

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

MATEUS PELISSARI JEHLE

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DAS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS
DO SOLO NA TROCA DE CALOR REALIZADA POR UM SISTEMA DE
CLIMATIZAÇÃO PASSIVO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA

2019

MATEUS PELISSARI JEHLE

**ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DAS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS
DO SOLO NA TROCA DE CALOR REALIZADA POR UM SISTEMA DE
CLIMATIZAÇÃO PASSIVO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento Acadêmico de Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Gerson Henrique dos Santos.

**PONTA GROSSA
2019**



Ministério da Educação
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Ponta Grossa
Departamento Acadêmico de Mecânica
Engenharia Mecânica



TERMO DE APROVAÇÃO

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DAS PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS DO SOLO NA TROCA DE CALOR REALIZADA POR UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO PASSIVO

por

MATEUS PELISSARI JEHLE

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 6 de dezembro de 2019 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Gerson Henrique dos Santos
Orientador

Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima
Membro Titular

Prof. Me. Tárík Linhares Tebchirani
Membro Titular

Prof. Dr. Marcos Eduardo Soares
Responsável pelos Trabalhos de
Conclusão de Curso

Prof. Dr. Marcelo Vasconcelos de Carvalho
Coordenador do Curso de
Engenharia Mecânica

– O Termo de Aprovação assinado encontra-se na Coordenação do Curso –

Dedico este trabalho à minha esposa e filho; Gisele e Davi que são meus bens mais preciosos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus pela persistência e por poder estudar e trabalhar naquilo que gosto.

A meus pais pelo apoio e incentivo, em todos os aspectos.

À minha esposa e filho que sempre foram minha força e alegria para buscar algo maior todos os dias.

Ao Prof. Dr. Gerson Henrique dos Santos, pelo respeito e dedicação total em seu trabalho, não só durante a realização deste trabalho de conclusão de curso, mas também pelas aulas extremamente produtivas onde aprendi praticamente tudo que utilizo hoje em minha profissão.

Agradeço ao meu futuro colega de profissão Douglas Pereira Vasconcellos por toda a colaboração neste trabalho, abrindo portas importantíssimas durante o desenvolvimento do projeto.

*Na natureza nada se cria, nada se perde,
tudo se transforma*

RESUMO

JEHLE, Mateus Pelissari. **Análise da influência das propriedades termofísicas do solo na troca de calor realizada por um sistema de climatização passivo.** 2019.38 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2019.

Uma forma de reduzir o consumo de energia em edificações é por meio do aumento da eficiência dos equipamentos de climatização. Existem várias formas de conseguir este feito, geralmente por meio de novas tecnologias, em geral mais caras. Entretanto, existem alternativas sustentáveis para a economia de energia sem que isso represente um alto investimento. Uma destas alternativas seria a troca de sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (*HVAC – Heat, Ventilation and Air Conditioning*), por um trocador de calor solo-ar ou EATHE (*Earth Air Tunnel Heat Exchanger*). Em consequência de sua alta inércia térmica, o solo pode trabalhar como reservatório térmico, aquecendo ou resfriando o ar do ambiente interno das edificações, dependendo das condições climáticas. Assim, neste trabalho, foi verificado o desempenho térmico de um EATHE de maneira numérica, por meio da dinâmica dos fluidos computacional (CFD - *Computational Fluid Dynamics*). Inicialmente, analisou-se o efeito da velocidade do ar na troca térmica, para então, verificar o efeito das propriedades termofísicas de dois diferentes tipos de solos. Verificou-se que os solos saturados, com maior condutividade térmica, trocaram calor de forma mais rápida e com temperaturas de saída da tubulação menores se comparadas com as simulações utilizando solos secos independentemente das velocidades de entrada ou tempos de escoamento.

Palavras-chave: Trocador de calor solo-ar. Climatização passiva. Eficiência energética. EATHE.

ABSTRACT

JEHLE, Mateus Pelissari. **Analysis of the influence of soil thermophysical properties on heat exchange performed by a passive climate system.** 2019. 38p. Final Coursework (Bachelor in Mechanical Engineering) – Federal University of Technology - Paraná. Ponta Grossa, 2019.

One way to reduce energy consumption in buildings is by increasing the efficiency of HVAC equipment. There are several ways to accomplish this, usually through new, often more expensive, technologies. However, there are sustainable alternatives to energy saving without this being a high investment. One such alternative would be the exchange of heating, ventilation and air conditioning (HVAC) systems for a ground-to-air heat exchanger or EATHE (Earth Air Tunnel Heat Exchanger). As a result of its high thermal inertia, the soil can work as a thermal reservoir, heating or cooling the air from inside the building, depending on weather conditions. Thus, in this work, it was verified the thermal performance of an EATHE numerically, through the computational fluid dynamics (CFD). Initially, the effect of air velocity on thermal exchange was analyzed, and then the effect of thermophysical properties of two different types of soils was verified. It was found that saturated soils, with higher thermal conductivity, exchanged heat faster. and lower pipe outlet temperatures compared to simulations using dry soils regardless of inlet velocities or flow times.

Keywords: Soil-air heat exchanger. Passive acclimatization. Energy efficiency. EATHE.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Sistema de túnel de ar terrestre de troca de calor	15
Figura 2 - Fontes de energias mais utilizadas no Brasil	17
Figura 3 - Sistema passivo de uma edificação utilizando trocador de calor solar: a) fechado (com recirculação); b) aberto.....	18
Figura 4 - Malha do domínio cilíndrico do solo, tubo e ar	25
Figura 5 - Vista longitudinal da malha	25
Figura 6 - Validação com modelo experimental em regime permanente	27
Figura 7 - Validação em regime transiente.....	28
Figura 8 - Simulações com 5 m/s para solos secos	29
Figura 9 - Simulações com 2,5 m/s para solos secos	30
Figura 10 - Simulações com 2,5 m/s para solos saturados	31
Figura 11 - Simulações com 5m/s para solos saturados	32

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades geométricas do modelo cilíndrico	26
Tabela 2 - Propriedades termodinâmicas do modelo de verificação.....	26
Tabela 3 - Propriedades térmicas dos solos considerados	28

LISTA DE ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional, do inglês <i>Computational Fluid Dynamics</i>
EDP	Equações Diferenciais Parciais
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
PVC	Policloreto de Vinila
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations</i> (método semi-implícito para equações vinculadas à pressão)
UDF	Função Definida pelo usuário, do inglês <i>User Defined Functions</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

$c_{p,s}$	Calor específico do solo	[J/(kg.K)]
k	Condutividade térmica	[W/(m.K)]
k_{eff}	Condutividade térmica efetiva	[W/(m.K)]
k_s	Condutividade térmica do solo	[W/(m.K)]
k_t	Condutividade térmica turbulenta	[W/(m.K)]
$C_{1\epsilon}$	Constante do modelo de turbulência	
$C_{2\epsilon}$	Constante do modelo de turbulência	
C_μ	Constante da viscosidade turbulenta	
α	Difusividade térmica	[m ² /s]
E	Energia específica	[J/kg]
h	Entalpia	[J]
k	Energia cinética turbulenta	[m ² /s ²]
$\rho \vec{g}$	Força de campo gravitacional por unidade de volume	[N/m ³]
G_b	Geração de energia cinética de turbulência devido ao empuxo	[J]
G_k	Geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média	[J]
ρ	Massa específica do fluido	[kg/m ³]
ρ_s	Massa específica do solo	[kg/m ³]
σ_ϵ	Número de Prandtl turbulento para ϵ	
σ_k	Número de Prandtl turbulento para k	
p	Pressão estática do fluido	[N/m ²]
\vec{v}	Vetor velocidade do escoamento	[m/s]
μ	Viscosidade dinâmica	[kg/(m.s)]
μ_t	Viscosidade turbulenta	[kg/(m.s)]
ϵ	Taxa de dissipação da energia turbulenta	[m ² /s ³]
T	Temperatura	[K]
t	Tempo	[s]

1INTRODUÇÃO	14
1.1OBJETIVO GERAL.....	16
1.1.1Objetivos Específicos	16
1.2JUSTIFICATIVA	16
2REFERENCIAL TEÓRICO	17
2.1SISTEMAS PASSIVOS DE CLIMATIZAÇÃO	18
3MODELAMENTO MATEMÁTICO	20
3.1EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO DA MASSA, DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO E DA ENERGIA	20
3.2MODELO DE TURBULÊNCIA.....	22
4RESULTADOS	24
4.1ANÁLISE DA SENSIBILIDADE DE MALHA NA SIMULAÇÃO TRANSIENTE DO TROCADOR.....	24
4.2VERIFICAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL	24
4.3ANÁLISE DOS EFEITOS DA VELOCIDADE DO ESCOAMENTO E CONDUTIVIDADE TÉRMICA NO DESEMPENHO DO TROCADOR.....	28
5CONCLUSÕES	35
REFERÊNCIAS	37

1 INTRODUÇÃO

Acerca de 120 anos atrás, não existiam ainda maneiras eficientes para climatizar ambientes. Quando se imagina, principalmente em locais com grande fluxo de pessoas como centros comerciais, industriais, bancos e cinemas, facilmente percebe-se que é necessário um sistema de alta capacidade.

