31 m.

Para o Grupo 2, o melhor desempenho foi o da Instalação 8, pois o potencial térmico médio foi equivalente a  $5,03^{\circ}\text{C}$ , a redução da porção de solo comparada à Instalação Referência foi de 23,28% e a perda de carga resultou em 4,87 m.

Já para o Grupo 3, o melhor desempenho foi o apresentado pela Instalação 11, possuindo um potencial térmico médio equivalente a  $5,03^{\circ}\text{C}$ , uma redução da porção de solo em relação à Instalação Referência de 21,96% e uma perda de carga de 4,65 m.

Ao observar o Grupo 4, a Instalação 16 obteve o melhor desempenho relativo, sendo seu potencial térmico médio equivalente a  $5,11^{\circ}\text{C}$ , tendo uma redução da porção de solo de 27,89% se comparado à Instalação Referência e uma perda de carga resultou em 4,31 m.

E por fim, no Grupo 5, definiu-se como melhor desempenho o da Instalação 26, pois seu potencial térmico médio foi equivalente a  $5,22^{\circ}\text{C}$ , sua redução de volume de solo comparado à Instalação Referência foi de 19,34% e sua perda de carga foi de 4,31 m.

Após, para realizar uma comparação global entre todas as instalações, valores normalizados para o potencial térmico médio, o volume de solo e a perda de carga foram obtidos em relação à Instalação Referência. Então, ao comparar os parâmetros normalizados de todas as instalações propostas foi possível identificar que a Instalação 1 obteve o melhor desempenho global, sendo esta configuração geométrica para o TCSA considerada a mais adequada para utilização em zonas urbanas.

Cabe destacar ainda que Instalações 12 e 16 necessitaram de uma porção de solo ocupada pelo TCSA maior em comparação à Instalação Referência, obtendo um aumento do volume do solo de 4,08% e 10,48%, respectivamente, condição essa contrária a um dos objetivos do trabalho que é a redução do volume de solo ocupado pelo TCSA. Entretanto, estas instalações não foram retiradas deste estudo, pois seus comportamentos térmicos são semelhantes com todas as outras instalações, podendo ser aplicadas em zonas urbanas onde as dimensões dos terrenos permitam.

Observou-se ainda que existe uma boa semelhança entre o comportamento térmico na saída do TCSA para todas as instalações. Já a redução do volume de solo usado pelas instalações foi significativa, em torno de 50%, sendo válida a utilização dos TCSA em porções de solo reduzidas. Além disso, devido à complexidade das instalações propostas,

obviamente, sempre houve um aumento no valor da perda de carga em relação à Instalação Referência.

Portanto, pode-se concluir que, do ponto de vista térmico, de instalação do TCSA e fluidodinâmico, é possível empregar configurações geométricas de maior complexidade para os TCSA, diminuindo significativamente a porção de solo necessária para o seu funcionamento, viabilizando a utilização desses dispositivos em zonas urbanas, sem que ocorra uma diminuição considerável no desempenho do equipamento.

Para finalizar, são sugeridas algumas propostas de continuidade para o presente trabalho. São elas:

- Avaliação de configurações geométricas diferentes das propostas neste trabalho;
- Avaliação de outras condições de funcionamento do TCSA (por exemplo, diferentes velocidades de escoamento do ar);
- Avaliação de outras características construtivas para o TCSA (por exemplo, diferentes diâmetros e, conseqüentemente, comprimento da instalação);
- Aplicar uma técnica de otimização geométrica para o estudo do TCSA (por exemplo, o método Design Construtal);
- Testar alguns modelos experimentalmente.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSYS, **Guia do usuário do FLUENT**, tech. rep., version 6.3.16, 2007.

BANSAL, V., MISRA, R., AGARWAL, G. D. J., MATHUR, J. **Transient effect of soil thermal conductivity and duration of operation on performance of earth air tunnel heat exchanger**, Applied Energy, n. 103, p. 1–11, 2013.

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

BRUM, R., ROCHA, L. A., VAZ, J., DOS SANTOS, E. D., ISOLDI, L. A. **Development of simplified numerical model for evaluation of the influence of soil-air heat exchanger installation depth over its thermal potential**, International Journal Of Advanced Renewable Energy Research, vol. 1, n.º. 9, p. 505-514, 2012a.

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

BRUM, R., ROCHA, L. A., VAZ, J., DOS SANTOS, E. D., ISOLDI, L. A. **A new computational modeling to predict the behavior of Earth-Air Heat Exchangers**, Energy and Buildings, n.º. 64, p. 395-403, 2013.

BRUNETTI, F., **Mecânica dos Fluidos**, 2ª ed., 2008.

CUCUMO, M., CUCUMO, S., MONTORO, L., VULCANO, A. **A one-dimensional transient analytical model for Earth-to-air heat exchangers, taking into account condensation phenomena and thermal perturbation from the upper free surface as well as around the buried pipes**, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 51, p. 506-516, 2008.

ÇENGEL, Y. A., KANÖGLU, M., GHAJAR, A. J., **Transferência de Calor e Massa: uma abordagem prática**, 4ª ed, 2012.

DESCHAMPS, C. J., **Turbulência**, Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, Rio de Janeiro, vol. 1, Brasil.

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

FERZIGER, J. H., PERIC, M., **Computational Methods for Fluid Dynamics**, Springer, Berlin, p. 364, 1997.

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

FLORIDES, G., KALOGIROU, S., MESSARITIS, V., PANAYIDES, I., ZOMENI, G., LIZIDIES, A., SOPHOCLEUS, E., KOUTSOUMPAS, K. **The geothermal characteristics of the ground and the potential of using ground coupled heat pump in cyprus.**, Energy, vol. 36, p. 5027-5036, 2011.

FLUENT 6.3 **Documentation Manual** (<http://www.fluent.com/software/fluent/index.htm>).

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

GHOSAL, M.K., SRIVASTAVA N.S.L., TIWATI, G.N., **Thermal modeling of a greenhouse with an integrated Earth to air heat exchanger: an experimental validation**, Centre of Energy Studies, 2003.

HOLLUMULLER, P., LACHAL, B. **Cooling and preheating with buried pipe systems: monitoring, simulation and economic aspects**, Energy and Buildings, vol. 33, p. 509-518, 2001.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**, 6ª ed., Rio de Janeiro: LTC, 2008.

JACOVIDES, C. P., MIHALAKAKOU, G., SANTAMOURIS, T. M., LEWIS, J. O. **On the ground temperature profile for passive cooling applications in buildings**, Solar Energy, vol. 48, n° 3, p. 167-175, 1996.

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

LAUDNER, B., SPALDING, D. B., **Lectures in Mathematical Models of Turbulence**, London: Academic Press, 1972.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacionais**, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 2ª ed., 2004.

MIHALAKAKOU, G., SANTAMOURIS, M., ASIMAKOPOULOS, D. N., PAPANIKOLAOU, N **Impact of ground cover on the efficiencies of earth-to-air heat exchangers**, Applied Energy, vol. 48, p. 19-32, 1994a.

MIHALAKAKOU, G., SANTAMOURIS, M., ASIMAKOPOULOS, D., PAPANIKOLAOU, N. F. **Modelling the thermal performance of earth-to-air heat exchangers**, Solar Energy, vol. 53, n° 3, p. 301–305, 1994b.

MIHALAKAKOU, G., SANTAMOURIS, M., LEWISJ. O., ASIMAKIPOULOS, D. N. **On the application of the energy balance equation to predict ground temperature profiles**, Solar Energy, vol. 60, p. 181-190, 1997.

MIMOSO, M., **Transmissão de Calor: Bases teóricas para aplicação à Térmica de Edifícios**. Lisboa: LNEC, 1987.



MISRA, R., BANSAL, V., AGRAWAL, G. D., MATHUR, J., ASERI, T. K. **Cfd analysis based parametric study of derating factor for earth air tunnel heat exchanger**, Applied Energy, n°. 103, p. 266–277, 2013.

PAEPE, M. D., JANSSENS, A. A. **Thermo-hydraulic dising of earth-air heat exchangers**, Energy and Buildings, vol. 35, p. 389-397, 2011.

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

ROCHA, L. A., LORENT, S., BEJAN, R. A. **Constructal design of underground heat sources or sinks for the annual cycle**, International Journal of Heat and Mass Transfer, n°. 55, p. 7832–7837, 2012.

RODRIGUES, M. K., **Modelagem computacional aplicada à melhoria do desempenho térmico de trocador de calor solo-ar através do método construcional design**, Tese de metrado, Universidade Federal do Rio Grande (FURG), Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional (PPGMC), Rio Grande, RS, Brasil, 2014.

RODRIGUES, M. K., BRUM, R. S, VAZ, J., ROCHA, L. A. O., 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, v. 80, p. 538-551, 2015.

SANTAMOURIS, M., MIHALAKAKOU, G., ARGIRIOU, A., ASIMAKOPOULOS, D. N. **On the performance of buildings coupled with earth to air heat exchangers**, Solar Energy, vol. 54, n°. 6, p. 375-380, 1995.

SU, H., LIU, X.-B., JI, L., MU, L.,-Y. **A numerical model of a deeply buried air-earth-tunnel heat exchanger**, Energy and Buildings, 2012.

SODHA, M. S., SHUKLA, A., TIWARI G. N., **Parametric and experimental study on thermal performance of an earth-air heat enchaner**, International Journal of Energy Research, p. 365-379, 2006.

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

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

VAZ, J., SATTLER, M. A., DOS SANTOS, E. D., ISOLDI, L. A. **Experimental and numerical analysis of an earth-air heat exchanger**, Energy and Buildings, n°.72, p.122-131, 2011.

VAZ, J., SATTLER, M. A., BRUM, R. S., DOS SANTOS, E. D., ISOLDI, L. A. **An experimental study on the use of earth-air heat exchangers (EAHE)**. Energy and Buildings, n°. 72, p. 122-131, 2014.

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

VILANOVA, L.C., **Mecânica dos Fluidos**, Santa Maria, RS, 2011.

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

WU WANG, S., ZHU, D. **Modelling and evaluation of cooling capacity of earth-air-pipe systems**, Energy Conversion and Management, vol. 48, p. 1462-1471, 2007.

## ANEXO A

**Código utilizado para as condições de contorno de temperatura para as superfícies superior e inferior do solo e para entrada de ar no duto.**

```

/* This UDF file creates a time dependent boundary condition for
temperature*/
/* I used it to include time dependent temperature boundary condidion
(T(t))*/

#include "udf.h"

DEFINE_PROFILE(BC_air, thread, position)
{
    face_t f;
    real t = CURRENT_TIME;
    real T0 = 293.4967;
    real theta = 5.6635;
    real omega = 2.0629e-7;

    begin_f_loop(f, thread)
    {
        F_PROFILE(f, thread, position) = T0 + theta*sin((omega*t)-(5.3045));
    }
    end_f_loop(f, thread)
};
/*UDF do solo a 0p6m de profundidade*/

DEFINE_PROFILE(BC_ground_0p6mprof, thread, position)
{
    face_t f;
    real t = CURRENT_TIME;
    real T0 = 291.628;
    real theta = -4.8887;
    real omega = 2.004e-7;

    begin_f_loop(f, thread)
    {
        F_PROFILE(f, thread, position) = T0 + theta*sin((omega*t)-(2.313));
    }
    end_f_loop(f, thread)
};
/*UDF do solo a 2p6m de profundidade*/

DEFINE_PROFILE(BC_ground_2p6mprof, thread, position)
{
    face_t f;
    real t = CURRENT_TIME;
    real T0 = 291.6615;
    real theta = 2.25;
    real omega = 2.01e-7;

    begin_f_loop(f, thread)
    {

```

```
        F_PROFILE(f, thread, position) = T0 + theta*sin((omega*t)+(0.01557));  
    }  
    end_f_loop(f, thread)  
};
```

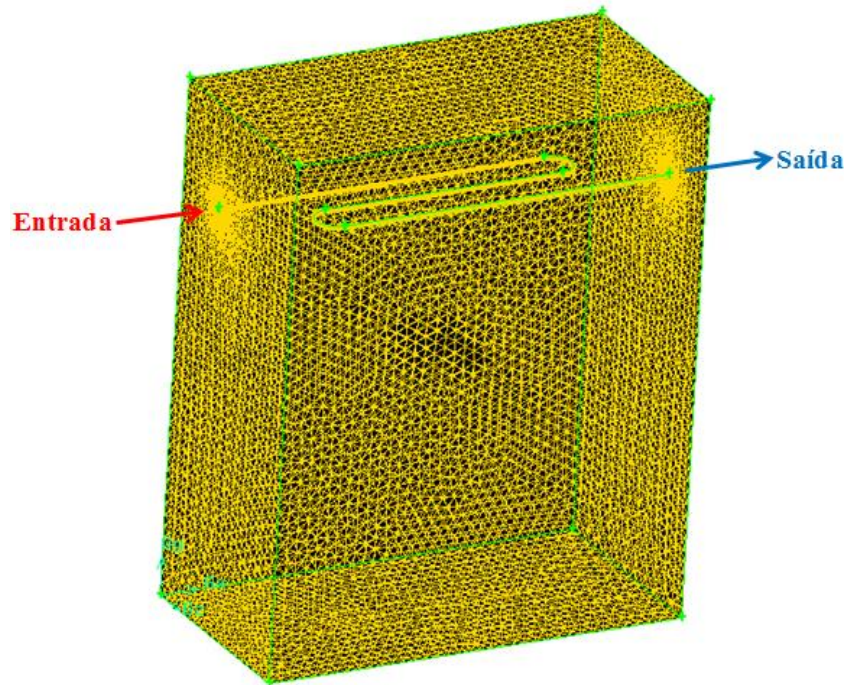
**ANEXO B****B.1 Instalação 1**

Figura B.1- Domínio Computacional da Instalação 1.

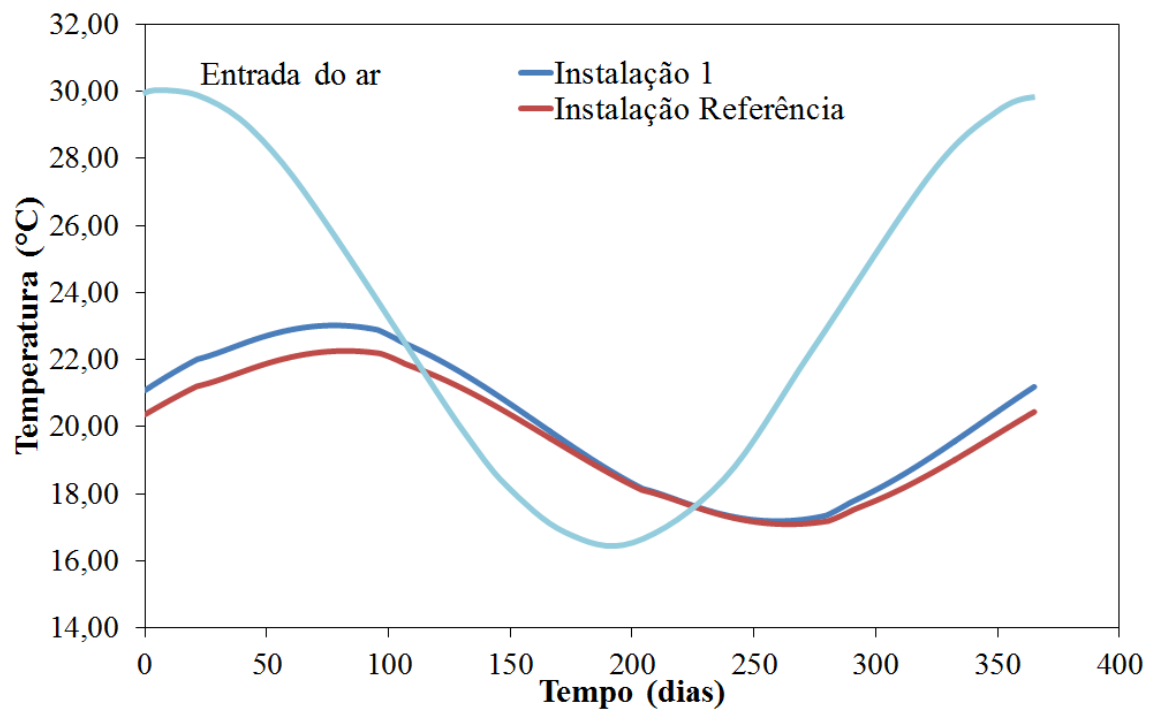


Figura B.2 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 1 comparado a Instalação Referência.

