

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS - UNISINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
NÍVEL MESTRADO

ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO DE UM
TROCADOR DE CALOR GEOTÉRMICO

WILLIAM MARQUES MARTINS

Dissertação de Mestrado

São Leopoldo, dezembro de 2015

ANÁLISE TEÓRICA E EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO DE UM
TROCADOR DE CALOR GEOTÉRMICO

WILLIAM MARQUES MARTINS

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale
do Rio dos Sinos - UNISINOS como pré-requisito
parcial para a obtenção do título de Mestre em
Engenharia Mecânica.

Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan

Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander

Banca examinadora:

Profa. Dra. Jacqueline Biancon Copetti (PPG Eng. Mecânica – Unisinos)

Prof. Dr. João Batista Dias(PPG Eng. Mecânica – Unisinos)

Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini (Universidade de Caxias do Sul - UCS)

M386e Martins, William Marques.
Estudo da transferência de calor geotérmica visando o aproveitamento de calor do solo para aumento da eficiência de aparelhos de condicionamento de ar / William Marques Martins. – 2015.
68 f. : il. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2015.
"Orientador: Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan ; Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander."

1. Engenharia mecânica. 2. Sistemas de bomba de calor geotérmicas. 3. Ar condicionado. 4. Solos – Temperatura. I. Título.

CDU 621

AGRADECIMENTOS

Gostaria de esboçar minha gratidão em primeiro a Deus por ter me concedido a oportunidade de cursar o mestrado e que com saúde e sabedoria até os dias de hoje tem me conduzido.

Aos professores Dr. Mario Macagnan e Dr. Paulo Roberto Wander pela amizade e dedicação, sempre prontos a me ajudar em minhas dificuldades.

Ao laboratorista William Brito e meu irmão Douglas Martins pela dedicação e auxílio na montagem da bancada de ensaios e perfuração dos poços.

As instituições Unisinos e Fapergs pela estrutura e bolsa concedida.

Aos colegas de turma pelo apoio e ajuda nas matérias e trabalhos.

Aos meus pais Solange e Carlos pelo carinho e ajuda estando próximos sem que preciso.

A minha querida esposa Lisandra e filhas pelo carinho, paciência e compreensão pela minha ausência no decorrer deste curso.

Por isso dedico a todos os aqui citados este trabalho, cada um teve a sua participação e contribuição e com certeza ficaram selados em minhas lembranças.

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo teórico e experimental de um trocador de calor geotérmico, tipo helicoidal água-solo, para uso como condensador em um sistema de ar condicionado. Para o experimento foi construída uma bancada composta basicamente por um reservatório térmico, uma bomba d'água, medidor de vazão, um trocador de calor com serpentina tipo helicoidal com comprimento e diâmetro de 3 e 0,27 m, respectivamente e enterrado verticalmente no solo no sentido do comprimento. Foi utilizado um sistema de aquisição de dados conectado a um computador para monitorar sete sensores de temperatura: quatro para o trocador e três para a sonda térmica de medição das temperaturas do solo em três profundidades. Os resultados obtidos com o experimento foram utilizados para obtenção da condutividade térmica do solo e, posteriormente, utilizados na comparação com o modelo teórico, elaborado no software EES. A diferença entre os resultados medidos da taxa de transferência de calor e o resultado calculado ficou em torno de 1%. O modelo também foi utilizado para analisar alguns exemplos como calcular a altura necessária do trocador de calor para atender uma determinada demanda de potência térmica para o caso de substituição do condensador de um sistema de ar condicionado. Para isso foram utilizados os dados de um aparelho de ar condicionado tipo Split, com capacidade de refrigeração de 3,52 kW (12.000 Btu/h) para analisar o comportamento do trocador com diferentes condições de projeto, chegando-se a uma profundidade calculada de 37,11 metros para atender a esta demanda.

Palavras-chave: Trocador de calor geotérmico, Bomba de calor, Condicionador de ar, Temperatura do solo.

ABSTRACT

This work presents a theoretical and experimental study of a coil-type geothermal heat exchanger, water-soil, for use as condenser in an air conditioning system. An experimental bench was constructed to analyse the heat exchanger performance. This experimental facility consists of a thermal reservoir, a water pump and flow meter, a helical heat exchanger with length and diameter of 3 m and 0.27, respectively and buried vertically at this depth. During the experiments were monitored the temperatures in seven points: four in the heat exchanger and three for measuring the soil temperatures at three different depths. The results obtained with the experiments were used to obtain the thermal conductivity of the soil. The same data were used to validate the theoretical model that was implemented in the EES platform. The difference between the measured heat transfer rate and the theoretical results was about 1%. The model was also used to determine the required length of the heat exchanger to suit a particular thermal power demand for the replacement of a condenser of an air conditioning system. For this, we used the data from a split type air conditioning unit, with a condenser thermal capacity of 3,52 kW, and to analyze the behavior of the heat exchanger with various design conditions, coming to a calculated depth 37.11 meters to meet this demand.

Keywords: Geothermal heat exchanger, Heat pump, Air conditioning, Soil temperatures.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Aumento percentual do consumo de energia elétrica nas regiões brasileiras no primeiro trimestre de 2014.....	15
Figura 2.1: Esquema e diagrama T-S do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.....	21
Figura 2.2: Ciclo ideal de refrigeração ou bomba de calor.....	22
Figura 2.3: Condensador tipo serpentina aletada.....	23
Figura 2.4: Esquema de um trocador vertical de calor helicoidal.....	28
Figura 2.5: Trocadores de calor geotérmicos horizontais.....	29
Figura 2.6: Formato real de um trocador de calor do tipo helicoidal.....	30
Figura 2.7: Parâmetros geotérmicos que configuram um trocador de calor helicoidal.....	31
Figura 2.8: Comportamento do solo com a radiação solar.....	36
Figura 2.9: Perfis de variação da temperatura em função da profundidade ao longo do tempo (Tautócronas).....	37
Figura 2.10: Variação anual da temperatura do solo em duas profundidades.....	38
Figura 3.1: Desenho esquemático do sistema de monitoramento das temperaturas do solo e do trocador de calor.....	44
Figura 3.2: Detalhe da confecção do trocador helicoidal com espaçadores.....	45
Figura 3.3: Perfuratriz manual utilizada para perfuração do solo.....	46
Figura 3.4: Perfuração com 0,3 m de diâmetro e 3 m de profundidade	46
Figura 3.5: Sensores PT 100 preparados para a sonda.....	47
Figura 3.6: Sensores PT 100 preparados para a entrada e saída do trocador.....	47
Figura 3.7: Reservatório térmico para o controle da temperatura da água de alimentação do trocador de calor.....	48
Figura 3.8: Detalhe da sala de controle e coleta de dados.....	48
Figura 4.1: Comportamento do solo no início do aquecimento.....	53
Figura 4.2: Comportamento das temperaturas nos vários pontos de medição.....	54
Figura 4.3: Taxa de calor dissipada pelo trocador de calor ao longo do tempo.....	55
Figura 4.4: Variação da temperatura de saída do trocador em função da chuva.....	56
Figura 4.5: Variação da temperatura da sonda com a chuva.....	56
Figura 4.6: Variação da temperatura de saída do trocador função da chuva e temperatura ambiente.....	57
Figura 4.7: Variação da taxa de transferência de calor em função da profundidade do trocador geotérmico.....	60

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Fatores de ajustes para trocadores de calor helicoidais com diferentes passos.	34
Tabela 2.2: Coeficientes para a estimativa da temperatura do solo com a variação da profundidade.	39
Tabela 2.3: Análise da condutividade em camadas do solo perfurado.	41
Tabela 2.4: Propriedade térmica de materiais.	42
Tabela 3.1: Dados de descrição do trocador de calor.	45
Tabela 3.2: Aferição do sensor de saída do trocador.	50
Tabela 3.3: Aferição do sensor de entrada do trocador.	50
Tabela 4.1: Média de medições com vazão de 2 litros.	58
Tabela 4.2: Média de medições com três vazões diferentes.	58
Tabela 4.3: Dados de temperatura e potência dissipada determinados na medição nº.190.	59
Tabela 4.4: Dados de entrada e resultado do cálculo para vazão de 2 L/min.	59
Tabela 4.5: Dados de entrada para cálculo de comprimento do trocador de calor.	59

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHRAE	<i>Sociedade Americana de Engenharia para Sistemas de Aquecimento, Refrigeração e Condicionamento de Ar (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers)</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
EPE	<i>Empresa de Pesquisa Energética</i>
GHX	<i>Ground Heat Exchanger</i>
GSHP	<i>Ground Source Heat Pump</i>
HVAC	<i>Sistemas de aquecimento, ventilação e condicionamento de ar (Heating, Ventilating and Air Conditioning)</i>
MDF	<i>Placa de Fibra de Média Densidade (Medium Density Fiberboard)</i>
PVC	<i>Policloreto de Vinila</i>
PHC	<i>Pré-moldados de concreto de alta resistência</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Nomenclatura

A	Área de troca térmica [m^2]
a e b	Constantes do solo [-]
COP	Coefficiente de desempenho [-]
cp	Calor específico [$kJ/(kgK)$]
D	Diâmetro [m]
erf	Função erro [-]
$erfc$	Função erro complementar [-]
g	Aceleração da gravidade [m/s^2]
h	Entalpia específica [kJ/kg]
h_i	Coefficiente de transferência de calor lado interno [$W/(m^2K)$]
h_e	Coefficiente de transferência de calor lado externo [$W/(m^2K)$]
H	Altura [m]
k	Condutividade térmica [$W/(mK)$]
L	Comprimento do trocador de calor [m]
\dot{m}	Taxa de massa [kg/s]
N	Número de voltas do trocador [-]
n	Número de amostras [-]
Nu	Número de Nusselt [-]
p	Passo da serpentina [m]

Pr	Número de Prandtl [-]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor [W]
r	Raio [m]
R	Resistência térmica [K/W]
Re	Número de Reynolds [-]
R_0	Raio da serpentina [m]
t	Tempo [s]
T	Temperatura [°C]
U	Coefficiente global de transferência de calor [W/(m ² K)]
\dot{W}_c	Potência do compressor [W]
$x, y e u$	Coordenadas do ponto de cálculo [-]
z	Altura [m]

Símbolos Gregos

α	Difusividade térmica [m ² /s]
χ	Variável de integração [-]
β	Fator de ajuste [-]
μ	Viscosidade dinâmica do fluido [Ns/m ²]
ρ	Massa específica [kg/m ³]

Sub-indices

<i>1</i>	Posição 1 no esquema
<i>2</i>	Posição 2 no esquema
<i>3</i>	Posição 3 no esquema
<i>4</i>	Posição 4 no esquema
<i>ar</i>	Ar
<i>b</i>	Parede do furo
<i>BC</i>	Bomba de calor
<i>c</i>	Compressor
<i>e</i>	Externo/a
<i>Ench</i>	Enchimento
<i>Eq</i>	Equivalente
<i>f</i>	Fluido
<i>H</i>	Condensador / Alta
<i>H₂O</i>	Água
<i>i</i>	Interno/a
<i>L</i>	Evaporador / Baixa
<i>m</i>	Média
<i>o</i>	Parede interna da helicóide
<i>oh</i>	Parede externa da helicóide
<i>p</i>	Material do tubo

<i>R</i>	Refrigeração
<i>Ref</i>	Refrigerante
<i>ref</i>	Referência/padrão
<i>s</i>	Solo

SUMÁRIO

1.1	OBJETIVO GERAL.....	17
1.1.1	Objetivos específicos.....	17
1.2	JUSTIFICATIVA.....	17
1.3	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	18
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA DO SISTEMA DE ENERGIA GEOTÉRMICA.....	19
2.1	CENÁRIO ENERGÉTICO BRASILEIRO.....	19
2.2	SISTEMAS DE AR CONDICIONADO.....	19
2.2.1	Ciclo padrão de refrigeração e bomba de calor.....	20
2.2.2	Condensadores.....	22
2.2.3	Evaporadores.....	23
2.3	BOMBA DE CALOR.....	24
2.3.1	Coefficiente de performance.....	24
2.4	BOMBA DE CALOR GEOTÉRMICA.....	25
2.4.1	Trocadores de calor para uso em sistemas geotérmicos.....	27
2.4.2	Sistemas geotérmicos verticais.....	27
2.4.3	Sistemas geotérmicos horizontais.....	29
2.4.4	Trocador de calor tipo helicoidal.....	30
2.5	MODELO DE COMPORTAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR HELICOIDAIS.....	32
2.5.1	Resistências térmicas.....	32
2.5.2	Variação de temperatura no orifício.....	33
2.5.3	Modelo do diâmetro equivalente para trocadores helicoidais.....	34
2.5.4	Escoamento interno no trocador helicoidal.....	34
2.6	COMPORTAMENTO DO FLUXO DE CALOR NO SOLO.....	36
2.6.1	Caracterização de solo.....	40
3	METODOLOGIA.....	43
3.1	DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL.....	43
3.1.1	Confeção do trocador de calor.....	45
3.1.2	Perfuração.....	46
3.1.3	Sensores de temperatura tipo PT 100.....	47

3.1.4 Reservatório térmico.....	47
3.1.5 Sala de controle.....	48
3.2 METODOLOGIA DE MEDIÇÃO, COLETA E TRATAMENTO DOS DADOS...49	
3.2.1 Incertezas.....	49
3.2.1.1 Calibração dos sensores de temperatura.....49	
3.2.1.2 Determinação das incertezas.....59	
4 RESULTADOS.....	52
4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....52	
4.1.1 Comportamento do solo.....	55
4.2 RESULTADOS TEÓRICOS.....57	
5 CONCLUSÃO.....	61
REFERÊNCIAS.....	63
ANEXO A - GRÁFICO DE ANÁLISE DE CARACTERIZAÇÃO DO SOLO.....	68
ANEXO B – GRÁFICO TRIANGULAR PARA ANÁLISE DO SOLO.....	69

1 INTRODUÇÃO

Nos últimos anos tem-se observado um aumento significativo no consumo de energia elétrica em nível mundial. Nota-se também que boa parte desse aumento é devido ao uso de condicionadores de ar tanto no âmbito residencial como industrial e comercial.

Aproximadamente 15% de toda a eletricidade produzida mundialmente é utilizada em aparelhos de refrigeração e de ar condicionado, o que representa em torno de 45% do consumo energético em edifícios, conforme Vargas e Oliveira (2011).

Em âmbito nacional, as pesquisas Empresa de Pesquisa Energética (EPE, 2014) mostram que o uso de ar condicionado refletiu diretamente no aumento do gasto energético de todas as regiões brasileiras no primeiro trimestre de 2014, como mostrado na Fig. 1.1.

