



## **ANÁLISE NUMÉRICA DA INFLUÊNCIA DA CONFIGURAÇÃO GEOMETRICA DE UMA INSTALAÇÃO DE TROCADOR DE CALOR SOLO-AR EM SEU POTENCIAL TÉRMICO EMPREGANDO O MÉTODO CONSTRUCTAL DESIGN**

**Camila Rosa Vaz**

**Michel Kepes Rodrigues**

**Elizaldo Domingues dos Santos**

**Liércio André Isoldi**

camilarosavaz@gmail.com

michel.professor@yahoo.com.br

elizaldosantos@furg.br

liercioisoldi@furg.br

Universidade Federal do Rio Grande (FURG)

Av. Itália, km 8, Campus Carreiros, CEP 96203-900 - Rio Grande/RS - Brasil

**Ruth da Silva Brum**

**Luiz Alberto Oliveira Rocha**

ruthdasilvabrum@gmail.com

luizrocha@mecanica.ufrgs.br

Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS)

Rua Sarmiento Leite, 425 - 2º Andar - CEP: 90.050-170 - Porto Alegre/RS - Brasil

**Resumo.** O Trocador de Calor Solo-Ar (TCSA) é um dispositivo que promove a melhoria da condição térmica de ambientes construídos, diminuindo significativamente o consumo de energia elétrica em equipamentos de condicionamento de ar tradicionais. Consiste no escoamento forçado do ar ambiente externo pelo interior de um ou mais dutos enterrados. Como o subsolo possui uma temperatura mais amena que a temperatura do ar ambiente externo, durante seu escoamento o ar troca calor com o subsolo e sai do TCSA com temperatura menor no período de verão e maior no período de inverno, se comparada à sua temperatura de entrada. Essa diferença entre a temperatura de saída e de entrada do ar determina o Potencial Térmico (PT) do TCSA. O objetivo desse trabalho é maximizar o PT de uma instalação de TCSA composta por cinco dutos. Um modelo computacional verificado e

validado é usado para simular numericamente o princípio de funcionamento desse TCSA. Para avaliar a influência da configuração geométrica da instalação no PT do TCSA o método Constructal Design foi aplicado. Os resultados indicaram uma melhoria de 19,48 % no desempenho térmico, para resfriamento e 58,59%, para aquecimento na instalação de TCSA estudada.

**Palavras-chave:** Fonte renovável de energia, Trocador de Calor Solo-Ar (TCSA), Constructal Design, Simulação numérica.

# 1 INTRODUÇÃO

O trocador de calor solo-ar (TCSA) é um dispositivo, constituído por um ou mais dutos enterrados no solo, capaz de aproveitar a energia térmica presente na camada superficial do solo, o qual pode absorver (em períodos quentes) ou ceder (em períodos frios) calor para o ar que escoar no interior dos dutos geralmente movido pela ação de ventiladores. Dessa forma, o TCSA é utilizado para promover uma melhoria da condição térmica de ambientes construídos, gerando uma redução significativa no consumo de energia elétrica de equipamentos de ar condicionado tradicionalmente utilizados. Essa energia térmica do solo utilizada no referido processo é proveniente, fundamentalmente, da radiação solar incidente sobre a superfície do solo, que é uma fonte renovável de energia (Rodrigues et al., 2015).

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

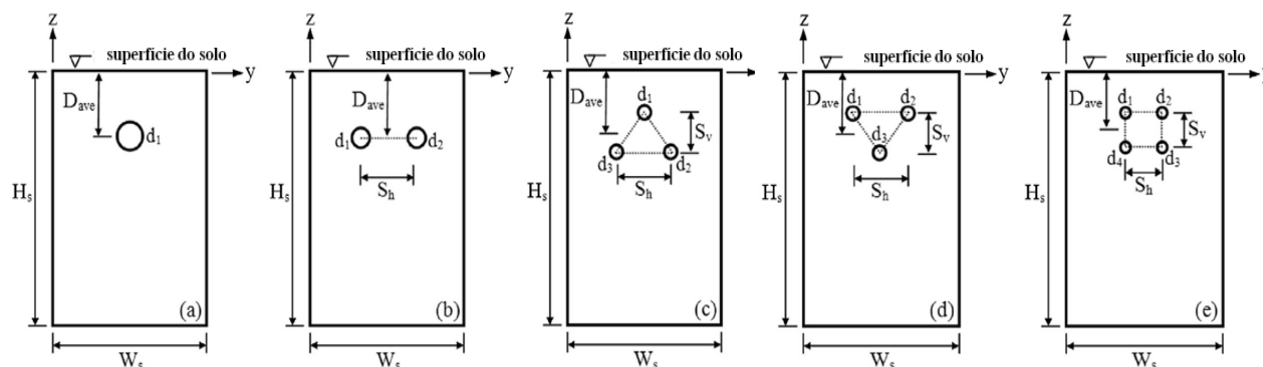
Nesse contexto, a Lei *Constructal* diz que: “Para um sistema de dimensões finitas, onde existe fluxo (movimento), persistir no tempo (sobreviver) ele deve evoluir de uma maneira que propicie o mais fácil acesso possível às correntes que escoam através dele” (Bejan, 1996; Bejan e Lorente, 2008).

O método *Constructal Design*, por sua vez, é baseado na Lei *Constructal*, que é um princípio físico fundamental. Assim sendo, o mesmo está sujeito a restrições e objetivos. Em engenharia, o referido método é amplamente aplicado na otimização geométrica de sistemas de fluxo. Isso ocorre principalmente em problemas relacionados à transferência do calor e à mecânica dos fluidos (Bejan e Lorente, 2008).

Com a finalidade de resolver problemas de engenharia, o método *Constructal Design* tem sido muito utilizado na busca de geometrias ótimas, ou seja, aquelas que oferecem menor resistência à passagem de fluxos de massa e/ou energia. Na literatura é possível encontrar vários exemplos de sua aplicação. No que se refere à área da transferência de calor, o método *Constructal Design* tem proporcionado a otimização geométrica de cavidades inseridas em sólidos com geração interna de energia. Nesse processo, graus de liberdade são implementados, por exemplo, em geometrias em formas de "C", elíptica, triangular e em forma de "T" (Biserni et al., 2004; Rocha et al., 2007). Em problemas da área de mecânica dos fluidos, o método *Constructal Design* também tem sido utilizado na melhoria do desempenho, como pode ser verificado em Reis (2006) e Cetkin et al. (2010). Esse método também tem sido utilizado em problemas de convecção térmica, por exemplo, na obtenção de melhores arranjos de canais submetidos a fluxos internos e externos (Kim et al., 2010; Rocha et al., 2009).