Por volta de 1900, Willis Carrier iniciou o que seria a revolução na área de climatização de ambientes. Engenheiro de 25 anos formado pela Universidade de Cornell nos EUA, Carrier projetou e construiu um aparato mecânico que proporcionava modificações na umidade relativa do ar e que, por consequência, modificava a temperatura do mesmo, o qual alguns anos depois foi chamado de ar condicionado.

Naquele século, a energia consumida pelos aparelhos era somente vista como um ônus de um sistema necessário. Atualmente, nota-se uma mudança de mentalidade, ou seja, a eficiência energética está se tornando o destaque para o nosso século e, conseqüentemente, os sistemas de climatização de baixo desempenho serão deixados cada vez mais de lado.

Sabe-se que os condicionadores de ar necessitam de grande demanda de energia elétrica para seu funcionamento e, apesar disso, são indispensáveis em muitos segmentos e em várias situações. A partir de 2021, obras de órgãos públicos, dentro do território nacional terão obrigação de aderir ao sistema de etiquetagem de edificações. Neste processo de etiquetagem, avaliam-se os climatizadores de ar, responsáveis por uma parcela significativa da nota final da edificação.

Para Mendez *et al.* (2013), reduzir as emissões ambientais é um dos desafios que o ser humano tem que superar. E isto só pode ser alcançado com uma eficiência energética adequada e gestão dos processos que existem na sociedade hoje em dia.

Mathur *et al.* (2014) afirmam que em edificações, os maiores vilões no consumo de energia elétrica são os sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (HVAC), ou seja, qualquer redução no consumo de energia dos aparelhos ou o aumento em sua eficiência energética, terá um efeito extremamente significativo no consumo de energia que, no caso do Brasil, majoritariamente, é proveniente de fontes hídricas limitadas ou térmicas que são muito poluentes.

Diante deste fato e de um cenário mundial em renovação nos conceitos

ambientais, faz-se necessário pensar em outras maneiras eficientes de se obter temperaturas agradáveis em ambientes utilizando-se de sistemas que trabalham de forma passiva, como por exemplo, os trocadores de calor solo-ar (MATHUR *et al.*, 2014).

Os trocadores de calor solo-ar são sistemas de climatização utilizados para a diminuição do uso dos aparelhos de ar-condicionado convencionais, e conseqüentemente, promovem a redução do consumo de energia elétrica das edificações (KAUSHAL, 2017). Este sistema consiste na troca de calor entre o solo e uma tubulação que conduz o ar proveniente da edificação. Pensando nesta forma de climatização, muitos estudos vêm sendo realizados (MICHPOULOS *et al.*, 2009; SONI *et al.*, 2016; CHEN *et al.*, 2016; VASCONCELLOS *et al.*, 2019), no sentido da economia de energia e conseqüentemente dos insumos naturais.

Projetado e operado adequadamente, o sistema pode reduzir o consumo de energia para aquecimento ou resfriamento de uma edificação, já que é possível imaginar esse sistema trabalhando sozinho ou em conjunto com outros dispositivos de climatização (GUOHUI, 2015).

Para o correto funcionamento do sistema, utiliza-se a energia térmica potencial do solo a uma profundidade confiável, onde tem-se uma temperatura aproximadamente constante durante o ano, conforme observado na Figura 1 (SERAGELDIN *et al.*, 2016).

Figura 1 - Sistema de túnel de ar terrestre de troca de calor



Fonte: Ahamed A. Serageldin, 2016

1.1 OBJETIVO GERAL

Analisar numericamente, por meio do programa comercial Ansys/Fluent®, a influência das propriedades termofísicas do solo na troca de calor para um sistema de climatização passivo.

1.1.1 Objetivos Específicos

- Realizar uma verificação do modelo computacional desenvolvido para esta análise.
- Analisar os efeitos resultantes da velocidade de escoamento e da condutividade térmica no desempenho do trocador.

1.2 JUSTIFICATIVA

Na busca pelo desenvolvimento sustentável e pela grande demanda no aumento da eficiência energética, sem abrir mão das tecnologias já existentes para a climatização, as formas de climatização passiva podem trazer conforto humano às pessoas sem que para isto seja necessário grandes aparatos e grande demanda energética. Deste modo, podendo ser aplicado em qualquer local, o sistema de trocador de calor solo-ar pode ser ou não associado a um sistema convencional de climatização, com o intuito de aumentar sua eficiência energética. O sistema de climatização passivo em questão pode trazer temperaturas confortáveis às pessoas, independente de sua renda ou classe social já que a demanda energética é extremamente baixa, assim como o seu custo de instalação.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Apesar da utilização de energia elétrica em 2017 ter caído 0,9% no Brasil, o consumo mundial aumentou 2,2%. As edificações, sejam elas comerciais ou residenciais, consomem em torno de 50% da energia elétrica em nosso país, onde a maior parte é direcionada a equipamentos de climatização. Apesar de nossa energia ser gerada por quase 65% de fontes hídricas (Figura 2), que geram menos impacto ambiental em comparação com outras fontes, ainda assim, existe a necessidade de uma melhor utilização deste insumo. Contudo, políticas públicas de apoio ao aumento da eficiência energética, como o selo PROCEL de edificações, estabelecido em novembro de 2014 para locais que possuem menor consumo de energia elétrica, vieram a fim de incentivar o consumidor a comprar e utilizar imóveis mais eficientes (ANEEL, 2017).

Figura 2 - Fontes de energias mais utilizadas no Brasil



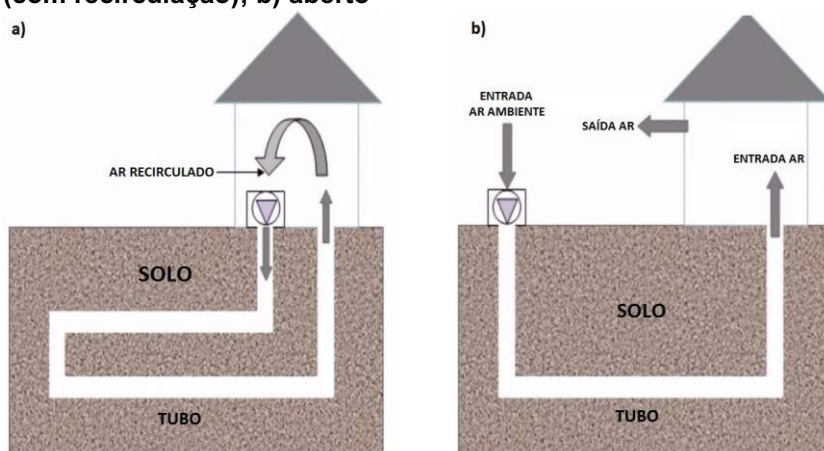
Fonte: ANEEL (2017).

A conscientização de empresas fabricantes de equipamentos HVAC, para a máxima eficiência na utilização da energia e, principalmente, no desenvolvimento de alternativas inovadoras em produtos de climatização, têm trabalhado a favor da otimização do consumo e conseqüente queda na utilização de energia por aparelho. Além dos fatos descritos, a comunidade acadêmica vem se esforçando ao redor do mundo em inovações tecnológicas nessa área de maneira a utilizar o mínimo de energia possível nos sistemas.

2.1 SISTEMAS PASSIVOS DE CLIMATIZAÇÃO

Entre os sistemas mais promissores de climatização passiva, encontram-se os trocadores de calor solo-ar, que podem operar em série ou em paralelo, na posição horizontal ou vertical e cuja instalação ocorre na forma de um único tubo ou serpentina. Pode-se ter diferentes configurações geométricas do trocador, este podendo ser utilizado na forma de sistema aberto ou fechado (com recirculação), como apresentado na Figura 3.

Figura 3 - Sistema passivo de uma edificação utilizando trocador de calor solo-ar: a) fechado (com recirculação); b) aberto



Fonte: adaptada de Kaushal (2017).

Tendo em vista que no interior do solo, a poucos metros de profundidade, há uma temperatura relativamente constante (HOLLMULLER *et al.*, 2014), pode-se utilizar este túnel de ar para realizar trocas de calor com o solo, tanto absorvendo calor do solo como rejeitando-o.

Shojaee e Malek (2017) afirmam ainda, que para solos secos, a temperatura permanece constante de 1 a 8 metros de profundidade e para solos saturados, essa propriedade se mantém até os 20 metros.

Belatrache *et al.* (2017) apresentaram uma modelagem analítica de trocador de calor solo-ar para condições climáticas de Adrar, na Argélia. O modelo foi validado a partir de dados experimentais de um estudo realizado por Bansal *et al.* (2012). Os autores mostraram que a uma profundidade de 5 m e um comprimento de 25 m, o trocador de calor foi capaz de diminuir a temperatura ambiente de expressivos 46 °C para 25 °C.