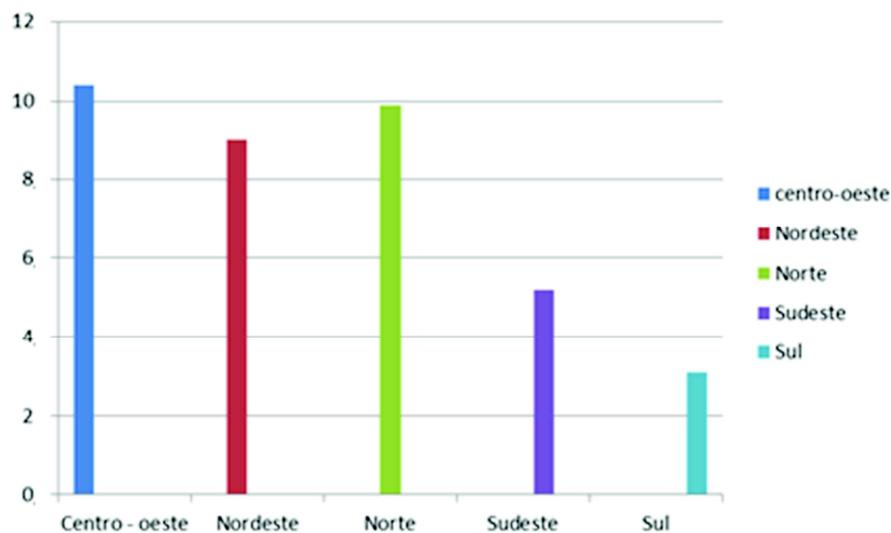


Figura 1.1: Aumento percentual do consumo de energia elétrica nas regiões brasileiras no primeiro trimestre de 2014.

Fonte: Adaptado de EPE (2014).

A mesma pesquisa mostra que houve um aumento de consumo de energia no âmbito nacional no mesmo período em relação ao primeiro trimestre de 2013 de 15,2%, sendo que desses, 2,5% são relativos ao setor industrial, 6,6% ao residencial e 6,1% ao comercial.

Este aumento de consumo de energia reflete negativamente na economia e meio ambiente do país, o que gera a necessidade de implantar mudanças energéticas que visem uma maior eficiência

dos aparelhos de ar condicionado para amenizar esse quadro de desequilíbrio financeiro e ambiental (EPE, 2014).

Alguns estudos demonstram a viabilização de mudanças no desempenho desses aparelhos com a substituição de refrigerantes termodinamicamente mais eficientes. Todavia, alguns deles apresentam limitações importantes para o uso residencial como toxicidade (R-717) e inflamabilidade (hidrocarbonetos).

Outros estudos como o de Tassou e Qureshi (1994) e Tassou e Qureshi (1997) mostram um grande ganho na eficiência desses sistemas em função do uso de controles eletrônicos, como para o controle da variação da rotação do compressor, da variação do fluxo de refrigerante bem como o controle da pressão do sistema. Há também estudos para a substituição de materiais dos componentes dos condensadores e evaporadores para aumento da troca térmica, porém, o custo-benefício foi desfavorável em virtude de serem dispendiosos e caros (Gomez et al., 2008; Yoon et al., 2003).

A utilização da energia solar também pode ser empregada em sistemas de climatização, contudo somente apresentam impacto na eficiência do sistema quando a intenção é de aquecer o ambiente, trabalhando como uma bomba de calor, conforme Rybach (2005).

O uso da energia geotérmica também é uma possibilidade para incrementar a eficiência dos sistemas de ar condicionado, principalmente em função de características tais como disponibilidade, pouca exploração e baixo custo.

Nas aplicações geotérmicas, transfere-se calor do solo ou para o solo, conforme a necessidade, utilizando seu potencial de armazenamento de calor, que pode ser considerado como uma bacia térmica.

Em um sistema dual de condicionamento de ar é necessário dissipar para o meio externo o calor removido do ambiente, mais o calor de compressão, quando o sistema opera na condição de resfriamento (verão). Para a condição de aquecimento (inverno) é necessário absorver o calor do meio externo e, somado ao calor de compressão, dissipá-lo no ambiente interno. Nessas condições, o sistema pode apresentar diminuição da sua eficiência quando a temperatura do meio externo é muito elevada, aumentando a pressão e temperatura no lado do condensador ou no inverno, quando a temperatura externa é muito baixa, diminuindo a pressão e a temperatura no evaporador chegando a, eventualmente, congelar a superfície externa do evaporador.

Com a utilização da geotermia pode-se melhorar o desempenho anual do sistema, pois a temperatura do solo, em profundidades abaixo da superfície, apresenta valores quase constantes ao longo do ano, ficando abaixo da temperatura ambiente no verão e acima, durante o inverno.

1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral do trabalho é estudar, teórica e experimentalmente, o comportamento térmico de um trocador de calor água-solo e da variação da temperatura do solo, em função da adição ou retirada de calor, tendo a visão de posteriormente utilizar este sistema de armazenamento de energia para aumento da eficiência de aparelhos condicionadores de ar.

1.1.1 Objetivos específicos

Para que o objetivo geral do trabalho seja atingido, tornam-se necessários:

- analisar o tipo de solo destinado ao estudo quanto às suas propriedades térmicas;
- dimensionar, construir, instalar e monitorar o comportamento de um trocador água-solo para diversas condições operacionais;
- avaliar e comparar teoricamente os resultados de eficiência na utilização desta fonte de energia no funcionamento de aparelhos condicionadores de ar, utilizando um modelo teórico.

1.2 JUSTIFICATIVA

O aumento do consumo de energia elétrica, a nível mundial, tem grande influência da utilização crescente de sistemas de ar condicionado. Estudos que visem o aumento da eficiência desses dispositivos trazem benefícios econômicos e ambientais. A utilização da energia geotérmica como fator energético é considerada uma possível alternativa para o aumento da eficiência dos aparelhos de ar condicionado e consequente diminuição do consumo de energia observado atualmente.

A utilização da energia geotérmica em trocadores de calor de condicionadores de ar torna-se interessante pelo fato de que a amplitude térmica do solo não varia tanto em relação à temperatura do ar ambiente. Essa característica demandaria menos energia para a operação do sistema, bem como implicaria na ausência de problemas comuns em aparelhos de ar condicionado que trabalham de forma convencional, como o congelamento da unidade evaporadora no inverno devido à baixa temperatura externa causando o seu desligamento ou no verão, quando as altas temperaturas externas impedem uma condensação eficaz e diminuem o rendimento dos aparelhos de ar condicionado.

Para Florides e Kalogrirou (2007), a energia geotérmica é uma fonte disponível, pouco utilizada e barata, o que torna o seu uso interessante para o aumento do desempenho térmico dos sistemas de ar condicionado. Além disso, conforme Pouloupatiset. al. (2010), o uso da energia geotérmica não apresenta problemas como toxicidade, inflamabilidade nem tão pouco prejuízos ao meio ambiente.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Este trabalho será composto por uma revisão bibliográfica, a descrição do modelo teórico do trocador de calor e da bancada experimental construída para realizar os estudos experimentais, os resultados obtidos, sua discussão e análise e as conclusões.

O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica que embasa a teoria de aproveitamento do calor do solo para troca térmica com a unidade condensadora\evaporadora de um ar condicionado, dando uma breve síntese sobre os componentes.

O capítulo 3 trata da parte teórico-experimental, apresentando os modelos disponíveis na literatura e as características da bancada experimental onde os testes foram executados e todos os componentes principais envolvidos no processo. Também será explicado o procedimento adotado, as medidas realizadas e o tratamento dos dados.

O capítulo 4 apresenta os resultados encontrados nas medições de temperaturas nas trocas térmicas solo\trocador de calor e confronta com o modelo teórico.

O capítulo 5 apresenta a conclusão a partir da análise dos resultados encontrados e as sugestões para trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA DO SISTEMA DE ENERGIA GEOTÉRMICA

Nesta fundamentação será elaborada uma revisão bibliográfica relacionando alguns estudos sobre o aproveitamento do calor do solo para uso em sistemas de ar condicionado e bombas de calor.

2.1 CENÁRIO ENERGÉTICO BRASILEIRO

O consumo de energia elétrica no país aumentou 3,5 % em 2013 com relação ao ano anterior (2012), totalizando 463,7 TWh, de acordo com o relatório da EPE (2013).

O aumento do consumo de eletricidade durante o ano passado foi atribuído, principalmente, ao consumo nas residências, nas quais a despesa aumentou em 6,1%, segundo o mesmo relatório.

O Nordeste foi a região onde mais aumentou o consumo residencial, com alta de 11,5%, porcentagem pela primeira vez superior ao registrado no Sudeste e oito pontos percentuais superior à média do país. Mesmo assim, o Sudeste segue na frente como a região que mais consome eletricidade, com 51%.

O comércio e o setor de serviços apresentaram a segunda maior alta de consumo de eletricidade em 2013, com um aumento de 5,7% com relação ao ano anterior.

Por outro lado, o consumo industrial fechou 2013 com um aumento de 0,6% se comparado ao ano anterior.

A maior facilidade de acesso aos eletrodomésticos, como aparelhos de ar-condicionado, levou o consumo de energia residencial, em nível nacional, a registrar um crescimento de 6,1% em 2013, atingindo 124.858 GWh.

Por este motivo os aparelhos de ar condicionado se tornaram um problema, aumentando o consumo de energia doméstica e pode virar um problema ainda maior para o fornecimento nacional se não houver investimentos para melhoria da eficiência destes aparelhos(Rochas, 2014; EPE, 2014).

2.2 SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

Os sistemas de ar condicionado também são conhecidos como máquinas frigoríficas ou bombas de calor, conforme o efeito desejado seja o resfriamento ou aquecimento de um local, com o objetivo de efetuar o controle da temperatura e das condições do ar nesse espaço.

Uma das suas principais aplicações é atender as condições de conforto térmico em um ambiente. Apesar de terem designações distintas estas máquinas utilizam os mesmos componentes e operam de maneira semelhante. É possível alternar entre os dois tipos de funcionamento, mudando o sistema com uma válvula inversora de ciclo. Verifica-se, no entanto, que por características de projeto, uma máquina reversível dificilmente terá o mesmo desempenho nessas duas condições (Trondheim e Pettersen, 1992).

2.2.1 Ciclo padrão de refrigeração e bomba de calor

O ciclo que mais se aproxima a um ciclo real para sistemas de refrigeração e de bomba de calor é o ciclo padrão de refrigeração, derivado do ciclo ideal de Carnot (Stoecker, 1998).

Os componentes básicos deste ciclo são: Evaporador, compressor, condensador, dispositivo de expansão além do fluido refrigerante, os quais são conectados para dar forma a um circuito fechado.

Neste ciclo, um refrigerante em circulação entra no compressor sob a forma de vapor saturado ou levemente superaquecido. No ciclo padrão, o vapor é comprimido em um processo isentrópico e sai superaquecido do compressor. O vapor superaquecido desloca-se então através do condensador, que primeiro o resfria removendo o superaquecimento e depois o condensa, transformando-o em líquido através da remoção do calor adicional, a uma pressão e temperatura constantes.

O líquido refrigerante passa então por um dispositivo de expansão onde a sua pressão é reduzida causando uma vaporização parcial do refrigerante líquido. Como resultado é produzida uma mistura de líquido e vapor a uma temperatura e pressão baixa. A mistura líquido-vapor desloca-se então através da serpentina do evaporador, vaporizando completamente, resfriando o ar que a atravessa, o qual é impulsionado através da serpentina por um ventilador. O refrigerante, no estado de vapor, volta então ao compressor para completar o ciclo termodinâmico (ASHRAE, 2009).

A descrição anteriormente indicada é baseada em um ciclo de compressão de vapor padrão, o qual nunca ocorre na realidade. Na prática, devem ser considerados outros efeitos reais como a perda de pressão dentro do sistema devido ao atrito, uma ligeira irreversibilidade termodinâmica durante a compressão e o refrigerante não comportar-se como um gás ideal (Trondheim e Pettersen, 1992). Na verdade, em função da mistura com o óleo de lubrificação, o próprio refrigerante não se comporta como uma substância pura. A representação esquemática desses componentes em um

circuito básico é apresentada na Fig. 2.1. Nessas figuras Q_H e Q_L são as quantidades de energia dissipada e retirada nas fontes quente e fria, respectivamente e W_{in} é o trabalho fornecido ao compressor.

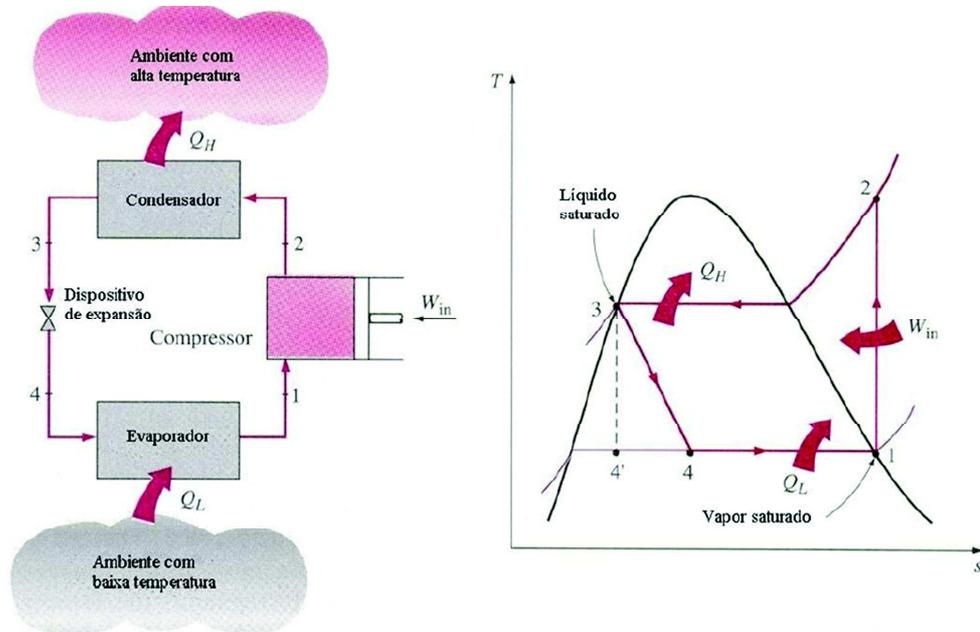


Figura 2.1: Esquema e diagrama T-S do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.

Fonte: Adaptado de Çengel e Boles (1998).

Segundo a ASHRAE(2009), a análise do ciclo padrão pode ser realizada aplicando a equação da conservação da energia em um sistema aberto, operando em regime permanente para um escoamento unidimensional com uma entrada e uma saída, conforme a Eq. 2.1.

$$\dot{Q} - \dot{W}_c = \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz \right)_s \dot{m}_s - \left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz \right)_e \dot{m}_e \quad (2.1)$$

onde \dot{Q} é a taxa de transferência de calor, \dot{W}_c é a taxa de trabalho, \dot{m} é a taxa de massa, h é a entalpia específica, V é a velocidade de escoamento, g é a aceleração da gravidade e z é a elevação em relação a um referencial fixo. Os quatro processos principais desse ciclo são representados na Fig. 2.2, juntamente com a representação dos processos em um diagrama pressão vs. entalpia.