Sendo assim, para avaliar o desempenho térmico do TCSA, o potencial térmico médio ( $PT$ ) é um indicador que vem sendo utilizado como uma importante referência no estudo da performance térmica do TCSA em distintas aplicações (Isoldi et al., 2013 e Rodrigues et al., 2015). Portanto, o  $PT$  do TCSA é a diferença da temperatura média na seção de saída de ar no duto e a temperatura média na seção de entrada do ar no duto. Para essa avaliação, geralmente é realizada uma média mensal para a análise dos resultados (Rodrigues et al., 2015).

Em Rodrigues et al. (2015) o método *Constructal Design* também foi empregado no estudo numérico de TCSA. Nesse trabalho, o *PT* de cinco instalações distintas (Fig. 1) de TCSA foi investigado. Com a exceção da Instalação 1 (Fig. 1a), as demais instalações tiveram liberdade de assumir diferentes configurações geométricas do arranjo de dutos, respeitando restrições físicas e geométricas. As distintas formas geométricas estabelecidas estavam submetidas às imposições definidas pelo método *Constructal Design*, o qual tinha como função objetivo a maximização do *PT*. Em suma, foi constatado que, à medida em que a configuração do arranjo de dutos foi se tornando mais complexa, ou seja, havendo um aumento na quantidade de dutos da instalação, houve uma melhoria significativa no *PT* do TCSA. Isso se deu aliado à diminuição dos respectivos diâmetros dos dutos, para manter constante neste processo a vazão total nas instalações estudadas.



**Figura 1. Vista transversal da configuração das instalações de trocador de calor solo-ar:**

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

**(adaptado de Rodrigues et al., 2015)**

Portanto, o objetivo deste presente trabalho é investigar numericamente o *PT* de uma instalação de TCSA composta por cinco dutos. Esse objetivo é uma proposta de continuidade do trabalho de Rodrigues et al. (2015). Nesse sentido, torna-se importante saber se o comportamento do *PT* do TCSA, com cinco dutos e com diâmetro menor em relação às referidas instalações, seguirá a mesma tendência encontrada em Rodrigues et al. (2015). Assim, esta investigação consiste em definir, através do método *Constructal Design*, a geometria ótima, isto é, aquela que propõe a maximização do *PT* do TCSA com cinco dutos, definida, a partir de então, como Instalação 6.

Com isso, a expectativa é também poder comparar o *PT* da Instalação 6 com os resultados estabelecidos no trabalho em questão, a fim de avaliar se a influência do número de dutos e a complexidade da configuração assumida pelos mesmos, sobre o *PT* do TCSA, é evidenciada.

## 2 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

A Instalação 6 consiste em um arranjo composto por cinco dutos, sendo que um duto ocupa, de maneira fixa, a posição central do arranjo, na profundidade de 3,00 m, e os demais dutos se organizam em torno do mesmo, seguindo uma configuração retangular (similar a da Fig. 1e). Sendo assim, o domínio computacional considerado para a Instalação 6 é apresentado na Fig. 2.

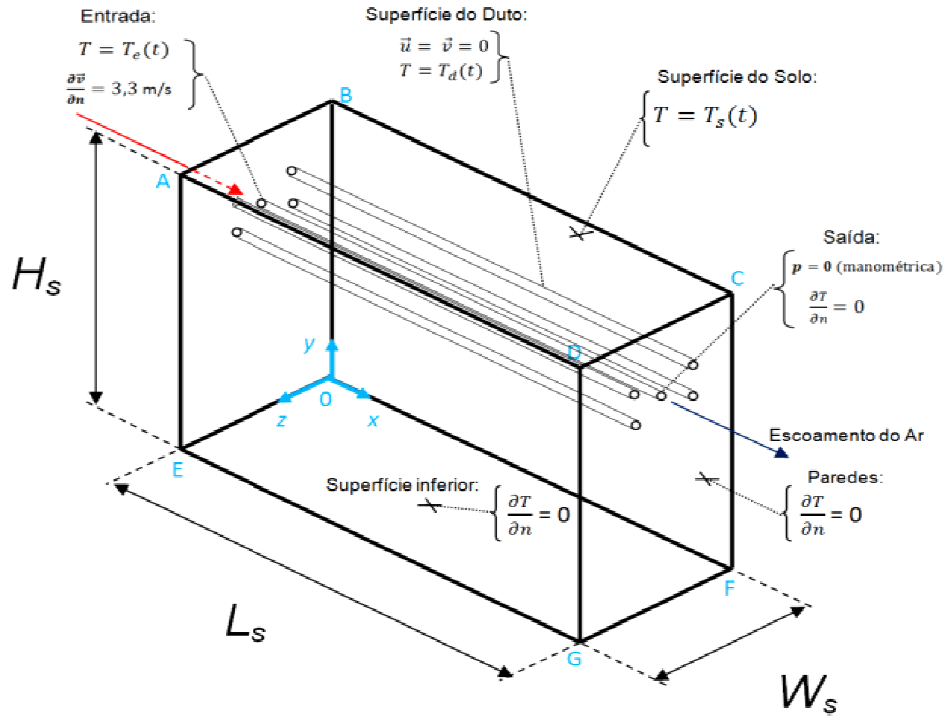


Figura 2. Domínio computacional e condições de contorno da Instalação 6.

Na Fig. 2 é possível visualizar, além do domínio computacional, as condições de contorno da Instalação 6. Dessa forma, tem-se a porção de solo representada pelo sólido indicado pela figura  $\overline{ABCDEOFG}$  e cinco dutos que seguem uma configuração geométrica na forma retangular, todos enterrados na camada superficial do solo. Os valores de  $L_s$ ,  $W_s$  e  $H_s$  representam, respectivamente, o comprimento, a largura e a profundidade da porção de solo referente ao domínio computacional, sendo os mesmos iguais a 26,00 m, 10,00 m e 15,00 m, conforme definido em Rodrigues et al. (2015).

As superfícies laterais e inferior do domínio computacional são isoladas termicamente ( $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$ ), onde:  $T$  é a temperatura e  $n$  é a direção normal à superfície analisada. Essa é a condição de Neumann ou de segunda espécie (Maliska, 2004).