A quantidade de transferência de calor entre o ar e o solo e o desempenho dos trocadores dependem de vários fatores como as propriedades térmicas do solo e dos

tubos, as propriedades físicas e higrométricas do ar, a temperatura do ar de entrada, o comprimento do tubo, o diâmetro e a profundidade dos tubos enterrados (FAZLIKHANI *et al.*, 2017).

A escolha da velocidade de entrada do ar na tubulação trocadora de calor é peça chave para a eficiência do sistema como um todo (CONGEDO *et al.*, 2012).

Misra *et al.* (2013), afirmam que o aumento da velocidade do escoamento leva à redução do desempenho térmico do trocador, mais sensivelmente para tempos curtos de escoamento. Isto deve-se ao fato de que, como a velocidade do escoamento aumenta, menos quantidade de calor é transferida do ar para o solo por unidade de tempo.

Percebe-se também no trabalho de Misra *et al.* (2013) que o contrário também é válido com a diminuição da velocidade do escoamento de ar e respectivo aumento no tempo de escoamento há uma saturação térmica no solo nas vizinhanças do tubo, resultando em uma queda no desempenho do trocador quanto maior o tempo de escoamento contínuo.

Bansal *et al.* (2009) conclui que o tipo de material a ser utilizado como tubulação não influencia significativamente o desempenho térmico do trocador de calor.

Quanto maior o comprimento da tubulação, maior será a temperatura de saída do trocador de calor em caso de aquecimento ou menor será a temperatura de saída do ar em caso de resfriamento (SERAGELDIN *et al.* 2016).

Dávila *et al.* (2014) mostram que a saída do trocador de calor, a partir do momento em que o solo não exerce mais a sua inércia térmica até o ambiente externo ao solo, deve ser isolada a já que suas conclusões mostram perda de eficiência térmica em tubulações não isoladas.

Com o referencial teórico descrito no presente capítulo foi possível partir de alguns princípios bem relevantes como a temperatura e a velocidade do ar de entrada, assim como as principais propriedades que não necessitavam mudanças das utilizadas na validação, como o material da tubulação, por exemplo.

3 MODELAMENTO MATEMÁTICO

Como descrito por Vasconcellos (2019), equações diferenciais parciais governam a maior parte dos escoamentos de fluidos, onde representam as leis de conservação de massa, de quantidade de movimento e de energia. A solução deste tipo de problemas utilizando métodos analíticos ocorre somente para algumas poucas situações reais limitadas as hipóteses adotadas. Portanto equações podem ser resolvidas utilizando-se a dinâmica dos fluidos computacional ou em inglês, *Computational Fluid Dynamics* (CFD), que utiliza métodos e técnicas para converter um conjunto de EDPs em um conjunto de equações algébricas que podem ser resolvidas numericamente. Segundo Patankar (1980), o uso de técnicas numéricas para a solução de problemas complexos da engenharia e da física tornaria-se uma realidade, graças ao desenvolvimento crescente de computadores de alta velocidade e grande capacidade de armazenamento.

Um dos programas mais utilizados para este tipo de problema é o Ansys/Fluent®, sendo utilizada versão 18 deste programa neste trabalho. Dessa forma, serão modelados os escoamentos de ar dentro da tubulação, assim como a transferência de calor através do tubo para o solo. Este programa comercial realiza um balanço de conservação da propriedade estudada para cada volume elementar (método dos volumes finitos), para obter a correspondente equação aproximada.

3.1 EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO DA MASSA, DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO E DA ENERGIA

Vasconcellos (2019) descreve a equação da continuidade, para escoamentos incompressíveis de um fluido newtoniano com propriedades constantes, conforme a Equação (1):

$$\vec{\nabla} \cdot (\vec{v}) = 0 \quad (1)$$

onde \vec{v} , é o vetor velocidade do escoamento (GUIA DO USUÁRIO FLUENT 6.3, 2017). A conservação da quantidade de movimento, em um escoamento incompressível de um fluido newtoniano com propriedades constantes, é descrita pela Equação (2):

$$\rho \frac{D\vec{v}}{Dt} = -\vec{\nabla}p + \rho\vec{g} + \mu\nabla^2\vec{v} \quad (2)$$

onde p é a pressão estática do fluido, $\rho\vec{g}$ é a força de campo gravitacional por unidade de volume (ρ é a massa específica e g o vetor aceleração da gravidade) e μ é a viscosidade dinâmica.

Para a equação de conservação de energia, Equação (3), o termo do lado esquerdo da igualdade corresponde ao transporte advectivo de energia e o termo do lado direito da igualdade, representa a transferência de energia devido à condução de calor:

$$\nabla \cdot [\vec{v}(\rho E + p)] = \nabla \cdot k_{eff}\nabla T \quad (3)$$

sendo:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (4)$$

Onde h representa entalpia.

A condutividade térmica efetiva, k_{eff} , é dada por $k + k_t$, onde k é a condutividade térmica laminar e k_t é a condutividade térmica turbulenta, definida de acordo com o modelo de turbulência adotado.

A equação do balanço de energia para a difusão de calor no solo em coordenadas cilíndricas, Equação (5), com condutividade térmica constante, podem ser descritas como:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5)$$

sendo a difusividade térmica definida por $\alpha = k_s / (\rho_s c_{p,s})$, onde k_s é a condutividade térmica do solo e $c_{p,s}$ é o calor específico do solo.

3.2 MODELO DE TURBULÊNCIA

Utilizou-se para o escoamento do ar neste trabalho, o modelo de turbulência $k - \epsilon$ padrão (MISRA *et al.*, 2013; SERAGELDIN *et al.*, 2016). A energia cinética turbulenta k e sua taxa de dissipação ϵ são obtidas a partir das Equações (6) e (7), que definem a conservação destas grandezas:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (6)$$

e,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (7)$$

onde G_k representa a geração de energia cinética turbulenta devido aos gradientes de velocidade média, G_b é a geração de energia cinética de turbulência devido ao empuxo, σ_k e σ_ϵ são os números de Prandtl turbulentos para k e ϵ , juntamente com as outras constantes são termos definidos pelos usuários.

A viscosidade turbulenta μ_t , Equação (8) é calculada por meio da combinação de k e ϵ como:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (8)$$

As constantes do modelo possuem os seguintes valores padrão, $C_{1\epsilon} = 1,44$, $C_{2\epsilon} = 1,92$, $C_\mu = 0,09$, $\sigma_k = 1,0$ e $\sigma_\epsilon = 1,3$ (GUIA USUÁRIO FLUENT 6.3, 2017).

O modelo de turbulência $k - \epsilon$ padrão apresentado foi usado para o escoamento em todas as simulações, com critérios de convergência padrão do programa computacional, que são de de 10^{-3} para as equações da continuidade, da quantidade de movimento e de turbulência. Para a equação da energia, utilizou-se um critério de convergência de 10^{-6} .

Para a solução do acoplamento entre pressão e velocidade, utilizou-se o algoritmo SIMPLE. Com relação a discretização das equações do problema, utilizou-se um esquema de Primeira Ordem Upwind (*First Order Upwind*), para a solução da energia cinética turbulenta k e sua taxa de dissipação ϵ , porém, para as equações de energia e da quantidade de movimento, utilizou-se um esquema de Segunda Ordem Upwind (*Second Order Upwind*).

Os fatores de sub-relaxação adotados nas simulações foram os estipulados pelo próprio Ansys de: 0,3 para a pressão (*pressure*), de 1 para a massa específica (*density*), de 0,7 para o momento (*momentum*), de 0,8 para a energia cinética turbulenta (*turbulent kinetic energy*), de 0,8 para a taxa de dissipação turbulenta (*turbulent dissipation rate*), de 1 para a viscosidade turbulenta (*turbulent viscosity*) e 1 para a energia (*energy*).

4 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentadas as análises das propriedades termofísicas de dois solos com duas diferentes condições de saturação para cada um deles, totalizando quatro variações de propriedades.

A partir do modelo computacional verificado, são estudados os respectivos desempenhos térmicos na troca de calor entre ar, tubo e solo.

4.1 ANÁLISE DA SENSIBILIDADE DE MALHA NA SIMULAÇÃO TRANSIENTE DO TROCADOR

Realizou-se um estudo de sensibilidade de malha, no qual verificou-se três malhas: fina (*fine*), média (*medium*) e grosseira (*coarse*). Para isso, utilizaram-se as mesmas condições de contorno impostas na validação do modelo em regime permanente/transiente. Como as malhas foram geradas automaticamente utilizando o programa Ansys/Meshing, o número de volumes ficou muito próximo entre os modelos (aproximadamente 3 milhões de volumes) apresentando uma diferença insignificante entre as temperaturas analisadas.