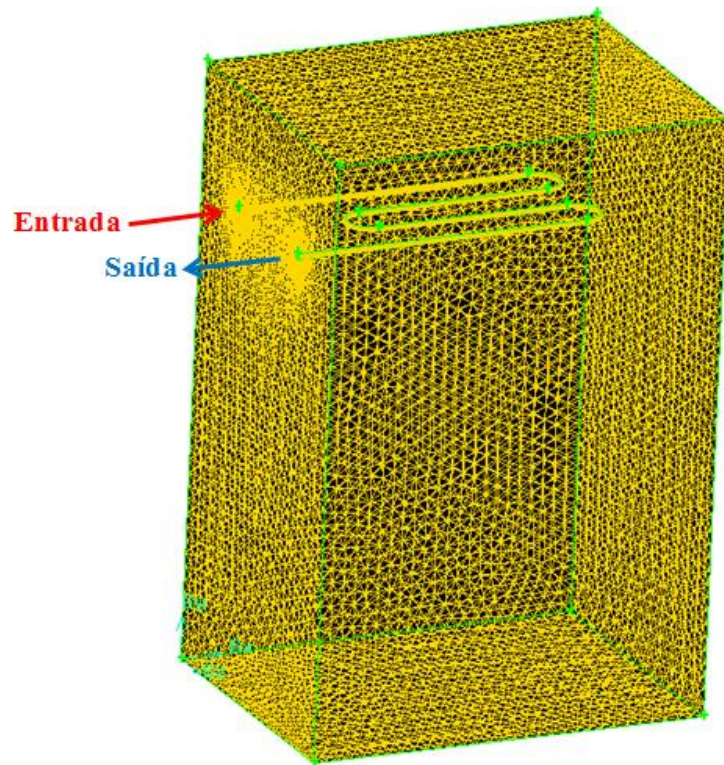
**Instalação 2**

Figura B.3 - Domínio Computacional da Instalação 2.

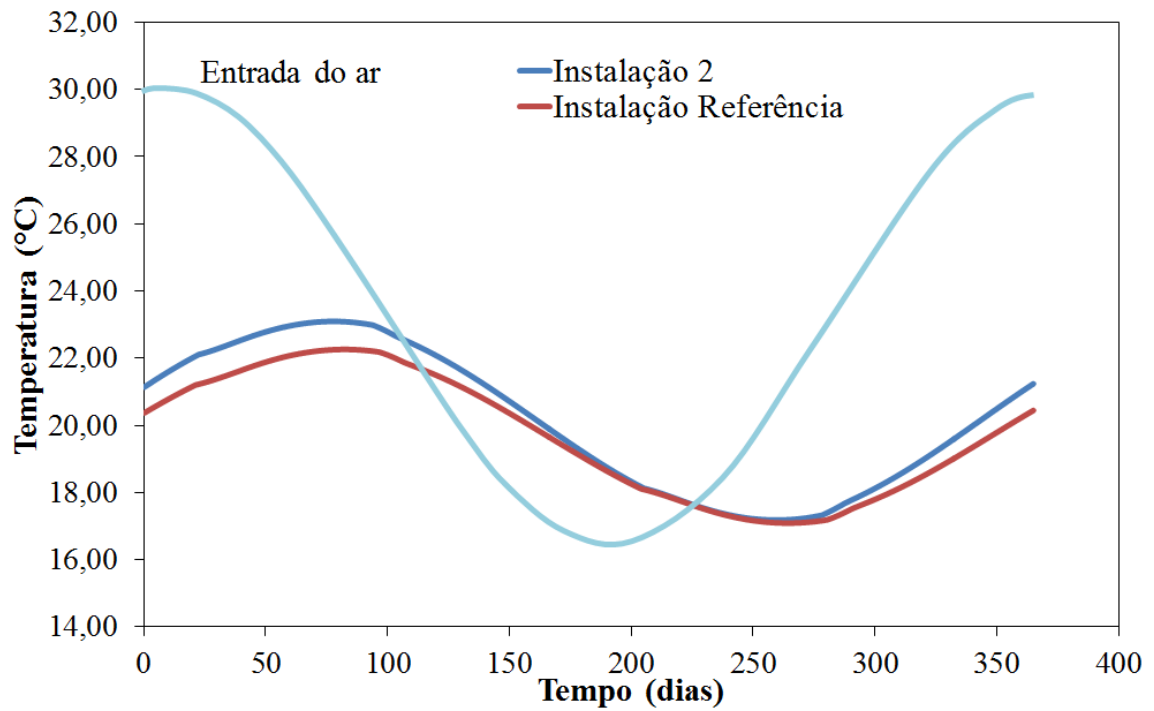


Figura B.4 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 2 comparado a Instalação Referência.

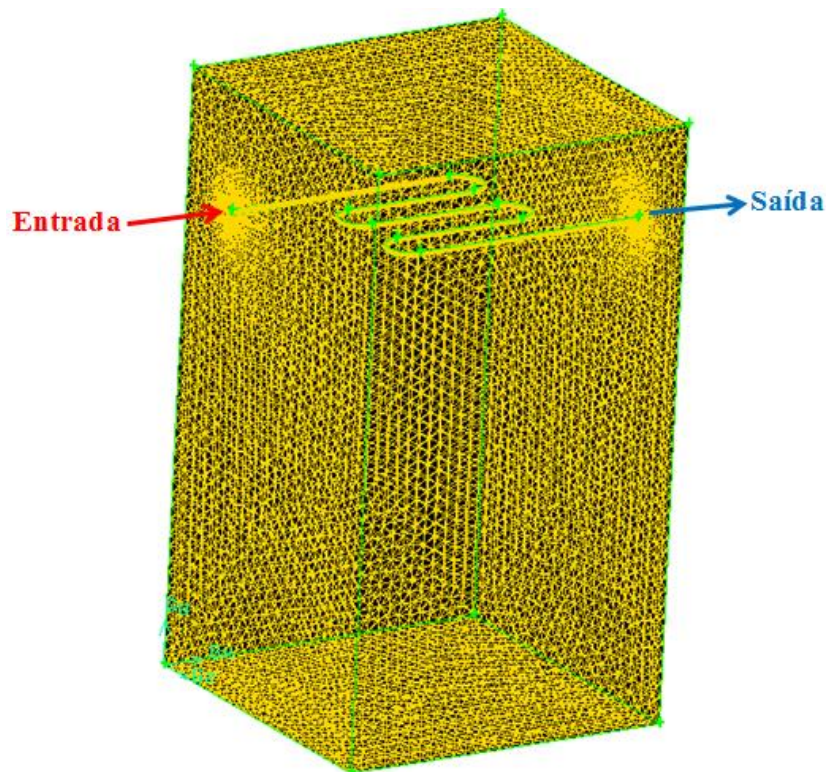
**Instalação 3**

Figura B.5 - Domínio Computacional da Instalação 3.

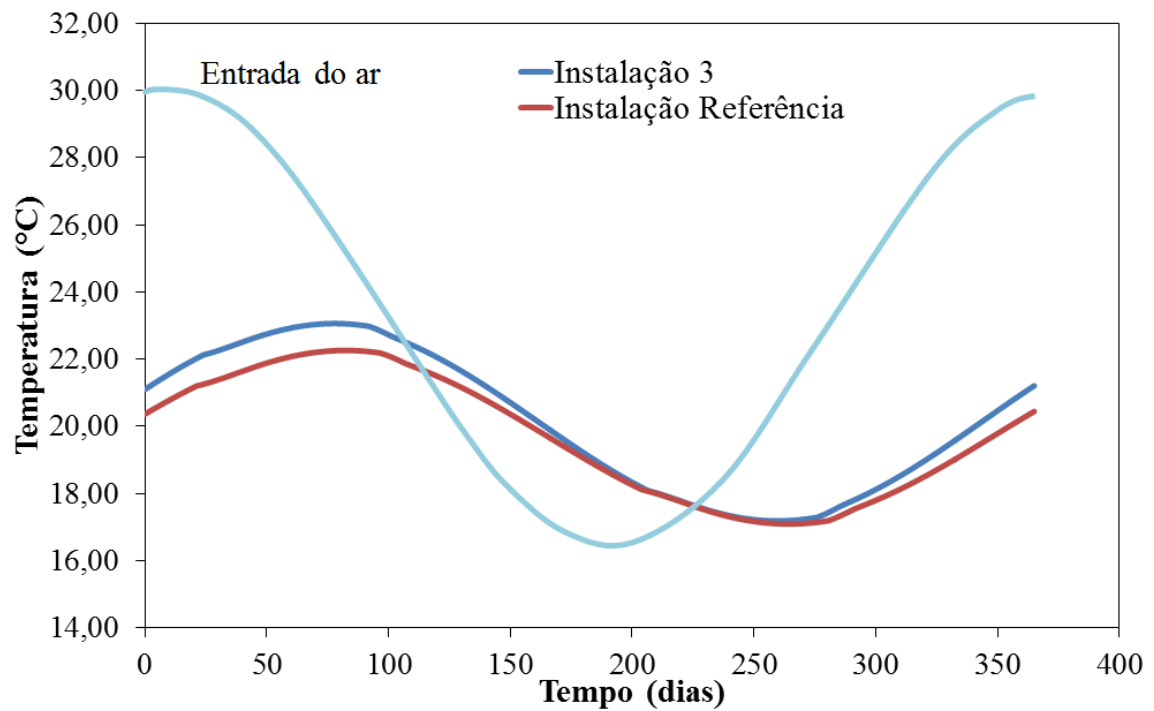


Figura B.6 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 3 comparado a Instalação Referência.



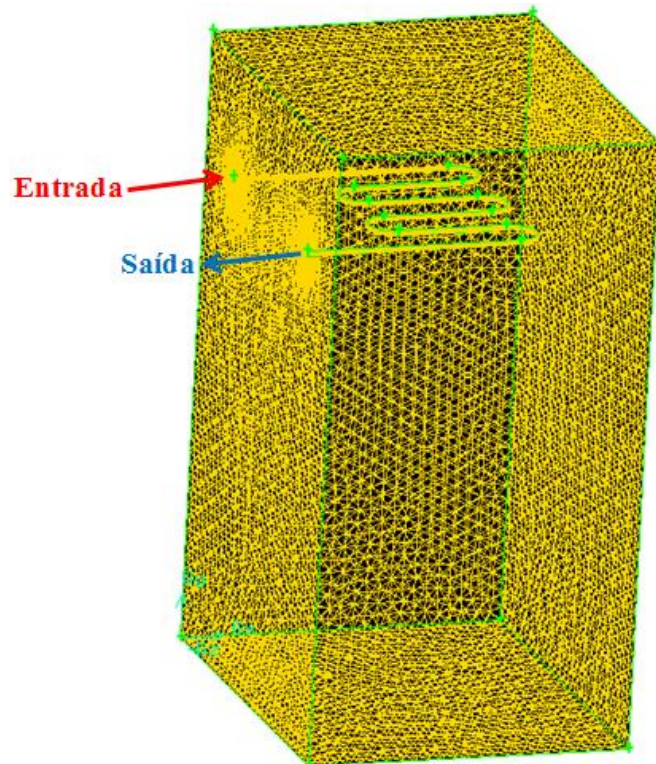
**Instalação 4**

Figura B.7 - Domínio Computacional da Instalação 4.

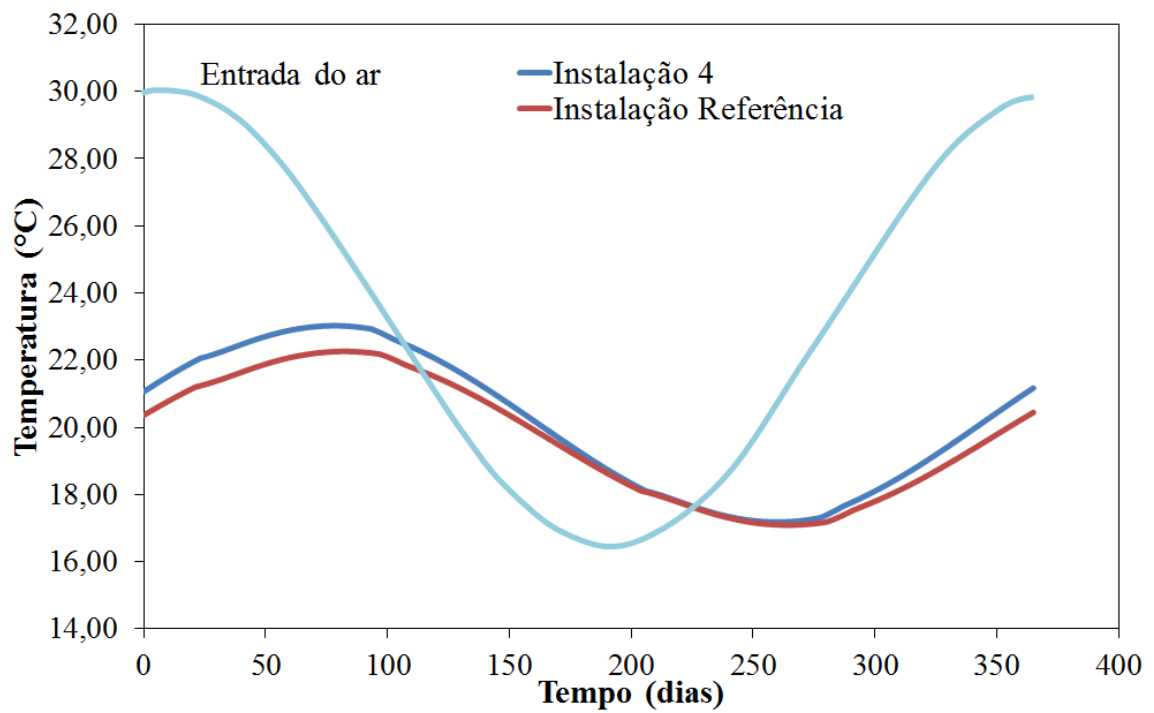


Figura B.8 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 4 comparado a Instalação Referência.



## Instalação 5

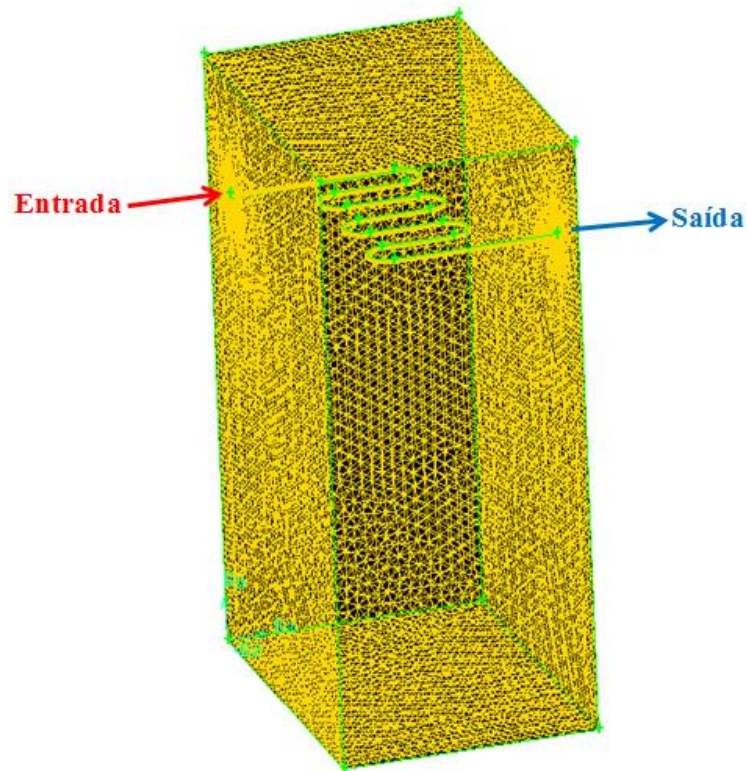


Figura B.9 - Domínio Computacional da Instalação 5.