Cada processo que forma o ciclo deve ser analisado separadamente, aplicando as hipóteses simplificadoras correspondentes, que geralmente são: Variação de energia cinética e potencial desprezível entre a entrada e saída de cada dispositivo, perdas de pressão no escoamento

desprezível, transferência de calor no compressor desprezível e processo de expansão isentálpico. O processo de compressão 1-2 pode ser considerado como isentrópico e adiabático.

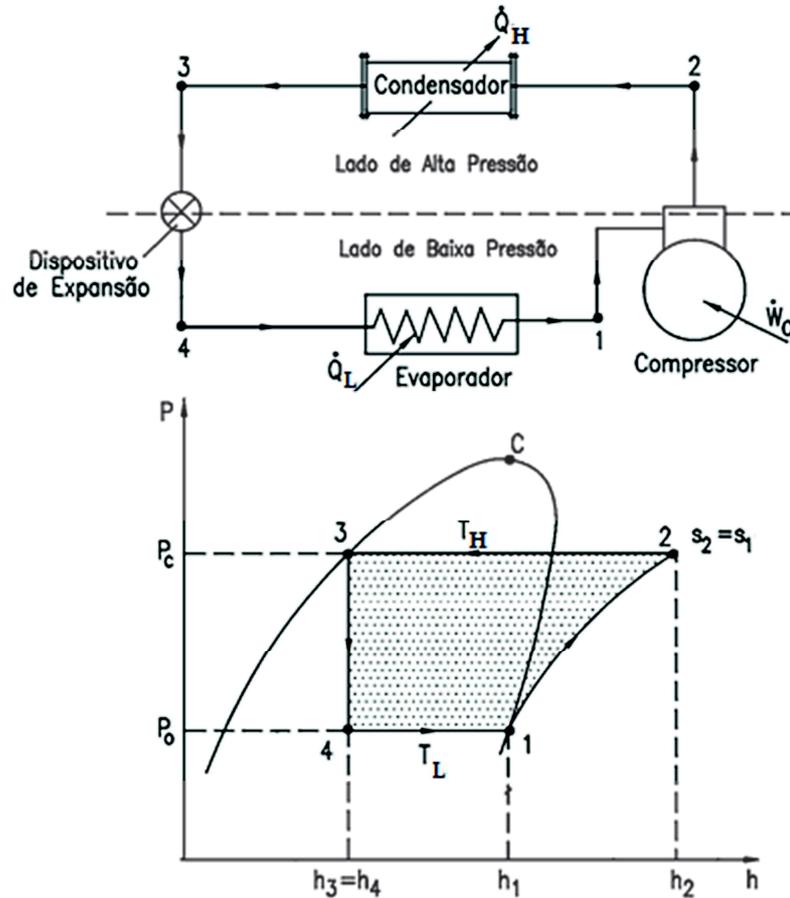


Figura 2.2: Ciclo ideal de refrigeração ou bomba de calor.

Fonte: PIRANI, 2014.

2.2.2 Condensadores

Os condensadores são os elementos do sistema de refrigeração que têm a função de dissipar o calor retirado do meio a refrigerar mais o calor fornecido ao refrigerante durante o processo de compressão.

O processo de condensação pode ser feito utilizando-se como meio de troca térmica o ar, a água ou uma mistura de ambos, através de um condensador evaporativo. O processo mais utilizado para sistemas de ar condicionado de baixa e média capacidade são os condensadores resfriados a ar com tubos aletados, tal como é apresentado na Fig. 2.3.



Figura 2.3: Condensador tipo serpentina aletada.

Fonte: SERRAFF (2014).

Considerando o balanço de energia em regime permanente e desprezando as variações de energia cinética e potencial, a taxa de calor dissipado pelo condensador pode ser determinada através da Eq.2.2.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{ref}(h_3 - h_2) \quad (2.2)$$

onde \dot{Q}_H é a taxa de calor dissipada ao ambiente, h_2 é a entalpia específica na entrada do condensador e h_3 a entalpia específica na saída de condensador. Para o fluido externo (geralmente ar ou água) ocorre um aumento de temperatura em função do calor absorvido do refrigerante, conforme a equação 2.3.

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_f cp(T_2 - T_3) \quad (2.3)$$

2.2.3 Evaporadores

O evaporador é o elemento responsável pela transferência de calor do meio a refrigerar. É um dispositivo dentro do qual ocorre a vaporização de um refrigerante com o objetivo de extrair calor do meio circundante. É o agente direto de resfriamento, constituindo a interface entre o ambiente e o circuito de refrigeração.

Os evaporadores podem ser classificados de diversas formas, dependendo do processo de transferência de calor ou do escoamento do refrigerante ou ainda em função da condição da superfície de troca térmica. Podem ser de convecção forçada ou natural. No tipo convecção forçada,

um ventilador ou bomba é utilizado para circular o fluido que está sendo resfriado, fazendo-o escoar sobre a superfície de troca térmica transferindo calor para o refrigerante que será vaporizado.

No tipo convecção natural, o fluido que está sendo resfriado escoar devido às diferenças de massa específica ocasionadas pelas diferenças de temperatura entre as correntes fria e quente (Incropera, 1998). Considerando um processo em regime permanente e desprezando as variações de energia cinética e potencial, a capacidade do evaporador é definida através da Eq.2.4.

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{Re_f}(h_1 - h_4) \quad (2.4)$$

onde \dot{Q}_L é a capacidade do evaporador ou taxa de calor removido do ambiente, h_1 é a entalpia na saída do evaporador e h_4 é a entalpia na entrada.

2.3 BOMBA DE CALOR

Bomba de calor é um dispositivo que tem por finalidade transferir o calor de uma fonte fria para uma fonte quente. No caso de condicionamento de ar ambiente são mais utilizadas em regiões de clima frio, principalmente durante o inverno. Nessas áreas, estes equipamentos podem atender diversas necessidades tal como aquecimento de prédios residenciais, comerciais e na indústria, sendo menos competitivos em aplicações onde a carga térmica de aquecimento é muito grande e a carga de resfriamento é pequena.

Quando a bomba de calor é usada para aquecimento, ela emprega o mesmo ciclo de refrigeração, mas no sentido contrário, liberando calor no espaço condicionado ao invés de fazê-lo no ambiente externo. Neste caso, bombas de calor geralmente extraem calor do ambiente externo mais frio ou do solo.

Quanto maior a diferença de temperatura, maior a diferença de pressão necessária e, conseqüentemente, maior a energia requerida para comprimir o refrigerante. Portanto, como em todas as bombas de calor, o coeficiente de performance, decresce com o aumento da diferença de temperatura.

2.3.1 Coeficiente de performance

O desempenho de um ciclo de refrigeração ou bomba de calor é medida através do *COP* (coeficiente de performance), que é definido como a razão entre o efeito desejado e a taxa de trabalho fornecida ao ciclo. Para o caso de um ciclo de refrigeração, o *COP* é dado pela Eq. 2.5.

$$COP_R = \frac{\text{Taxa de calor removida}}{\text{Taxa de trabalho fornecida}} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_c} \quad (2.5)$$

Para o caso do ciclo de bomba de calor, muda o efeito desejado e dessa forma o COP é dado pela Eq. 2.6.

$$COP_{BC} = \frac{\text{Taxa de calor rejeitado}}{\text{Taxa de trabalho fornecida}} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_c} \quad (2.6)$$

Como a taxa de calor rejeitada no condensador é a soma da taxa de calor absorvida no evaporador mais a taxa de trabalho de compressão, conforme dado pela Eq. 2.7

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_c \quad (2.7)$$

Substituindo essa equação na Eq. 2.6

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}_c} = \frac{\dot{Q}_L + \dot{W}_c}{\dot{W}_c} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_c} + 1 = COP_R + 1 \quad (2.8)$$

Assim, a Eq. 2.8 mostra que o COP de uma bomba de calor é sempre uma unidade maior que o COP de um ciclo de refrigeração.

Para aparelhos condicionadores de ar tipo Split, o Inmetro classifica o equipamento de acordo com seu rendimento para facilitar a escolha do consumidor por um aparelho mais eficiente. Esta etiqueta é apresentada por classe de acordo com seu COP , nomeando de A a E sendo a classe A com melhor desempenho apresentando um COP de 3,2 e a Classe E com pior desempenho e COP de 2,39 (Inmetro, 2015).

2.4 BOMBA DE CALOR GEOTÉRMICA

O termo bomba de calor geotérmica (em inglês *Ground-Source Heat Pump* ou GSHP) descreve um sistema de bomba de calor que utiliza o solo, a água de superfície ou subterrânea, para extrair ou ceder energia na forma de calor. Foi inicialmente desenvolvida para uso residencial e mais tarde o seu uso foi expandido para aplicações comerciais (ASHRAE, 2011).

A primeira patente de uma bomba de calor geotérmica data de 1912 e foi dada para Zoelly. A utilização dessa fonte de energia vem crescendo através do mundo e já está bem representada pelo menos em nove países. Algumas dificuldades para utilizar a bomba de calor geotérmica são: A dificuldade de dimensionar corretamente o trocador de calor, escalas de tempo, homogeneidade desconhecida do solo, etc. (Spitler e Barnier, 2011).

Idealmente as bombas de calor deveriam ser utilizadas para proporcionar resfriamento e aquecimento simultaneamente (por exemplo, refrigerar um escritório e aquecer a água para chuveiros), mas muitas vezes a demanda por aquecimento e por refrigeração não é simultânea. Sendo assim, um armazenamento térmico torna-se necessário. O solo é considerado um grande reservatório térmico disponível (Kimet al., 2013).

A fim de se obter uma conexão térmica com o solo, trocadores de calor tem que ser enterrados sob a superfície. Esses trocadores de calor podem ser horizontais (*slinkies*) ou verticais (pilhas).

Slinkies geralmente são posicionados pelo menos dois metros abaixo da superfície do solo (e às vezes a uma profundidade bem maior). Suas instalações exigem grandes escavações e podem ser muito caras e complicadas. Uma alternativa para as *slinkies* são as pilhas, que são instaladas por perfuração e não por escavação. A perfuração cria um orifício com diâmetro geralmente de 400 mm e comprimento de dezenas de metros (às vezes centenas de metros) no solo, dentro do qual um tubo vertical em forma de U, com diâmetro em torno de 80 mm, é inserido. O espaço entre o tubo e o orifício é então preenchido com um material condutor (*grout*) térmico (Zheng, 2008).

Utilizando bombas de calor pode-se trabalhar com trocadores geotérmicos de duas formas, ora para ceder calor e ora para absorver calor, dependendo da aplicação desejada. Assim, o solo torna-se um reservatório térmico, como por exemplo, para fornecer calor para aquecimento de água de uso doméstico ou para o sistema de resfriamento de ar de um edifício (Wang, 2012).

Devido à grande capacidade térmica do solo, as fases de aquecimento e resfriamento podem ter semanas ou mesmo meses de intervalo. O principal problema com as GSHPs no Brasil é a ausência de uma demanda significativa para a carga de aquecimento. A principal demanda é para aquecimento de água para uso doméstico e que deveria ser armazenada acima de 60°C para evitar o desenvolvimento da *Legionella*. Nesta temperatura, as bombas de calor não são eficientes. Além disso, as cargas domésticas de água quente são mais facilmente atendidas por sistemas de energia solar (Koohi e Rosen, 2014).

2.4.1 Trocadores de calor para uso em sistemas geotérmicos

Existem vários tipos de trocadores de calor. Os mais comuns para aproveitamento do calor do solo são os trocadores de contato, ou seja, fazem a troca térmica através da condução de calor do lado externo. Podem ser horizontais ou verticais. Em termos de materiais, podem ser construídos utilizando PVC (baixa condutividade), cobre (alta condutividade) ou outros materiais, porém quanto maior a condutividade térmica do material maior é o seu custo.

O fluido de troca térmica geralmente utilizado é a água, podendo utilizar aditivos biodegradáveis para evitar a contaminação do solo em caso de vazamento (Hepbasili e Akdemir, 2004).

2.4.2 Sistemas geotérmicos verticais

O sistema vertical de GSHP consiste tipicamente em uma configuração de um até dezenas de poços para trocar calor com o solo onde dentro destes poços estão tubulações em forma de U. Neste sistema é possível desenvolver diversas disposições dos poços, assim como diversas configurações de sistemas de bombeamento. Para estas instalações, normalmente são utilizados tubulações com diâmetros que variam de 19 a 38 mm e cada poço geralmente têm de 30 a 90 m de profundidade, sendo que o diâmetro do poço varia de 76 a 127 mm e é preenchido com material que previne a contaminação da água (Chiasson, 1999).

Os sistemas verticais, além de não precisarem de grandes áreas para a instalação, têm outras vantagens, tais como: Maior estabilidade da troca de calor, possibilidade de troca de calor com águas subterrâneas e maior adaptabilidade (Khan, 2004). Contudo, é preciso contratar empresas especializadas para realizar a perfuração.

No início dos estudos da tecnologia do sistema GSHP, o dimensionamento dos trocadores de calor com o solo foi feito por meio de uma “regra de ouro”, ou seja, 76,2 m (250 pés) de comprimento de tubo por poço, para cada TR (tonelada de refrigeração, igual a 3,516 kW) de carga térmica de aquecimento ou resfriamento.

Com o passar do tempo, foram realizados diversos estudos de caso e começou-se a utilizar estimativas melhores para a condutividade térmica da formação geológica, fazendo com que esta regra fosse modificada. Hoje se sabe que esta regra de ouro pode ser bem sucedida em pequenas aplicações ou residências, mas em aplicações de grande porte como em edifícios comerciais ou institucionais, esta regra não teve sucesso, pois o dimensionamento do trocador de calor com o solo

não atendeu às cargas do projeto após os primeiros anos de operação e os custos iniciais foram maiores do que os sistemas convencionais (Khan, 2004).

Em locais onde o clima é mais quente geralmente a carga térmica dominante é de resfriamento, de forma que neste sistema incidirá maior rejeição do que extração de calor no solo. Este desequilíbrio na carga térmica provoca o aumento do tamanho do trocador de calor com o solo e, conseqüentemente, o aumento do custo inicial. Diante deste fato, intensificaram-se as pesquisas em sistemas híbridos, isso é, dois ou mais sistemas que trabalham juntos, composto de uma fonte de calor qualquer mais a fonte geotérmica, conforme Cullin e Spitler (2010).

A adição de um elemento para complementar a rejeição de calor neste tipo de sistema serviu para equilibrar a carga no solo e, desta maneira, reduzir o tamanho do trocador de calor. Este elemento pode ser uma torre de resfriamento ou lagoa. Em algumas aplicações, o excesso de calor pode ser utilizado para aquecer a água para usos domésticos, lavagem de carros e sistemas de aquecimento de lajes ou paredes. Na Fig. 2.4 é apresentado um sistema de trocador helicoidal vertical. Hellström (1991), estudou trocadores geotérmicos verticais do tipo U, sendo um trocador de baixo custo de construção mas ainda representando um custo alto de perfuração. Através do estudo foi sugerido que a resistência térmica do orifício poderia ser calculada conforme a Eq. 2.9.

$$R_b = \frac{T_f - T_b}{\dot{Q}} \quad (2.9)$$

onde R_b é resistência térmica do orifício, T_f é a temperatura média do fluido, T_b é a temperatura da parede do orifício e \dot{Q} é a taxa de injeção ou extração de calor.

