



OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE TROCADORES DE CALOR SOLO-AR BASEADA NA LEI COSTRUCTAL

Ruth da Silva Brum

Luiz Alberto Oliveira Rocha

ruth.silva.brum@ufpel.edu.br

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

Mariane Sulzbacher

mary_sulzbacher@hotmail.com

Universidade Federal de Pelotas (UFPEL)

Campus Universitário, s/nº, Caixa Postal 354 - CEP 96001-970 - Pelotas/RS - Brasil

Liércio André Isoldi

Michel Kepes Rodrigues

Elizaldo Domingues dos Santos

liercioisoldi@furg.br

michel.professor@yahoo.com.br

elizaldosantos@furg.br

Universidade Federal do Rio Grande (FURG)

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

Resumo. Para enfrentar as crescentes demandas energéticas globais é preciso avançar no desenvolvimento tecnológico de fontes e dispositivos energéticos renováveis. Dentre as alternativas naturais de melhorar o condicionamento térmico de construções e reduzir o consumo convencional de energia elétrica, este artigo destaca a utilização dos Trocadores de Calor Solo-Ar (TCSAs). Basicamente, os TCSAs são sistemas de ventiladores e dutos enterrados no solo, onde o ar ventilado nos dutos troca calor com o solo e sai a uma

temperatura mais amena. Este fenômeno se dá em função da inércia térmica das camadas superficiais do solo. No inverno, o solo é mais quente que o ar ambiente porque ele armazena calor no verão. O objetivo deste trabalho é aplicar o método Constructal Design para determinar o melhor espaçamento de dutos dispostos em arranjos triangulares no sentido de maximizar a troca térmica entre o solo e o ar. Avaliou-se também a influência da velocidade do escoamento de ar na troca térmica no interior dos dutos. Nessa pesquisa, foram desenvolvidas diversas simulações adotando uma velocidade do ar de 1.0 m/s. Os dados são comparados com resultados publicados anteriormente, onde se adotou uma velocidade de 3.3 m/s. Resultados mostraram um aumento no potencial térmico de 40.5%.

Palavras-Chave: Constructal Design, Trocadores de Calor solo-ar, Energia renovável, Potencial térmico, Simulação Numérica.

1 INTRODUÇÃO

A evolução da sociedade mundial está intrinsecamente ligada ao desenvolvimento da utilização de energia. Atualmente a maior fonte energética mundial vem de hidrocarbonetos, que proporcionam mais da metade da energia primária consumida (IEA, 2013), enquanto somente 1% são energias renováveis. Por este motivo, busca-se uma alternativa na utilização de energia, sendo a energia solar uma fonte de energia limpa, amplamente disponível e com alto potencial energético, utilizada neste trabalho no uso de trocadores de calor.

A crosta terrestre possui inércia térmica, com a radiação solar incidindo em sua superfície, energia é armazenada em forma de calor em seu interior, nos períodos de inverno em que a temperatura é mais fria, esse calor é liberado, o oposto ocorre no verão (Vaz et al. 2014). Esta energia térmica armazenada pode ser utilizada com diversos fins, Stevens (2013) realizou um estudo de geração de energia através da diferença de temperatura entre o solo e o ar, obtendo 6 MJ de energia.

Trocadores de calor solo-ar utilizam energia térmica solar, ajudam a deixar a temperatura mais amena dentro de ambientes fechados utilizando ar que trocou calor com o solo, aumentando a temperatura dentro de edificações no inverno e diminuindo no verão (Vaz et al., 2011), assim é possível uma diminuição da utilização de energia elétrica pelo uso de aparelhos de ar condicionados.

Misra et al. (2013) estudaram o rendimento dos trocadores com fluxo contínuo, verificou-se que o rendimento melhora com o aumento do comprimento do duto, o aumento da profundidade e maior difusão térmica do solo, e que o desempenho diário diminui com o fluxo contínuo de ar no interior dos dutos.