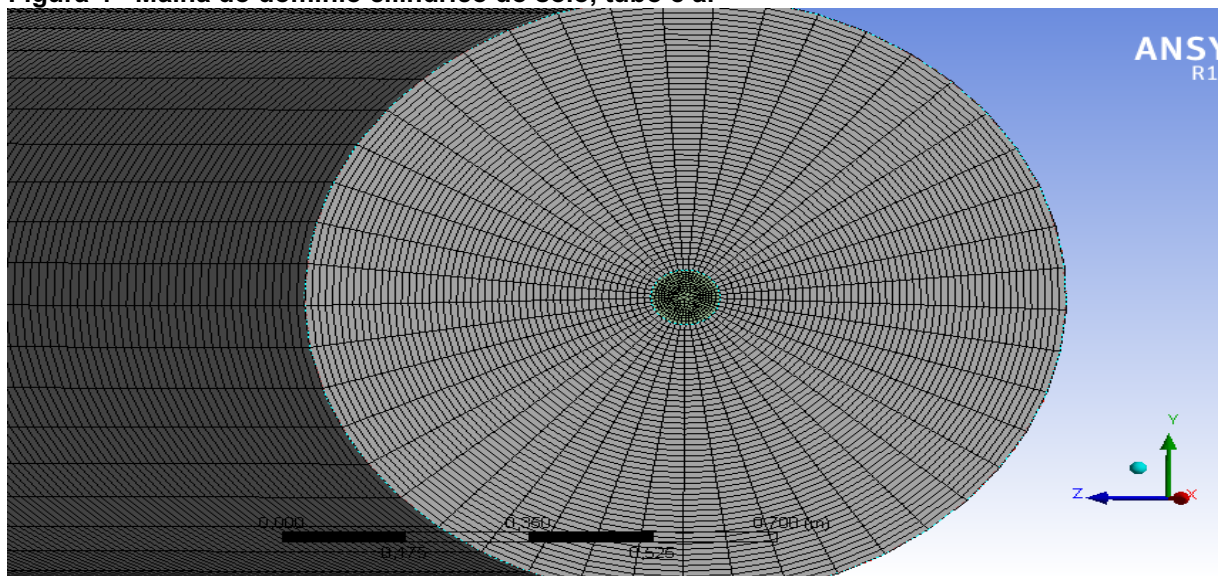
Por fim, para a obtenção dos resultados, os tempos computacionais de simulação em regime permanente variaram de 1 a 4 horas. Nos casos em regime transiente (1, 3, 6, 12 e 24 horas), os tempos computacionais variaram entre 1 a 4 dias. Utilizou-se para as simulações um computador com processador Intel® Core™ i7, memória (RAM) de 12 GB e sistema operacional de 64 Bits.

4.2 VERIFICAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL

Para a correta análise dos parâmetros determinantes da troca de calor entre o ar e o solo em regime permanente e transiente, verificou-se um dos modelos elaborados (Figuras 4 e 5), no programa computacional Ansys/Fluent® versão 18, comparando-o ao trabalho experimental e numérico desenvolvido por Misra *et al.* (2013). Neste caso, para a análise do escoamento do ar na tubulação e a transferência de calor no solo, desenvolveu-se um trocador de calor onde a modelagem geométrica foi feita por meio do programa SolidWorks® 2016 e a malha estruturada foi construída

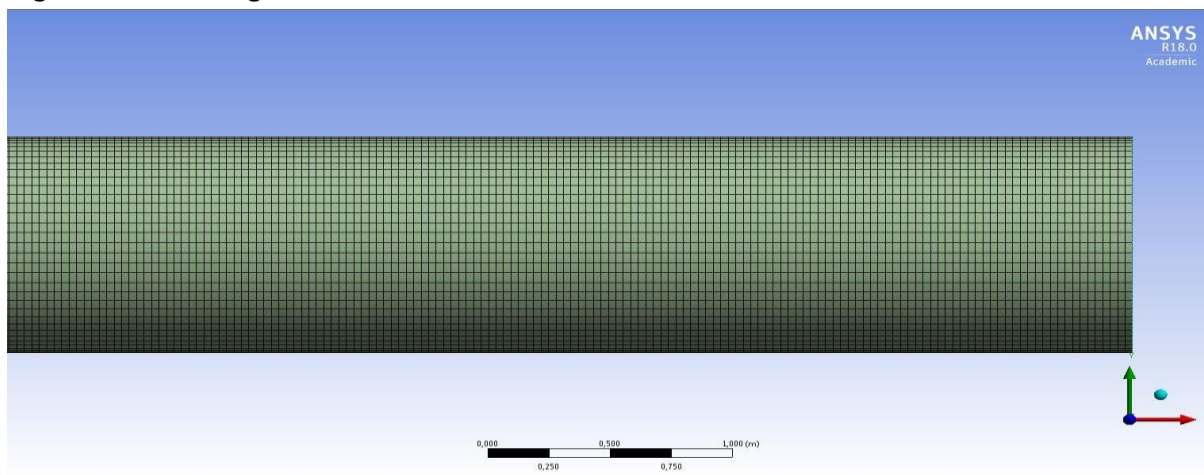
utilizando o programa Ansys/Meshing®. Como os gradientes de temperatura são maiores na superfície do tubo, refinou-se a malha nesta região, tornando-a mais grosseira a medida em que se afasta do tubo. Desse modo, para as dimensões do domínio apresentadas na Tabela 1, obteve-se uma malha com 6.237.412 elementos (Figuras 4 e 5).

Figura 4 - Malha do domínio cilíndrico do solo, tubo e ar



Fonte: autoria própria.

Figura 5 - Vista longitudinal da malha



Fonte: Autoria própria.

Tabela 1 - Propriedades geométricas do modelo cilíndrico

Parâmetros	Valores	Unidade
Comprimento do modelo	60	m
Diâmetro do tubo	0,1	m
Espessura do tubo	0,001	m
Diâmetro externo do solo	1,1	m

Fonte: autoria própria.

Dividiu-se o volume do modelo tridimensional em três domínios: solo, tubo e ar. Realizou-se uma segmentação, chamada de *edge sizing*, onde os três domínios foram subdivididos radialmente em cinquenta segmentos. Denominou-se todas as superfícies e interfaces dos domínios utilizando o *named selection*, para utilizar-se deles na criação das respectivas interfaces e condições de contorno. Aplicou-se um *face meshing* dividido em cinquenta segmentos na superfície frontal e posterior do domínio solo para que coincidisse com os *edge sizing* realizado anteriormente em todas as superfícies.

Na simulação de validação, utilizaram-se as respectivas propriedades termofísicas constantes, descritas na Tabela 2.

Tabela 2 - Propriedades termodinâmicas do modelo de verificação

Volume	Propriedades	Valor	Unidade
Ar	Calor específico	1006	J/(kg.K)
	Condutividade térmica	0,02	W/(m.K)
	Densidade	1,225	kg/m ³
Tubo	Calor específico	900	J/(kg.K)
	Condutividade térmica	1,16	W/(m.K)
	Densidade	1380	kg/m ³
Solo	Calor específico	1840	J/(kg.K)
	Condutividade térmica	0,52	W/(m.K)
	Densidade	2050	kg/m ³

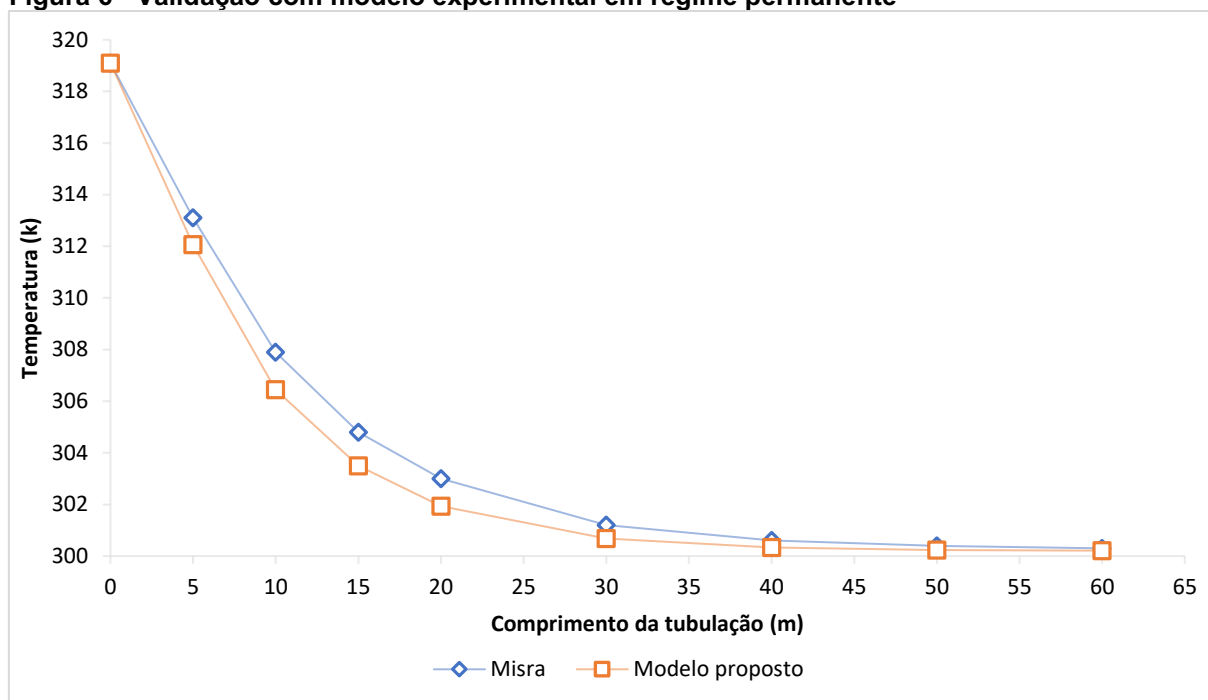
Fonte: autoria própria.