A condição de contorno na superfície do solo é de temperatura prescrita. Essa é a condição de Dirichlet, ou de primeira espécie, aplicada no regime transiente (Maliska, 2004). Conforme Vaz (2011) a mesma é modelada pela função periódica expressa por:

$$T_s(t) = 291,70 + 6,28 \cdot \sin(200 \cdot 10^{-9} \cdot t + 26,24) \quad (1)$$

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

A equação que descreve a condição de contorno do ponto de vista térmico para o ar, com base em Vaz (2011), na entrada do duto é uma função periódica no tempo, expressa por:

$$T_e(t) = 296,18 + 6,92 \cdot \sin(200 \cdot 10^{-9} \cdot t + 26,42) \quad (2)$$

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

Para entrada e saída do ar no duto, as condições de contorno fluidodinâmicas são, respectivamente, de velocidade prescrita e de pressão prescrita. Assim, para todos os casos, a velocidade do ar, na entrada dos dutos, foi igual a 3,3 m/s. Na saída do ar do duto, a condição de pressão prescrita nula foi utilizada, ou seja, o valor da pressão atmosférica normal, do ponto de vista efetiva ou manométrica.

Condições de contorno de impermeabilidade e não deslizamento foram impostas para o escoamento do ar no interior do duto. Do ponto de vista computacional, não foi considerada a espessura da parede do duto de PVC na simulação numérica. Consequentemente, no modelo computacional, foi admitido o ar escoando em perfurações cilíndricas realizadas no solo, em contato direto com o mesmo. Isso se deu, principalmente, devido a grande diferença da ordem de grandeza das dimensões envolvidas. Assim, o grau exigido de refinamento da malha para representar a espessura do duto tornou inviável a criação da mesma no GAMBIT. Esse fato não altera significativamente a solução final do problema, conforme indicado em Bansal et al. (2009), Bansal et al. (2010), Vaz (2011) e Vaz et al. (2011).

No que tange às propriedades dos materiais, as mesmas foram mantidas constantes neste trabalho. De uma forma geral, não há grande variação no campo de temperatura e pressão em problemas de TCSA. Além disso, foi utilizado o modelo computacional simplificado de TCSA de Brum (2013), validado e verificado, garantindo a qualidade dos resultados obtidos neste trabalho. A Tabela 1 apresenta as propriedades dos materiais que foram utilizadas.

**Tabela 1. Propriedades dos materiais**

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

### 3 MODELAGEM MATEMÁTICA

Os princípios de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia fazem parte da modelagem matemática de TCSA. Como os escoamentos em TCSA são turbulentos, é necessário também realizar a modelagem da turbulência.

Conforme Patankar (1980), Maliska (2004) e Fox, McDonald e Pritchard (2006), a equação de conservação da massa ou equação da continuidade, pode ser escrita na sua forma simplificada da forma:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (3)$$

onde:  $\vec{v}$  é vetor velocidade do escoamento, em (m/s), e o operador diferencial Nabla, em coordenadas retangulares, é dado por:  $\nabla = \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z}$ . Sendo:  $\vec{i}$ ,  $\vec{j}$  e  $\vec{k}$  os vetores unitários direcionais que são base para o espaço  $R^3$  (espaço tridimensional). Dessa forma, a Eq. (3) assume a condição de escoamento incompressível e sem fontes de massa (Maliska, 2004).

Para estudar o escoamento do ar no interior do duto, é preciso considerar o princípio fundamental da conservação da quantidade de movimento. De forma conjunta, a Eq. (3) e a Eq. (4) são utilizadas para determinar o campo de pressão e velocidades do escoamento. Sendo que, na solução, a primeira, atua de forma restritiva à solução do problema.

Para um sistema de coordenadas retangulares, a equação da conservação da quantidade de movimento é apresentada, considerando a modelagem da turbulência, na forma vetorial, por (Patankar, 1980; Maliska, 2004; Versteeg e Malalasekera, 2007):

$$\frac{\partial \rho \vec{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla \bar{p} + \nabla \cdot (\bar{\tau}) \quad (4)$$

onde:  $\rho$  é a massa específica do fluido (ar), em ( $\text{kg/m}^3$ );  $\vec{v}$  é vetor velocidade do escoamento, em (m/s);  $p$  é a pressão estática (piezométrica) do fluido, em ( $\text{N/m}^2$ );  $\bar{\tau}$  é o tensor de tensões viscosas relacionada às forças de superfície em um elemento infinitesimal de fluido, em ( $\text{N/m}^2$ ). Dessa forma, a Eq. (4) assume a condição de convecção forçada, não havendo forças de campo. Além disso, a mesma já contempla a modelagem da turbulência, a qual segue o modelo de tensões de Reynolds (RSM), que na sequência desta seção será abordado.

O tensor de tensões viscosas, conforme Fox et al. (2006) pode ser expresso por:

$$\bar{\tau} = \mu [(\nabla \cdot \vec{v} + \nabla \cdot \vec{v}^T)] \quad (5)$$

onde:  $\mu$  é a viscosidade dinâmica ou absoluta do fluido, expressa em ( $\text{kg/m.s}$ ).

Por haver transferência de energia térmica no estudo de TCSA, o princípio fundamental da conservação da energia deve ser respeitado. Para o estudo térmico do escoamento do ar no interior dos dutos, a equação da conservação da energia, na forma mais geral, com base em Patankar (1980), Maliska (2004) e Versteeg e Malalasekera (2007) pode ser expressa, na forma vetorial, considerando a modelagem da turbulência, por:

$$\frac{\partial \rho \bar{h}}{\partial t} + \nabla [\vec{v}(\rho \bar{h})] = \nabla \cdot [k_{eff} \nabla \bar{T}] \quad (6)$$

A entalpia específica, representada pela variável  $h$  na Eq. (6) pode ser expressa como:

$$h = \int_{T_{ref}}^T c_p dT \quad (7)$$

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

Na região do solo, é resolvida a equação da difusão do calor, que pode ser expressa como:

$$\nabla^2 T = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (8)$$

onde:  $\alpha$  é a difusividade térmica no solo, sendo igual a  $65,54 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$ ,  $T$  é a temperatura (°C), em uma determinada posição no espaço e no tempo. O operador de Laplace, é indicado  $\nabla^2 = \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$ , para o sistema de coordenadas retangulares.

Finalmente, a turbulência foi modelada através do modelo *Reynolds Stress Model* (RSM), que é o modelo de turbulência mais elaborado software FLUENT possui. O RSM completa as equações de *Navier-Stokes Reynolds-Averaged* através da solução da equação de transporte para a tensão de Reynolds, juntamente com uma equação para a taxa de dissipação. Isso significa que sete equações adicionais de transporte devem ser resolvidas em um modelo tridimensional. Como o RSM considera de uma maneira mais rigorosa os efeitos de curvatura das linhas de corrente, de vórtices, de rotações e de alterações rápidas da taxa de deformação, o mesmo apresenta grande potencial para tratar de escoamentos complexos (Wilcox, 2002).