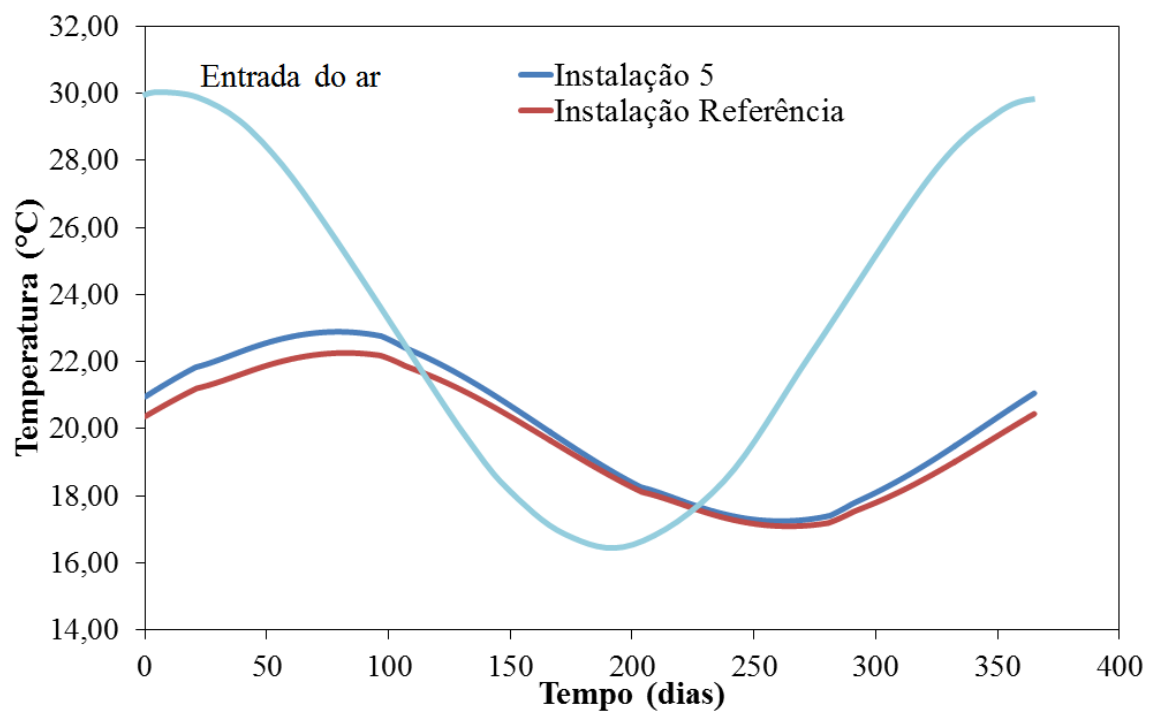


Figura B.10 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 5 comparado a Instalação Referência.

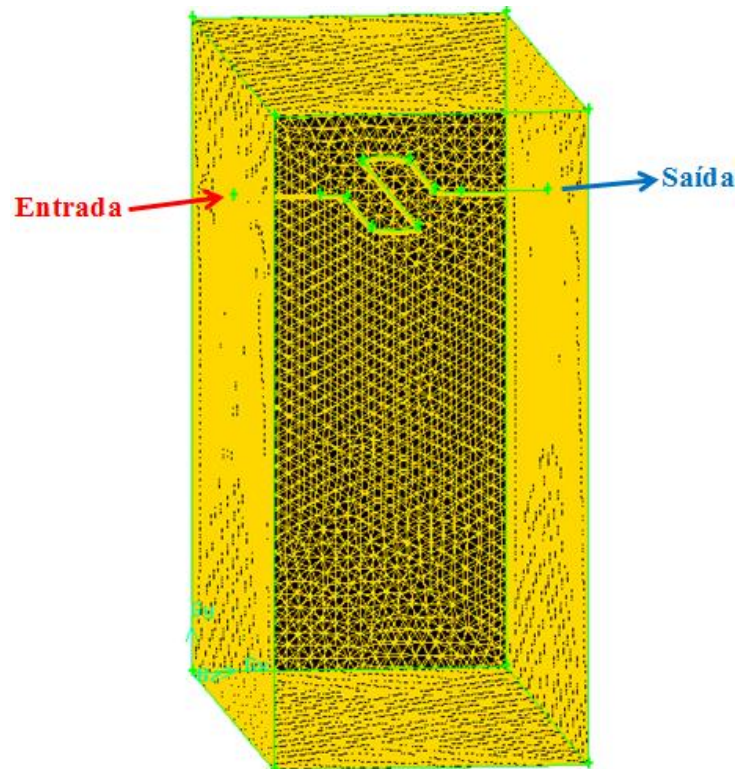
**Instalação 6**

Figura B.11 - Domínio Computacional da Instalação 6.

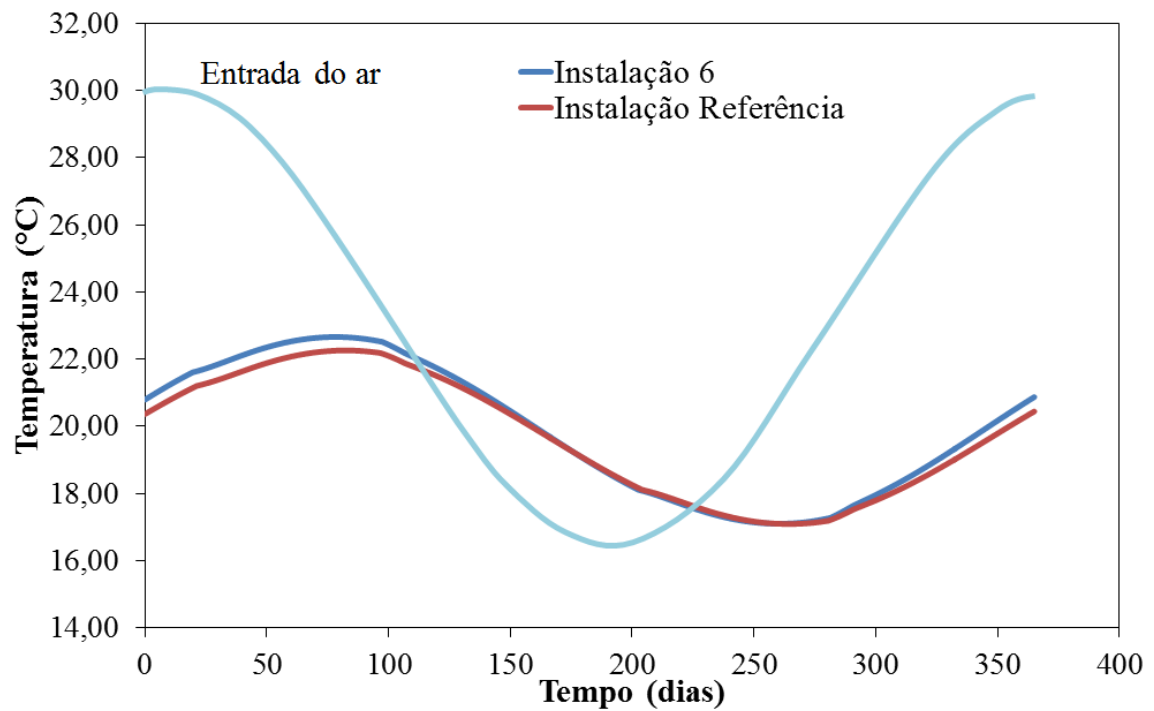


Figura B.12 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 6 comparado a Instalação Referência.

## Instalação 7

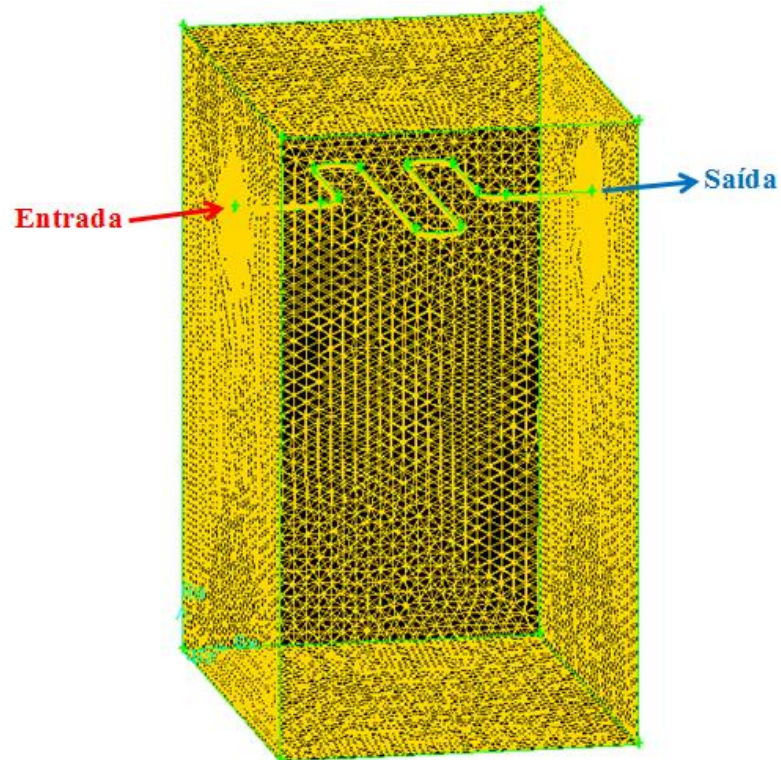


Figura B.13 - Domínio Computacional da Instalação 7.

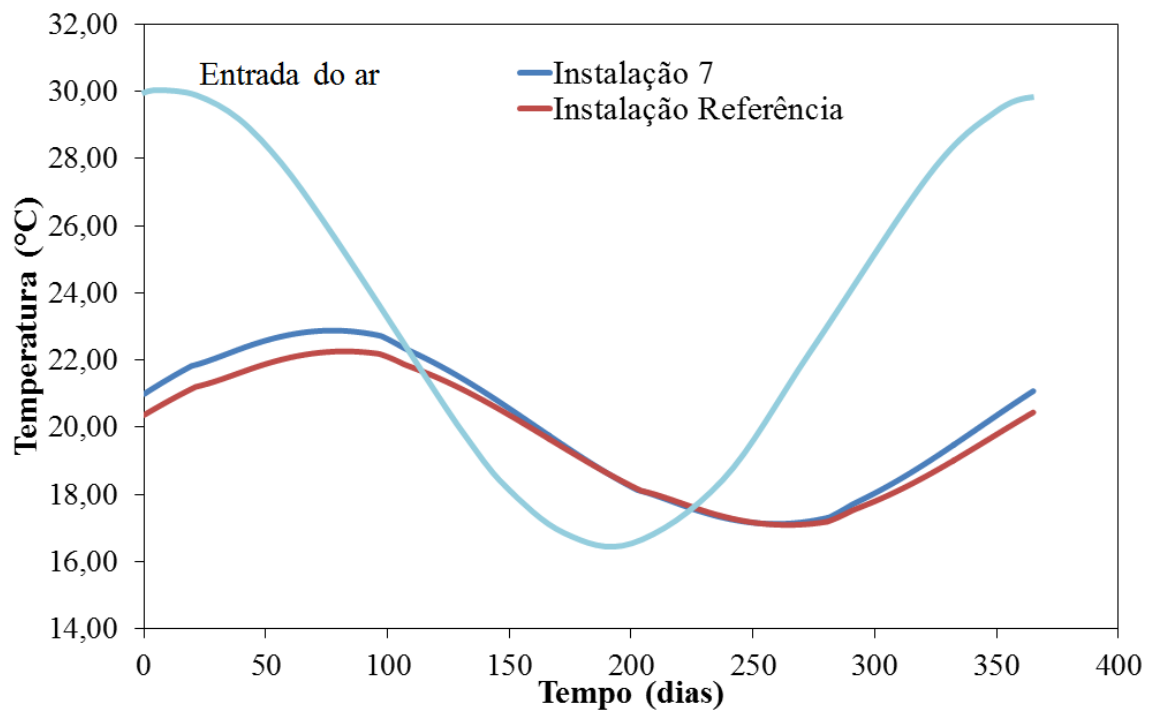


Figura B.14 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 7 comparado a Instalação Referência.

## Instalação 8

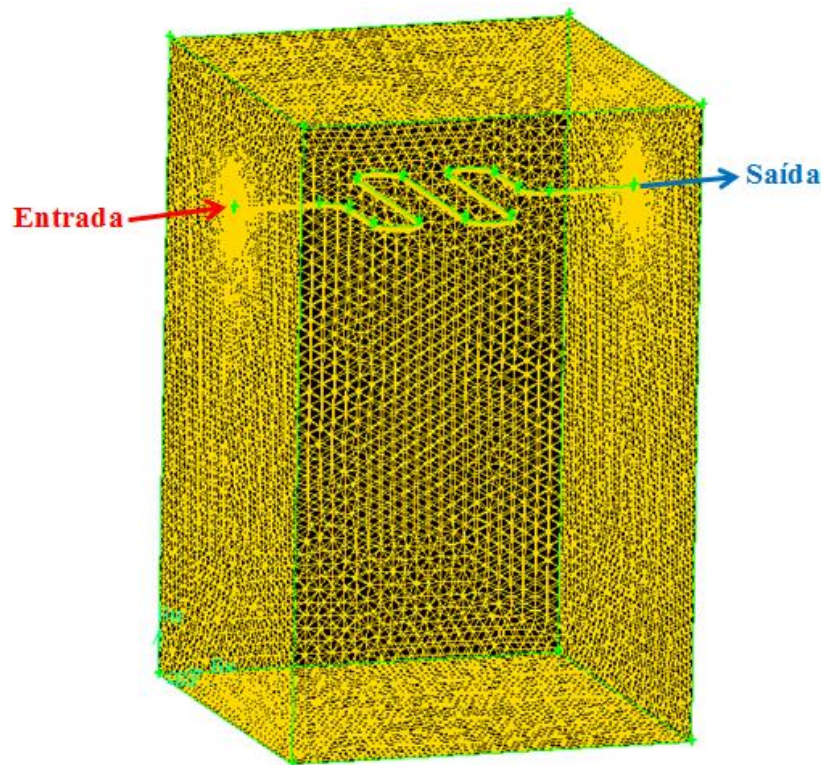


Figura B.15 - Domínio Computacional da Instalação 8.

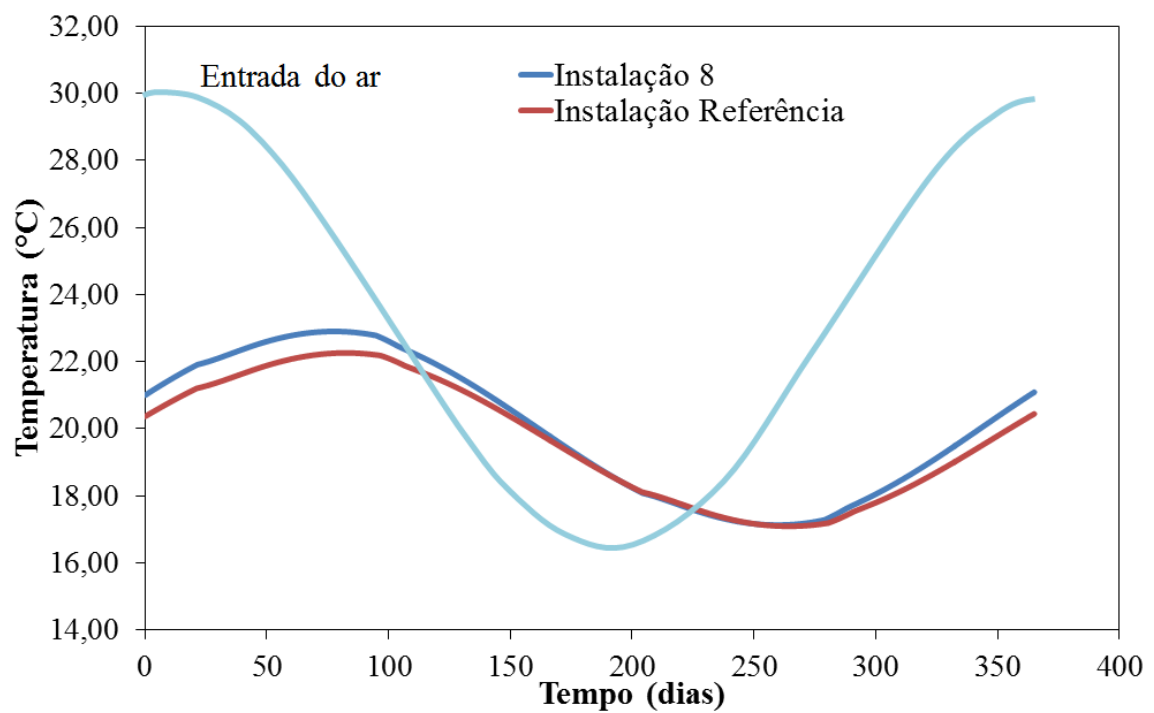


Figura B.16 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 8 comparado a Instalação Referência.