Na condição de contorno de entrada do ar (*inlet*), definiu-se uma velocidade de 5 m/s e temperatura de 319,1 K. Para a condição de saída do ar (*outlet*), foi mantida a condição padrão do Ansys/Fluent®, onde a pressão manométrica é de 0 Pa e a

temperatura é de 300 K. Para a condição de contorno (*wall*), referente a superfície exterior do cilindro, considerou-se uma temperatura de 300,2 K. As demais superfícies do modelo (frontal e traseira) foram consideradas adiabáticas.

Percebe-se pela Figura 6, que o modelo implementado foi consistente com o trabalho experimental proposto por Misra *et al.* (2013), apresentando um desvio médio de 3,7%.

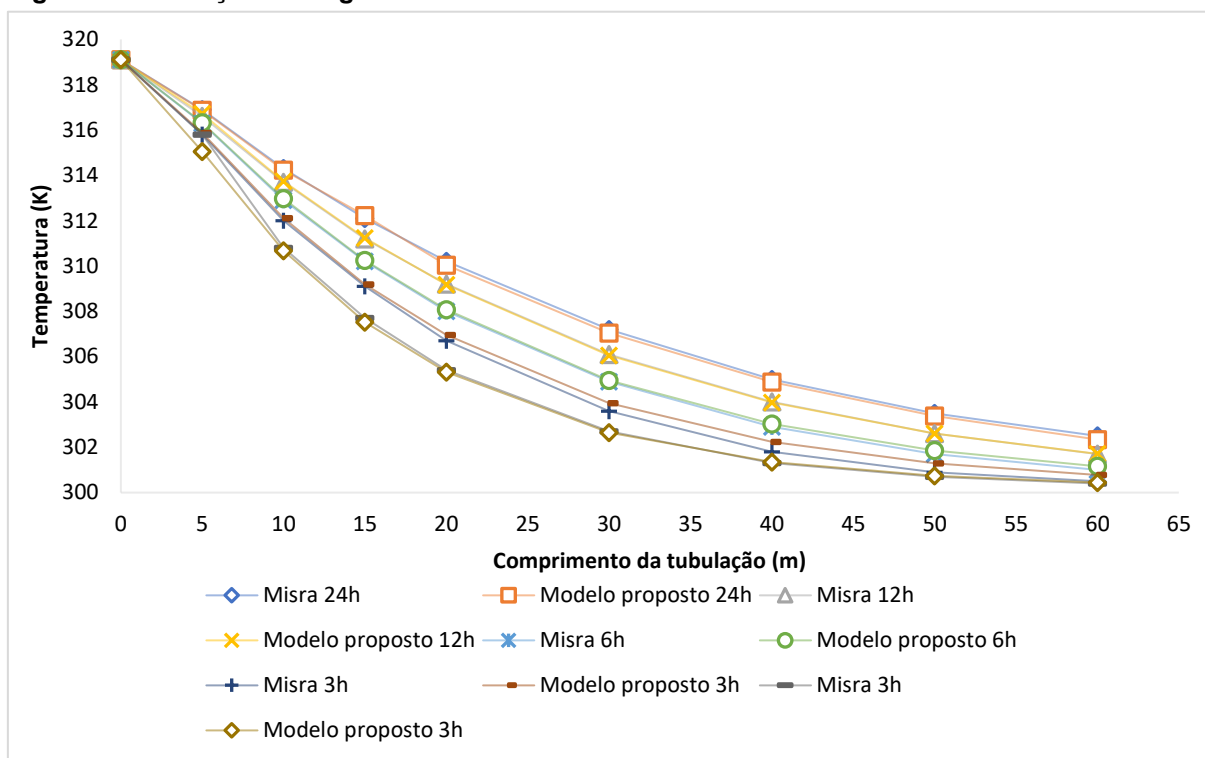
Figura 6 - Validação com modelo experimental em regime permanente



Fonte: autoria própria.

O modelo foi verificado também para simulação em regime transiente (1, 3, 6 e 12 horas), onde utilizou-se as mesmas condições anteriores (em regime permanente). Por meio da Figura 7 observam-se diferenças desprezíveis entre os modelos, com desvio médio de 0,9%.

Figura 7 - Validação em regime transiente



Fonte: autoria própria.

4.3 ANÁLISE DOS EFEITOS DA VELOCIDADE DO ESCOAMENTO E CONDUTIVIDADE TÉRMICA NO DESEMPENHO DO TROCADOR

Após a verificação do modelo por meio dos resultados apresentados por Misra *et al.* (2013), analisou-se os efeitos da condutividade térmica e da velocidade do ar (2,5 m/s e 5 m/s) no desempenho do trocador de calor, com a tubulação de 0,1 metro de diâmetro, 60 metros de comprimento e em regime transiente.

Para a constatação do melhor tipo de solo, foram utilizados as propriedades termofísicas de dois diferentes tipos de solo, como mostrado na Tabela 3.

Tabela 3 - Propriedades térmicas dos solos considerados

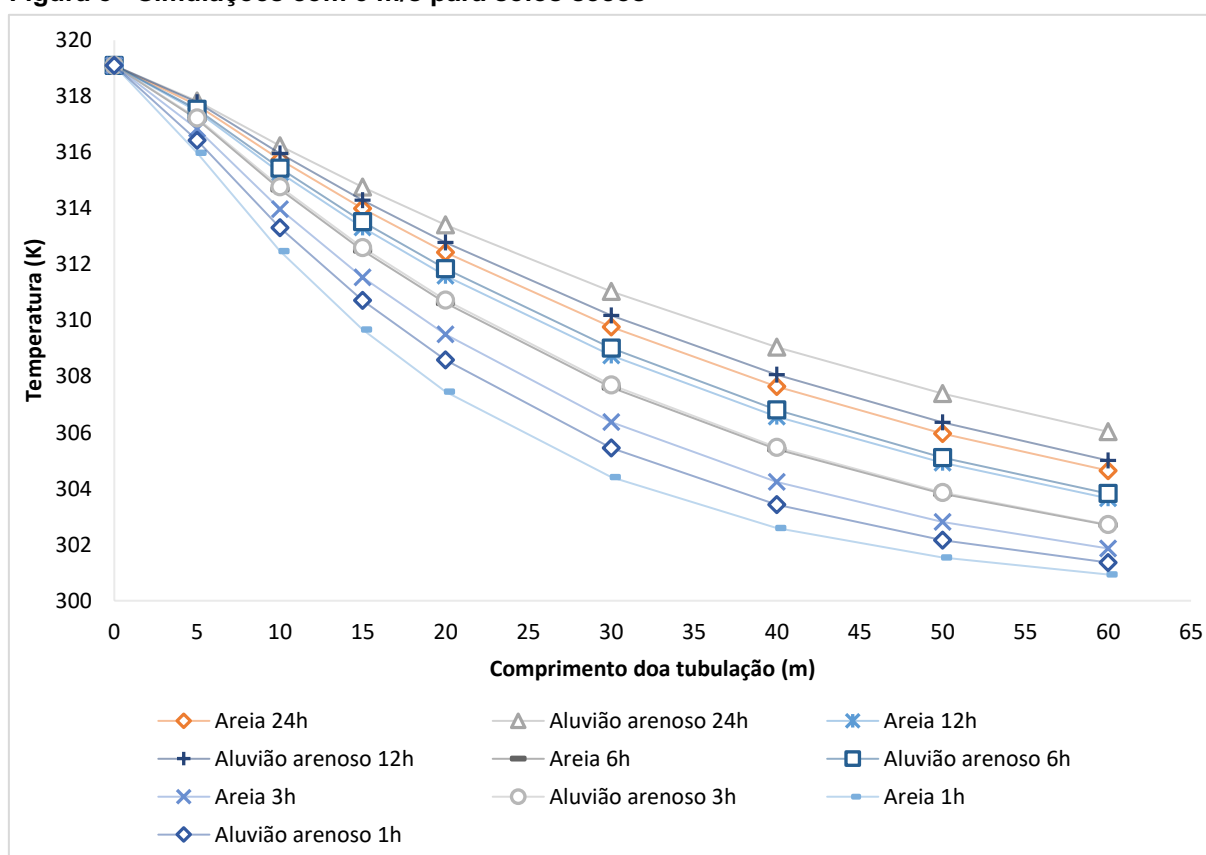
Solo	Condutividade térmica	Calor específico	Densidade
	W/(m.K)	J/(kg.K)	kg/m ³
Areia	0,4	800	1650
Areia saturada	2,4	800	1650
Aluvião arenoso	0,3	880	1280
Aluvião arenoso saturado	1,68	880	1280

Fonte: autoria própria.