Portanto, a equação de transporte das tensões de Reynolds pode ser expressa por:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u'_i u'_j}) = D_{T,ij} + D_{L,ij} + P_{ij} + G_{ij} + \phi_{ij} - \varepsilon_{ij} + F_{ij} + S_u \quad (9)$$

onde:  $\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u'_i u'_j})$  é o termo transiente do transporte das tensões de Reynolds. O termo  $C_{ij}$  representa o transporte advectivo das tensões de Reynolds. O termo  $D_{T,ij}$  representa o fenômeno da difusão turbulenta das tensões de Reynolds. O termo  $D_{L,ij}$  representa o fenômeno da difusão molecular das tensões de Reynolds. O termo  $P_{ij}$  representa a taxa de criação das tensões de Reynolds pela ação do escoamento médio sobre o campo turbulento. O termo  $G_{ij}$  indica a produção das tensões de Reynolds relacionadas às flutuações de forças de campo (neste caso empuxo). O termo  $\phi_{ij}$  é a pressão de formação. O termo  $\varepsilon_{ij}$  representa a dissipação das tensões de Reynolds pela ação viscosa. O termo  $F_{ij}$  representa a geração devido à rotação do sistema. Finalmente, tem-se que  $S_u$  é o termo fonte.

## 4 MODELAGEM NUMÉRICA

A abordagem computacional se deu com base no modelo simplificado desenvolvido para aplicações em problemas de TCSA (Brum et al., 2012; Brum et al., 2013). Esse modelo

computacional é tridimensional e foi validado e verificado com base em Vaz (2011) e Vaz et al. (2011). O mesmo vem sendo aplicado de forma satisfatória na obtenção de resultados numéricos que podem ser encontrados na literatura (Brum et al., 2013; Isoldi et al., 2013; Rodrigues et al., 2015).

O pré-processamento, processamento e pós-processamento são, basicamente, as principais etapas da simulação numérica. O pré-processamento foi realizado através do software GAMBIT, onde foram construídas as geometrias e as malhas computacionais dos casos estudados. Nesse software também são expressas os tipos de condições de contorno. O software FLUENT realizou o processamento e o pós-processamento. Esse software é baseado no Método dos Volumes Finitos (MVF). O software Excel também foi utilizado no pós-processamento.

Conforme Maliska (2004), a tarefa do método numérico é basicamente transformar uma equação diferencial definida no domínio  $D$ , em um sistema de equações algébricas. Para tanto, as derivadas das funções existentes na equação diferencial devem ser substituídas pelos valores discretos na função. Assim, transformar as derivadas em termos que contêm a função significa integrar a equação diferencial. Já as diversas formas de fazê-lo, caracterizam o tipo de método numérico.

Neste trabalho foi utilizado o MVF, pois atende, em nível de volumes elementares, os princípios de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia. Esse método é ferramenta importante no campo da Dinâmica dos Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics* - CFD) (Patankar, 1980; Maliska, 2004 e Versteeg e Malalasekera, 2007).

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

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

Para o avanço temporal das variáveis estudadas foi utilizado o esquema de avanço temporal totalmente implícito. Nessa formulação, de um modo geral, as incógnitas estarão no mesmo nível de tempo. Tem-se, assim, um sistema de equações algébricas para ser resolvido. Para uma solução transiente é importante resolver o problema com precisão a cada passo de tempo. Consequentemente, se um método iterativo está sendo utilizado, para a resolução do problema, é necessário que os valores das incógnitas sejam iterados até que um critério de convergência seja satisfeito naquele passo de tempo (Maliska, 2004).

Neste estudo, foi utilizado o esquema de solução acoplada para o esquema pressão-velocidade. O modelo *Coupled* oferece algumas vantagens em relação ao esquema não acoplado ou segregado. O esquema acoplado oferece uma implementação robusta. Para escoamentos transientes, é indicado quando a qualidade da malha é baixa ou quando são

empregados grandes passos de tempo (FLUENT versão 6.3.26, 2007). O FLUENT disponibiliza cinco algoritmos de acoplamento pressão-velocidade: SIMPLE, SIMPLEC, PISO, *Coupled* e *Fractional Step*. De um modo em geral, estes utilizam o modelo de solução segregado para o sistema de equações, que devem ser resolvidos, exceto o *Coupled*, que utiliza o modelo de solução acoplado.

Como se trata de um problema transiente, foi utilizada a temperatura média do solo, ou seja, 18,7°C (291,7 K), para a temperatura de inicialização das simulações numéricas, para todo o domínio computacional. A temperatura no solo varia com a profundidade, no entanto, tendendo a um valor médio (Vaz et al., 2011 e Brum et al., 2013). Isso se dá pelo fato da temperatura, no solo, se estabilizar a partir de determinadas profundidades. Nesse sentido, após certa profundidade no solo, de um modo geral, não há significativas variações de temperatura. Assim, para o caso em estudo, no solo do município de Viamão/RS, em profundidades superiores a 15,0 m, a temperatura do solo estabiliza em 18,7°C, ao longo do tempo. Portanto, é assumido que os gradientes de temperatura a partir dessa profundidade podem ser considerados nulos.

A convergência da solução numérica foi obtida quando os resíduos para a equação da massa e para o movimento foram inferiores a  $10^{-3}$  e para a energia  $10^{-6}$ , entre duas iterações consecutivas. Para convergência dos resultados, foi realizado o número máximo de 200 iterações por passo de tempo. Para realização das simulações numéricas foi adotado um passo de tempo de 3.600 s (uma hora) em um total de 17.520 passos de tempo. Essa configuração permite simular dois anos de comportamento térmico e fluidodinâmico em instalações de TCSA. Entretanto, foram analisados apenas os dados referentes ao segundo ano, sendo descartados os dados referentes ao primeiro ano. Isso se deu por conta de proporcionar uma homogeneização do campo de temperatura no solo. As simulações numéricas realizadas neste trabalho se referem ao ano de 2007, tendo início na hora zero do dia primeiro de janeiro, em Viamão/RS, da mesma forma como é exposto em Vaz (2011) e Vaz et al. (2011).

## 5 APLICAÇÃO DO MÉTODO *CONSTRUCTAL DESIGN* EM TCSA

O método *Constructal Design*, conforme a literatura, vem sendo aplicado em problemas de engenharia a partir do trabalho de Bejan (1996). Nesse estudo, foi desenvolvida uma solução para o problema fundamental de como coletar o calor gerado em um material de baixa condutividade. Para tanto, um material de alta condutividade foi inserido no mesmo para propor uma melhor dissipação da energia térmica gerada. O valor da taxa total de geração de calor foi considerado fixo. Através da metodologia utilizada foi possível estudar diversas geometrias do material de alta condutividade, que foi evoluindo, possibilitando que se estabelecesse uma série de ramificações. Dentre os principais resultados é mostrado que a presente teoria apresenta profundas implicações na física, biologia e matemática.