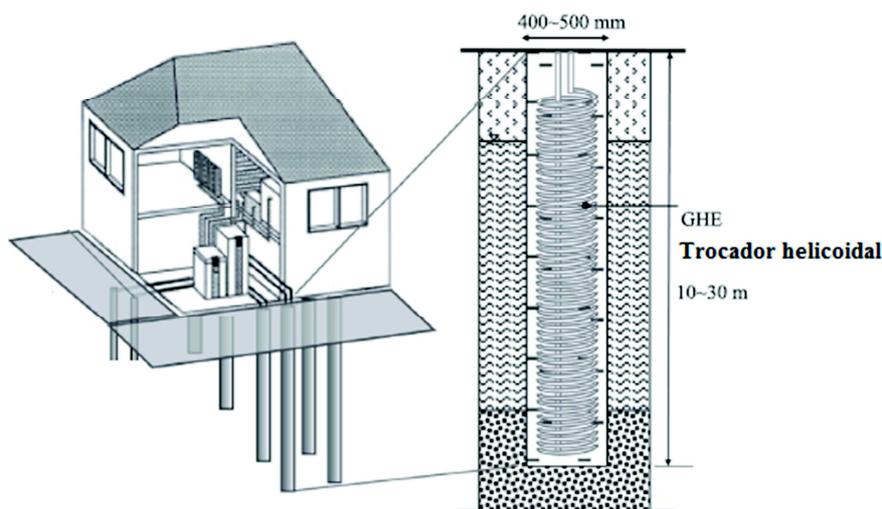


Figura 2.4: Esquema de um trocador vertical de calor helicoidal

Fonte: Go, G. H. (2014).

Observou-se neste estudo que a resistência térmica, R_b , depende fortemente do tamanho e forma do orifício e também do solo, pela presença de águas subterrâneas e ou rochas. Esta relação é importante para o dimensionamento correto do trocador, já que uma das dificuldades que se tem é achar a correta condutividade térmica do solo, principalmente devido às variações com a profundidade (compactação), tipo de solo e umidade (Acuña e Björn, 2010).

2.4.3 Sistemas geotérmicos horizontais

No caso de bombas de calor geotérmicas horizontais, não é preciso realizar grandes perfurações, pois a configuração típica consiste em uma série de arranjos de tubos paralelos dispostos em valas ou trincheiras cavadas a profundidades entre 0,9 a 2 m. Dessa maneira, o custo da instalação é menor. Contudo, é preciso dispor de grandes áreas para que o sistema troque calor adequadamente. Para reduzir a área a ser escavada é possível utilizar o tipo *slinky*, ou seja, enrolar a tubulação para aumentar o comprimento total, conforme observado na Fig. 2.5.

Tipicamente, os diâmetros dos tubos vão de 19 até 38 mm e, dependendo das características do solo e condições climáticas, tem-se de 122 até 183 m de comprimento de tubo por TR de aquecimento ou de refrigeração. No sistema horizontal, as características térmicas são similares ao sistema vertical. Contudo, o sistema horizontal é mais afetado pela flutuação da temperatura do ar acima do nível do solo e o clima. Isto pode resultar em maiores flutuações de temperatura no circuito e interferir no desempenho do sistema da bomba de calor (Khan, 2004).

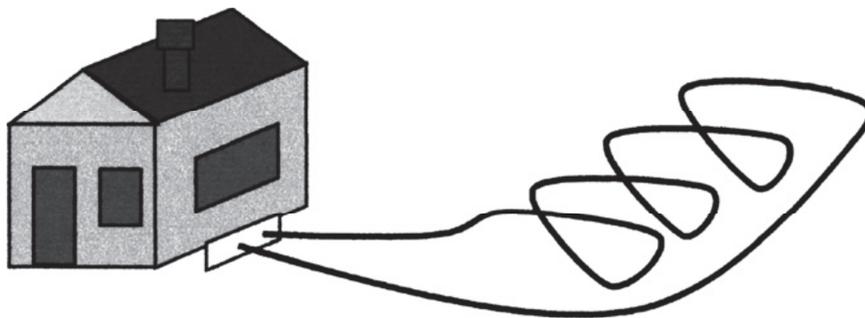


Figura 2.5: Trocadores de calor geotérmicos horizontais.

Fonte: Florides e Kalogirou (2007).

Pesquisa realizada por Spitler et. al. (2010) apresenta o sistema de bomba de calor horizontal com os poços instalados juntos da fundação de um edifício residencial e que se mostra uma

alternativa mais viável do ponto de vista econômico. Em algumas pesquisas, o sistema horizontal é estudado como complemento da rejeição de calor para sistemas de poços verticais.

As pesquisas sobre o sistema horizontal têm recebido menos atenção do que o vertical devido ao fato de que os sistemas verticais ocupam menos área, reduzindo o custo de instalação para projetos de grande porte. Deve-se ressaltar que, para os sistemas horizontais, o reconhecimento e caracterização do tipo de solo são mais simples, permitindo um dimensionamento mais preciso das bombas de calor horizontais (Chiasson, 1999).

2.4.4 Trocador de calor tipo helicoidal

O trocador de calor helicoidal é um dos trocadores de calor mais utilizados para aplicações de bombas de calor geotérmicas, tanto tipos verticais quanto horizontais. Devido ao formato helicoidal, o comprimento total do tubo é maior que o dobro do comprimento do trocador. Esse fato faz com que o comprimento do trocador seja menor que um trocador de tubo reto com capacidade similar e, ao concentrar os tubos em um menor comprimento, a eficiência de transferência de calor também é maior quando comparada aos demais tipos de trocadores utilizados nessa aplicação.

Um detalhe desse trocador é apresentado na Fig. 2.6, onde o tubo de retorno está localizado no centro da serpentina. Os parâmetros mais importantes que definem esse tipo de trocador são a sua altura H , o raio da espira, r_o , e o passo da espira, p , apresentados na Fig.2.7.



Figura 2.6: Formato real de um trocador de calor do tipo helicoidal

Fonte: Vu (2013).

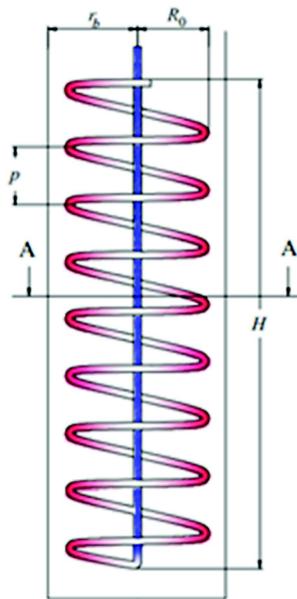


Figura 2.7: Parâmetros geométricos que configuram um trocador de calor helicoidal.

Fonte: Vu (2013).

Para trocadores de calor tubulares não aletados, o coeficiente global de transferência de calor, U , pode ser calculado conforme a Eq. 2.10, desprezando-se as resistências de incrustação, tanto internas quanto externas.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_e/D_i)}{2\pi k_p L} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (2.10)$$

onde A é a área de transferência de calor, h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, D é o diâmetro, k_p é a condutividade térmica do material do tubo e L é o comprimento do tubo reto do trocador de calor. Nessa equação, os índices “ i ” e “ e ” referem-se às condições internas e externas, respectivamente.

Para o caso específico de um trocador de calor enterrado no solo, o termo da resistência térmica por convecção no lado externo inexistente, uma vez que o processo se dá unicamente por condução de calor.

A taxa de transferência de calor do trocador, \dot{Q} , pode ser calculada conforme a Eq. 2.11.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_m \quad (2.11)$$

onde ΔT_m é a diferença de temperatura média apropriada.

2.5 MODELO DE COMPORTAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR HELICOIDAIS

Nessa seção serão abordados os principais elementos que caracterizam as resistências térmicas envolvidas no processo de transferência de calor dos trocadores helicoidais o do seu entorno, segundo a metodologia apresentada por Vu (2013).

2.5.1 Resistências térmicas

Segundo Lamarche (2010), a resistência térmica total, R_b , é definida como a resistência térmica total entre o fluido e a parede do furo. O autor também utilizou um modelo para cálculo de resistências, igual ao modelo utilizado por Hellström (1991), representado na Eq.2.9.

Em um modelo de trocador de calor geotérmico convencional, R_b é a soma de três diferentes componentes:

a) Resistência térmica por convecção do fluido que circula internamente no trocador de calor, R_f , dado pela Eq. 2.12.

$$R_f = \frac{1}{\pi d_i L h_i} \quad (2.12)$$

onde d_i é o diâmetro interno do tubo do trocador, L é o comprimento reto do tubo e h_i é o coeficiente de convecção no lado interno do tubo.

b) Resistência térmica do tubo, R_p , dado pela Eq. 2.13.

$$R_{Tubo} = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi L k_p} \quad (2.13)$$

onde r é o raio e, da mesma forma que na Eq. 2.10, os índices “ i ” e “ e ” referem-se às condições internas e externas, respectivamente.

c) Resistência térmica do enchimento do furo, R_{Ench} , dada pela Eq. 2.14.

$$R_{Ench} = \frac{\ln\left(\frac{r_b}{r_e}\right)}{2\pi H k_{Ench}} \quad (2.14)$$

onde r_b é o raio do furo, k_{Ench} é a condutividade térmica do material de enchimento do furo e r_e é o raio externo do tubo.

2.5.2 Variação de temperatura no orifício

A temperatura da parede do orifício, T_b , é considerada uniforme em toda a parede e pode ser estimada através de diversos modelos, destacando-se o modelo de fonte helicoidal (Park, 2012).

Nesse modelo, o trocador de calor helicoidal é considerado como uma fonte térmica finita inserida em um meio de solo homogêneo semi-infinito. A condição inicial e de fronteira são definidas como constantes. Esse modelo leva em conta os parâmetros de forma do trocador de calor, tais como o passo, o comprimento e o raio da serpentina. O aumento de temperatura na posição u e tempo t é dado pela Eq. 2.15.

$$\Delta T(u, t) = \frac{q}{4\pi k_{Ench}} \int_0^H \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{F(x, y, R_0) + (z - \chi)}}{2\sqrt{\alpha_s t}}\right)}{F(x, y, R_0) + (z - \chi)} - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{F(x, y, R_0) + (z + \chi)}}{2\sqrt{\alpha_s t}}\right)}{F(x, y, R_0) + (z + \chi)} d\chi \quad (2.15)$$

onde erfc é a função erro complementar e seu argumento é dado pela Eq. 2.16.

$$F(x, y, R_0) = x^2 + y^2 + R_0^2 - 2xR_0 \cos(\omega\chi) - 2yR_0 \operatorname{sen}(\omega\chi) \quad (2.16)$$

A função erro complementar, $\operatorname{erfc}\xi$, é definida como $\operatorname{erfc}\xi \equiv 1 - \operatorname{erf}\xi$, chamada de função erro de Gauss. A função erro é determinada através da Eq. 2.17.

$$\operatorname{erf}(z) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^z e^{-u^2} du \quad (2.17)$$

O número de “ondas”, ω , é dado pela Eq. 2.18.

$$\omega = \frac{2\pi N}{H} = \frac{2\pi}{p} \quad (2.18)$$

Nessas equações, k_{Ench} é a condutividade térmica do enchimento/solo, x e y são coordenadas do ponto de cálculo, z é a profundidade do ponto de cálculo a partir do topo do trocador de calor, R_0 é o raio da serpentina, α_s é a difusividade térmica do solo, t é o tempo, N é o número de voltas do trocador, p é o passo da serpentina e χ é a variável de integração.

2.5.3 Modelo do diâmetro equivalente para trocadores helicoidais

Nesse modelo, desenvolvido por Park (2012), resultados numéricos foram usados para fornecer os fatores de forma para trocadores de calor helicoidais para os três valores de passo mais utilizados. O diâmetro equivalente, D_{eq} , é estimado pela Eq. 2.19.

$$D_{eq} = 2\beta d_{oh} \quad (2.19)$$

onde β é o fator de ajuste, apresentado na Tab. 2.1 e d_{oh} é o diâmetro externo da helicoide do trocador.

Tabela 2.1: Fatores de ajustes para trocadores de calor helicoidais com diferentes passos.

Passo (cm)	β
6,80	1,08
10,30	0,94
19,00	0,76

A resistência térmica do enchimento para um trocador de calor helicoidal, considerando o diâmetro equivalente, é então calculada pela Eq. 2.20.

$$R_{Ench} = \frac{\ln\left(\frac{D_b}{D_{eq}}\right)}{2\pi H k_{Ench}} \quad (2.20)$$

onde D_b é o diâmetro do orifício e H é a altura do trocador.

2.5.4 Escoamento interno no trocador helicoidal

O coeficiente de convecção interna do fluido de trabalho é dada pela Eq. 2.21, onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção.

$$h_i = \frac{k_f}{d_i} Nu_s \quad (2.21)$$

onde k_f é a condutividade térmica do fluido, d_i é o diâmetro interno do tubo e Nu é o número de Nusselt, para o caso de $3.000 < Re < 5 \times 10^6$, pode ser utilizada a correlação de Gnielinski (1976), dado pela Eq. 2.22.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (2.22)$$

sendo Re o número de Reynolds, fornecido pela Eq. 2.23, Pr o número de Prandtl dado pela Eq. 2.24 e f é o fator de atrito, dado pela Eq. 2.25.

$$Re = \frac{Vd_i\rho}{\mu} \quad (2.23)$$

$$Pr = \frac{c_p\mu}{k_f} \quad (2.24)$$

$$f = (0,7904 \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (2.25)$$

onde V é a velocidade média do fluido, ρ a massa específica, μ a viscosidade dinâmica e c_p o calor específico médio do fluido.

Para trocadores de calor helicoidais, o número de Nusselt é corrigido em função das características da serpentina, conforme Manet al. (2011), de acordo com a Eq. 2.26.

$$Nu_s = Nu \left(1 + 10,3 \left(\frac{D_e}{R_0} \right)^3 \right) \quad (2.26)$$

onde D_e é o diâmetro externo do tubo e R_0 é o raio da serpentina do trocador.

Resistência térmica do solo em função do tempo

A resistência térmica do solo pode ser calculada de acordo com a Eq. 2.27.

$$R_s = \frac{T_b - T_0}{\dot{Q}} \quad (2.27)$$

onde \dot{Q} é taxa de calor por comprimento do trocador, T_0 é a temperatura não perturbada do solo e T_b é a temperatura na parede do orifício.