Para este caso, a condição de entrada para o ar (*inlet*) foi de 319,1 K, baseando-se na temperatura máxima em um ambiente ensolarado de uma edificação no verão. Foram utilizadas velocidades de 2,5 m/s e 5 m/s. Além disso, a condição de contorno (*wall*) foi de 292,5 K, sendo a temperatura do solo de Curitiba a uma profundidade de 2,5 m, no qual a variação de temperatura do solo, torna-se mínima (SANTOS *et al.*, 2004). As condições de saída para o ar (*outlet*) e as demais superfícies do modelo (adiabáticas) foram a mesma utilizadas no modelo de verificação.

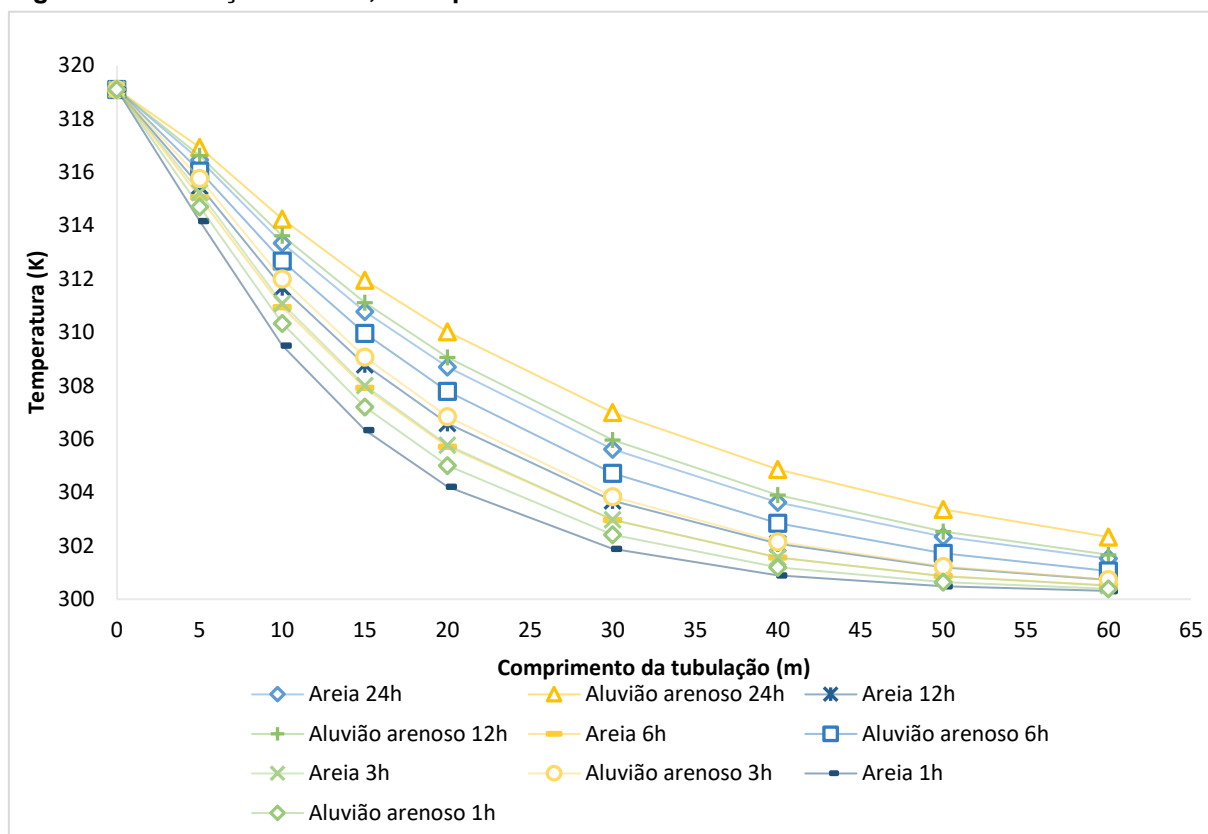
As simulações foram desenvolvidas para verificar o melhor desempenho térmico do trocador de calor solo-ar, operando com dois tipos de velocidades e dois tipos de solos com diferentes graus de saturação. Desse modo, são apresentadas as distribuições de temperatura do ar ao longo do tubo para a velocidade de 5 m/s e 2,5 m/s para os solos saturados e secos conforme pode ser visto nas Figuras 8, 9, 10 e 11.

Figura 8 - Simulações com 5 m/s para solos secos



Fonte: autoria própria.

Figura 9 - Simulações com 2,5 m/s para solos secos

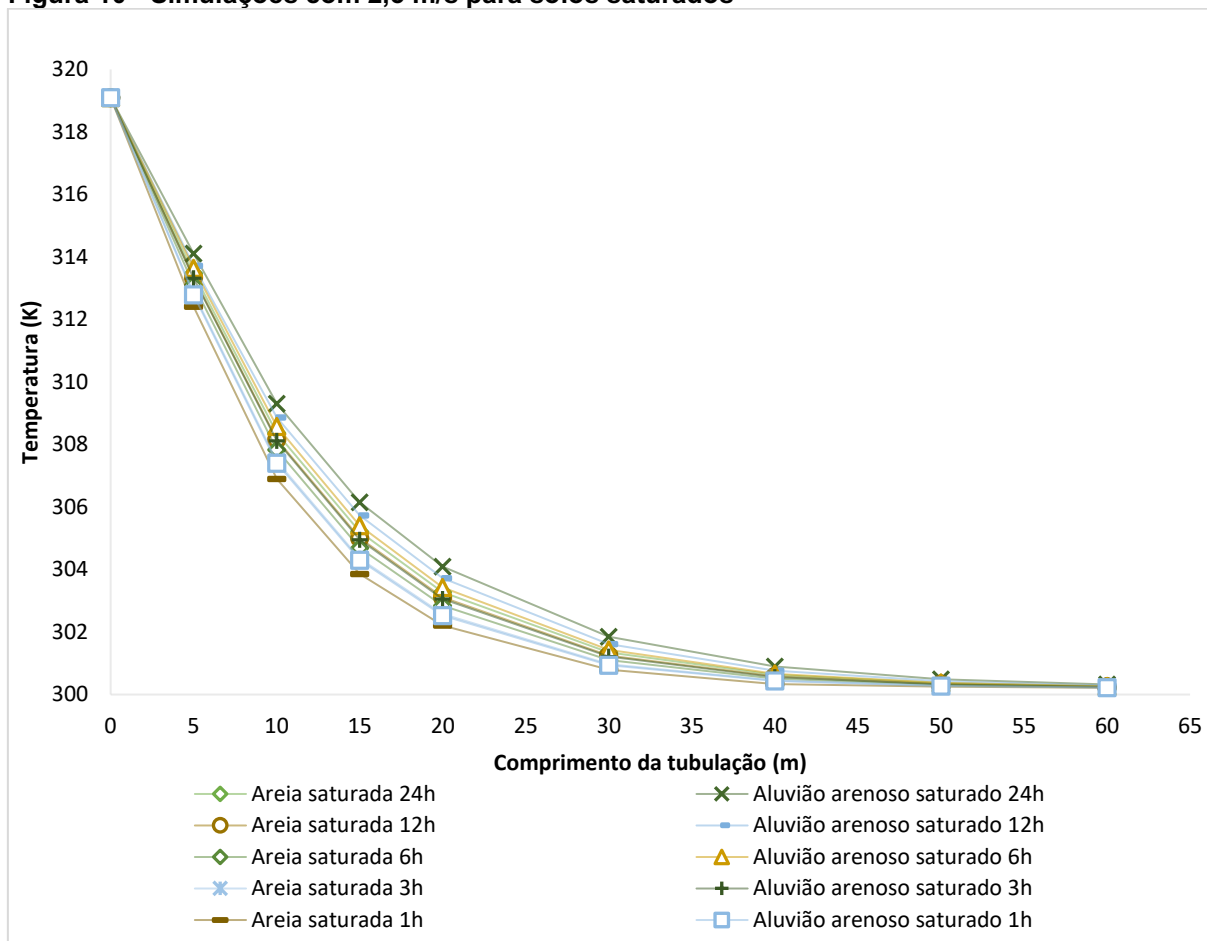


Fonte: autoria própria.

As simulações demonstraram que os solos saturados, apresentando uma condutividade térmica maior, obtiveram um desempenho térmico superior aos solos secos. Este fato deve-se a sua difusividade térmica maior, facilitando a dissipação de calor no solo até os trinta metros de comprimento e, conseqüentemente, resfriando mais o ar. Além disso, observou-se também a queda do desempenho térmico do trocador devido ao aumento da velocidade do ar.