Vaz et al. (2011) analisaram o desempenho dos trocadores na cidade de Viamão - RS. No seu estudo, obteve-se um decréscimo de 6 °C de temperatura no verão e um aumento de 2 °C no inverno. No trabalho de Brum et al. (2013) foi realizado a validação de um modelo computacional a partir desse estudo experimental, determinando uma profundidade adequada dos dutos a serem enterrados para um melhor rendimento dos trocadores.

Este trabalho busca estudar a influência da disposição geométrica dos dutos de um TCSA, mantendo o diâmetro dos dutos e a velocidade de entrada do ar constante, usando modelos computacionais desenvolvidos em trabalhos prévios (Brum et al., 2013) baseando-se na lei constructal (Bejan et al., 2006) que busca a melhor configuração dos sistemas de fluxo para aumentar seu desempenho.

2 METODOLOGIA

O estudo buscou avaliar o desempenho de diferentes disposições geométricas de três dutos enterrados em forma triangular em uma porção tridimensional do solo, apresentado na Fig. 1. As dimensões representativas do solo são: $L_s = 26\text{m}$, $H_s = 15\text{m}$ e $W_s = 10\text{m}$, e de cada duto $L_s = 26\text{m}$ e diâmetro = 0.127m.

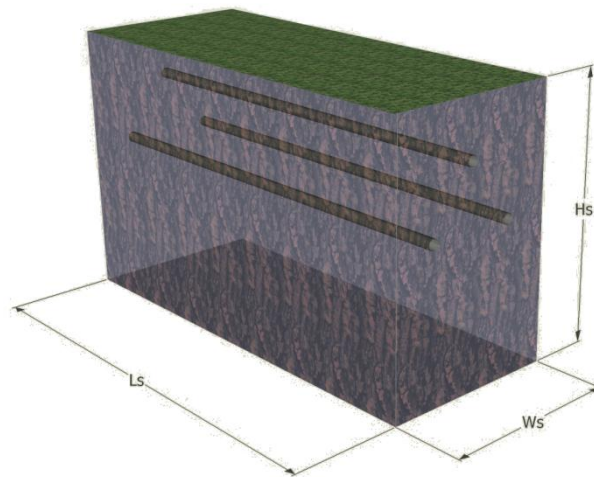


Figura 1. modelo tridimensional do solo e da disposição dos dutos

A proposta do estudo é verificar a influência da disposição geométrica dos dutos no desempenho dos trocadores, mantendo constante o diâmetro de 0.127 m e a velocidade de 1 m/s. A variação geométrica é baseada na lei constructal buscando a melhor configuração geométrica que forneça os princípios da maximização transferência de calor e de fluido. De acordo com Bejan (2006) a melhor arquitetura é aquela que fornece o melhor acesso para transferência de calor e transferência de fluxo, pouca resistência térmica e trabalho de bombeamento.

Para este trabalho foram estudados três casos de dutos enterrados de forma triangular, as variáveis do arranjo geométrico são apresentadas na Fig. 2, a lei constructal foi aplicada e o grau de liberdade considerado é dado pela razão $\frac{S_v}{S_h}$ onde S_v é a altura de um triângulo cujos vértices são os centros dos três dutos, e S_h a medida de sua base, sendo estas os graus de liberdade do sistema.

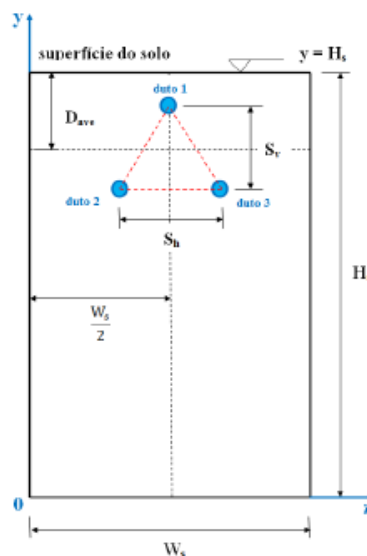


Figura 2. Demonstração transversal da geometria dos três dutos (Rodrigues et al., 2015)

A razão de volume ψ para área de instalação dos dutos é dada pela fórmula $\Psi = \frac{Vat}{V_s}$, onde Vat é o volume ocupado pela instalação e V_s o volume do solo estudado. Para este trabalho foram desenvolvidos três casos onde volume ψ foi definido respectivamente $\psi = 0.003$, $\psi = 0.007$ $\psi = 0.01$, mudando o valor de Reynolds da entrada do ar de $Re = 27168.6598$ do trabalho de Rodrigues et al. (2015), para $Re = 8232.9872$, para verificar o efeito no desempenho de um tempo maior de troca de calor do ar nos dutos.