Utilizando as Eq. 2.15 e 2.27, essa resistência pode ser calculada conforme a Eq. 2.28.

$$R_s = \frac{1}{4\pi k_s} \int_0^H \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{F(x,y,R_0)} + (z-\chi)}{2\sqrt{\alpha_s t}}\right)}{F(x,y,R_0) + (z-\chi)} - \frac{\operatorname{erfc}\left(\frac{\sqrt{F(x,y,R_0)} + (z+\chi)}{2\sqrt{\alpha_s t}}\right)}{F(x,y,R_0) + (z+\chi)} d\chi \quad (2.28)$$

2.6 COMPORTAMENTO DO FLUXO DE CALOR NO SOLO

O solo é uma fonte de energia de grande potencial, pois a radiação emitida pelo Sol é parcialmente absorvida pelo solo e pouco dissipada e o saldo dessa radiação na superfície terrestre é destinado, basicamente, a três processos físicos, dentre os quais dois estão associados à temperatura: fluxo convectivo de calor sensível (em função da temperatura do ar) e o fluxo de calor por condução no solo (temperatura do solo).

O regime térmico de um solo é determinado pelo aquecimento da superfície pela radiação solar e transporte, por condução de calor sensível para seu interior.

Durante o dia, a superfície se aquece, gerando um fluxo de calor para o interior. À noite, o resfriamento da superfície, por emissão de radiação terrestre (ondas longas), inverte o sentido do fluxo, que agora passa a ser do interior do solo para a superfície (Zheng, 2008), conforme mostrado na Fig. 2.8.

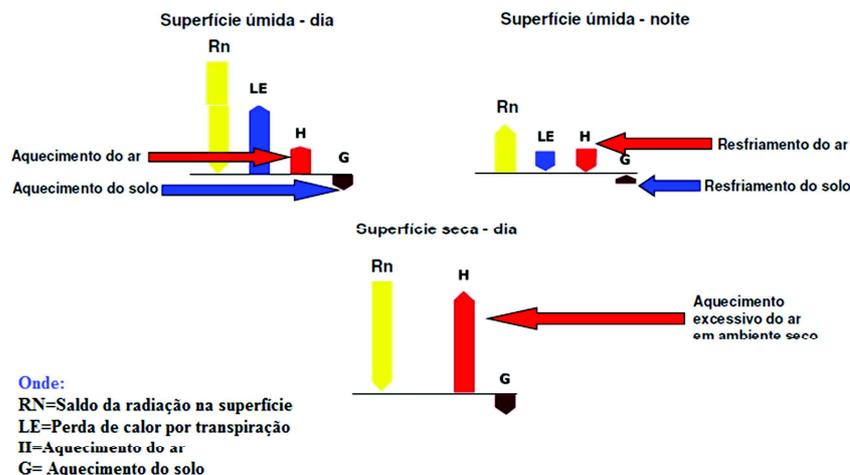


Figura 2.8: Comportamento do solo com a radiação solar.

Fonte: Adaptado de SENTELHAS (2014).

A variação da temperatura do solo em função da profundidade (espacial) e ao longo do dia (temporal) é estudada a partir da elaboração dos perfis de variação da temperatura, denominados de tautócronas, como mostrado na Fig.2.9. Observa-se que neste estudo o solo começou a apresentar estabilidade térmica a partir de uma profundidade aproximada de 35 cm.

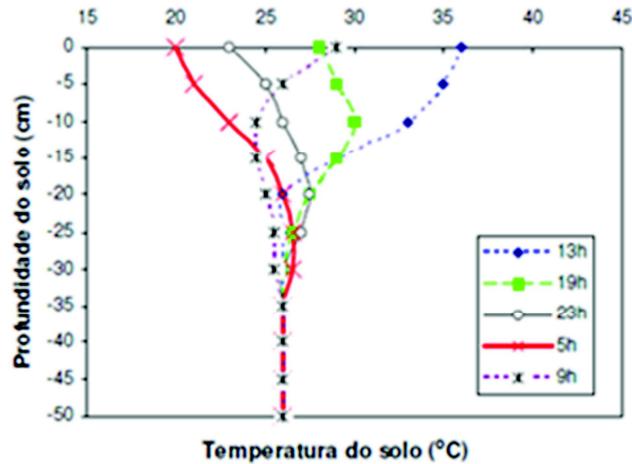


Figura 2.9: Perfis de variação da temperatura em função da profundidade ao longo do tempo (Tautócronas).

Fonte: Sentelhas e Angelocci (2014).

Fatores que determinam a temperatura do solo e o fluxo de calor no solo dependem basicamente da sua condutividade térmica, de seu calor específico e de sua emissividade, os quais por sua vez dependem do tipo do solo. Além disso, essa variação é afetada pela interação com outros fatores, descritos a seguir.

Fatores Externos

Relacionados aos elementos meteorológicos: Irradiância solar, temperatura do ar, nebulosidade, chuva e vento.

Fatores Intrínsecos

Relacionados ao tipo de solo, ao relevo e ao tipo de cobertura do terreno. Existem vários tipos de solo, mas podem-se destacar dois tipos, o arenoso e o argiloso. O tipo de solo está relacionado à textura, estrutura e teor de matéria orgânica do solo. Solos arenosos tendem a apresentar maiores amplitudes térmicas diárias nas camadas superficiais e menores na profundidade. Isso ocorre pelo fato dos solos arenosos terem maior porosidade, havendo um menor

contato entre as partículas do solo, dificultando assim o processo de condução. Os solos argilosos, por sua vez, apresentam maior eficiência na condução de calor, tendo menor amplitude térmica diária (Sentelhas, 2014).

Na variação horária da temperatura de um solo arenoso e de outro argiloso é observada a menor amplitude diária no solo argiloso, o que se deve ao fato deste solo ser mais eficiente em transportar calor para seu interior (Kim, 2013).

Ao longo do dia ocorre uma variação temporal e espacial da temperatura do solo variando com a profundidade. Nas camadas mais superficiais, varia de acordo com a incidência de radiação solar, apresentando o valor máximo entre 12 e 14h. Em profundidades maiores, as máximas tendem a ocorrer mais tarde, assim como as mínimas (Rybach, 2005).

A variação anual também segue a disponibilidade de energia na superfície, com valores máximos no verão e mínimos no inverno. Em profundidade, ocorre um pequeno atraso nos valores máximos e mínimos. A Fig.2.10 ilustra a variação anual da temperatura do solo para duas profundidades diferentes. Observa-se que no verão a temperatura média mensal é maior na superfície, já no inverno isso se inverte.

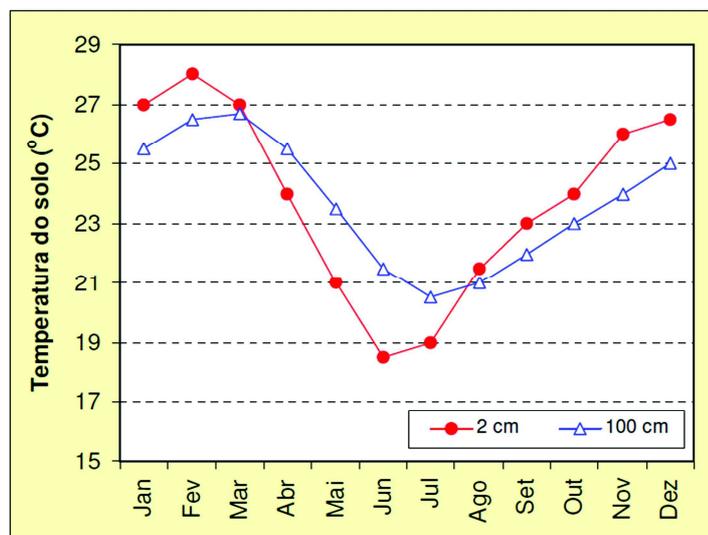


Figura. 2.10: Variação anual da temperatura do solo em duas profundidades.

Fonte: Fonte: Sentelhas e Angelocci (2014).

Através de alguns estudos realizados por Sentelhas e Angelocci (2014) foi desenvolvido, com objetivos agrônômicos, uma correlação para a estimativa da temperatura média mensal do solo.

A estimativa, caso não se disponha de dados para determiná-la, pode ser feita por meio da relação da temperatura do solo com a temperatura do ar, conforme descrito na Eq. 2.29.

$$T_{s,i} = a + bT_{ar} \quad (2.29)$$

onde $T_{s,i}$ é a temperatura do solo na profundidade i , a e b são constantes do solo e T_{ar} é a temperatura do ar. Na Tab. 2.2 são apresentados os valores dos coeficientes para um solo do tipo Latossolo Roxo desnudo, conforme Sentelhas e Angelocci(2014).

Tabela 2.2: Coeficientes para a estimativa da temperatura do solo com a variação da profundidade.

Profundidade i (cm)	a	b
2	-4,56	1,38
5	-3,61	1,33
10	-2,59	1,28
20	-1,7	1,22
40	0,62	1,12
100	7,27	0,81

Fonte: Sentelhas e Angelocci(2014).

Existem alguns estudos que demonstram a variação e saturação da temperatura do solo com a utilização das bombas de calor, porém cada região possui a sua particularidade devendo ter sua análise pontual.

Fannou (2014) realizou um estudo, em Montreal, no início da primavera de 2013, no período de 3 de abril a 2 de maio.

Foram perfurados três poços com profundidade de 30m cada um, contendo uma bomba de calor geotérmica tendo como fluido o refrigerante R-22. Segundo esse estudo, a variação média de temperatura do solo a 30 m em um período de trinta dias de funcionamento de uma bomba de calor geotérmica variou em 1,1°C, onde a temperatura inicial do solo era de 14,6°C e a temperatura final de 13,5°C para 300h de operação, o que representa 7,5% de decréscimo na temperatura do solo pela sua saturação.

A taxa de extração média de calor determinada nesse estudo foi de 5,24 kW e a variação do COP foi de 2,70 a 3,44. A eficiência energética das bombas de calor geotérmicas nesse trabalho, comparadas ao gasto energético elétrico para desenvolver o mesmo processo de resfriamento, foi uma economia energética de 70%.

O estudo feito por Phetteplace (2007) nos Estados Unidos apresenta o registro da temperatura do solo em função do tempo. Por meio destes dados é possível verificar que para profundidades entre 9,5 a 55,2 m não ocorreu variação significativa da temperatura. Já para 1,8 m

de profundidade houve uma pequena variação na temperatura do solo durante o ano (entre 18°C a 25°C), sendo que a média foi de 20°C.

2.6.1 Caracterização de Solo

Cada região tem uma característica climática e ambiental diferenciada, com isso se faz necessário um estudo de solo para cada uma delas. Um dado muito importante para o estudo do comportamento do calor no solo é a condutividade térmica do solo local. Recentemente um estudo feito pelo ITT Performance (Instituto Tecnológico em Desempenho da Construção Civil) da Unisinos apresentou uma análise de caracterização de solo, apontando o tipo de solo característico da região. Pontualmente, a amostra foi retirada da parte mais alta do campus da Universidade, em São Leopoldo.

Os dados encontrados caracterizam o tipo de solo e estão apresentados no ANEXO A apontando uma mistura de 59,45% de areia, 38,03% de silte e 2,33% de argila. Através deste resultado e comparando no gráfico triangular mostrado no ANEXO B pode-se concluir que este solo é caracterizado como de Areia Siltosa.

A umidade da amostra foi obtida através de três métodos: Método da Frigideira, Método de Speedy e o Método da Estufa. Mesmo que nos três métodos os resultados tenham sido semelhantes, o método mais indicado para precisão é o Método da Estufa, sendo que a umidade média neste método foi de 17,29%.

Outros estudos visam à determinação da condutividade térmica como, por exemplo, ASHRAE (2002), que apresenta uma análise de solo onde um foi efetuado um furo com 30 m de profundidade e analisadas as camadas do solo durante a perfuração. Foram encontrados diferentes resultados de condutividade térmica indicando que em um mesmo local pode existir um determinado tipo de solo dividido em camadas onde existem diferentes tipos de materiais com características de condutividade térmica diferentes. Esses resultados são apresentados na Tab. 2.3e quanto às diferentes condutividades térmicas, foi utilizado a média entre todas as medidas para fins de cálculo.

Tabela 2.3: Análise da condutividade em camadas do solo perfurado.

Profundidade, m	Textura	Consolidação	Condutividade térmica (k_{solo}), W/(m K)		
			Min.	Máx.	Média
0	Calçada			-	-
0-1	Camada arenosa	Mista, baixa	1,11	1,25	1,2
1-4	Areia de grão fino, conchas	Baixa	0,58	1,75	1
4-6	Turfoso e argiloso	Média	0,9	1,32	0,8
6-13	Areia fina, argila siltosa com matéria orgânica	Média	-	-	1,3
13-16	Areia grossa média com cascalho fino	Média	1,73	5,02	2,4
16-18	Areia grossa média com cascalho fino	Média	1,73	5,02	2,4
18-27	Areia grossa média com cascalho grosso médio	Em camadas, alta	1,73	5,02	2,4
27-29	Areia fina, textura argilosa	Média	1,34	4,8	1,8
29-30	Areia grossa média com cascalho fino	Alta	1,73	5,02	2,4
30-31	Areia fina com lentes de argila e silte	Média	1,34	4,8	1,8
31-35	Areia grossa média	Alta	1,73	5,02	2,4
Média total			1,19	3,4	1,88

Fonte: ASHRAE, 2002

A Protolab (2015) - (Laboratório de Propriedades Físicas e Prototipação) tem publicado em seu site ensaios com diversos materiais onde apresenta também uma condutividade térmica média do solo de 1,39 W/(mK).

Segundo Mitchell (1993), a condutividade térmica é a propriedade essencial que controla o fluxo de calor. O uso do termo condutividade térmica é bem empregado, pois a condução de calor em condições normais ocorre essencialmente por condução.

Valores de condutividade térmica para vários materiais estão listados na Tab. 2.4. A faixa de valores de condutividade térmica para solos finos, tais como siltes, argilas siltosas, é de 0,25 a 2,5 W/(mK). Esta faixa de variação é para solos saturados. Em se tratando de solos não saturados estes valores podem ser bem mais baixos.

Tabela 2.4: Propriedade térmica de materiais.

Condutividade térmica	
Material	W/(mK)
Ar	0,024
Água	0,6
Valores médios de solos	0,25-2,9 (~1,7)
Matéria orgânica	0,25

Fonte: Adaptado de Mitchell (1993).

Como a condutividade térmica da parte mineral do solo é, em média, igual a 1,7 W/(mK) e a condutividade térmica das fases água e ar são de 0,6 e 0,024 W/(mK), respectivamente, o calor se transfere principalmente através das partículas sólidas devido à condutividade térmica da água ser maior do que a do ar. Assim, um solo úmido tem uma condutividade térmica maior do que um solo seco.

3 METODOLOGIA

A fim de atender o objetivo deste trabalho foi construída uma bancada para o estudo do comportamento de um trocador de calor água/solo e das características do solo em ceder e receber calor.

A bancada foi instalada junto ao ITT Performance da Unisinos, tanto em função da disponibilidade de espaço físico como também em função dos estudos de caracterização do solo já realizados nesse local. O local externo para a perfuração do solo possibilitou a execução de um orifício cujas dimensões são: profundidade de 3 m e diâmetro de 0,3 m, definidas a partir da disponibilidade de equipamentos para sua execução e do baixo custo de perfuração.