Pelas simulações realizadas, conforme Figuras 10 e 11, percebe-se que para uma velocidade de entrada de 2,5 m/s, a maior diferença de temperatura na saída do trocador de calor (2,1 K), se deu entre aluvião arenoso simulado durante vinte e quatro horas ininterruptas e areia saturada com tempo de escoamento de somente uma hora, isso se deve principalmente pelo fato de que o calor específico da areia saturada é de 2,4 W/(m.K), enquanto a do aluvião arenoso é de 0,3 W/(m.K), ou seja, a dissipação de calor ocorre de maneira mais eficaz.

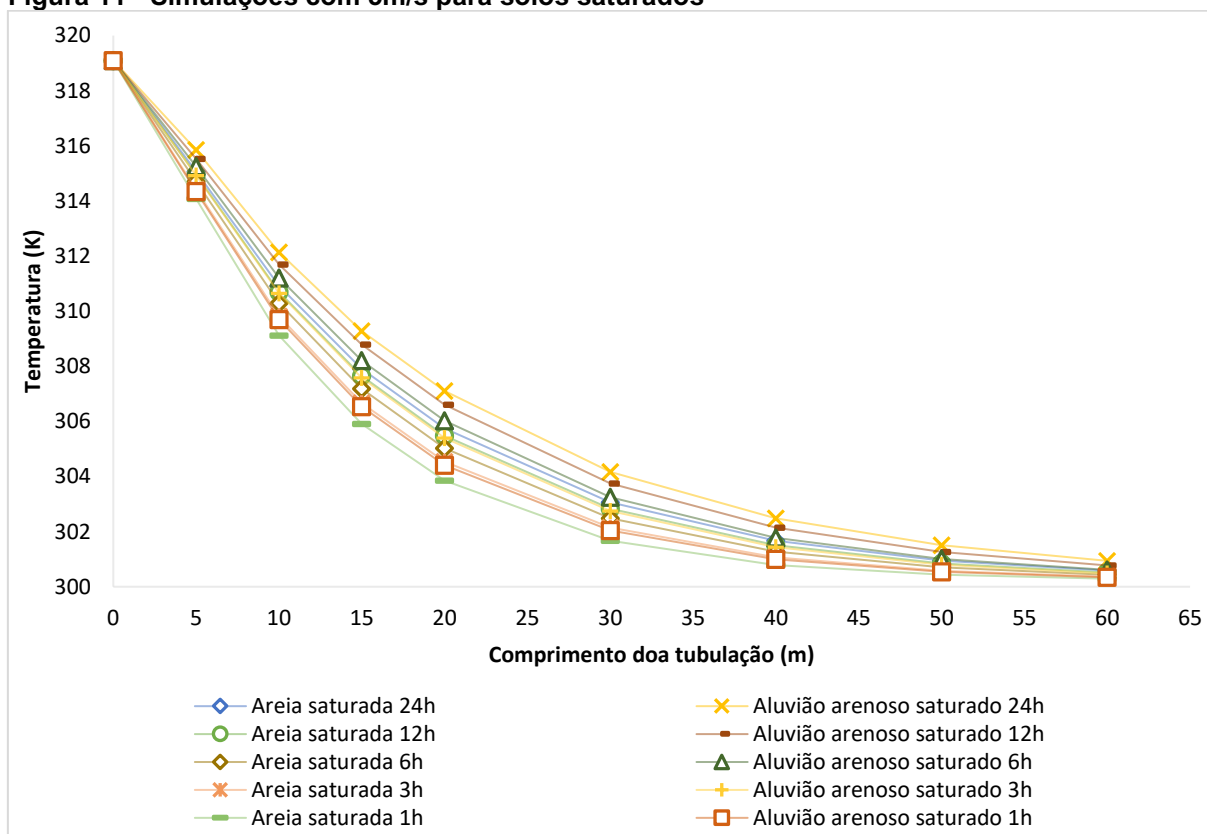
Figura 10 - Simulações com 2,5 m/s para solos saturados



Fonte: autoria própria.

Por outro lado, é possível perceber que apesar da fácil transferência de calor dos solos saturados, eles dissipam o calor com dificuldade já que o alto calor específico da água em relação ao solo torna a dissipação (difusão) do calor mais demorada do que no caso dos solos secos, que possuem essa propriedade em menor valor absoluto. Pode-se notar que há uma queda de temperatura no ar nos primeiros trinta metros de tubulação, mas na outra metade do percurso a queda de temperatura é irrelevante, se tornando praticamente constante nos últimos metros.

Figura 11 - Simulações com 5m/s para solos saturados



Fonte: autoria própria.

É possível notar que mesmo a areia tendo condutividade térmica mais de quatro vezes menor do que a da aluvião arenoso saturado ($0,4 \text{ W}/(\text{m.K})$ contra $1,68 \text{ W}/(\text{m.K})$), as simulações para areia na velocidade do ar de $2,5 \text{ m/s}$ durante uma hora são praticamente iguais à simulação para vinte e quatro horas de escoamento para aluvião arenoso saturado. Isso mostra-se coerente já que a saturação térmica de um solo extremamente umedecido dificulta a troca de calor ao longo de tempos de escoamento maiores. Também pode-se concluir que no caso desta comparação, a economia energética é muito importante, ou seja, o solo saturado novamente mostra-se como mais viável.

Para efeito de comparação, pela simulação realizada, caso fosse utilizado um solo com as propriedades da areia gastar-se-ia vinte e três horas a menos para alcançar a mesma temperatura que foi obtida com o outro solo. Isso resulta em economia de energia e viabilidade ou não de implantação do sistema.

Com a Figura 9, percebe-se que para as simulações de areia com escoamento de três horas e de seis horas que a temperatura, apesar de uma diferença de três horas de tempos de escoamento entre uma e outra, permanecem praticamente idênticas do começo ao fim da tubulação. Podemos conferir isso à velocidade de

escoamento ser baixa o que acaba não influenciando praticamente em nada os tempos de escoamento com diferença de três horas para o mesmo tipo de solo, ou seja, outro ponto em que a economia de energia pode ser visualizada na simulação.

É possível observar na simulação com velocidade de entrada do ar de 5 m/s que a diferença entre a menor temperatura de saída e a mais alta é ainda maior que para a velocidade de escoamento anterior, conforme as Figuras 9 e 10. O aluvião arenoso tem sua temperatura de saída de 306,0 K, já a areia saturada sai com 300,3 K, ou seja, uma diferença de 5,7 K. Isso parece coerente e justifica-se, pois o ar tem menos tempo por metro linear para trocar calor com o solo (como já mencionado anteriormente). Para o aluvião arenoso isso se torna um problema, já que a condutividade térmica é baixa, mas para a areia saturada é uma vantagem, pois o solo umedecido não tem tempo de saturar termicamente com um fluxo de 5 m/s e em somente uma hora e sua condutividade térmica maior termina por retirar mais calor do ar, como pode ser visto na Figura 11.

É possível perceber as diferenças de trocas de calor entre solos saturados e secos para uma velocidade de escoamento de 5 m/s conforme as Figuras 8 e 11.

Percebe-se uma certa linearidade na troca de calor para os tipos de solos secos, principalmente quando em escoamentos contínuos por mais de seis horas. Por outro lado, é possível visualizar que na troca de calor para velocidade de entrada de 5 m/s, assim como para 2,5 m/s, existe uma troca de calor abrupta nos primeiros trinta metros. Além disso nota-se que a diferença de temperatura entres os diferentes tempos de simulação na saída do trocador varia muito menos nos solos saturados (0,6 K) do que nos solos secos (4,6 K).

Nota-se ainda que, a temperatura intermediária do escoamento de ar para solos saturados ocorre dez metros antes do que os que possuem calor específico menor, ou seja, em casos de espaços restritos (sendo possível implementar ao menos metade do sistema) os solos saturados conseguiriam suportar uma troca de calor ininterrupta de até 12 h com temperatura de saída praticamente igual a de um solo seco com o dobro do tamanho.

No caso de entrada com fluxo de 5 m/s, a troca de calor não mais coincide entre as duas simulações com areia (três horas e seis horas), mas sim entre o teste com areia de tempo de escoamento de seis horas e o aluvião arenoso com tempo de três horas, mostrando assim a influência da velocidade de entrada do escoamento de ar

na troca de calor com o solo e que a variação de condutividade térmica por menor que seja, acaba por se tornar evidente em trocas de calor com escoamentos de no mínimo 3 horas.

Pode-se perceber que o calor específico sendo menor, a temperatura de saída será maior para ambos os tipos de solos (apesar de o solo saturado apresentar uma diferença de temperatura de saída bem menor com a influência da condutividade térmica).

Tem-se inclusive, a maior temperatura de saída do trocador de calor de todas as simulações (306,0 K) com o teste feito para o aluvião arenoso com velocidade de entrada de 5 m/s. Além da condutividade térmica desse tipo de solo ser baixa, tem-se a influência da velocidade de entrada do ar ser mais alta, causando dificuldades na troca de calor com o solo.