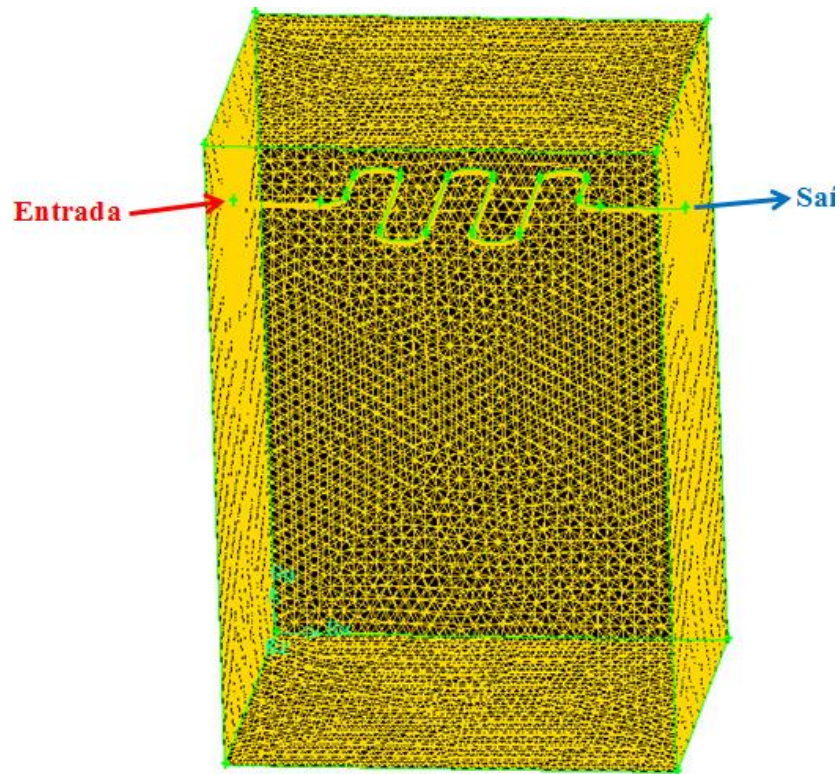
**Instalação 9**

Figura B.17 - Domínio Computacional da Instalação 9.

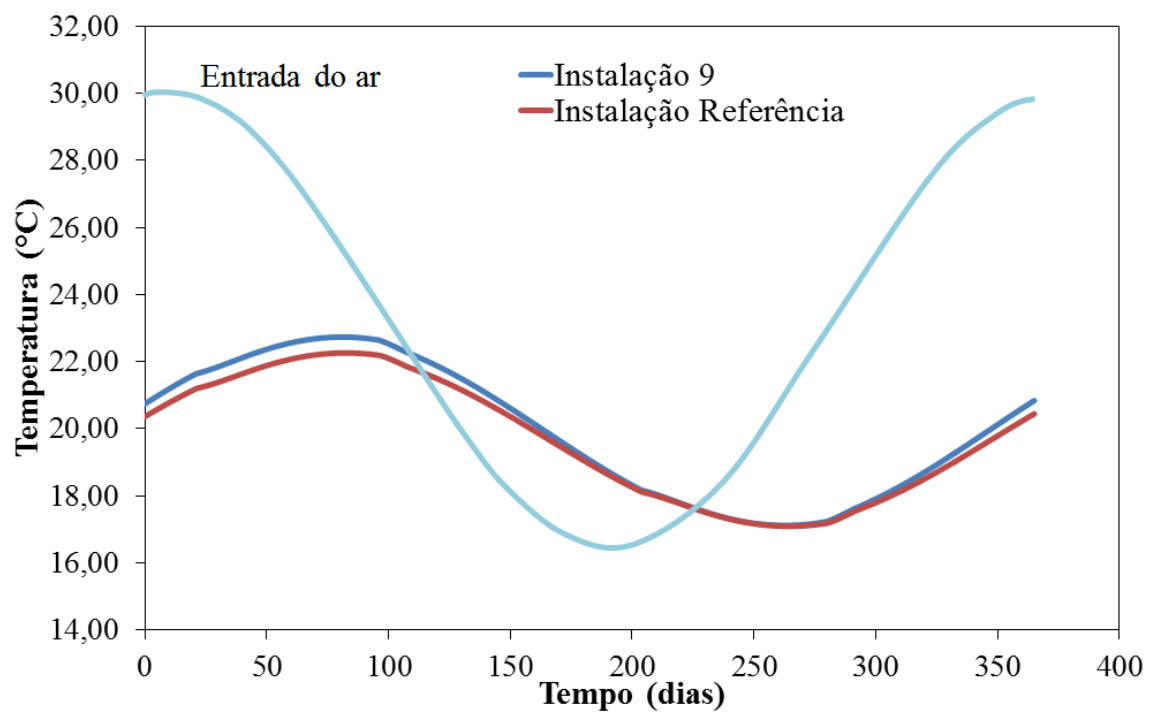


Figura B.18 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 9 comparado a Instalação Referência.

## Instalação 10

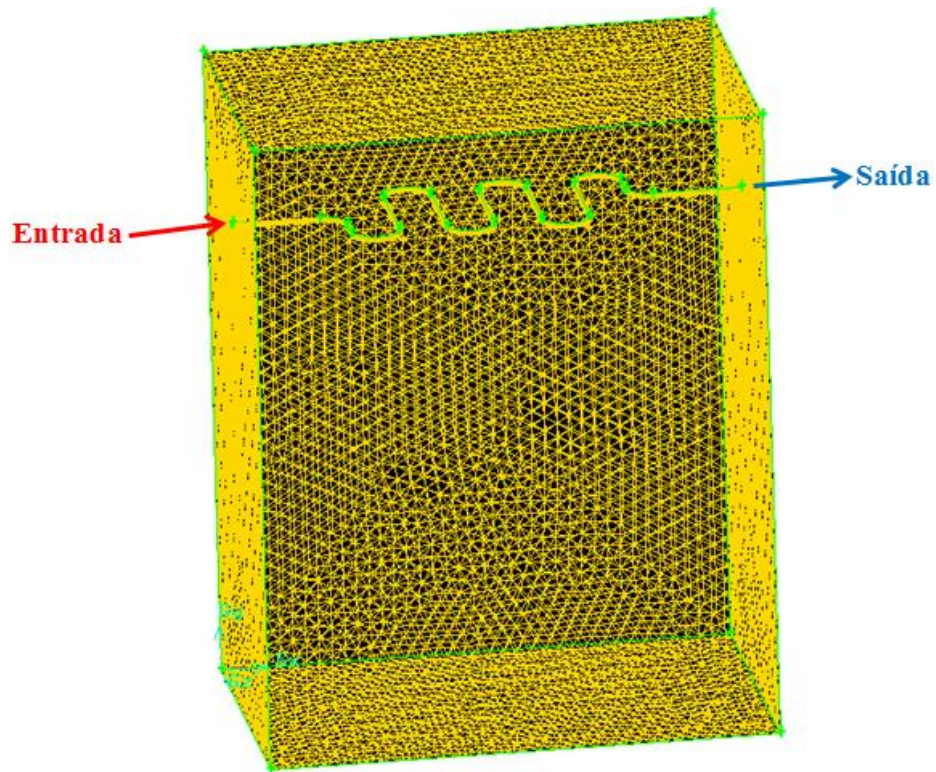


Figura B.19 - Domínio Computacional da Instalação 10.

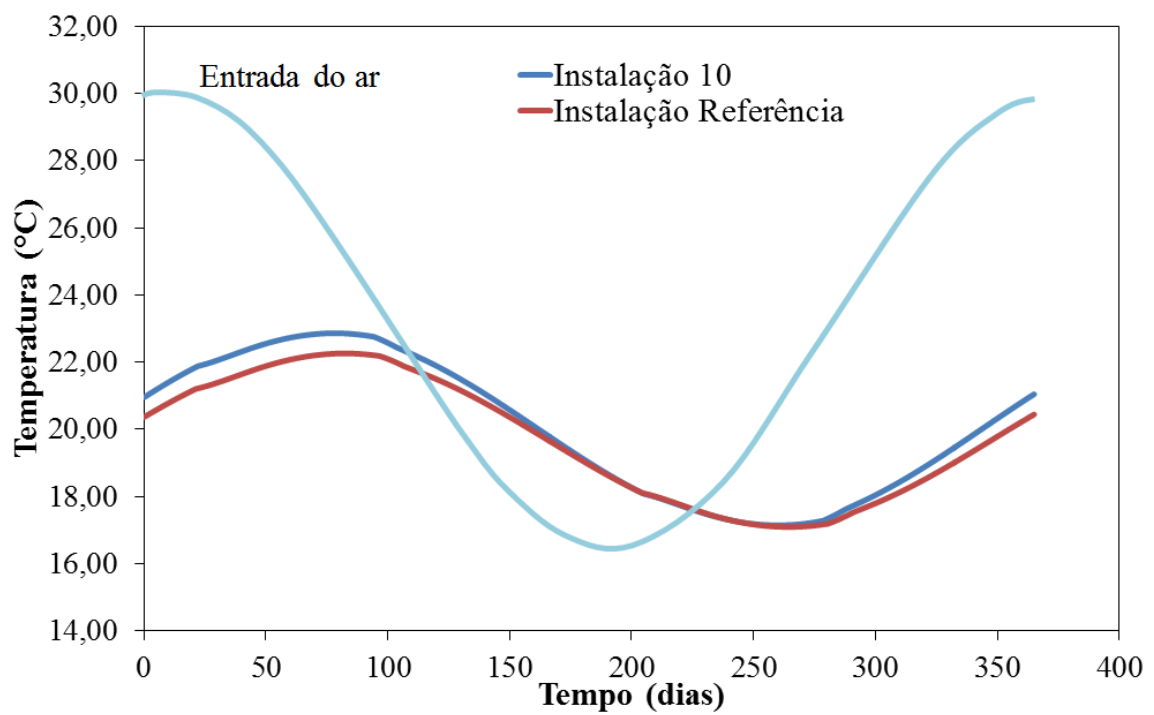


Figura B.20 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 10 comparado a Instalação Referência.

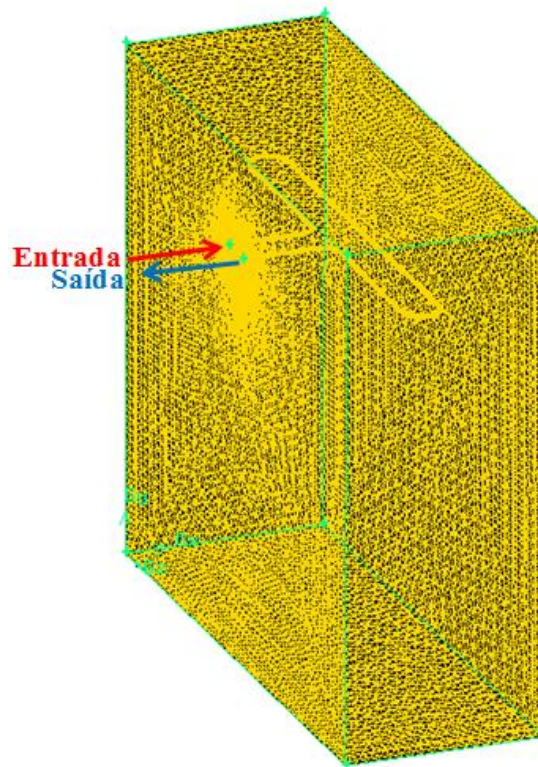
**Instalação 11**

Figura B.21 - Domínio Computacional da Instalação 11.

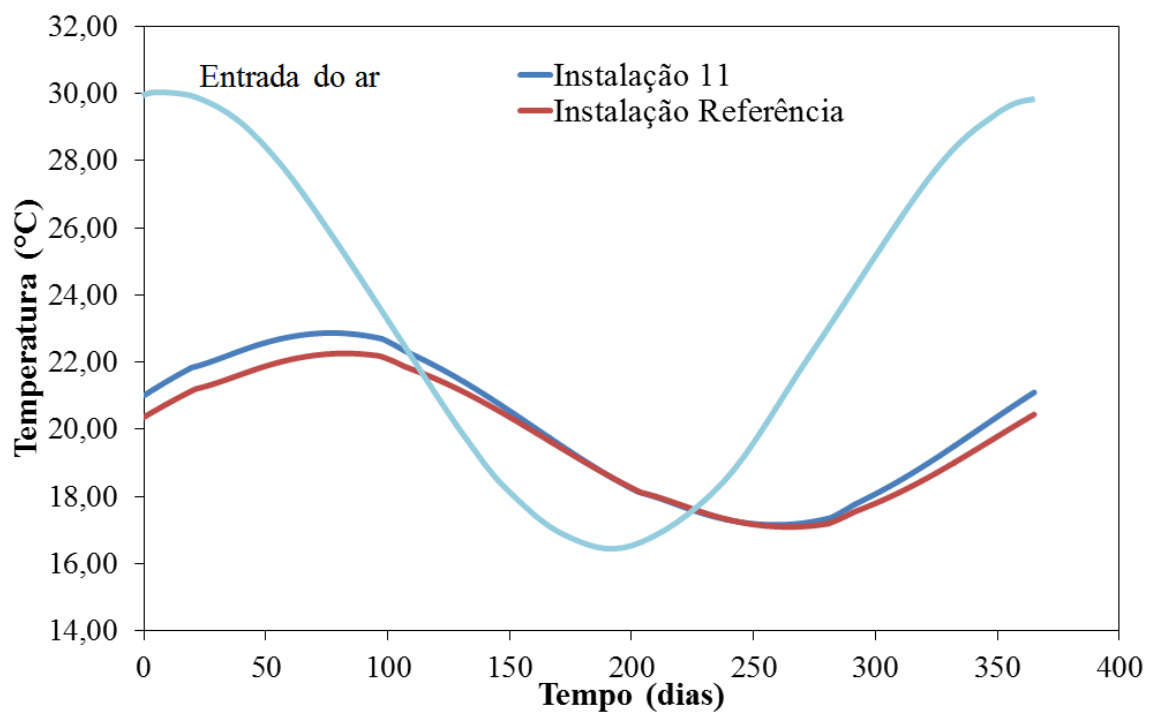


Figura B.22 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 11 comparado a Instalação Referência.

## Instalação 12

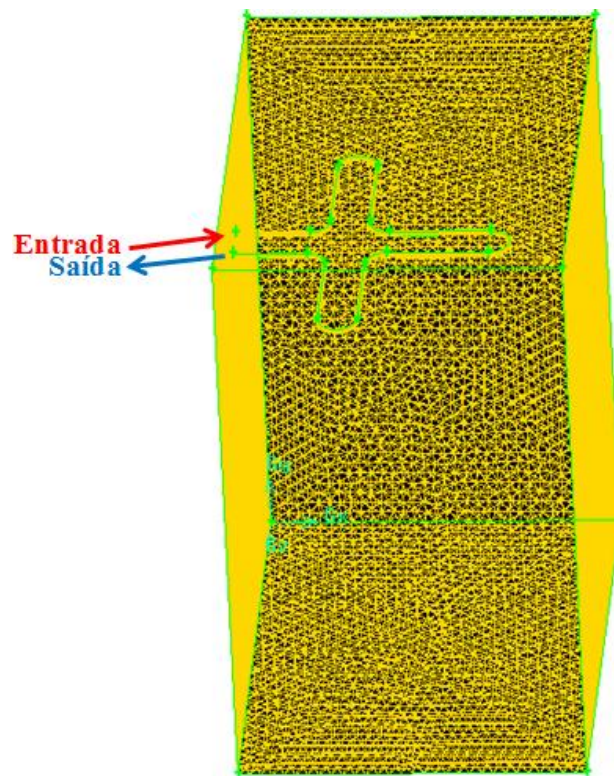


Figura B.23 - Domínio Computacional da Instalação 12.

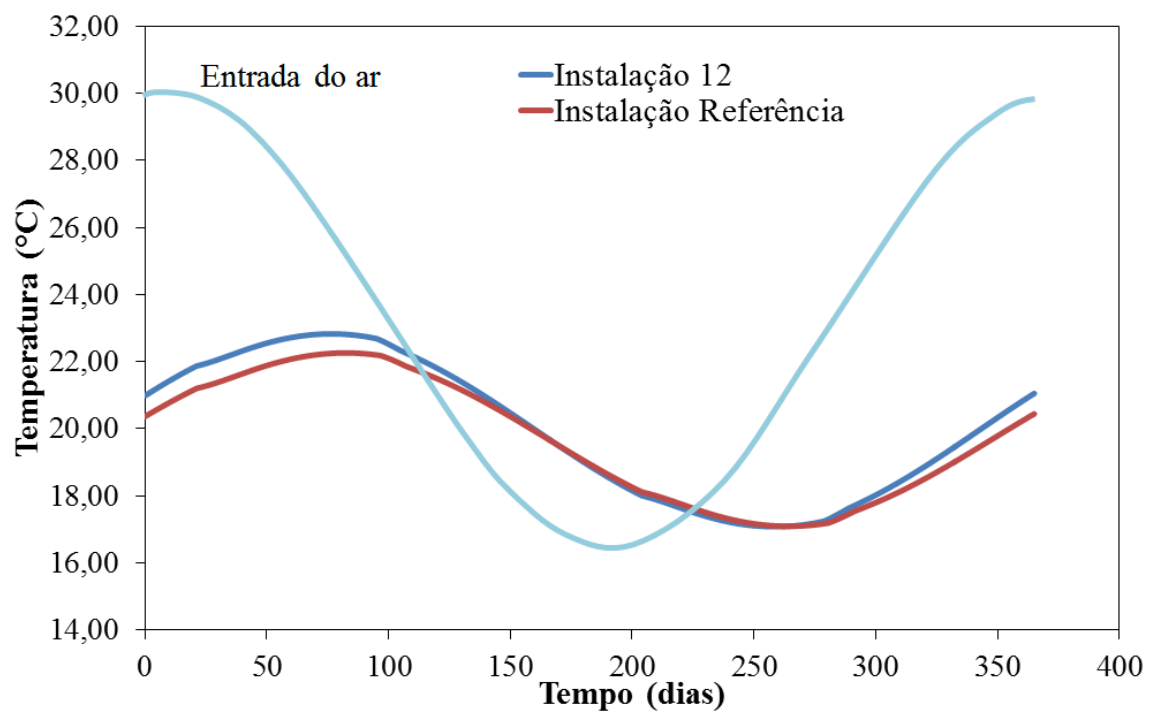


Figura B.24 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 12 comparado a Instalação Referência.