De acordo com Bejan e Lorente (2008), projetos onde envolvem fluxo (massa ou energia) são influenciados pela configuração geométrica. Assim, o método permite que a configuração do sistema adquira liberdade para variar, fazendo com que seu desempenho melhore. Entretanto, essa liberdade é condicionada por meio dos objetivos e restrições, que podem ser locais ou globais. Portanto, o esforço para melhorar o sistema pode ser compreendido como o princípio *Constructal* da Ótima Distribuição das Imperfeições, cuja distribuição diminui as irreversibilidades, a fim de minimizar a quantidade de energia útil perdida pelo sistema. Contudo, são recentes as propostas de aplicação do presente método *Constructal Design* em TCSA (Isoldi et al., 2013; Rodrigues et al., 2015).

Conforme definida anteriormente, a Instalação 6 é especificada pela Fig. 3, onde é possível identificar os espaçamentos  $S_v$  e  $S_h$ , em (m), os quais desempenham a função de altura e base do retângulo, respectivamente. Do ponto de vista geométrico, o encontro entre as retas:  $y = H_s - D_{ave}$  e  $z = \frac{W_s}{2}$  (definidas no  $R^2$ ) é o centro da configuração geométrica assumida pelo conjunto de dutos. Sendo assim, a disposição dos dutos é simétrica em relação à reta  $z = \frac{W_s}{2}$ . Assim, nas simulações numéricas, foram analisadas diferentes razões  $S_v/S_h$  que é o grau de liberdade do sistema.

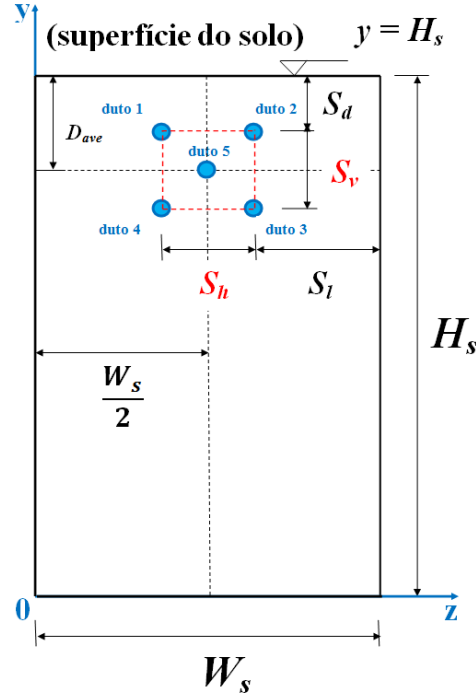


Figura 3. Vista transversal da configuração da Instalação 6.

Para aplicação do método *Constructal Design* em TCSA é necessário definir dois parâmetros distintos. O primeiro,  $\psi$ , relativo à razão entre o volume ocupado pela geometria da instalação do TCSA e o volume ocupado pela geometria da porção de solo. O segundo,  $\phi$ , referente à razão entre o volume total ocupado pela geometria do interior dos dutos da instalação do TCSA e o volume ocupado pela geometria da porção de solo considerada.

A fração de volume  $\psi$ , matematicamente, é definida por:

$$\psi = \frac{V_g}{V_s} = \frac{A_g \cdot L_s}{W_s \cdot H_s \cdot L_s} = \frac{A_g}{W_s \cdot H_s} \quad (10)$$

onde:  $V_g$  é o volume, em ( $m^3$ ), ocupado pela geometria da instalação de do TCSA em estudo e  $A_g$  é a área, em ( $m^2$ ), da seção transversal da geometria da mesma.

Já a fração de volume  $\phi$  é definida com sendo:

$$\phi = \frac{V_a}{V_s} = \frac{5 \cdot \pi \cdot d_i^2 \cdot L_s}{4 \cdot W_s \cdot H_s \cdot L_s} = \frac{5 \cdot \pi \cdot d_i^2}{4 \cdot W_s \cdot H_s} \quad (11)$$

onde:  $V_a$  é o volume, em ( $m^3$ ), no interior dos dutos, isto é, a capacidade volumétrica de ar interno na instalação de trocador de calor solo-ar;  $d_i$  é o diâmetro, em (m), do duto da instalação de TCSA estudada e  $\pi$  é uma constante matemática.

Além disso, o parâmetro  $A_g$  é expresso por:

$$A_g = S_h \cdot S_v \quad (12)$$

onde:  $S_h$  é o espaçamento, em (m), entre os dutos, na horizontal e  $S_v$  é o espaçamento, em (m), entre os dutos, na vertical.

No estudo de Rodrigues et al. (2015) foram estudados  $\psi = 0,003$  ( $A_g = 0,5 m^2$ ),  $\psi = 0,007$  ( $A_g = 1,0 m^2$ ), e  $\psi = 0,010$  ( $A_g = 1,5 m^2$ ), e  $\phi = 2,534 \times 10^{-4}$ . No presente estudo foi avaliada a Instalação 6 (ver Fig. 3) com  $\psi = 0,010$ ,  $\phi = 2,534 \times 10^{-4}$  e com cinco dutos com diâmetro iguais e com valor  $d_i = 100$  mm.

Os parâmetros definidos pela Eq. (10) e pela Eq. (11) podem ser compreendidos como restrições ou limitações do sistema, sendo fundamentais para a aplicação do método *Constructal Design* na busca da melhoria do desempenho térmico de instalações de TCSA.

Aliado a isso, algumas restrições adicionais devido às configurações geométricas das instalações precisam ser respeitadas. São elas:

$$S_h > d_i \text{ e } S_h < (W_s - d_i) \quad (13)$$

$$S_v > d_i \text{ e } S_v < (2 \cdot D_{ave} - d_i) \quad (14)$$

$$D_{ave} > \frac{d_i}{2} \quad (15)$$

onde:  $D_{ave}$  é a profundidade média, em (m), conforme indicado na Fig. 3. Essa variável foi mantida constante para todos os casos simulados, ou seja,  $D_{ave} = 3,00$  m. Isso se justifica, pois a partir dessa profundidade, a temperatura média do ar na seção transversal de saída do duto sofre pouca variação, não havendo, assim, ganho significativo em fazer arranjos mais profundos, conforme apresentado em Brum et al. (2013).