Neste trabalho foi considerado um modelo de volume finito, utilizando equações de conservação de energia, massa e momento (Brum et al., 2014). Para a modelagem matemática da temperatura do solo a fórmula utilizada é:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \alpha_s \frac{\partial T}{\partial x_j} \right\} \quad (1)$$

onde α_s e T são respectivamente a difusividade termal do solo (m^2/s) e o campo de temperatura do solo. As variáveis t e x_j ($j=1, 2$ e 3) são respectivamente para o tempo (s) e coordenadas espaciais (m).

Para a modelagem do ar no duto foi considerado um modelo transiente, incompressível, fluxo convectivo turbulento usando as equações de conservação de massa, momento e energia (*Reynolds Averaged Navier Stokes- RANS*), que podem ser descritas como (Brum et al., 2014):

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{v}_i \bar{v}_j)}{\partial x_j} = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} \delta_{ij} \left\{ v \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x_i} \right) - \tau_{ij} \right\} \quad (3)$$

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{v}_j \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \alpha \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - q_j \right\} \quad (4)$$

sendo v_i a velocidade do ar (m/s) na i -direção ($i = 1, 2$ e 3), ρ a densidade do ar (kg/m^3), p a pressão (N/m^2), δ_{ij} o delta de Kronecker, ν a viscosidade cinemática do ar (m^2/s), e α a difusividade térmica do ar. Nas equações o símbolo da barra significa tempo-médio. O tensor das tensões de Reynolds τ_{ij} e o fluxo turbulento de energia foram modelados, definidos como (Brum et al., 2014):

$$\tau_{ij} = \overline{v'_i v'_j} \quad (5)$$

$$q_j = \overline{v'_i T'} \quad (6)$$

Para resolver o modelo mais próximo da estrutura RANS, o *Reynolds Stress Model* (RSM) foi usado dado pela seguinte equação de transporte (Brum et al., 2014):

$$\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial t} + \bar{v}_k \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_k} = - \left(\tau_{ij} \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_k} + \tau_{jk} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_k} \right) - \frac{\partial}{\partial x_k} C_{ijk} + \Pi_{ij} - \varepsilon_{ij} + \nu \nabla^2 \tau_{ij} \quad (7)$$

onde, C_{ijk} é correlação pressão-tensão, Π_{ij} é correlação da taxa de dissipação e ε_{ij} é a correlação de dissipação de terceira ordem. É necessário para aproximação modelar as configurações que governam as equações, dadas respectivamente por:

$$C_{ijk} = \overline{u'_i u'_j u'_k} + \frac{1}{\rho} \left(\overline{p' u'_i} \delta_{jk} + \overline{p' u'_j} \delta_{ik} \right) \quad (8)$$

$$\Pi_{ij} = \frac{\overline{p'}}{\rho} \left[\frac{\partial u'_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right] \quad (9)$$

$$\varepsilon_{ij} = 2\nu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \quad (10)$$

A difusão turbulenta é modelada por $\partial/\partial x_k ((v_t/\sigma_k) \partial \tau_{ij}/\partial x_k)$, onde $\sigma_k=0.82$ e a viscosidade turbulenta v_t é estimada por k e ε com $C_\mu = 0.09$ (Brum et al., 2014).

O mesmo procedimento foi usado para o transporte das tensões de Reynolds empregado no fluxo turbulento de calor. Também, o método *Coupled* foi necessário para o tratamento do transiente nos campos de pressão e temperatura, enquanto a estrutura *Upwind* foi empregada para enfrentar os termos advectivos das equações de conservação de momento e energia.