Realizou-se a simulação com tempo de uma hora para a areia e para o aluvião arenoso com velocidades de 2,5 m/s e 5 m/s e percebeu-se que as temperaturas de saída para as diferentes velocidades, tiveram diferenças mais significativas entre si (0,6 K e 1,0 K, respectivamente) do que os mesmos solos saturados (0,07 K e 0,1 K). Figuras 8 e 9.

Esse padrão se repete por todos os tempos de simulação, sendo que quanto maior o tempo de escoamento de ar contínuo, maior será a diferença de temperatura de saída entre as duas velocidades de entrada.

A diferença de temperatura na saída do trocador não é tão significativa entre as duas velocidades de escoamento dos solos umedecidos.

Outro ponto a ser discutido, conforme as Figuras é que, quanto maior a diferença de tempos de escoamento mais a curva de troca de calor para a velocidade de 2,5 m/s se aproxima dos dados da curva de 5 m/s, ou seja, se for aumentado o tempo de escoamento e diminuído a velocidade de entrada do mesmo, teremos curvas de troca de calor próximas para ambas as velocidades de entrada. O contrário pode ser uma justificativa melhor e, portanto, para uma economia de energia pode-se aumentar o dobro da velocidade de entrada e reduzir o tempo de escoamento em vinte e quatro vezes, o que é extremamente vantajoso.

5 CONCLUSÕES

Para compensar as perdas de eficiência por conta do tipo de solo disponível, pode-se valer de estratégias distintas que não são abordadas neste trabalho como, intermitência de escoamento de ar, passos com distancias maiores entre si, dentre outras.

A variação da velocidade do ar pode conferir algo semelhante à intermitência de escoamento (desligando e religando o sistema por períodos controlados de tempo), ou seja, pode-se reduzir a velocidade do ar para aumentar a troca de calor por metro linear ou aumentar a velocidade do escoamento para reduzir essa troca. Para solos saturados, esse artifício é algo interessante a ser estudado em uma outra oportunidade.

No capítulo resultados verificou-se que o trocador de calor solo-ar, com um comprimento de 60 m de tubulação, operando com velocidades menores e em solos saturados (maior condutividade térmica), obteve um desempenho térmico maior. Neste caso, o trocador operando com uma velocidade de 2,5 m/s para o escoamento do ar e uma tubulação de 0,1 m de diâmetro obteve os maiores gradientes de temperatura.

Para a otimização da área de instalação pode-se estudar a utilização de passos com distancias a partir do tamanho do domínio do solo, ou seja, 1 metro de diâmetro.

Após a obtenção da melhor configuração do trocador de calor solo-ar, estudos de casos analisando a sua performance térmica para resfriamento, foram realizadas mostrando o grande potencial da aplicabilidade deste sistema, na climatização passiva em edificações.

No caso do resfriamento em regime transiente, observou-se uma queda da performance do trocador, no final do período de simulação (24 horas). Este fato pode ser atribuído a alguns fatores como: tamanho insuficiente do domínio, profundidade do aterramento e ao modo de operação, que neste caso foi o contínuo. Uma verificação mais aprofundada neste caso seria indicada.

Para trabalhos futuros, uma análise dos efeitos do transporte de massa do solo, na performance do trocador de calor é sugerida. Os resultados deste trabalho foram obtidos para temperaturas fixas de entrada (319,1K). Neste caso, recomendam-se simulações acoplando o trocador de calor a uma edificação real, pois estas gerariam

valores mais realísticos de entrada e saída do trocador, aumentando ainda mais a sua performance.

Por fim, o sistema mostra-se possível de ser instalado e operado para a maioria dos tipos de solos disponíveis no país. Isso tornaria o consumo energético brasileiro extremamente otimizado, além de poder atender as diversas classes sociais.

REFERÊNCIAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 15220**: Desempenho Térmico de Edificações.2005.

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 15575**: Desempenho de Edificações Habitacionais.2013.

MENDEZ, S.E. DIAZ et al. Reducing de energy consumption of na earth-air heat exchanger with a PID control system. **Energy Conversion and management**, v. 77, p. 1-6, Set. 2014.

MATHUR, A. et al. CFD analysis of EATHE system under transient conditions for intermittent operation. **Energy and Buildings**, v. 87, p. 37-44, Jan. 2015.

MATHUR, A. et al. Comparative study of straight and spiral earth air tunnel heat exchanger system operated in cooling and heating modes. **Renewable Energy**, v. 108, p. 474-487, Ago. 2017.

KAUSHAL, M. et al. Geothermal cooling/heating using ground heat exchanger for various experimental and analytical studies: Comprehensive review. **Energy and Buildings**, v. 139, p. 634-652, Mar. 2017.

SONI, S.K.; PANDEY, M.; BARTARIA, V.N. Energy metrics of a hybrid earth air heat exchanger system for summer cooling requirements. **Energy and Buildings**, v. 129, p. 1-8, Out. 2016.

CHEN, S. et al. Heat transfer analysis of a vertical ground heat exchanger using numerical simulation and multiple regression model. **Energy and Buildings**, v. 129, p. 81-91, Jul. 2016.

MICHOPOULOS, A.; KYRIAKIS, N. A new energy analysis tool for ground source heat pump systems. **Energy and Buildings**, v. 41, p. 937-941, Mar. 2009.

GAN, G. Simulation of dynamic interactions of the earth–air heat exchanger with soil and atmosphere for preheating of ventilation air. **Applied Energy**, v. 158, p. 118-132, Ago. 2015.

SERAGELDIN, A. S. et al. Earth-Air Heat Exchanger thermal performance in Egyptian conditions: Experimental results, mathematical model, and Computational Fluid

Dynamics simulation. **Energy Conversion and management**, v. 122, p. 25-38, Ago. 2016.

HOLLMULLER, P.; LACHAL, B. Air-soil heat exchangers for heating and cooling of buildings: Design guidelines, potentials and constraints, system integration and global energy balance. **Applied Energy**, v. 119, p. 476-487, Abr. 2014.

BELATRACHE, D. et al. Numerical analysis of earth air heat exchangers at operating conditions in arid climates. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 42, p. 8898-8904, Mar. 2017.

BANSAL, V. et al. Performance analysis of integrated earth-air-tunnel evaporative cooling system in hot and dry climate. **Energy and Buildings**, v. 47, p. 525-532, Abr. 2012.

BANSAL, V. et al. Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for summer cooling. **Energy and Buildings**, v. 42, p. 645-648, Mai. 2010.

FAZLIKHANI, F. et al. Numerical analysis of the efficiency of earth to air heat exchange systems in cold and hot-arid climates. **Energy Conversion and management**, v. 148, p. 78-89, Set. 2017.

MISRA, R. et al. CFD analysis based parametric study of derating factor for Earth Air Tunnel Heat Exchanger. **Applied Energy**, v. 103, p. 266-277, Mar. 2013.

VASCONCELLOS, D. P. et al. CFD ANALYSIS OF AN EARTH-PIPE-AIR HEAT EXCHANGER. In: 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering. 3-8 Dez. 2017, Curitiba.

GUIA USUÁRIO FLUENT 6.3. Disponível em: <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/main_pre.htm>. Acesso em: 27 Jun. 2017.

SHOJAEI, S. M. N.; MALEK, K. Earth-to-air heat exchangers cooling evaluation for different climates of Iran. **Sustainable Energy technologies and Assessments**, v. 23, p. 111-120, Out. 2017.

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

BENHAMMOU, M. et al. Performance analysis of an earth-to-air heat exchanger assisted by a wind tower for passive cooling of buildings in arid and hot climate. **Energy Conversion and management**, v. 91, p. 1-11, Fev. 2015.

BENHAMMOU, M. et al. Improvement of the summer cooling induced by an earth-to-air heat exchanger integrated in a residential building under hot and arid climate. **Applied Energy**, v. 208, p. 428-445, Dez. 2017.

DHALIWAL, A. S. Heat transfer analysis environment control using an underground air tunnel. **ASME Solar Energy**, p. 505– 510, 1984.

KUMAR, S. et al. Ground coupled heat exchangers: A review and applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 47, p. 83-92, Jul. 2015.

MENHOUDJ, S. et al. Study of the energy performance of an earth-air heat exchanger for refreshing buildings in Algeria. **Energy and Buildings**, v. 158, p. 1602-1612, Jan. 2018.

MISRA, R. et al. CFD analysis based parametric study of derating factor for Earth Air Tunnel Heat Exchanger. **Applied Energy**, v. 103, p. 266-277, Mar. 2013.

PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. New York (NY): Hemisphere Publishing Corporation, 1980.

RAMÍREZ-DÁVILA, L. et al. Numerical study of Earth-to-air heat exchanger for three diferente climates. **Energy and Buildings**, v. 76, p. 238-248, Jun. 2014.

CONGEDO P. M. et al. CFD simulations of horizontal ground heat exchangers: A comparison among different configurations. **Applied Thermal Engineering**, v. 33-34, p. 24-32, Set. 2011.