Assim sendo, o grau de liberdade  $S_v/S_h$ , pode variar livremente, no entanto, as restrições mencionadas, indicadas pelas Eqs. (13), (14) e (15), devem ser levadas em consideração.

A notação  $(S_v/S_h)_o$ , por sua vez, foi utilizada para representar a proporção ótima entre as variáveis  $S_v$  e  $S_h$ , ou a geometria ótima da Instalação 6 (Fig. 3), propondo a maximização da troca térmica entre o solo e o ar.

A expressão matemática utilizada para indicar o  $PT$ , em ( $^{\circ}\text{C}$ ), do TCSA pode ser indicada por:

$$PT = \sum_{i=1}^t \left( \frac{\bar{T}_{s_i} - \bar{T}_{e_i}}{t} \right) \quad (16)$$

onde:  $\bar{T}_{s_i}$  é a temperatura média na seção transversal de saída do ar nos dutos das instalações estudadas, no decorrer do tempo, prevista pela simulação numérica. Dessa forma,  $\bar{T}_{e_i}$  é a temperatura média na seção transversal de entrada do ar nos dutos, no decorrer do tempo, que é dada pela Eq. (2). Assim,  $i = 1, 2, 3, \dots, t$ , onde  $t$  é o tempo, em dias, relacionando-se com a quantidade de dias do mês analisado. A temperatura média do ar na seção transversal de saída de cada duto da Instalação 6 foi monitorada numericamente no transcorrer do tempo. A leitura das referidas temperaturas se davam, por meio de sensores numéricos, a cada seis horas. Portanto, em um dia, se tinha quatro registros numéricos de temperatura.

Então, a maximização do resultado da Eq. (16) é definida como a função objetivo para a aplicação do método *Constructal Design* nesta pesquisa. Essa definição integra a estrutura do método e delimita a finalidade do presente estudo, que comina em proporcionar uma melhoria no desempenho térmico do TCSA. Essa melhora é analisada com base na referida função objetivo, a qual sofre influência direta da configuração geométrica da instalação.

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

Para representar o potencial térmico médio maximizado foi utilizada a notação  $(PT)_m$ . O  $PT$  é oriundo da melhor geometria, isto é, a geometria ótima,  $(S_v/S_h)_o$ , que é aquela que proporcionou a maximização da troca de calor entre o solo e o ar.

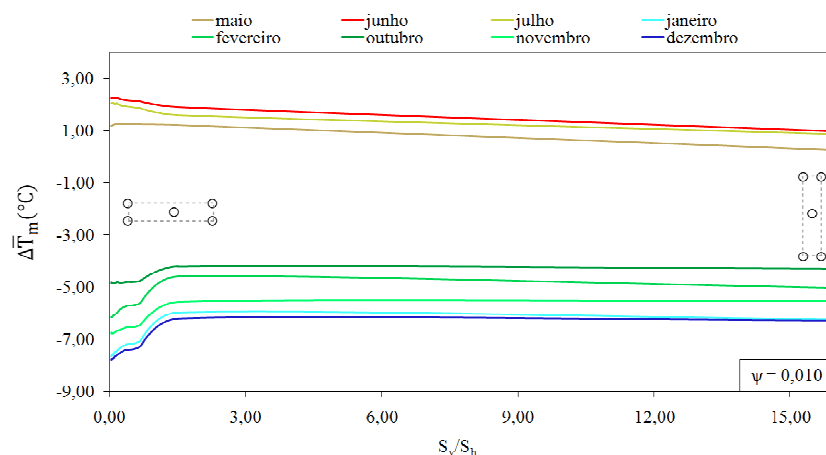
Finalmente, para a obtenção dos resultados, doze simulações numéricas foram realizadas. Para a exposição e discussão dos resultados, os mesmos foram analisados apenas para os meses de janeiro, fevereiro, maio, junho, julho, outubro, novembro e dezembro por conta do TCSA ser indicado fundamentalmente para utilização em períodos quentes e frios (Vaz et al, 2011; Isoldi et al., 2013 e Rodrigues, 2014).

## 6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Em primeiro lugar, como se trata de um estudo numérico, para minimizar a influência das condições de contorno na modelagem computacional de TCSA, foram impostas as restrições geométricas estabelecidas em Rodrigues et al. (2014). Consequentemente, o espaçamento lateral, indicado pela variável  $S_l$ , em (m), (Fig. 3) é restrito a  $S_l \geq 2,00$  m, enquanto que a variável  $S_d$ , em (m), denominada de profundidade relativa, segue a condição  $S_d \geq 0,50$  m.

Conforme a Fig. 4, para  $\psi = 0,010$ , a geometria otimizada segue a configuração geométrica estabelecida por  $(S_v/S_h)_o = 0,05$ , tanto para aquecimento, quanto para resfriamento. Consequentemente, essa geometria ótima conduziu à maximização do  $PT$ , isto é,  $(PT)_m = -7,7^{\circ}\text{C}$  (para resfriamento) e  $(PT)_m = 2,3^{\circ}\text{C}$  (em junho). Também é possível notar que, de uma forma geral, o aumento do desempenho térmico da Instalação 6 se deu para

os menores valores de  $S_v/S_h$ . Essa tendência pode ser explicada pelo fato da configuração do arranjo de dutos estar localizada nas proximidades da reta  $y = D_{ave}$  (Fig. 3), isto é, nas configurações formadas pelos maiores valores de  $S_h$  e pelos menores valores de  $S_v$ . Essa configuração proporciona o aumento do aproveitamento energético do solo na proximidade da profundidade média.



**Figura 4. Variação do potencial térmico da Instalação 6 para  $\psi = 0,010$ .**

Também é possível observar na Fig. 4 um comportamento bastante estável para o  $PT$  de resfriamento para as geometrias com  $(S_v/S_h) \geq 1,5$ , não existindo um efeito significativo sobre o  $PT$  da Instalação 6. Já para o  $PT$  de aquecimento, também para valores de  $(S_v/S_h) \geq 1,5$ , é possível notar uma redução constante do  $PT$  do TCSA.

É possível observar na Fig. 5, de forma ilustrativa, a topologia do campo de temperatura para a geometria ótima encontrada para a Instalação 6, durante um dia típico de verão.

Baseado na Fig. 5 é possível verificar fisicamente o efeito térmico gerado pela geometria ótima obtida. Consequência disso, é possível notar que, em uma análise no sentido transversal da geometria do solo, o ar que escoar no interior do duto vai cedendo continuamente calor para o solo no sentido radial, conforme é observado na entrada do ar no duto (Fig. 5a), e na saída do ar no duto (Fig. 5c). Em ambas as figuras, é notado que as isotermas foram contornando, de forma harmônica, o eixo de simetria do duto, estabilizando-se na medida em que as mesmas se aproximam da superfície do solo. Além disso, também é notado, em uma análise longitudinal da geometria do solo, que o ar vai progressivamente cedendo calor para o solo, no sentido axial do escoamento, podendo ser notado pelo gradiente de temperatura (Fig. 5b).