A partir dos dados experimentais de Vaz et al. (2014), e do modelo computacional Brum et al. (2013), foram desenvolvidos através do programa GAMBIT o domínio computacional e a geração da malha do problema em estudo, um exemplo é apresentado na Fig. 3. Para resolver as equações e o processamento dos dados foi utilizado o software FLUENT, versão 6.3, empregando o método de volumes finitos.

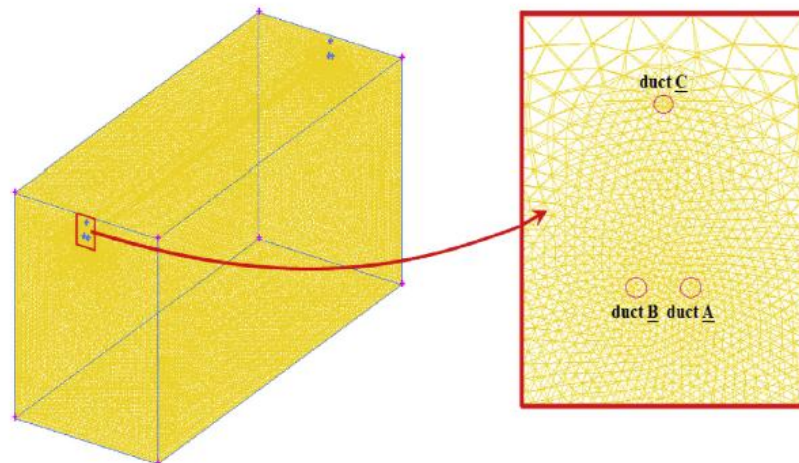


Figura 3. Domínio computacional e a malha desenvolvida (Rodrigues et al., 2015)

As malhas foram confeccionadas em volumes tetraédricos de espaçamento 0.0423 m para os dutos e 0.381 m para o solo. O total de volumes criados para a discretização varia de acordo com disposição triangular usada em cada simulação, sendo mais de 33000 volumes para cada um dos dutos e 720000 para o solo. A malha é mais refinada na região dos dutos para aumentar precisão da simulação, como mostra o detalhe da Fig. 3. A espessura da parede

do duto não foi simulada por não apresentar grande influência no resultado final de cada simulação, de acordo com o trabalho de Brum et al. (2014).

Para as simulações no programa FLUENT, foi adotado um passo de tempo de 3600 s por um período de dois anos, e o máximo de 200 interações para convergir, como desenvolvido no domínio computacional descrito no trabalho de Brum et al. (2013).

As propriedades do solo consideradas são do estudo experimental de Vaz et al. (2011) realizado na cidade de Viamão no estado do Rio Grande do Sul, Brasil. O solo é composto de argila com densidade $\rho = 1800 \text{ kg/m}^3$, condutividade termal de $k = 2.1 \text{ W/m}\cdot\text{K}$, e calor específico de $c_p = 1780 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$.

As propriedades do solo e do ar foram medidos no trabalho de Vaz et al. (2011) e utilizados nesse trabalho. Baseado nestes dados experimentais foi desenvolvido pelo método dos mínimos quadrados funções que representam a variação de temperatura para o solo $T_s(z, t)$ onde z é a profundidade e t representa o tempo (Brum et al., 2013). Esta função foi utilizada para a superfície do solo ($z = 0$) como imposição das condições de contorno do domínio computacional definida como:

$$T_s(0, t) = 291.70 + 6.28\text{sen}(199.24 \times 10^{-9}t + 26.24) \quad (11)$$

As outras faces do solo foram consideradas termicamente isoladas. Para a entrada dos dutos foi considerado a variável de velocidade e a função de temperatura definida por:

$$T_a(z, t) = 296.18 + 6.92\text{sen}(199.24 \times 10^{-9}t + 26.42) \quad (12)$$

Para a saída dos dutos foi considerado a pressão atmosférica. Para condição inicial foi usado a temperatura de 291.6 K, uma média anual dos dados obtidos por Vaz et al. (2014). As propriedades do ar consideradas são: densidade $\rho = 1.16 \text{ kg/m}^3$; condutividade termal de $k = 0.0242 \text{ W/m}\cdot\text{K}$; difusividade termal $\alpha = 0.057 \text{ m}^2/\text{s}$; e calor específico $c_p = 1010 \text{ J/Kg}\cdot\text{K}$.