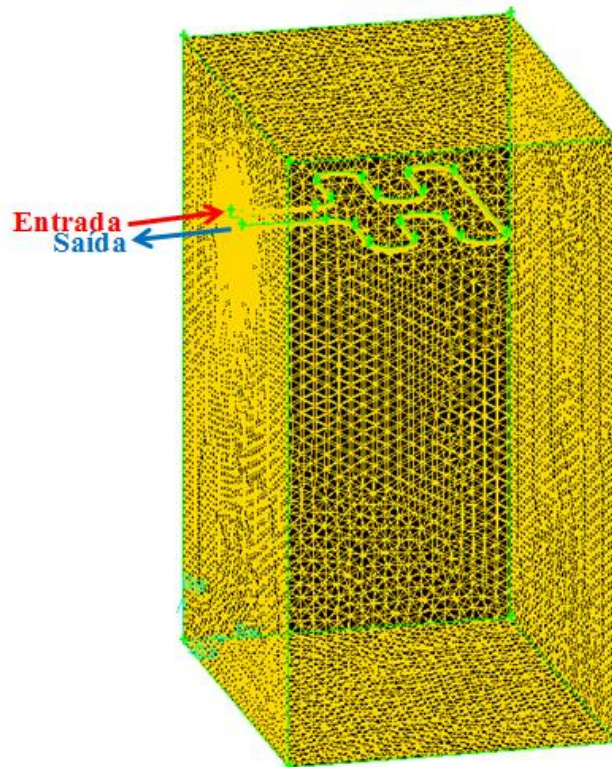
**Instalação 13**

Figura B.25 - Domínio Computacional da Instalação 13.

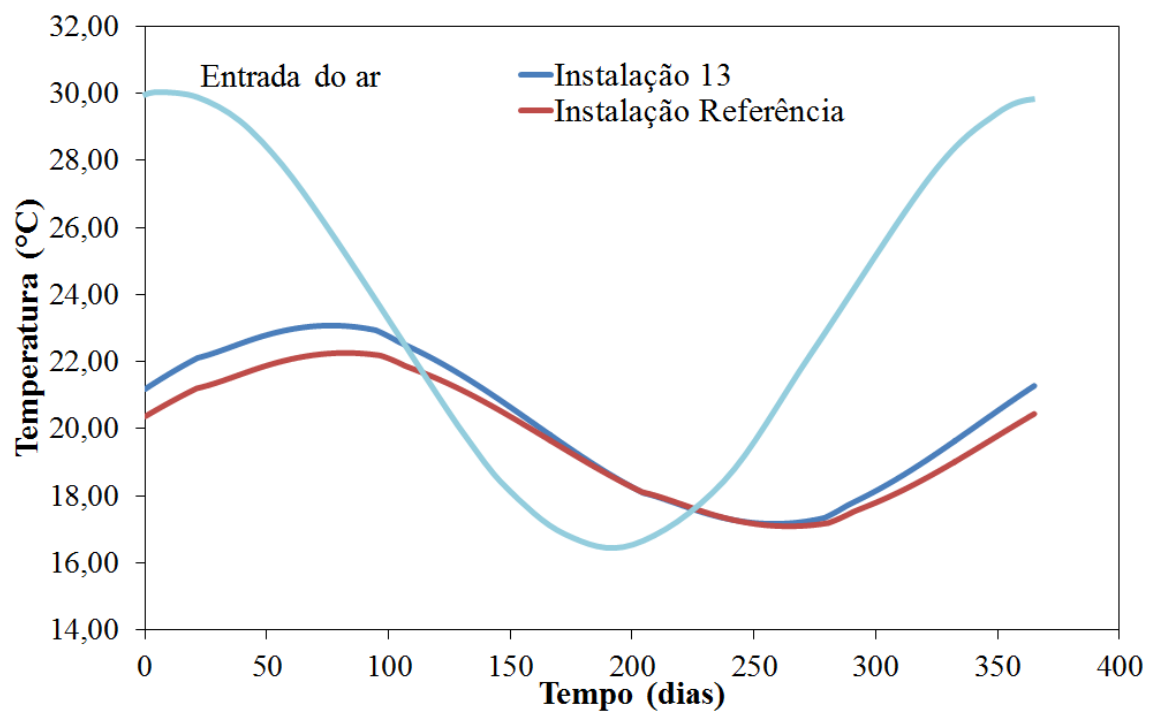


Figura B.26 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 13 comparado a Instalação Referência.

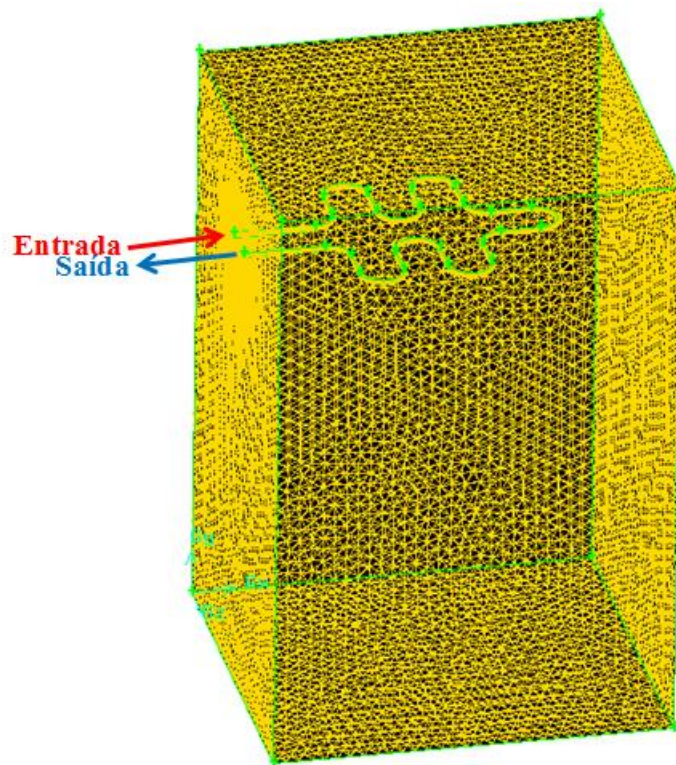
**Instalação 14**

Figura B.27 - Domínio Computacional da Instalação 14.

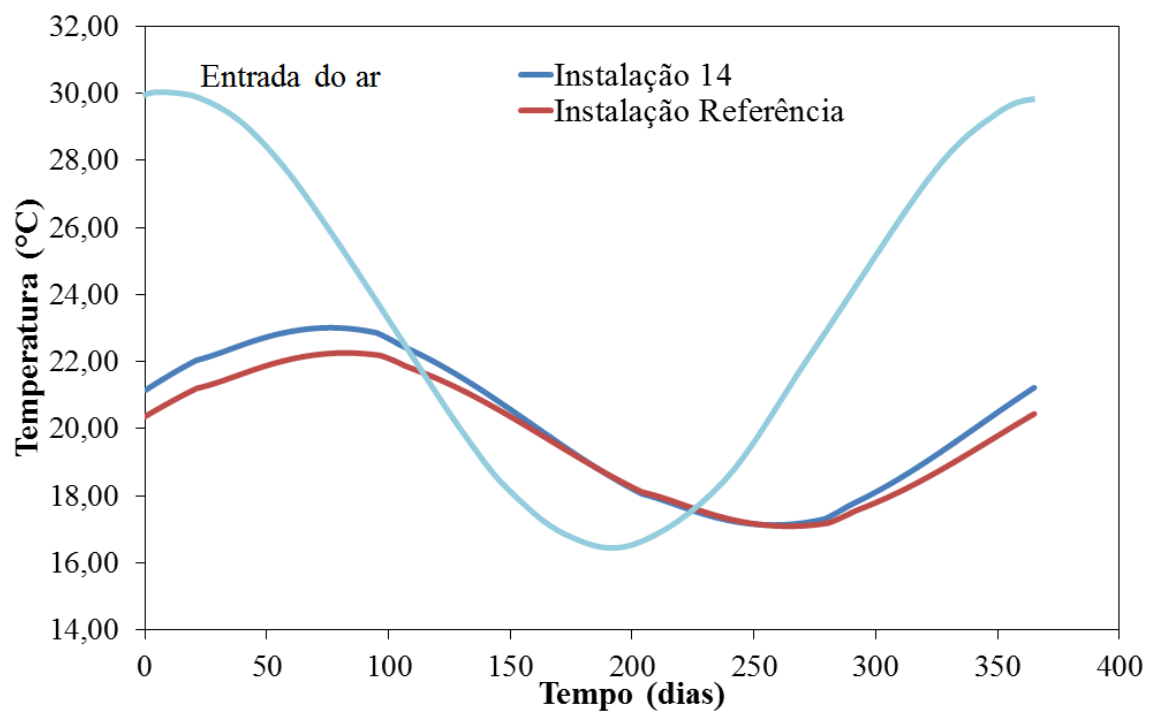


Figura B.28 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 14 comparado a Instalação Referência.

## Instalação 15

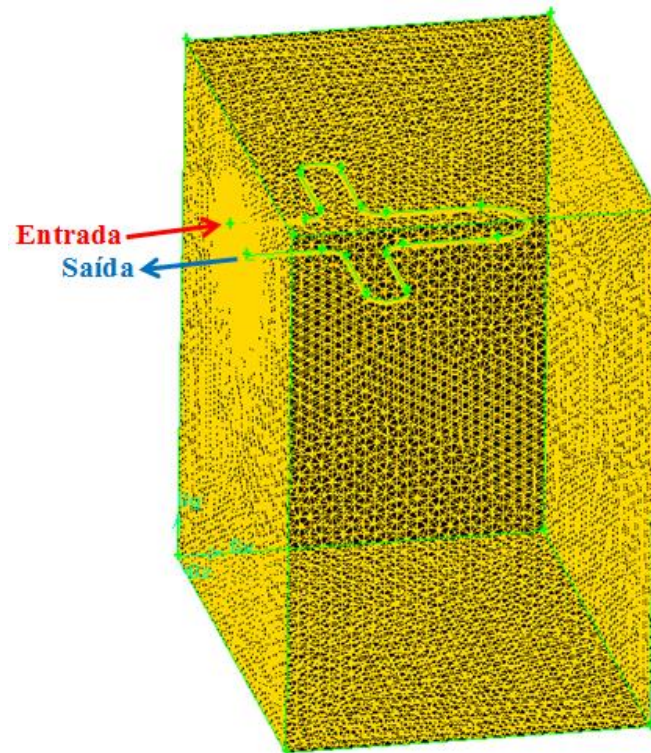


Figura B.29 - Domínio Computacional da Instalação 15.

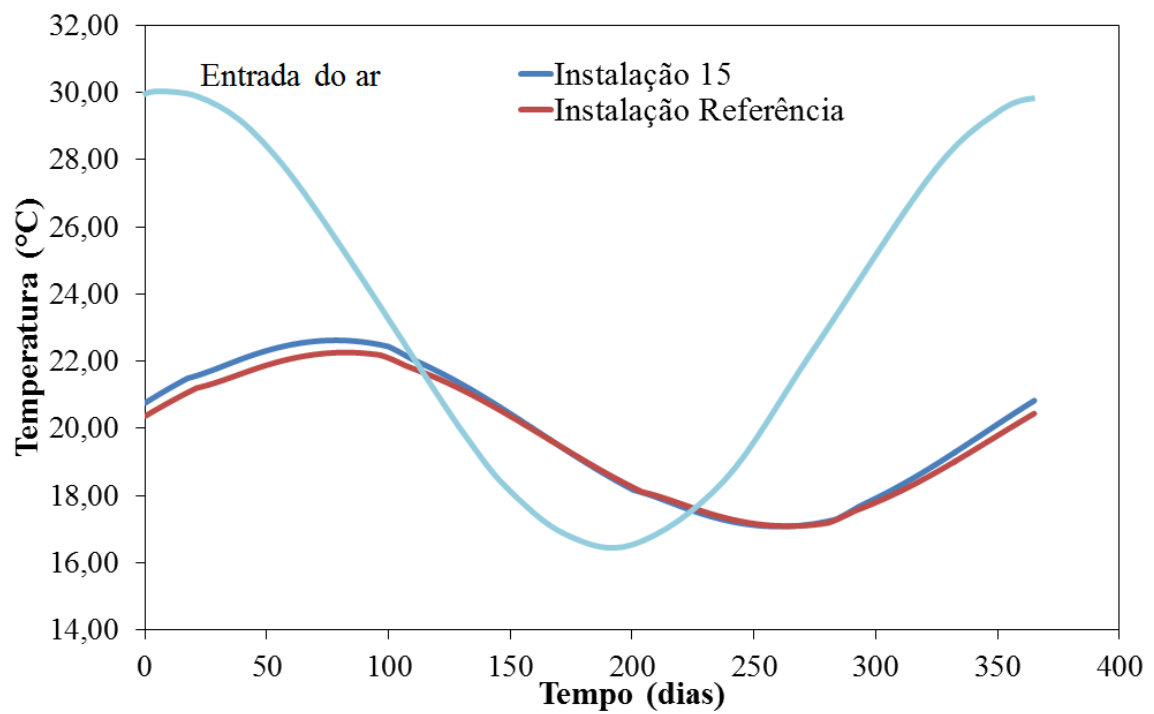


Figura B.30 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 15 comparado a Instalação Referência.



## Instalação 16

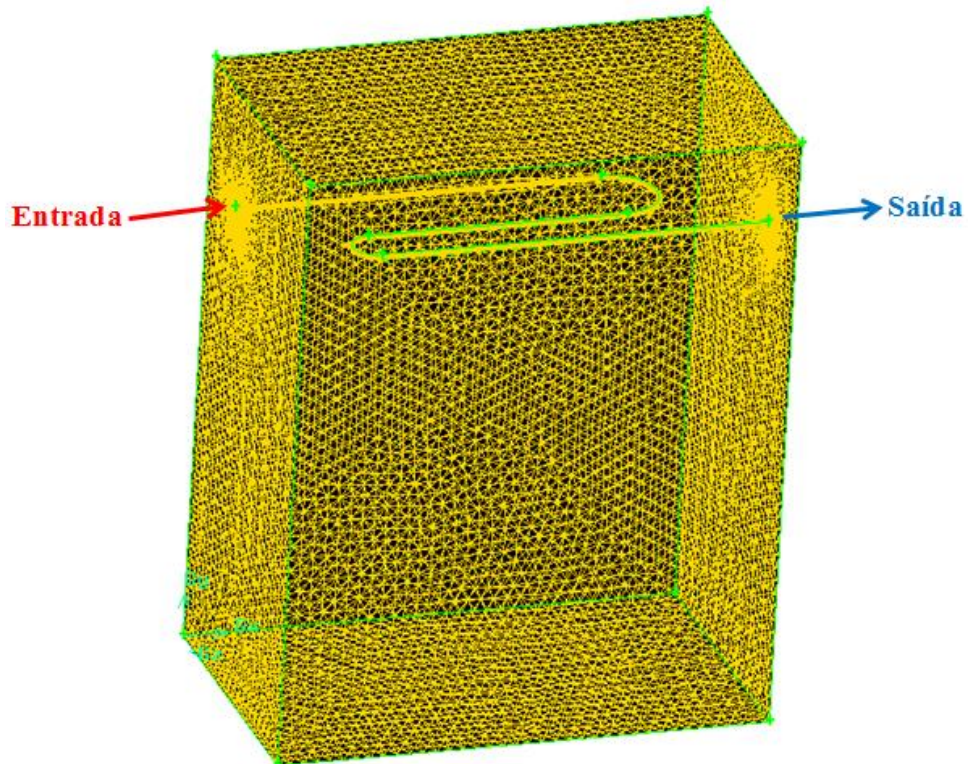


Figura B.31 - Domínio Computacional da Instalação 16.