O trocador de calor do tipo helicoidal foi construído com tubo de cobre e enterrado no solo.

O fluido de trabalho é água, bombeada para o trocador de calor com uma bomba centrífuga com rotação variável. A vazão de água é medida através de um sensor eletromagnético. A água é bombeada para o trocador de calor, desde um reservatório térmico aquecido por uma resistência elétrica, através de mangueiras, retornando fluido ao reservatório, formando um circuito fechado.

Foram instalados sensores de temperatura em diversos pontos do trocador de calor para o monitoramento das condições de entrada e saída da água, onde as temperaturas de entrada e saída serão as mais importantes para fins de cálculos.

Também foram inseridas sondas para a medição da distribuição da temperatura do solo. Após cada ensaio, os dados são coletados e tratados para a elaboração de informações gráficas e numéricas.

3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada experimental, esquematizada na Fig. 3.1, é composta basicamente de um reservatório térmico com aquecedor elétrico, um trocador de calor geotérmico com tubos de cobre, uma bomba centrífuga acionada com motor de corrente contínua, com velocidade variável para a circulação do fluido de trabalho (água). As medições de temperatura são realizadas através de sensores tipo PT 100 quatro fios e calibrados, posicionados na entrada e na saída do trocador de calor e em dois pontos intermediários, fixados na sua superfície externa através de um adesivo condutor de calor. A vazão de água é monitorada através de um medidor eletromagnético, marca Danfoss, modelo MAG 5000, com saída entre 4 a 20 mA.

As medições dos sinais elétricos de cada sensor serão feitas com um sistema de aquisição de dados, composto de um multímetro com multiplexador, marca Agilent, modelo 34970A,

controladas com o Software Benchlink e um computador. Os dados são lidos em intervalos de 4 minutos e armazenados para posterior análise. O desenho esquemático da bancada é mostrado na Fig. 3.1.

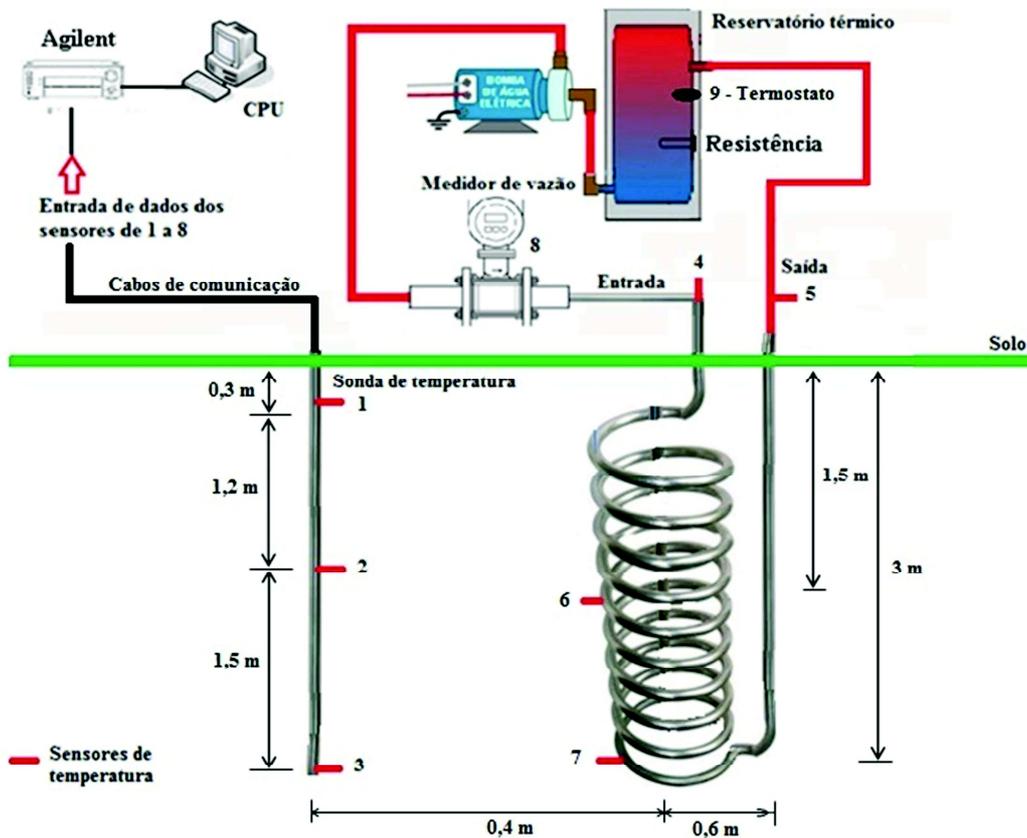


Figura 3.1: Desenho esquemático do sistema de monitoramento das temperaturas do solo e do trocador de calor.

Adicionalmente são medidas as temperaturas do solo em três profundidades (0,3, 1,5 e 3 m), também com sensores tipo PT 100a quatro fios. Esses sensores são encapsulados com tubos de cobre de 6 mm e colocados em um suporte feito em tubo de PVC, que é enterrado verticalmente no solo. Essas medidas também são controladas pelo mesmo sistema de aquisição de dados.

3.1.1 Confeção do trocador de calor

O trocador de calor do tipo helicoidal foi construído com um tubo de cobre flexível de 30 m de comprimento e diâmetros externo e interno de 9,52 e 7,92 mm, respectivamente. Para a dobra do tubo, foi desenvolvida uma matriz do tipo panela, de 275 mm de diâmetro interno para formar a helicóide, enrolando as espiras na parte interna da panela manualmente, uma a uma. Após a conformação, foram construídos espaçadores com 90 mm de comprimento em chapa de MDF com 6mm de espessura para garantir o distanciamento uniforme entre as helicóides, conforme mostrado na Fig. 3.2. Por fim, o trocador de calor ficou com 30 helicóides espaçadas em 100 mm formando um comprimento total de 3 metros, diâmetro externo de 270 mm e diâmetro interno de 251 mm. As dimensões são detalhadas na Tab. 3.1.

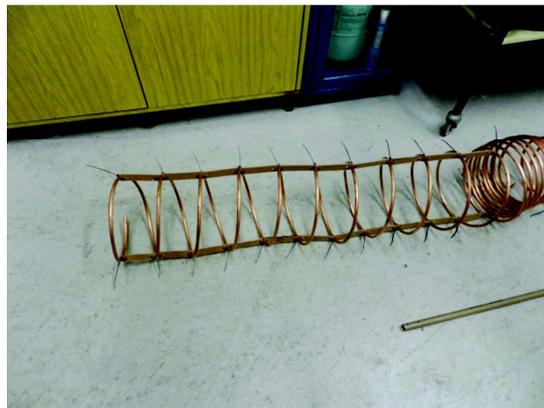


Figura 3.2: Detalhe da confecção do trocador helicoidal com espaçadores.

Tabela 3.1: Dados de descrição do trocador de calor.

Descrição	Valores
Diâmetro externo do tubo	9,52 mm
Diâmetro interno do tubo	7,92 mm
Diâmetro externo da helicóide	270 mm
Diâmetro interno da helicóide	250,96 mm
Comprimento da helicóide	3 m
Comprimento do tubo de cobre reto	30 m
Nº de espaçadores de 10 cm	28
Total de helicóides	30
Distância entre o centro do trocador e a sonda (com três pontos de medição 0,3 – 1,5 – 3 m de profundidade)	400 mm
Distância entre o centro do trocador e o tubo de saída	600 mm

3.1.2 Perfuração

O orifício para a colocação do trocador de calor foi feito com uma perfuratriz manual com broca de 0,3 m e extensor de 4 m, conforme mostrado na Fig. 3.3.



Figura 3.3: Perfuratriz manual utilizada para perfuração do solo.

Foram perfurados três orifícios, com 3 m de profundidade cada um, sendo dois para a inserção do trocador de calor helicoidal e um para inserir a sonda de temperatura, como mostrado na Fig. 3.4.



Figura 3.4: Perfuração com 0,3 m de diâmetro e 3 m de profundidade.

3.1.3 Sensores de temperatura tipo PT 100

Foram instalados sete sensores de temperatura com utilização de quatro fios por sensor para minimizar o erro, cuja montagem é apresentada nas Fig. 3.5e 3.6, sendo três sensores para a sonda (0,3; 1,50 e 2,90 m), dois sensores para a entrada e saída do trocador de calor e dois sensores de contato para a superfície externa do trocador, um situado no comprimento médio, a 1,5m da extremidade superior e o segundo a 3m, situado na extremidade inferior.

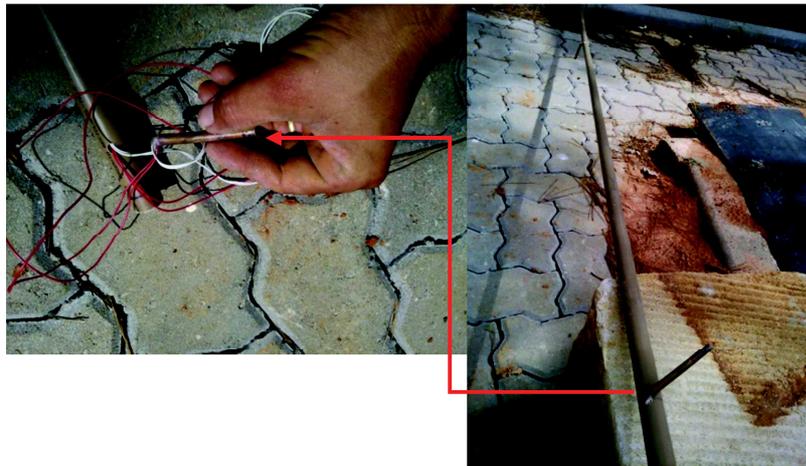


Figura 3.5: Sensores PT 100 preparados para a sonda.



Figura 3.6: Sensores PT 100 preparados para a entrada e saída do trocador.

3.1.4 Reservatório térmico

O reservatório térmico utilizado, mostrado na Fig. 3.7, é um tanque de aço inox com capacidade de 150L, que contém uma resistência interna para aquecer a água mantendo a sua

temperatura constante, controlada por um termostato, garantindo o controle e estabilidade da temperatura da água na entrada do trocador de calor.



Figura 3.7: Reservatório térmico para o controle da temperatura da água de alimentação do trocador de calor.

3.1.5 Sala de controle

Foi utilizada uma sala próxima à perfuração, com 4 m², situada junto ao ITT Performance da Unisinos. Dentro da sala foram instalados um computador, uma bomba d'água de fluxo variável, o medidor de vazão e o sistema de aquisição de dados, como mostrado na Fig. 3.8.



Figura 3.8: Detalhe da sala de controle e coleta de dados.

3.2 METODOLOGIA DE MEDIÇÃO, COLETA E TRATAMENTO DOS DADOS

Após a construção, instalação da bancada de testes, instalação do trocador de calor e da sonda, o reservatório térmico foi preenchido com água. O termostato da resistência elétrica foi ajustado para que a água atinja a temperatura de 60°C. A bomba centrífuga foi acionada e removido todo o ar existente na linha. A velocidade da bomba e, conseqüentemente, a vazão da água é controlada através de uma fonte de potência, marca Kepco, modelo 20x20, através do ajuste da tensão elétrica fornecida ao motor da bomba, variando sua rotação. Similarmente aos outros dados, a vazão de água é registrada pelo sistema de aquisição de dados, no mesmo intervalo de tempo.

O sistema foi colocado em operação, com uma vazão de 2L/min, durante 100 h, para análise do comportamento da bancada e verificação dos dados medidos pelos diversos sensores. Os sensores utilizados foram aferidos e efetuados os cálculos das incertezas.

As temperaturas de entrada e saída do fluido, encontradas durante a medição, foram utilizadas para o cálculo do calor cedido pelo trocador para o solo.

3.2.1 Incertezas

As incertezas envolvidas no monitoramento do sistema do trocador de calor são incertezas do tipo B, ou seja, incertezas que não são providas de métodos estatísticos, informado na forma de desvio padrão.

Para a leitura das temperaturas foram utilizados sensores tipo PT 100 classe A com 4 fios e o sistema de aquisição de dados Agilent, e para a vazão foi utilizado o medidor Danfoss, modelo MAG 5000 com o mesmo sistema de aquisição de dados.

3.2.1.1 Calibração dos sensores de temperatura

Todos os sensores de temperatura utilizados na bancada são do tipo PT 100 classe A (DIN IEC751). Os dois sensores utilizados para a medição das temperaturas de entrada e saída de água no trocador e os três sensores utilizados na sonda foram encapsulados em um tubo de cobre, com 6 mm de diâmetro externo. Outros dois sensores foram colados na superfície no trocador, conforme descrição mostrada na Fig. 3.1. Os cinco sensores encapsulados passaram por um processo de calibração, utilizando um banho térmico e o mesmo sistema de aquisição de dados utilizados na bancada, além de um termômetro de referência. O termômetro de referência adotado foi calibrado pela empresa METROSUL – Soluções em Metrologia, cuja incerteza é de $w(T_{ref}) = 0,05 \text{ } ^\circ\text{C}$. A

incerteza para os dois sensores colados na superfície foi admitida como sendo similar aos demais sensores.

Para a calibração, o termômetro de referência foi colocado no banho térmico a uma determinada profundidade e os sensores PT 100 foram todos posicionados ligeiramente ao lado do termômetro e na mesma profundidade do bulbo de mercúrio do termômetro de referência. O banho térmico foi posto temperaturas de 10 a 50°C, com intervalos de 10°C. Para cada temperatura selecionada, foram anotados os valores de temperatura do termômetro de mercúrio após a estabilização e foram realizadas 10 medidas para cada PT 100, sendo que o intervalo entre cada medida foi de 1 s, e considerado a temperatura média nesses 10 segundos, conforme apresentado na Tab. 3.2 para o sensor da saída do trocador e Tab. 3.3 para o sensor de entrada do trocador.

Tabela 3.2: Aferição do sensor de saída do trocador.

Referência	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C	Desvio padrão
PT 100 saída (°C)	9,8	19,91	29,89	39,94	49,92	0,13°C
Diferença (°C)	0,2	0,09	0,11	0,06	0,08	

Tabela 3.3: Aferição do sensor de entrada do trocador.

Referência	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C	Desvio padrão
PT 100 entrada (°C)	9,81	19,93	29,9	39,92	50,1	0,13°C
Diferença (°C)	0,19	0,07	0,1	0,08	-0,1	

3.2.1.2 Determinação das incertezas

Com a finalidade de reduzir a incerteza dos PT 100 classe A, utilizados na bancada de testes, foi realizada a calibração dos sensores conforme descrito anteriormente. A incerteza do termômetro de referência e a incerteza referente a cada um dos PT 100 é determinada através do desvio padrão da diferença entre a temperatura medida pelo termopar, T_{term} , e a temperatura medida pelo termômetro de referência, T_{ref} , conforme a Eq. 3.1.

$$w(T_{term}) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (T_{term} - T_{ref})^2}{n-1}} \quad (3.1)$$

onde n representa o número de medidas realizadas para uma única temperatura de referência. Com isso, a incerteza propagada da temperatura, $w(T)$, é dada pela Eq. 3.2.

$$w(T) = \sqrt{(w(T_{term}))^2 + (w(T_{ref}))^2} \quad (3.2)$$

Considerando o desvio padrão médio dos sensores calibrados igual a 0,13°C, a incerteza de cada sensor foi admitida em 0,14°C.