3 RESULTADOS E DISCUSSÕES

O estudo considerou três diferentes ψ , $\psi = 0.003$, $\psi = 0.007$ e $\psi = 0.010$, realizando 15 casos para cada ψ , variando o grau de liberdade (S_v/Sh). Os resultados demonstraram um desempenho melhor para certos meses do ano, onde a diferença de temperatura entre o solo e o ar é maior, estes serão apresentados neste estudo.

Estudos realizados com TCSA (Vaz et al., 2014; Brum et al., 2013a; Brum et al., 2013b; Isoldi et al., 2013) mostram que o desempenho desses equipamentos é melhor para o resfriamento, tendência que também foi observada no presente trabalho como mostra as Fig. 4, Fig. 5 e Fig. 6.

Os casos foram definidos com diâmetro de 0.127 m e velocidade de 1 m/s, como já foi mencionado. É visível que a menor variação S_v/Sh apresenta o melhor potencial térmico (TP). O potencial térmico é a variação média mensal da diferença de temperatura do ar que sai e entra nos dutos. Para $\psi = 0.003$ o potencial térmico para resfriamento de 9.38°C ocorre no mês de dezembro e o potencial térmico para aquecimento no mês de junho onde é observado um aumento de 2.09°C. Para $\psi = 0.007$ o potencial térmico para resfriamento também ocorre no mês de dezembro e é de 9.77°C e o potencial térmico para aquecimento 2.12°C para junho.

O mesmo comportamento pode ser visto para $\psi = 0.010$, o qual se pode notar um potencial de resfriamento de 10.14°C e potencial de aquecimento de 2.52°C .