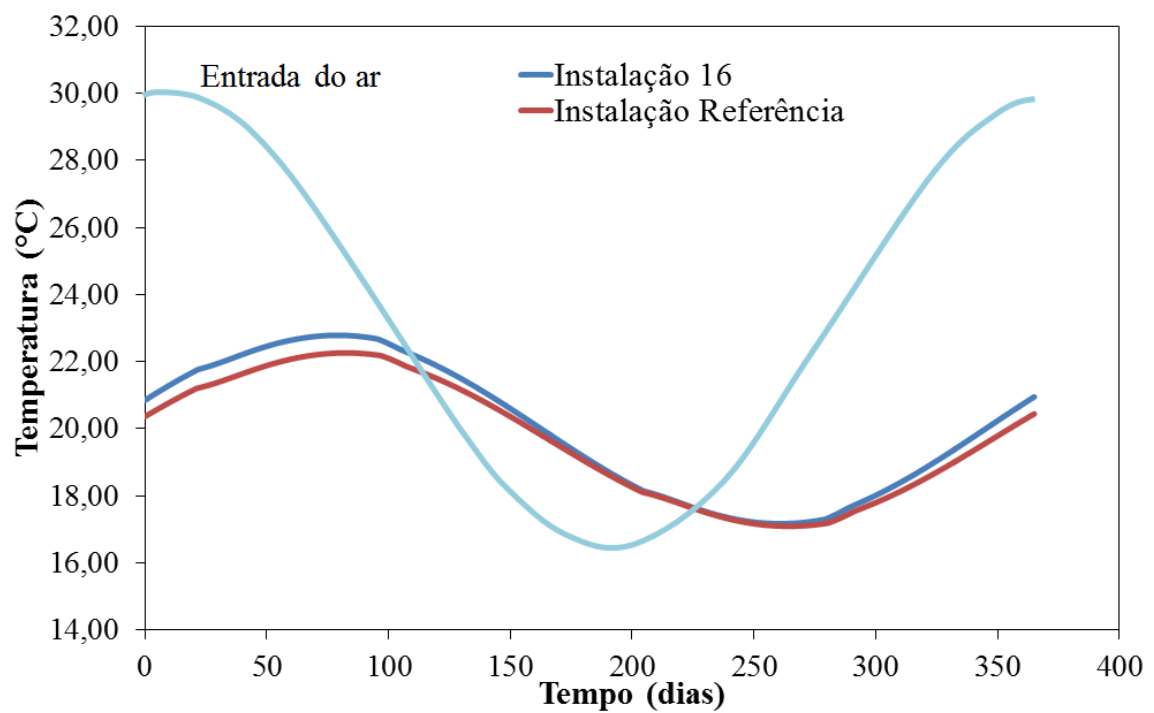


Figura B.32 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 16 comparado a Instalação Referência.

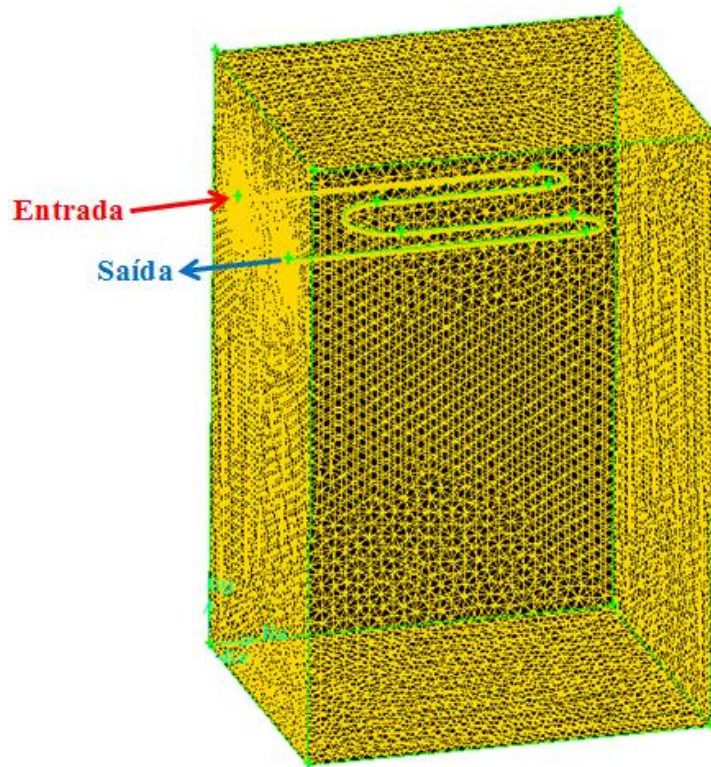
**Instalação 17**

Figura B.33 - Domínio Computacional da Instalação 17.

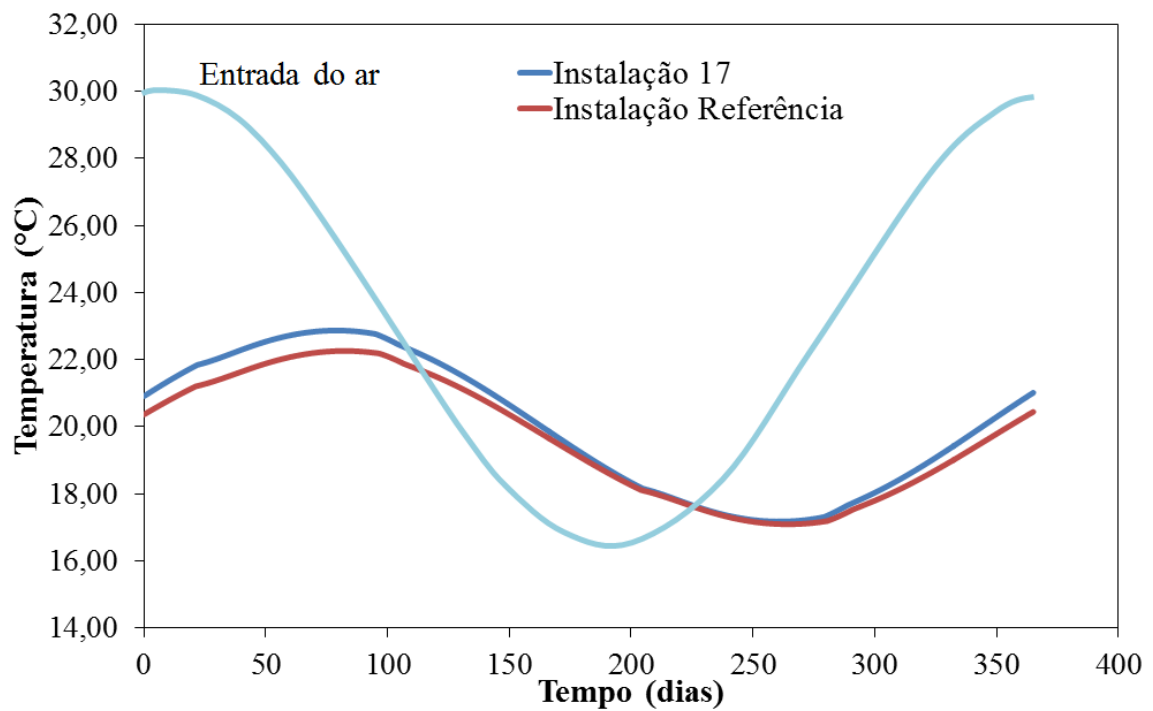


Figura B.34 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 17 comparado a Instalação Referência.

## Instalação 18

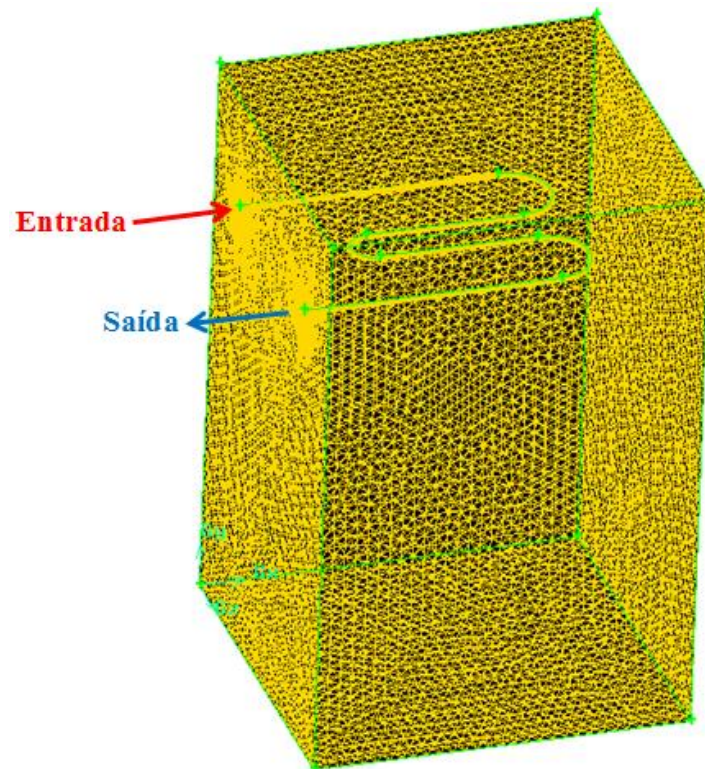


Figura B.35 - Domínio Computacional da Instalação 18.

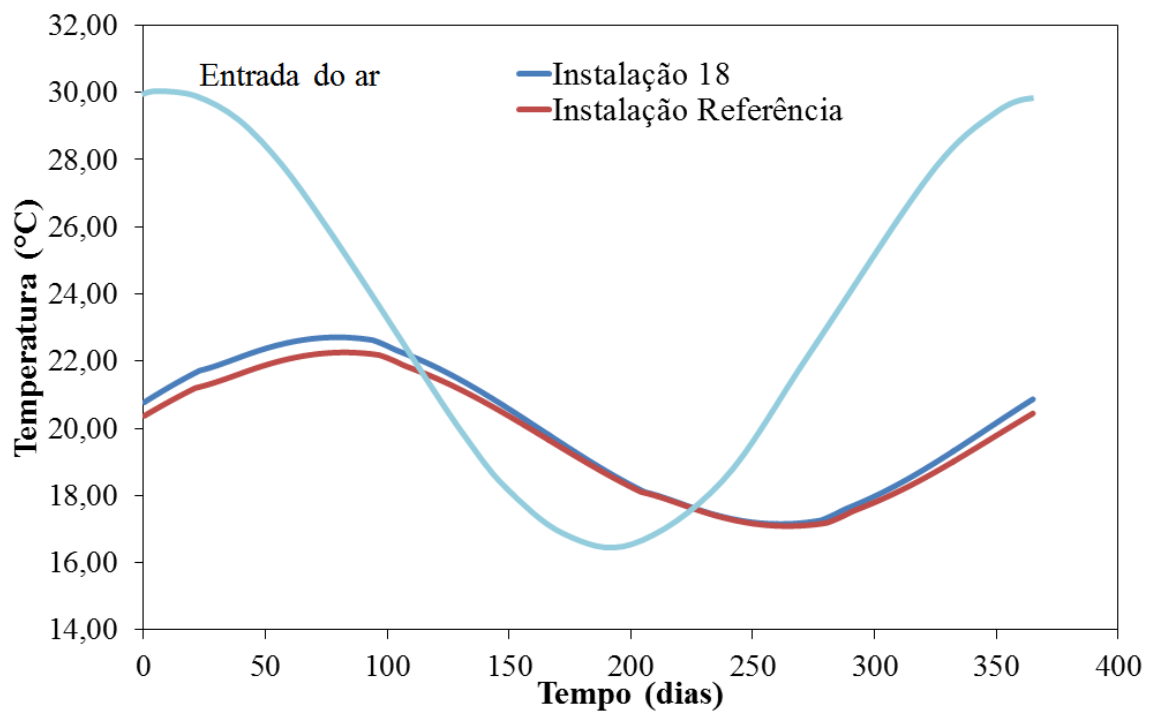


Figura B.36 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 18 comparado a Instalação Referência.



## Instalação 19

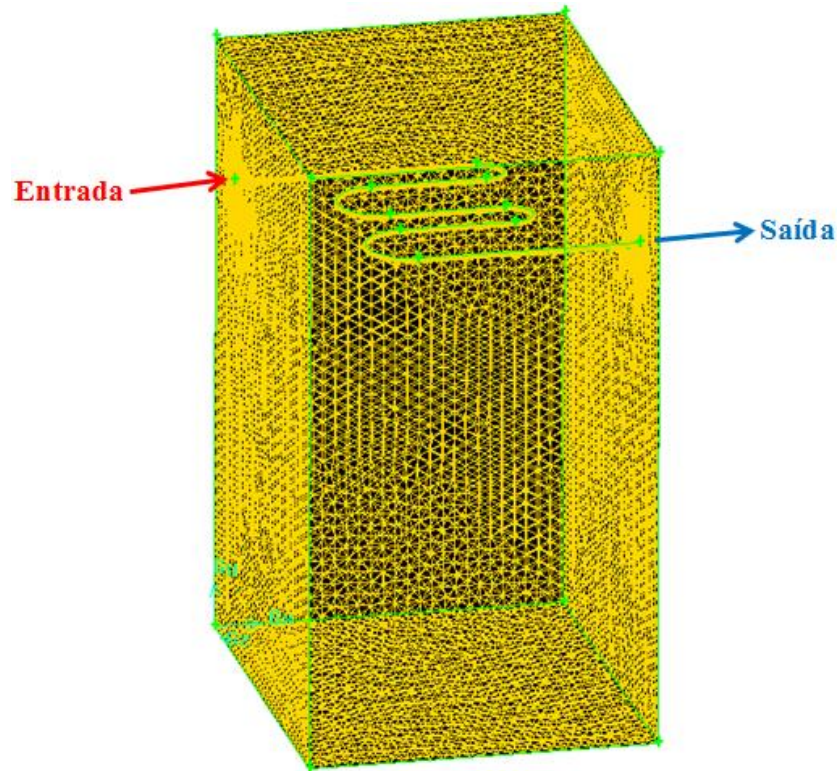


Figura B.37 - Domínio Computacional da Instalação 19.

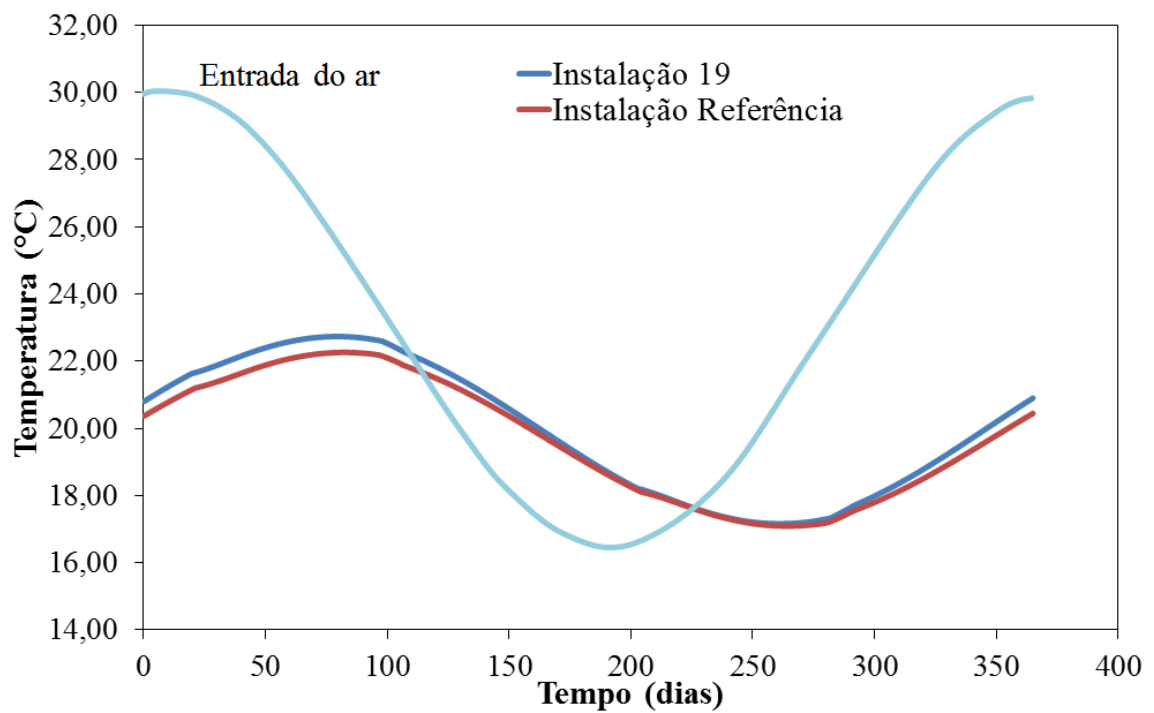


Figura B.38 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 19 comparado a Instalação Referência.