Para o medidor de vazão eletromagnético, a incerteza para a faixa de medição utilizada é de 0,2%, conforme laudo de calibração fornecido pelo fabricante do equipamento. A taxa de transferência de calor para o solo foi calculada a partir da Eq. 3.3.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{H_2O} c_p (T_e - T_s) = \dot{m}_{H_2O} c_p \Delta T \quad (3.3)$$

A taxa de massa é calculada conforme a Eq. 3.4.

$$\dot{m} = \dot{V} \rho \quad (3.4)$$

onde \dot{V} é a vazão volumétrica medida pelo equipamento e ρ a massa específica da água na condição de entrada do trocador de calor.

Desprezando as incertezas das duas propriedades termo físicas do fluido, calor específico e massa específica, a incerteza para a taxa de transferência de calor é dada pela Eq. 3.5. Considerando a incerteza da taxa de massa igual ao do medidor eletromagnético, isso é, $w(\dot{m}) \approx 7 \times 10^{-5}$ kg/s e a incerteza de ΔT igual à dos sensores individuais.

$$w(\dot{Q}) = \sqrt{\left[\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}} w(\dot{m}) \right]^2 + \left[\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_e} w(T) \right]^2 + \left[\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_s} w(T) \right]^2} \quad (3.5)$$

A solução dessa equação é mostrada por Tatara e Lupia (2011) e é apresentada na Eq. 3.6.

$$w(\dot{Q}) = \sqrt{[c_p \Delta T w(\dot{m})]^2 + [\dot{m} c_p w(T)]^2 + [-\dot{m} c_p w(T)]^2} \quad (3.6)$$

Assim, para os dados utilizados para o cálculo da taxa de transferência de calor apresentada, na Tab. 4.1, a incerteza fica em $\approx 27,63$ W.

4 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados experimentais do comportamento do trocador de calor e da temperatura do solo para diferentes condições de vazão e temperatura da água na entrada do trocador. Os experimentos foram realizados entre os meses de fevereiro e março de 2015.

Após essas análises, os resultados obtidos com o modelo teórico serão apresentados e comparados com os valores e experimentais.

4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A bancada, após a realização dos testes iniciais já citados anteriormente, operou de forma contínua durante três dias, partindo da condição de temperatura da água no reservatório próxima a temperatura ambiente, até a condição de regime permanente, isso é, considerando uma variação de ± 2 °C na temperatura de entrada no trocador de calor.

A Fig. 4.1 apresenta os primeiros registros de temperatura obtidos nas três posições dos sensores da sonda. Inicialmente, a temperatura da primeira sonda, situada a 0,3m da superfície, é a mais alta, devido ao aquecimento da superfície do solo durante o dia, pela incidência de radiação solar. Nesse momento, a diferença de temperatura entre cada sonda ficou em torno de 1 °C, diminuindo da superfície para a profundidade. Enquanto as sondas 2 e 3, em ordem de profundidade, apresentam um aumento de temperatura no tempo devido à dissipação de calor do trocador, cuja temperatura de entrada também era crescente, a sonda 1 apresenta uma diminuição da temperatura aproximadamente linear até o início do dia, em função das perdas térmicas durante a noite. Quando os efeitos da radiação solar incidente na superfície do solo tornam-se significativos, a temperatura volta a subir.

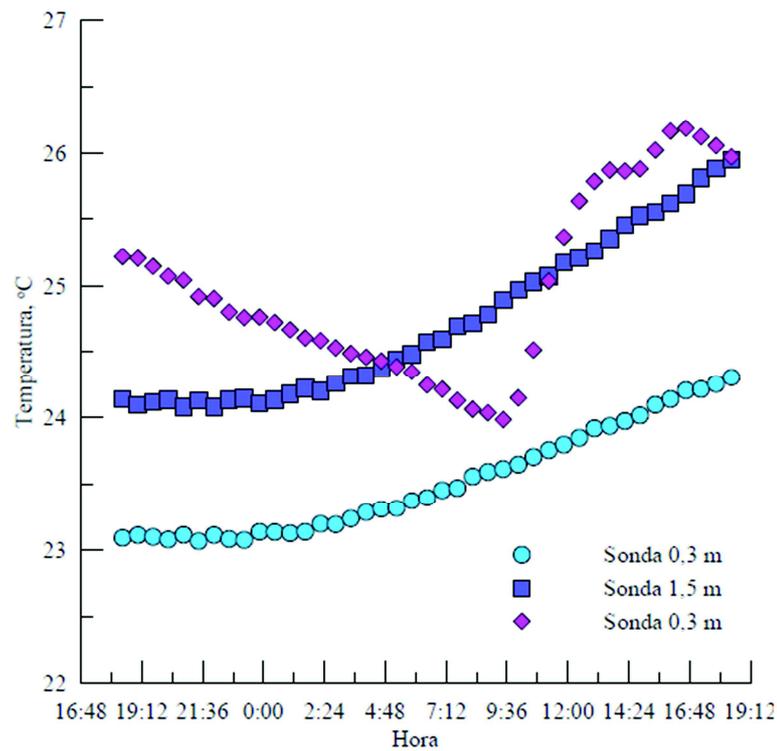


Figura 4.1: Comportamento do solo no início do aquecimento.

Uma vez atingida a condição de regime permanente e com a temperatura de entrada da água quente no trocador ajustada para 55 ± 2 °C, foram realizadas 1522 medições, com intervalo de tempo de 4 min entre cada uma, totalizando aproximadamente 100 h de operação contínua do sistema e uma vazão de $2 \pm 0,1$ L/min. A Fig. 4.2 apresenta os resultados do comportamento dessas temperaturas. O início do processo foi em 20/03/2015 às 15h. A temperatura ambiente na hora do início dos testes era em torno de 27 °C, medidos através de termômetro no local.

Durante o experimento as temperaturas mostraram um comportamento estável. A diferença de temperatura entre a entrada e a saída do trocador ficou em aproximadamente 5°C. A temperatura da sonda 3, a 3 m de profundidade ficou próxima a 30 °C, a sonda 2, a 1,5 m ficou em torno de 33 °C enquanto que a sonda 1, a 0,3 m de profundidade, em torno de 27 °C.

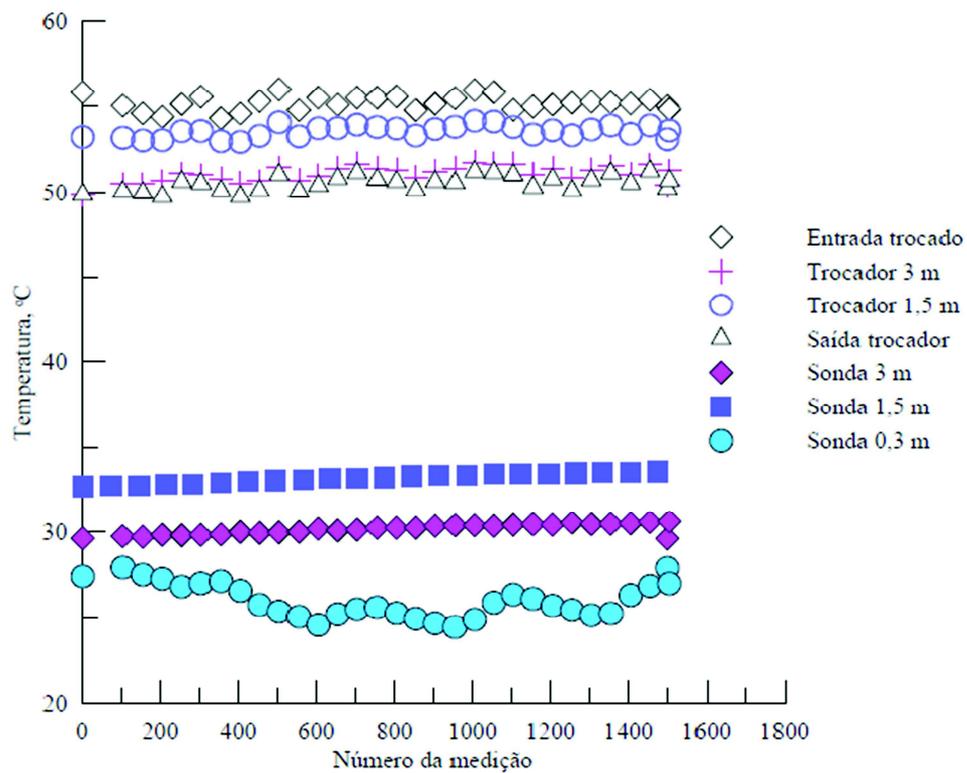


Figura 4.2: Comportamento das temperaturas nos vários pontos de medição.

A taxa de calor transferida pelo trocador de calor para o solo foi obtida através da aplicação da equação de balanço, considerando um calor específico constante e a vazão mássica da água determinada para a condição de entrada do trocador de calor. Os resultados podem ser observados na Fig. 4.3.

Como pode ser observado, a taxa de transferência de calor inicial ficou em torno de 1100 W, diminuindo gradativamente com a diminuição da diferença de temperatura entre a entrada e a saída do trocador. Após um período inicial de aproximadamente 33 h, há uma estabilização da taxa de transferência de calor, com valores médios próximos a 600 W. O maior responsável pela flutuação apresentada nesses valores foi o controle de velocidade da bomba, repercutindo na vazão de água de alimentação do trocador de calor.

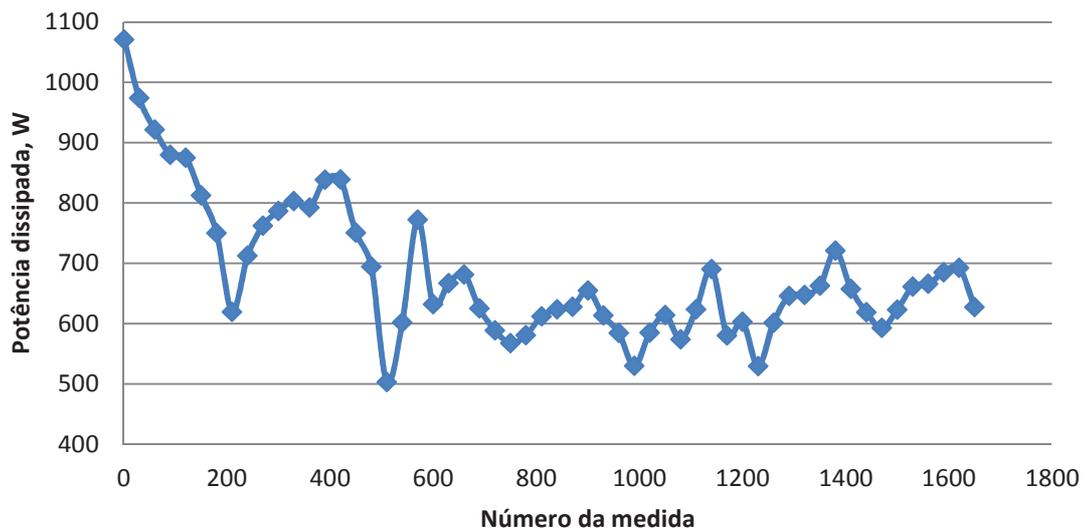


Figura 4.3: Potência térmica dissipada pelo trocador de calor ao longo do tempo.

4.1.1 Comportamento do solo

Ao longo das medições e funcionamento da bancada pode-se estudar o comportamento do solo referente a sua capacidade de troca térmica em situações climáticas diferentes, como a variação da temperatura ambiente e aumento da umidade através da chuva.

A Fig.4.4 apresenta o comportamento do solo no dia 04 de março de 2015 as 18:05 horas onde o clima local predominante anteriormente era seco com temperatura ambiente em torno de 34 °C, iniciou uma chuva torrencial por um período de aproximadamente 50 minutos após cessou. Foram efetuadas 209 medições com intervalos de 5 minutos, totalizando ≈17,4 horas encerrando no dia 05 mantendo a temperatura de entrada e vazão 55°C e 2 L/min respectivamente.

Pode-se observar que com a chuva aumenta a umidade do solo e consecutivamente sua condutividade, mas que o solo recupera-se rapidamente após o período da chuva fazendo com que este ganho seja significativo apenas quando esta chovendo, ou seja por um curto período.

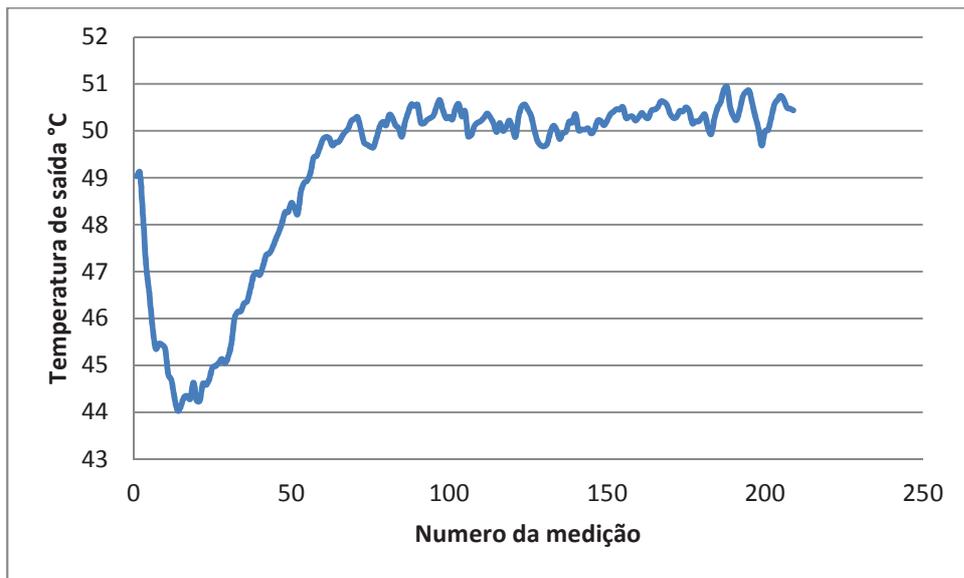


Figura 4.4: Variação da temperatura de saída do trocador em função da chuva.

Também foi estudado o comportamento do solo através das três sondas posicionadas a 60 cm de distância do trocador a 0,3; 1,5 e 3 metros de profundidade e apresentado na Fig. 4.5, onde pode-se notar que apenas a sonda mais superficial apresenta uma notável variação da temperatura do solo com o período da chuva, e as sondas de 1,5 e 3 metros sofrem uma pequena variação, menor que 0,5 °C. Isso porque estando mais próxima da superfície a sonda 0,3 metros recebe mais influência do meio e da chuva que por si já possui sua temperatura mais baixa, fazendo cair a temperatura do solo e aumentando a umidade neste ponto da sonda, consecutivamente aumentando a condutividade térmica do solo. Como o solo úmido possui uma melhor condutividade e sua temperatura é mais baixa também acaba diminuindo a temperatura de saída do trocador.