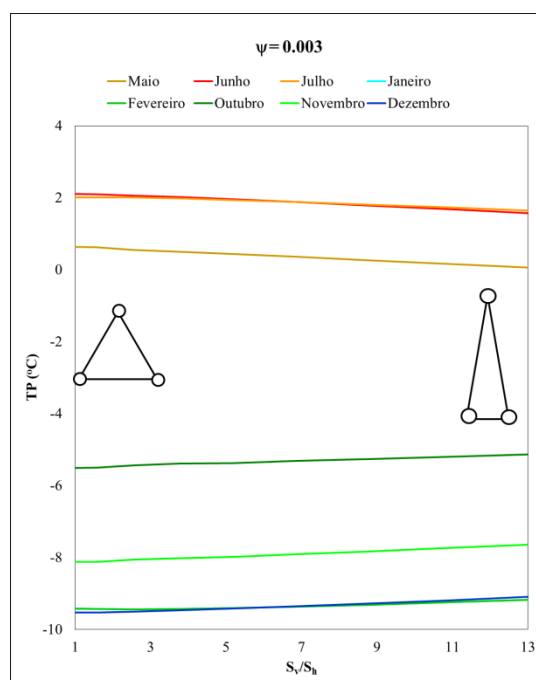


Figura 4. Efeito do potencial térmico para $\psi = 0.003$

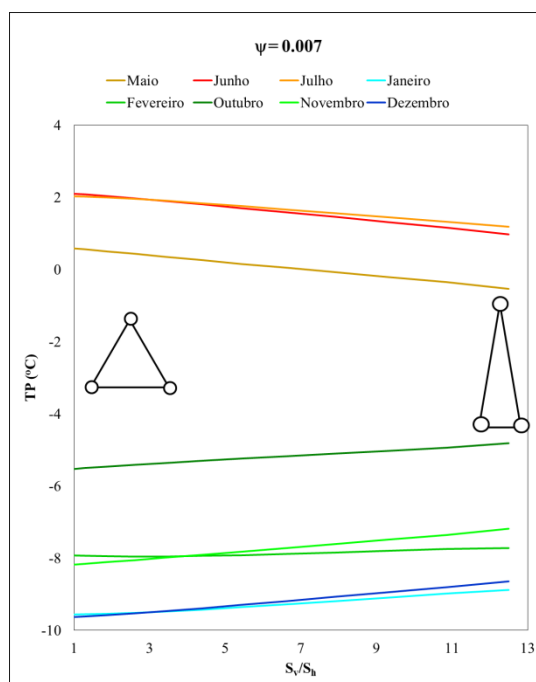


Figura 5. Efeito do potencial térmico para $\psi = 0.007$

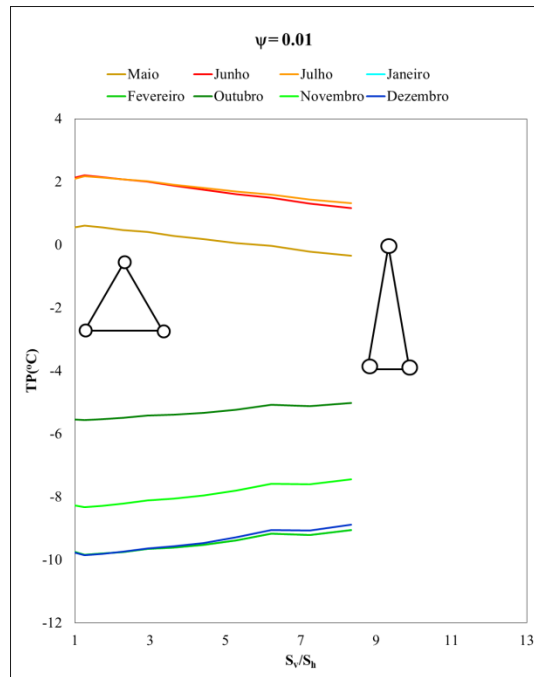


Figura 6. Efeito do potencial térmico para $\psi = 0.010$

Em comparação com o trabalho de Rodrigues et al. (2015), onde foi utilizado a velocidade de 3.3 m/s, é notável um aumento no desempenho de 2.05% para o mês de junho e de 36.9% para o mês de dezembro quando $\psi = 0.003$. Para $\psi = 0.007$, houve um aumento de 39.8% no potencial para resfriamento e 4% para aquecimento nestes meses. Para $\psi = 0.010$, houve um aumento de 40.5% no potencial para resfriamento e 21% para aquecimento nos mesmos meses de dezembro e junho. Os dados são apresentados nas Fig. 7, Fig. 8 e Fig. 9.

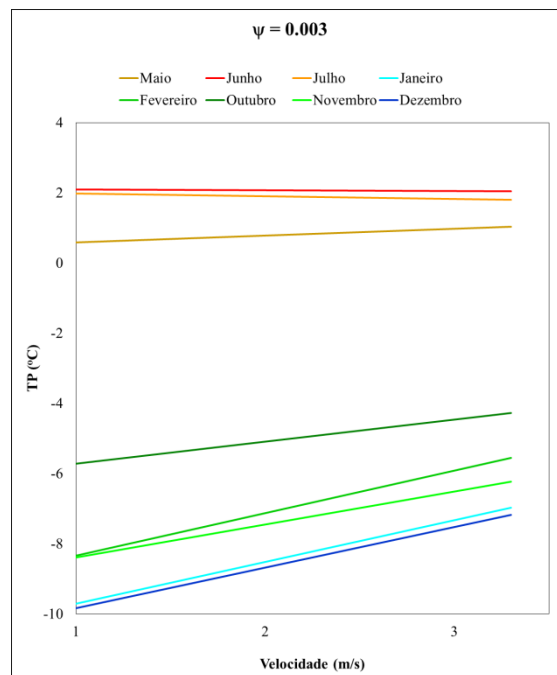


Figura 7. Desempenho mensal do potencial térmico (TP) com variação na velocidade para $\psi = 0.003$