## Instalação 20

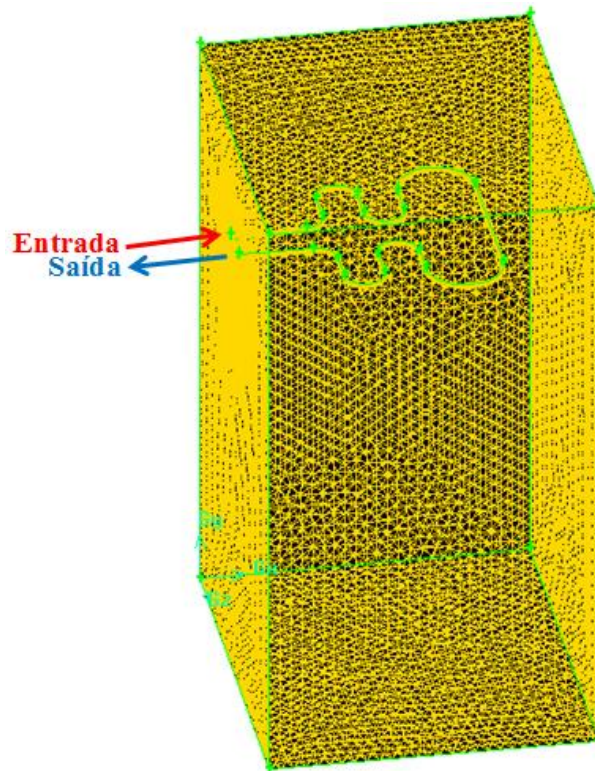


Figura B.39 - Domínio Computacional da Instalação 20.

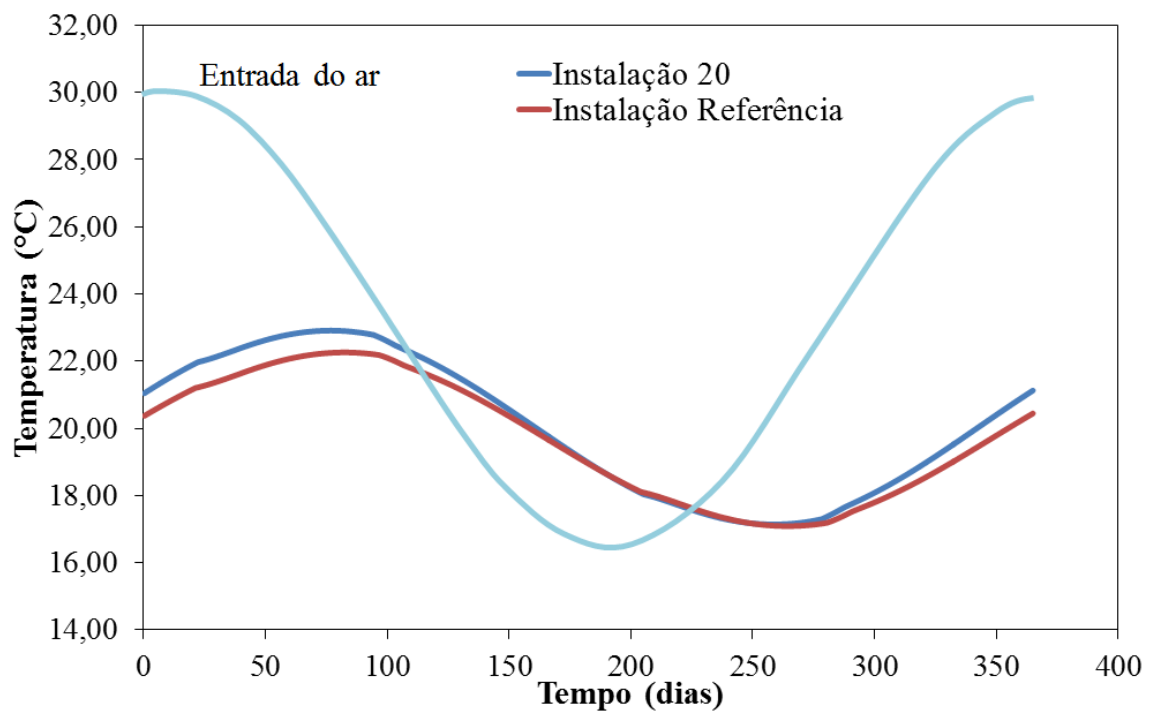


Figura B.40 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 20 comparado a Instalação Referência.



## Instalação 21

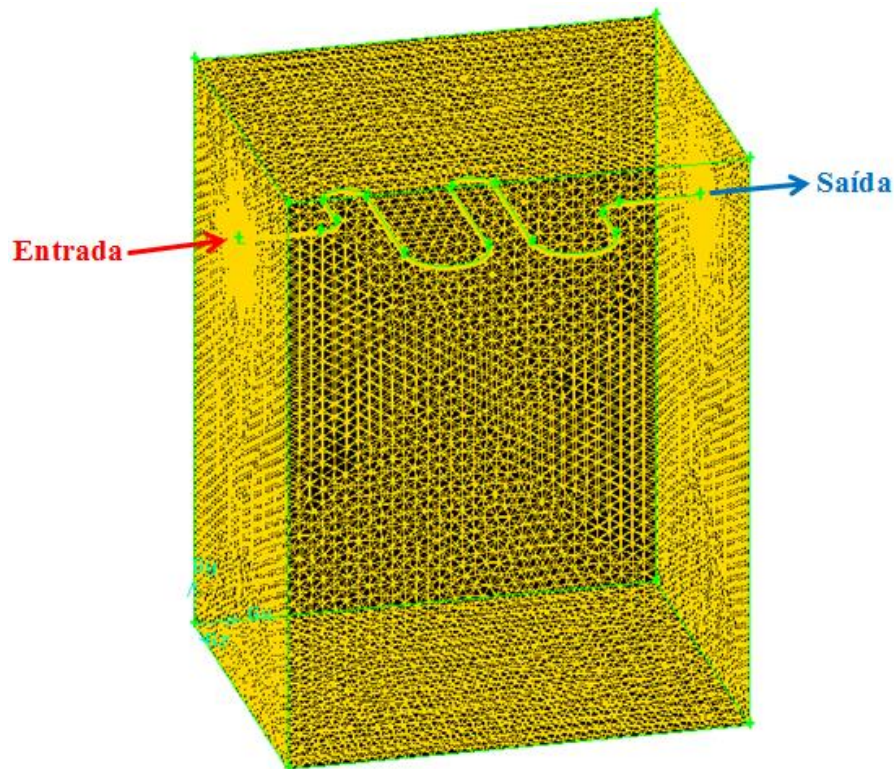


Figura B.41 - Domínio Computacional da Instalação 21.

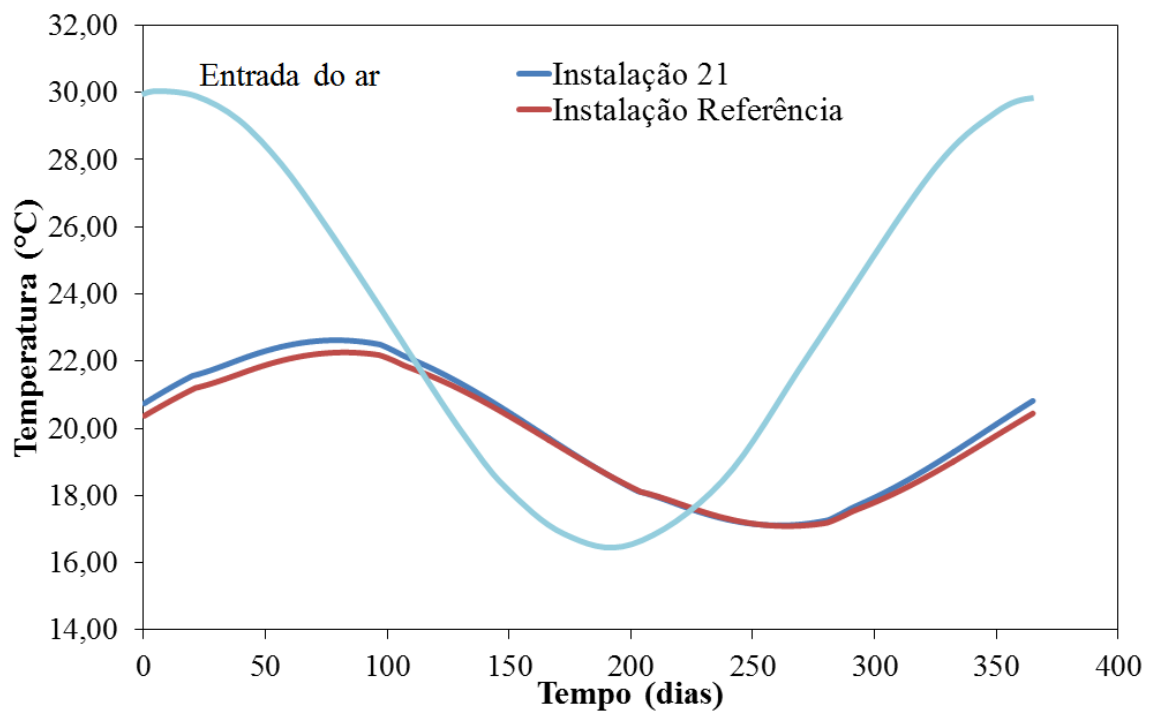


Figura B.42 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 21 comparado a Instalação Referência.

## Instalação 22

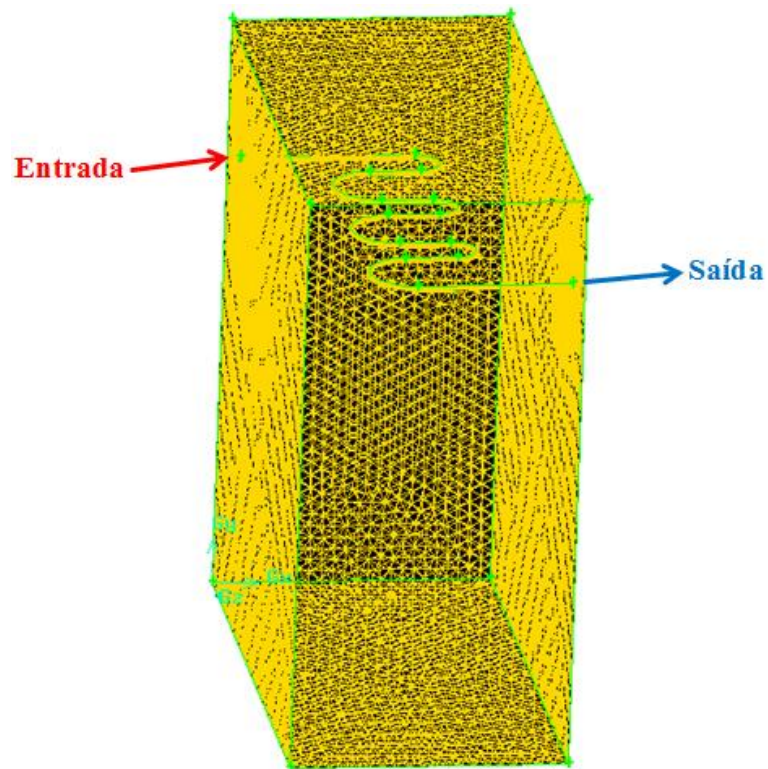


Figura B.43 - Domínio Computacional da Instalação 22.

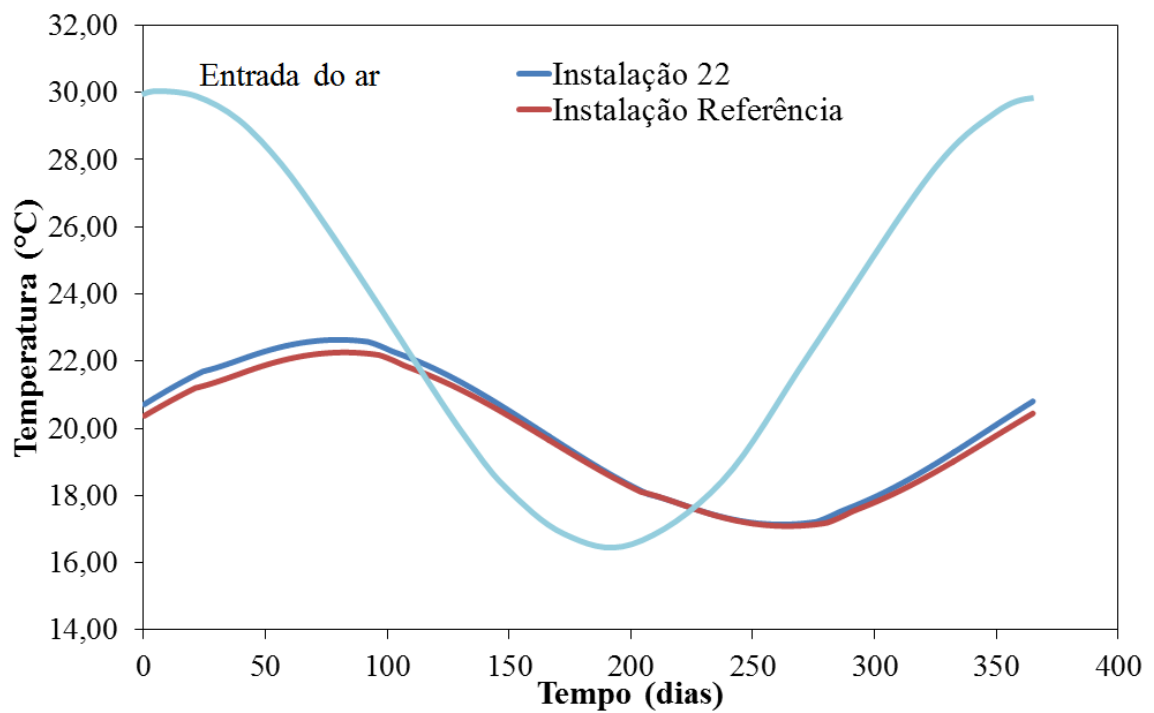


Figura B.44 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 22 comparado a Instalação Referência.

### Instalação 23

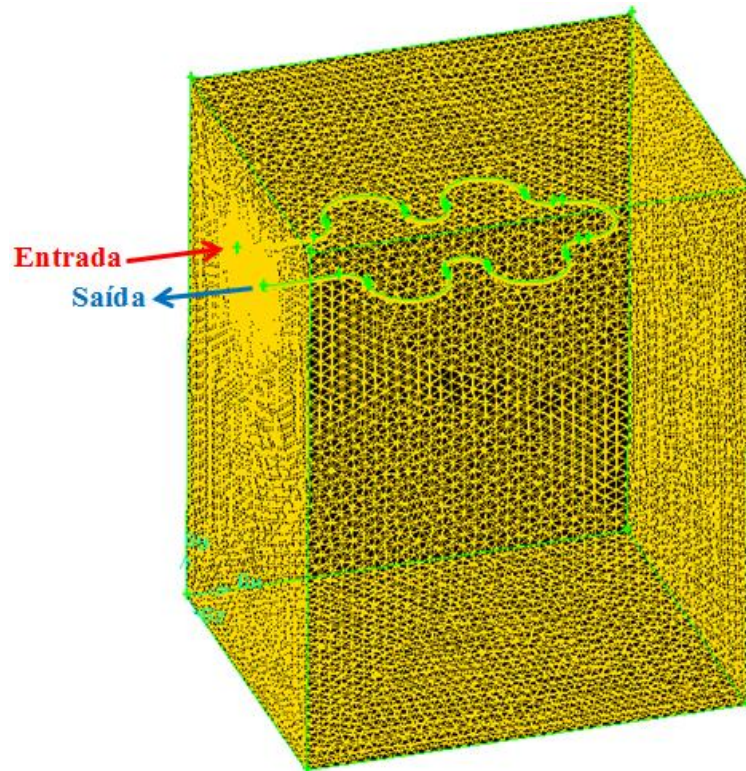


Figura B.45 – Domínio Computacional da Instalação 23.