A Fig. 6 ilustra a variação do  $TP$  mensal ao decorrer de um ano para o caso em que foi gerada a geometria otimizada. Como se pode analisar, entre maio a agosto, o  $PT$  é de aquecimento, enquanto que, de setembro a abril o mesmo é de resfriamento. Ainda considerando a Fig. 6, pode-se notar que o  $TP$  para o resfriamento na cidade brasileira de Viamão (que é o caso em estudo) é maior do que o  $TP$  para o aquecimento. Essa tendência gera, nessa região, a indicação de significativo aproveitamento do TCSA para aplicações em resfriamento de edificações, fundamentalmente.

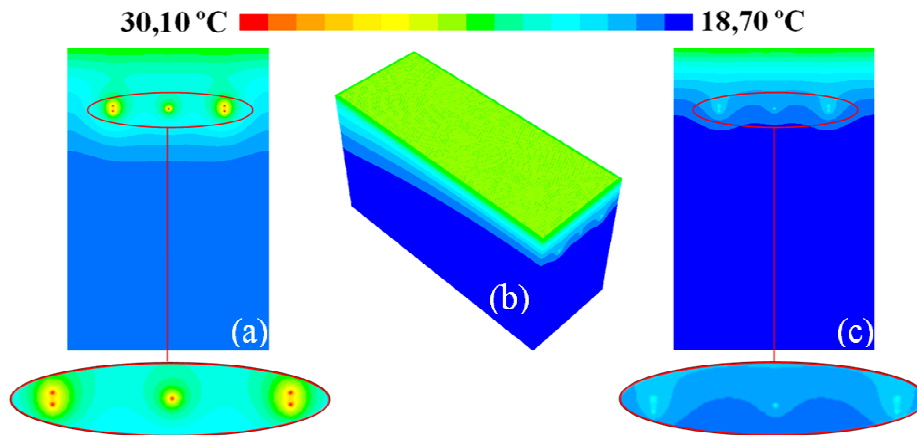


Figura 5. Campo de temperatura para a geometria ótima [ $\psi = 0,010$  e  $(S_v/S_h)_o = 0,05$ ] para resfriamento, em dezembro, para a Instalação 6: (a) vista lateral referente à entrada do ar, (b) vista em perspectiva e (c) vista lateral referente à saída do ar.

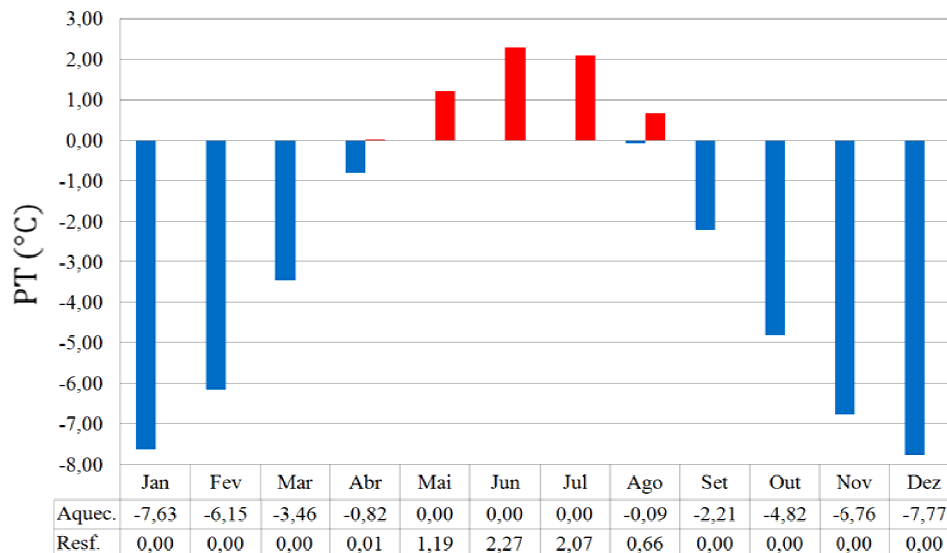


Figura 6. Variação do  $PT$  da Instalação 6, para  $\psi = 0,010$  no período anual.

A Fig. 7 apresenta a influência das geometrias ótimas da Instalação 6, estudada neste trabalho, e das instalações de TCSA estudadas em Rodrigues et al. (2015), para  $\psi = 0,010$ , no  $(PT)_m$ . Assim, é possível notar que a Instalação 6 apresentou melhor desempenho térmico para resfriamento em relação às demais instalações.

No entanto, para aquecimento, a mesma apresentou resultados praticamente similares aos apresentados pela Instalação 5 (com quatro dutos). Conforme Rodrigues et al. (2015), a Instalação 5 havia proporcionado a maximização do  $PT$ , isto é,  $(PT)_m$  para aquecimento e para resfriamento.

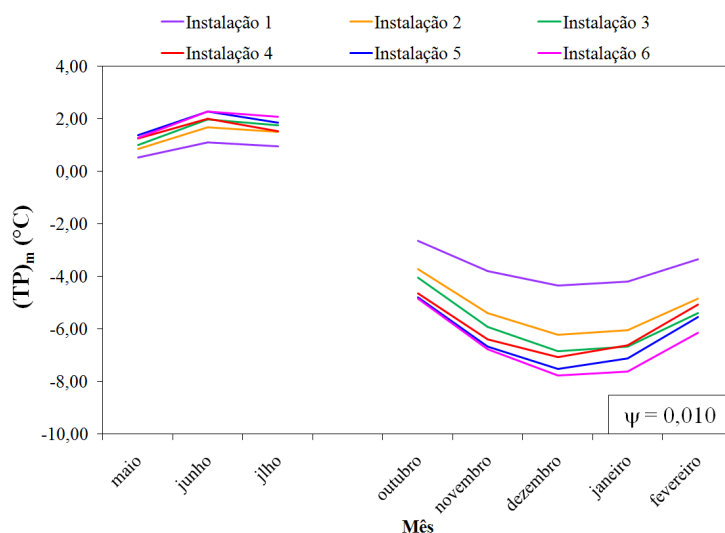


Figura 7. Comparação das instalações de TCSA com  $(PT)_m$ ,  $\psi = 0,010$ , nos períodos quentes e frios.