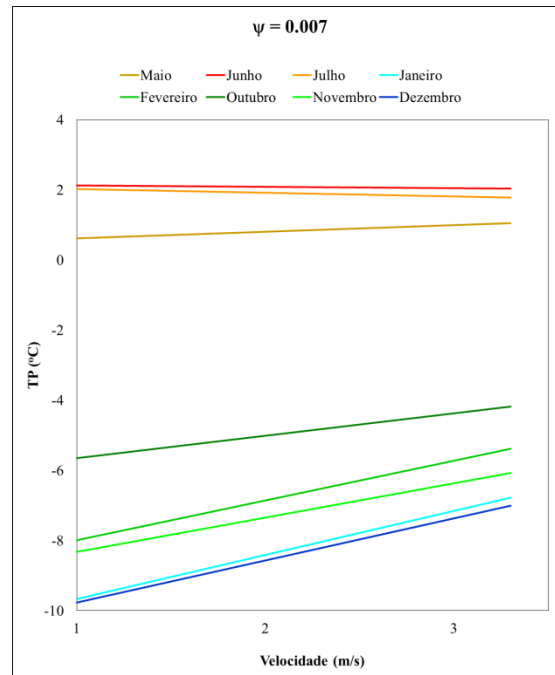


Figura 8. Desempenho mensal do potencial térmico (TP) com variação na velocidade para $\psi = 0.007$

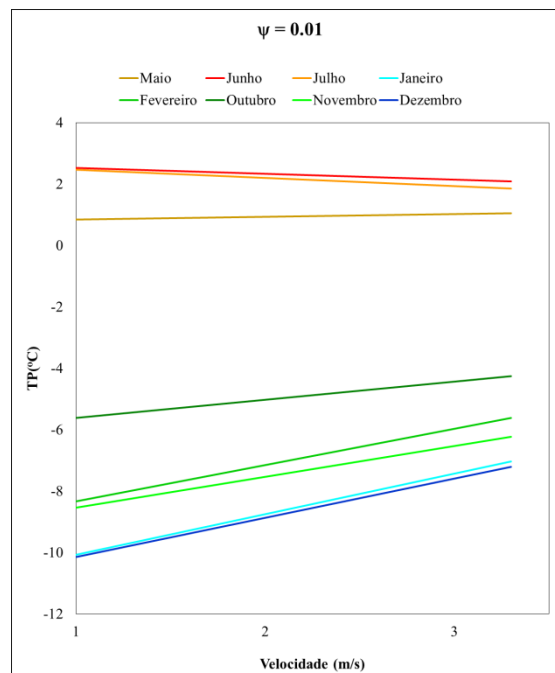


Figura 9. Desempenho mensal do potencial térmico (TP) com variação na velocidade para $\psi = 0.010$

A Fig. 10 indica que, para os meses de maio, junho, julho, outubro e novembro o $(TP)_m$ não é significativamente influenciada pelos valores de ψ que foram estudados neste trabalho. No entanto, um aumento no $(TP)_m$ para o arrefecimento obteve-se durante Janeiro, Fevereiro e Dezembro para a fração de volume $\psi = 0.010$. Portanto, no presente contexto, é recomendável a utilização de um TCSA com $\psi = 0.010$ $(Sv/Sh)_o = 1.00$, sendo este arranjo de condutas a geometria ótima entre todos os casos estudados, atingindo um $(TP)_m = -10.14^\circ\text{C}$ (para arrefecimento).

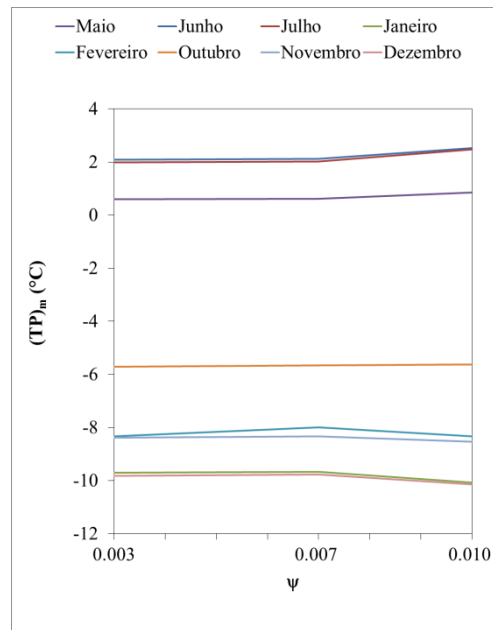


Figura 10: Desempenho mensal do potencial térmico máximo $(TP)_m$ em relação aos ψ