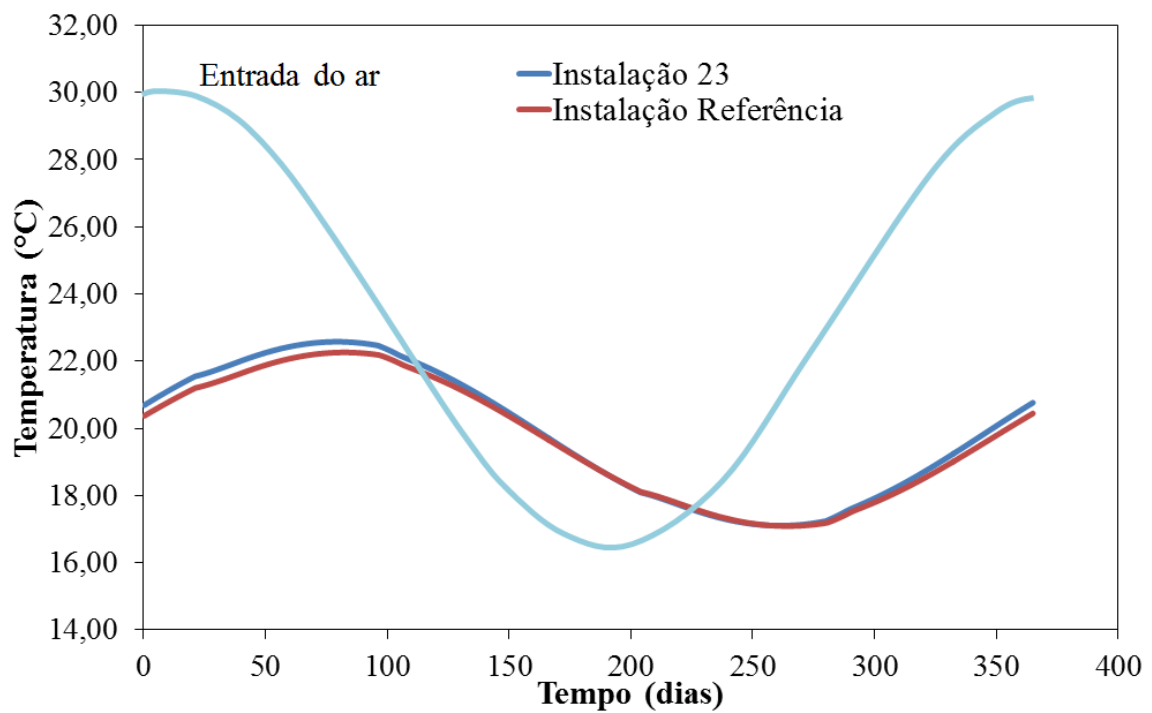


Figura B.46 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 23 comparado a Instalação referência.



## Instalação 24

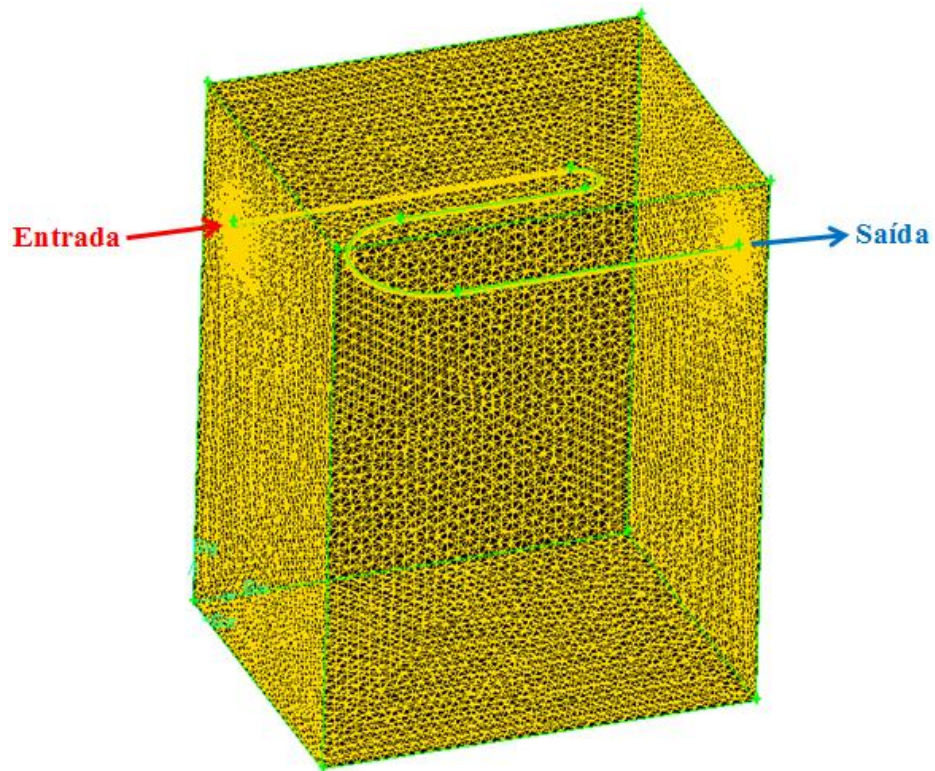


Figura B.47 - Domínio Computacional da Instalação 24.

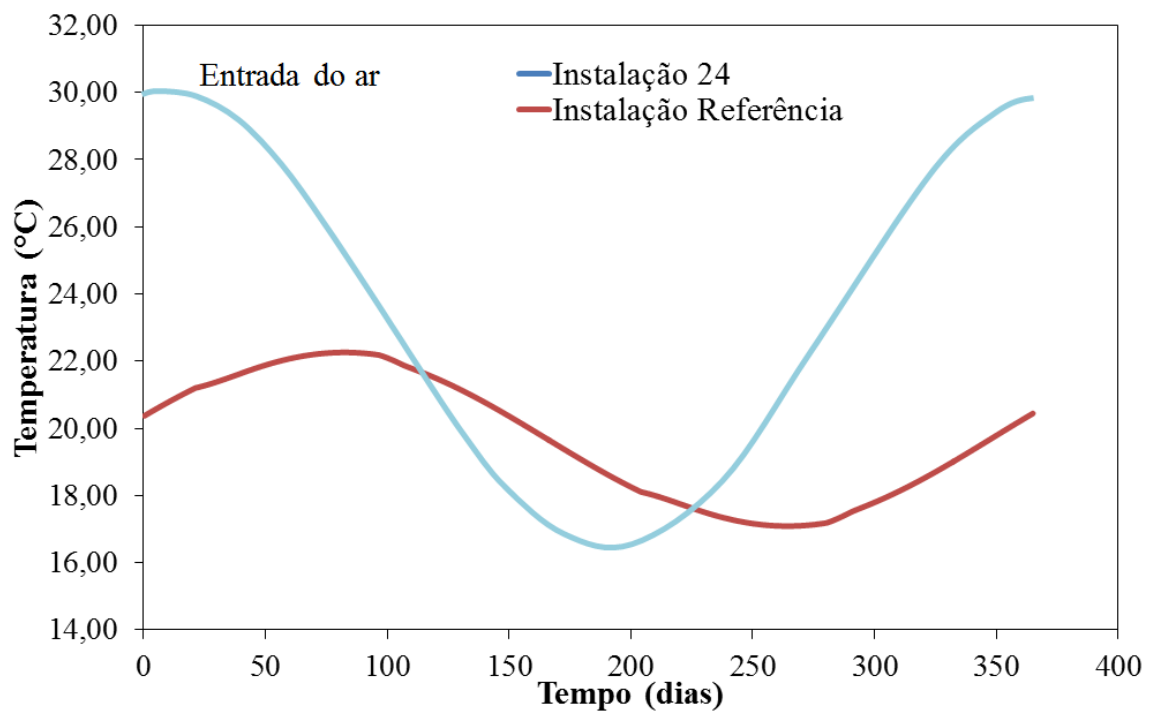


Figura B.48 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 24 comparado a Instalação Referência.

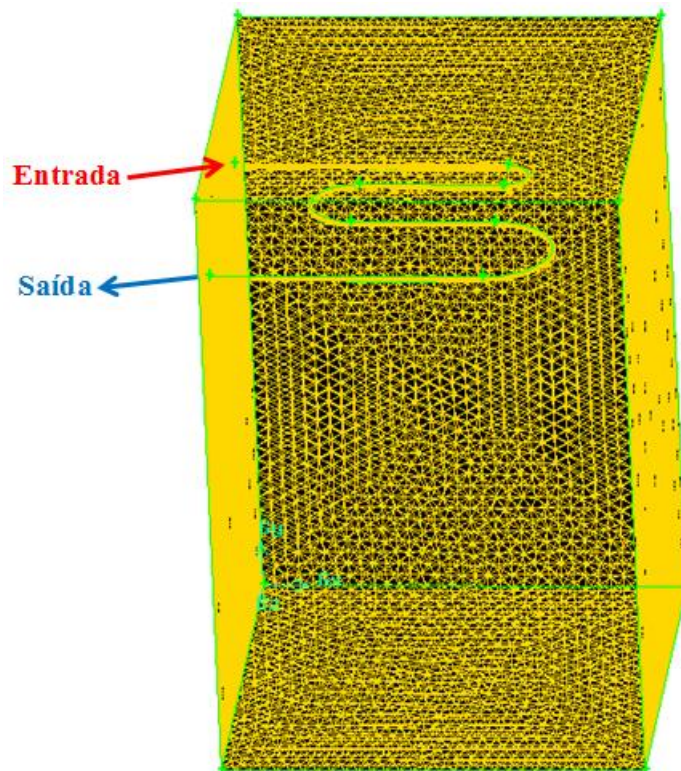
**Instalação 25**

Figura B.49 - Domínio Computacional da Instalação 25.

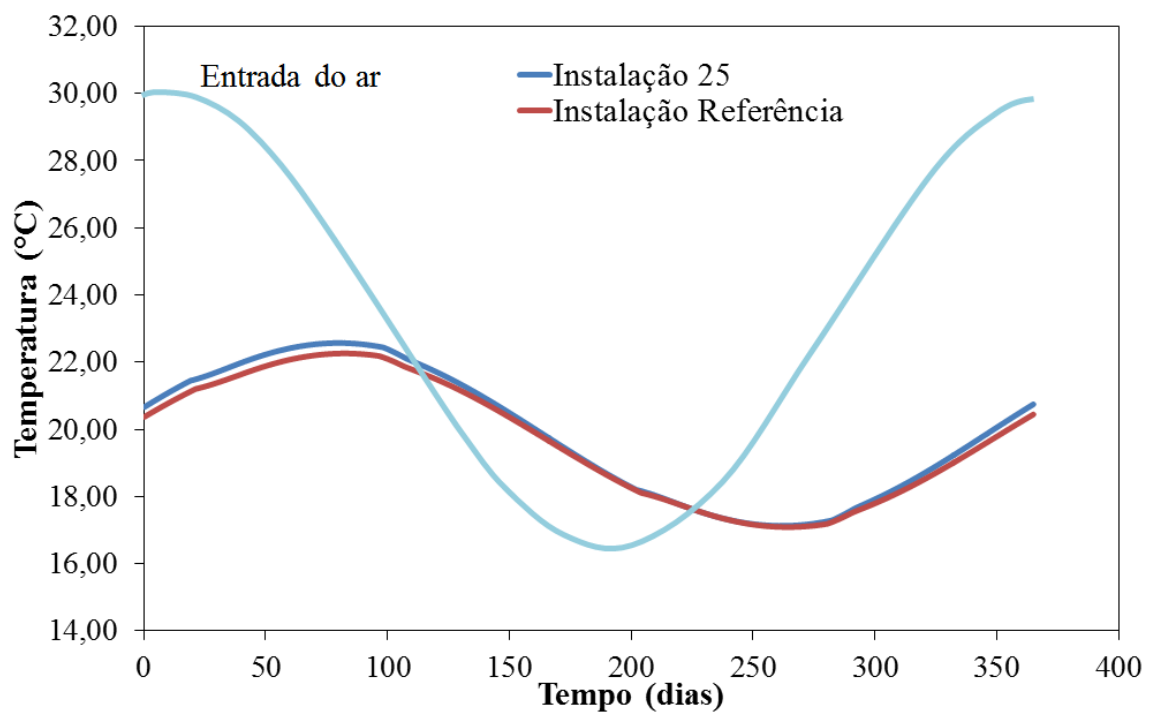


Figura B.50 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 25 comparado a Instalação Referência.

## Instalação 26

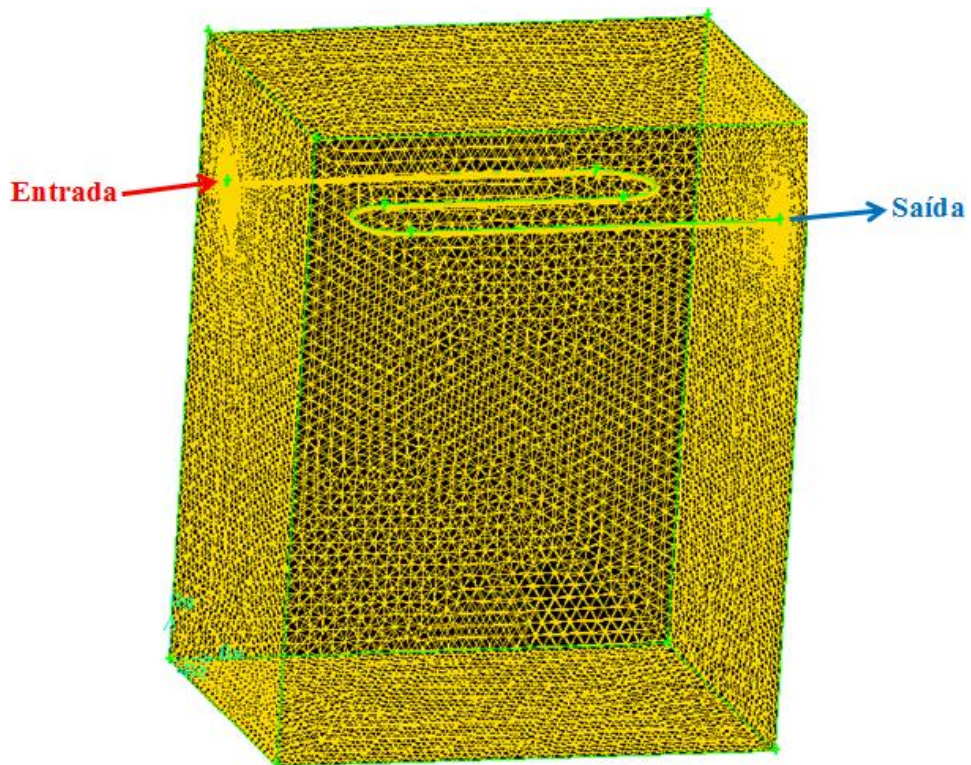


Figura B.51 - Domínio Computacional da Instalação 26.

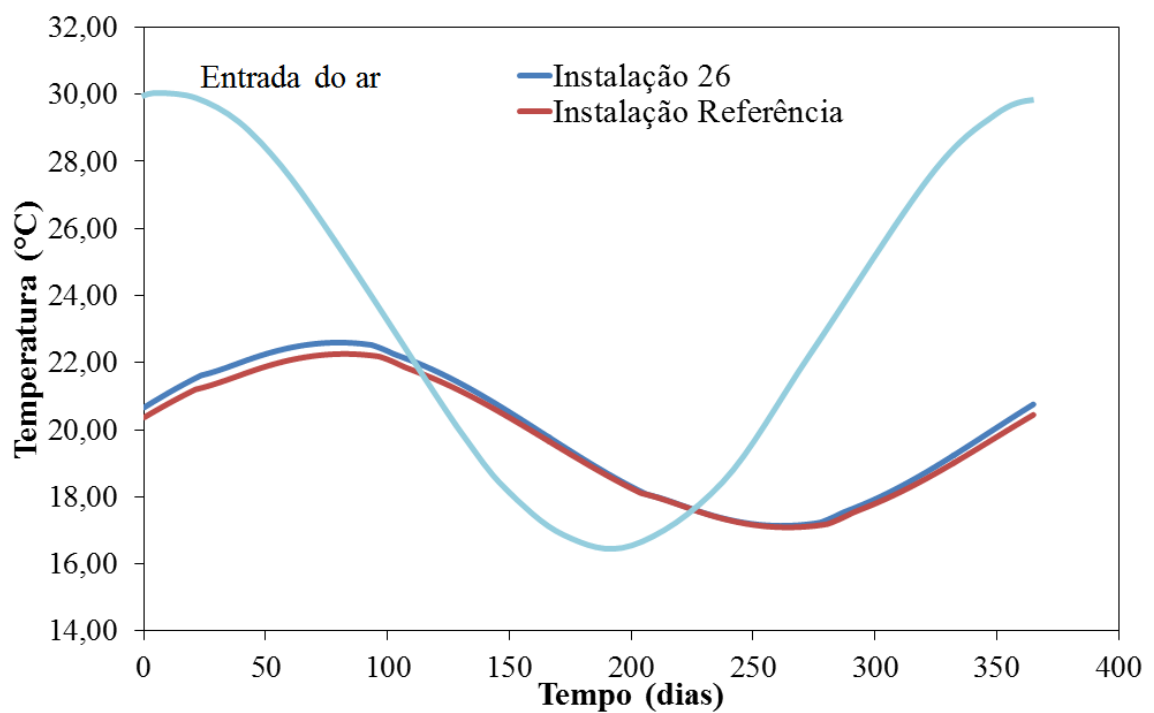


Figura B.52 - Variação da temperatura do ar na entrada e na saída da Instalação 26 comparado a Instalação Referência.