## 7 CONCLUSÕES

No presente trabalho foi proposto uma análise numérica da influência da configuração geométrica de uma instalação (Instalação 6) de TCSA em seu  $PT$  empregando o método *Constructal Design*. De uma forma geral, os resultados obtidos demonstraram que o método *Constructal Design* pode ser aplicado com sucesso na busca de um maior desempenho térmico em instalações de TCSA.

Em suma, a geometria ótima encontrada, isto é, aquela que conduziu ao maior  $PT$  assume a configuração expressa por  $(S_v/S_h)_o = 0,05$ , tanto para aquecimento, quanto para resfriamento. A maximização do  $PT$  para resfriamento (em dezembro) foi de  $-7,7^\circ\text{C}$  e para aquecimento foi de  $2,3^\circ\text{C}$  (em junho).

Os resultados também apontam que a geometria otimizada, para a instalação de TCSA estudada, quando comparada com a geometria que conduz ao menor potencial térmico médio, proporciona um aumento no desempenho térmico da instalação em aproximadamente 19,48% para resfriamento e 58,59% para aquecimento. Isso comprova que a aplicação do método *Constructal Design* em projetos de instalações de TCSA implica em um desempenho térmico significativamente maior quando comparado com as configurações das instalações constituídas com geometrias não otimizadas.

Conforme Rodrigues et al. (2015), à medida em que a configuração do arranjo de dutos foi se tornando mais complexa, ou seja, havendo um aumento na quantidade de dutos do TCSA e, conseqüentemente, uma diminuição em seus diâmetros, ocorreu uma melhoria no desempenho térmico do TCSA. Essa tendência foi confirmada com a Instalação 6 estudada no presente trabalho, uma vez que ela é mais complexa que a Instalação 5 (Rodrigues et al., 2015) e apresentou um melhor valor de  $PT$ , conforme indicado pela Fig. 7.

Para finalizar, são sugeridas algumas propostas de continuidade para este trabalho, aplicando o método *Constructal Design*, aliado à simulação numérica, em instalações de TCSA. São elas: analisar para a Instalação 6 outras frações de volume, definidas por  $\psi = 0,003$  e  $\psi = 0,007$ , para determinar os respectivos  $PT$ , a fim de compará-los com aqueles presentes neste trabalho, bem como os apresentados em Rodrigues et al. (2015); avaliar o

desempenho térmico para uma instalação de TCSA composta por cinco dutos, arrançados na forma de losango, mantendo as demais configurações expostas neste trabalho constantes.

## REFERÊNCIAS

- Bansal, V., Misra, R., Agrawal, G. D., e Mathur, J., 2009, Performance analysis of earty-pipe-air heat exchanger for winter heating, *Energy and Buildings*, Vol. 41, pp. 1151-1154.
- Bansal, V., Misra, R., Agrawal, G.D., e Mathur, J., 2010, Performance analysis of earty-pipe-air heat exchanger for summer cooling, *Energy and Buildings*, Vol. 42, pp. 645-648.
- Bejan, A., 1996, Constructal-theory network of conducting paths for cooling a heat generating volume. *Journal Heat Mass Transfer*, vol. 40, n. 4, pp. 799-816.
- Bejan, A., *Shape and Structure, from Engineering to Nature*. Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2000.
- Bejan, A., 2004, *Convection Heat Transfer*, John Wiley & Sons.
- Bejan, A. e Lorente, S., 2008, *Design With Constructal Theory*. Wiley, Hoboken.
- Biserni C., Rocha LAO, Bejan A., *Inverted fins: geometric optimization of the intrusion into a conducting wall*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 47 (2004) 2577-2586.
- Brum, R., Rocha, L., Vaz, J., dos Santos, E., Isoldi, L., 2012, *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, pp. 505-514.
- Brum, R., Vaz, J., Rocha, L., dos Santos, E., Isoldi, L., 2013, *A New Computational Modeling to Predict the Behavior of Earth-Air Heat Exchangers*, Energy and Buildings, Vol. 64, pp. 395-402.
- Cetkin E, Lorente S, Bejan A. *Natural constructal emergence of vascular design with turbulent flow*. J Appl Phys 2010;107:114901 (9 pages).
- Fox, R., Mcdonald, A. e Pritchard, P., 2006, *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 6ª. ed., LCT, Rio de Janeiro.
- FLUENT (version 6.3.26), 2007, ANSYS, Inc.
- Isoldi, L. A., Brum, R. S., Rodrigues, M. K., Ramalho, J. V. A., Vaz, J., Sousa, J. A., dos Santos, E. D. e L. A. O. Rocha, 2013, Constructal Design of Earth-Air Heat Exchangers. *Constructal Law Conference. Proceedings of Constructal Law Conference*, Nanjing, vol. 1. pp. 88-96.
- Kim Y, Lorente S, Bejan A, *Constructal multi-tube configuration for natural and forced convection in cross-flow*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 53 (2010), p. 5121-5128.
- Maliska, C., 2004, *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional*. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro.
- Patankar, S. V., 1980. *Numerical heat transfer and fluid flow*. McGraw Hill, New York.
- Reis A. H. *Constructal view of scaling laws of river basins*. Geomorphology 2006;78:201-6.
- Rocha L. A. O., Montanari G. C., dos Santos E. D., Rocha A. S., *Constructal design applied to the study of cavities into a solid conducting wall*. Thermal Engineering, 6 (2007) 41-47.

Rocha LAO, Lorente S, Bejan A, 2009, *Tree-shaped vascular wall designs for localized intense cooling*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 52 (2009), p.4535-4544.

Rodrigues, M., Souza, J., Vaz, J., Junior, I., Rocha, L., dos Santos, E., Isoldi, L., 2014. Estudo numérico da influência de condições de contorno na modelagem computacional de trocador de calor solo-ar, *VI Southern Conference on Computational Modeling (MCSul)*.

Rodrigues, M., Brum, R., Vaz, J., Rocha, L., Dos Santos, E. D., Isoldi, L. (2015). 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.

Vaz, J., 2011, *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).

Vaz, J., Sattler, M. A., dos Santos, E. D., e Isoldi, L. A., 2011, Experimental and Numerical Analysis of an Earth–Air Heat Exchanger, *Energy and Buildings*, Vol. 43, pp. 2476-2482.

Versteeg, H. K., e Malalasekera, W., 2007, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The Finite Volume Method*, Pearson.

Wilcox, D. C., 2002, *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries.

Woodson, T., Coulibaly, Y. and Traoré, E., 2012, Earth-Air Heat Exchangers for Passive Air Conditioning: Case Study Burkina Faso. *Journal of Construction in Developing Countries*, n. 17, pp. 21-32.