4 CONCLUSÕES

Utilizando a lei constructal para o design do estudo e dados obtidos de trabalhos prévios, este estudo demonstrou a eficiência de trocadores de calor solo-ar. Foi observado que uma menor velocidade produz um maior potencial térmico, por proporcionar maior tempo para a troca térmica solo-ar dentro dos trocadores. Observou-se uma melhoria de 40.5% no potencial térmico em relação ao melhor caso obtido em estudos anteriores (Rodrigues et al., 2015) com a mesma geometria. A eficácia do trocador é maior para o resfriamento que para aquecimento, já observado em outros trabalhos.

5 AGRADECIMENTOS

E. D. dos Santos, L. A. Isoldi, L. A. O. Rocha e R. da S. Brum agradecem ao CNPq. M. Sulzbacher agradece à Universidade Federal de Pelotas pela bolsa de iniciação científica.

6 REFERÊNCIAS

- Bejan, A., & Lorente, S., 2006. Constructal theory of generation of configuration in nature and engineering. *Journal of applied physics*, vol. 100.
- Brum, R. S., Rocha, L. A. O., Isoldi, L. A., Santos, E. D., Ramalho & J. V. A., 2014. Improving Earth-Air exchangers considering the air flow velocity and ducts diameter. In: *XXXIV CILANCE*.

- Brum, R. S., Isoldi, L. A., Santos, E. D., Vaz, J. & Rocha, L. A., 2013. Two-dimensional computational modeling of the soil thermal behavior due to the incidence of solar radiation. *ReTerm, Engenharia Térmica (Thermal Engineering)*, Curitiba, vol. 2, n. 2, pp. 63-68.
- Brum, R. S., Vaz, J., Rocha, L. A. O., Santos, E. D., & Isoldi, L. A., 2013. A new computational modeling to predict the behavior of Earth-Air Heat Exchangers, *Energy and Building*, vol. 64, pp. 395-402.
- Isoldi, L. A., Brum, R. S., Rodrigues, M. K., Ramalho, J.V.A., Vaz, J., Souza, J. A., Santos, E. D., & Rocha, L. A. O., 2013. Constructal Design of Earth-Air Heat Exchangers. In: Constructal Law Conference, 2013, Nanjing. *Proceedings of Constructal Law Conference. Nanjing, 2013*. V. 01. p. 88-96.
- Misra, R., Bansal, V., Agrawal, G., Mathur, J., & Aseri, T., 2013. CDF analysis based parametric study of derating factor for Earth Air Tunnel Heat Exchanger. *Applied energy*, vol. 103, pp. 266-277.
- Rodrigues, M. K., Brum, R. S., Vaz, J., Rocha, L. A. O., Santos, E. D., & Isoldi, L. A., 2015. Numerical investigation about the improvement of the thermal potential of an Earth-Air Heat Exchanger (EAHE) employing the Constructal Design method. *Renewable Energy*, vol. 80, pp. 538-555.
- Stevens, J. W., 2013. Performance factors for ground-air thermoelectric power generators. *Energy Conversion and Management*, vol. 68, pp. 114-123.
- Vaz, J., Sattler, M. A., dos Santos, E. D., and Isoldi, L. A., 2011, Experimental and Numerical Analysis of an Earth-Air Heat Exchanger, *Energy and Buildings*, Vol. 43, pp. 2476-2482.
- Vaz, J., Sattler, M. A., Brum, R. S., Rocha, L. A. O., Santos, E. D., & Isoldi, L. A., 2014. An experimental study on the use of Earth-Air Heat Exchangers. *Energy and Buildings*, vol. 72, pp. 122-131.
- IEA - Agência Internacional de Energia. Matriz Energética Mundial. REPSOL, Lisboa, Portugal. Sector Energético. Acessado em 02 jul. 2015. Online. Disponível em: https://www.repsol.com/pt_pt/corporacion/conocer-repsol/contexto-energetico/matriz-energetica-mundial/default.aspx