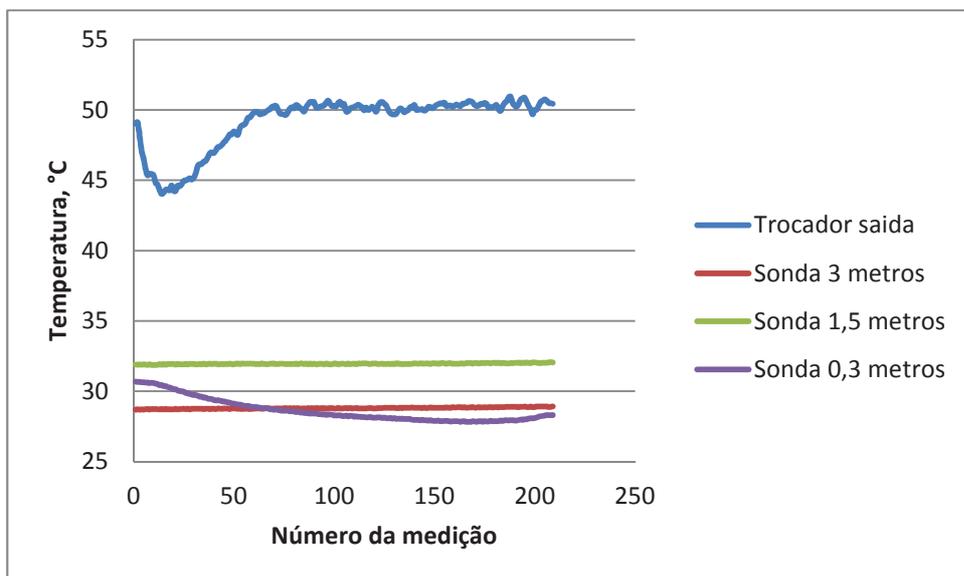


Figura 4.5: Variação da temperatura da sonda com chuva

Dando continuidade as medições, no dia seguinte (05 de março de 2015) às 21:55 horas iniciou novamente a chuva, porém, como já havia chovido no dia anterior a temperatura ambiente baixou ficando em torno de 23 °C. Foram efetuadas mais 249 medições com intervalos de 5 minutos, totalizando 20,75 horas mantendo as mesmas condições de entrada do dia anterior. Na Fig. 4.6 pode-se observar que a temperatura de saída tornou a cair com a chuva e se manteve durante um período aproximado de 12 horas, com isso a condutividade térmica do solo aumentou e a temperatura do solo no ponto 0,3 metros da sonda diminuiu contribuindo para diminuição da temperatura de saída do trocador durante todo o período da chuva.

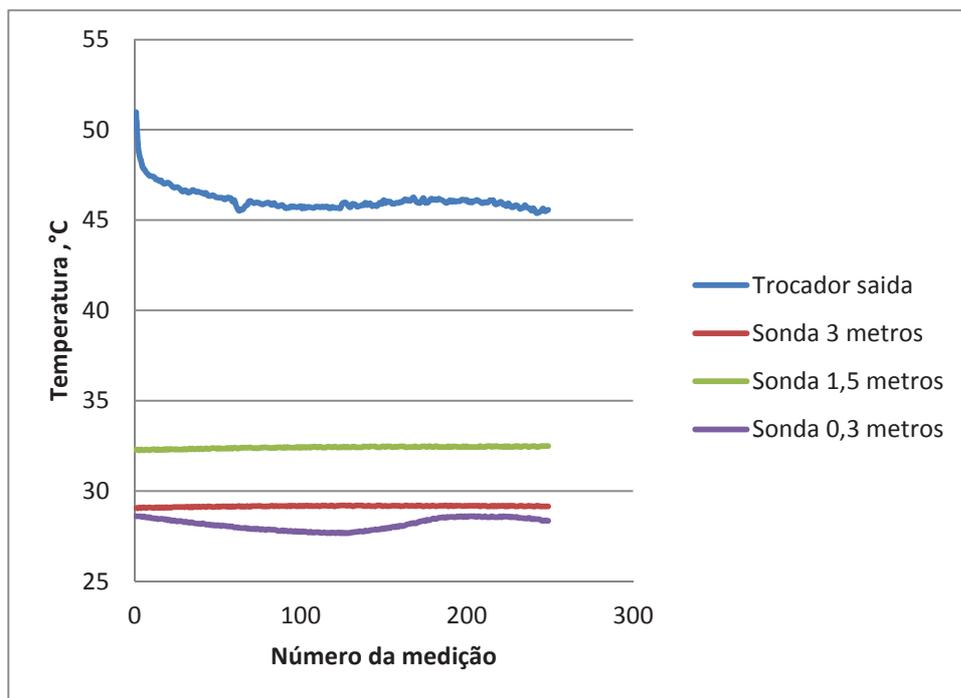


Figura 4.6: Variação da temperatura de saída do trocador função da chuva e temperatura ambiente.

4.2 RESULTADOS TEÓRICOS

O modelo teórico do trocador de calor helicoidal para aplicações no solo, adaptado de Vu (2013) e apresentado no Capítulo 2, foi implementado no EES (Engineering Equation Solver). A primeira análise realizada foi a comparação entre os valores medidos de taxa de transferência de calor e o valor calculado da condutividade térmica do solo para fornecer essa mesma taxa.

Para isso foram utilizados os dados medidos de um dos experimentos, apresentados na Tab. 4.1, para uma vazão volumétrica de 2 L/min. Os valores médios das taxas de transferência de calor

foram calculados para cada conjunto de dados a partir do momento da estabilização das taxas de transferências de calor, como mostrado na Fig. 4.3. Para a condição mostrada na Tab. 4.1, a temperatura média da água na entrada do trocador foi de 55,3 °C, a temperatura de saída igual a 50,6 °C, temperatura da parede do trocador foi considerada a média das temperaturas de parede do trocador de 1,5 e 3 metros que foi de 52,39 °C e a temperatura da área na perturbada foi considerado a média das três temperaturas da sonda, 0,3, 1,5 e 3 metros que foi de 29,82°C. Para a taxa média de transferência de calor durante o processo estabilizado, em torno de 1522 medições, seu valor ficou em torno de 656 W. A condutividade térmica média calculada foi de 1,7 W/(mK), dentro da faixa de valores apresentados nas Tab. 2.3 e 2.4.

Tabela 4.1: Média de medições com vazão de 2 litros.

Trocador entrada	Trocador 3m	Trocador 1,5m	Trocador saída	Sonda 3m	Sonda 1,5m	Sonda 0,3m	Vazão, L/min	Potência dissipada, W
55,33	51,1	53,6	50,6	30,1	33,2	26,0	2,0	656,0

Esses mesmos cálculos foram realizados para outras vazões volumétricas de água no trocador de calor e temperaturas de entrada da água no trocador e são apresentados na Tab. 4.2.

Tabela 4.2: Média de medições com três vazões diferentes.

Vazão, L/min	Trocador entrada, °C	Trocador 1,5m, °C	Trocador saída, °C	Potência dissipada, W
2,7	54,8	52,7	49,6	992,2
1,6	54,6	52,6	49,5	565,2
1,0	53,7	50,8	46,6	493,8

O mesmo modelo foi utilizado para o cálculo da potência dissipada e da temperatura da água na saída do trocador em uma medida tomada de forma aleatória do banco de dados, apresentada na Tab. 4.3. Utilizou-se o valor da condutividade térmica médio calculado anteriormente, a temperatura de entrada da água no trocador de calor e a vazão volumétrica medida durante o experimento, igual a 2 L/min. A temperatura média da sonda e da parede do trocador 29,98 e 51,97 °C, respectivamente, foram utilizadas como referência para o cálculo da taxa de transferência de calor. Esses valores calculados são apresentados na Tab. 4.4.

Tabela 4.3: Dados de temperatura e potência dissipada determinados na medição n°.190.

	Trocador entrada	Trocador 3m	Trocador 1,5m	Trocador saída	Sonda 3m	Sonda 1.5m	Sonda 0.3m	Vazão (L/min)	Taxa de calor dissipada (W)
Medição 190	54,5	50,8	53,2	50,1	29,7	32,8	27,4	2,0	628,2

Pode ser verificado pela análise dessa tabela que os valores calculados estão de acordo com os valores medidos, com diferenças de aproximadamente 0,9% para a temperatura de saída e 1,5% para taxa de calor dissipado.

Tabela 4.4: Dados de entrada e resultado do cálculo para vazão de 2 L/min.

Dados	Trocador entrada, °C	Trocador saída, °C	Taxa de calor dissipada, W
Medidos	54,5	50,1	628,2
Calculados	54,5	49,62	618,8

Como exemplo de aplicação, o modelo pode ser utilizado para determinar o tamanho do trocador de calor geotérmico para atender uma determinada demanda de dissipação de calor, como por exemplo, para substituir o condensador de um sistema de ar condicionado.

Para isso, será utilizado os dados de um aparelho de ar condicionado, tipo Split, com capacidade do evaporador de 3,52 kW (12.000 Btu/h). De acordo com dados do Inmetro apresentados no Capítulo 2, o COP desse aparelho, com classificação A, é igual a 3,2. Utilizando as Eq. 2.5 e 2.7 a taxa de calor dissipada no condensador será de aproximadamente 4,63 kW.

Sabe-se também que a temperatura de condensação para máquinas com esta capacidade é em torno de 50 a 54°C. Utilizando a média desses valores e estimando uma diferença mínima de 5 °C entre o refrigerante e a água, foi fixado um valor de 47°C como temperatura de entrada do trocador helicoidal. Na Tab.4.5 são apresentados os dados de entrada para o cálculo.

Tabela 4.5: Dados de entrada para cálculo de comprimento do trocador de calor.

Temperatura de entrada[°C]	Vazão[L/min]	Taxa de calor cedido[W]
47	10	4.630

Utilizando o mesmo trocador da bancada de ensaio, com mesmo diâmetro de tubulação, mais alterando seu comprimento para 90 metros e aumentando a vazão de bomba para 10 L/min, a profundidade H para que atenda esta demanda é de 37,11 m e a temperatura de saída do trocador seria igual a 40,29°C.

Utilizando o mesmo modelo para melhor explanação dos resultados, com as mesmas características do trocador da bancada, mantendo a temperatura de entrada do trocador a 55°C e vazão de 10 L/min, foi traçado um gráfico, apresentado na Fig.4.7, que demonstra a variação da taxa de calor trocado em função da profundidade, apresentando que quanto maior a profundidade maior é a potência dissipada.

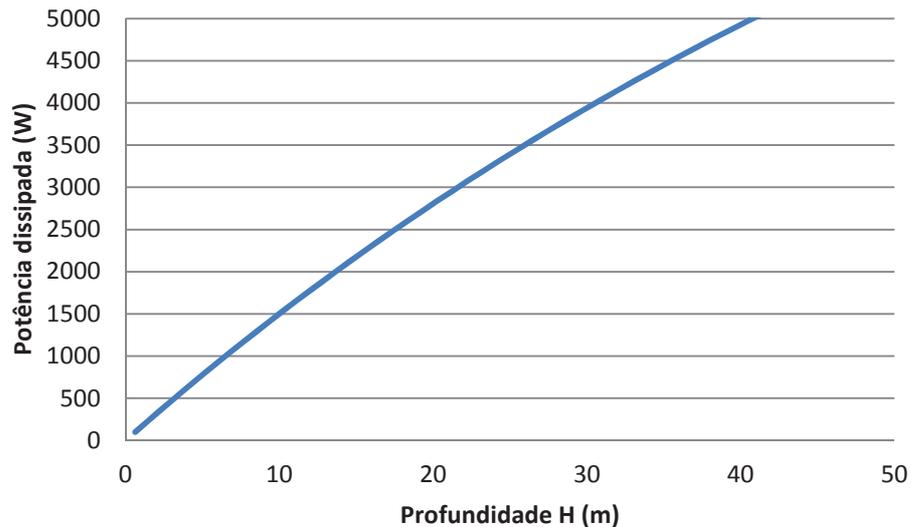


Figura 4.7: Variação da taxa de transferência de calor em função da profundidade do trocador geotérmico.

Com o objetivo de testar o modelo com o aumento do diâmetro da tubulação do trocador foram inseridos os mesmos dados de entrada no programa de simulação, porém, com o dobro do diâmetro do tubo de cobre, ou seja, de 7,92 mm para 15,84 mm.

Após a utilização do modelo observou-se que houve um aumento de 0,25 m no comprimento do trocador para dissipar a mesma potência térmica, o que indica uma diminuição do rendimento com o aumento do diâmetro da tubulação. Isso ocorre, pois para a mesma vazão mássica a velocidade do fluido diminui, junto com o número de Reynolds e também o coeficiente de transferência de calor por convecção, h , diminuindo a transferência de calor. O pequeno aumento de comprimento comprova que a resistência térmica dominante não é do fluido interno, mas sim do solo. Porém, quando se fala em grandes vazões deve-se considerar este aumento no diâmetro do tubo do trocador para que se diminua a perda de carga com o sistema de bombeamento, já que se trata de grandes profundidades.

5 CONCLUSÃO

Este trabalho teve como objetivo analisar, através de dados experimentais e de um modelo teórico, o comportamento de um trocador de calor helicoidal quanto a sua capacidade de transferência de calor com o solo, com o fim de minimizar os problemas hoje encontrados com a unidade externa de sistemas de condicionadores de ar convencionais.

Para atender os objetivos específicos foi apresentada uma revisão bibliográfica com abordagem dos aspectos gerais de um sistema de condicionador de ar bem como o estudo de trocadores de calor geotérmicos, com maior ênfase ao trocador vertical que é a base do trabalho e o estudo do comportamento do calor no solo.

Para obtenção de dados experimentais foi construída uma bancada contendo um reservatório, uma bomba centrífuga com motor elétrico de corrente contínua possibilitando a variação da vazão através de uma fonte elétrica, um medidor de vazão, um trocador de calor helicoidal com 3 metros de comprimento. Este trocador de calor foi enterrado com a mesma profundidade, tendo uma sonda enterrada também com 3 metros de profundidade com o objetivo de verificar o comportamento de temperatura do solo durante o trabalho. Sete sensores de temperatura mediram o comportamento de todo o sistema. O fluido utilizado foi água, que é bombeada já aquecida através do trocador helicoidal.

A distribuição de temperatura no solo, medida pelos sensores 1, 2 e 3 da sonda (Fig. 3.1), mostram que a temperatura diminui para profundidades mais elevadas, mantendo-se aproximadamente constantes no tempo. A temperatura no ponto mais superficial, situado a apenas 0,3 m da superfície, apresenta variações de temperatura em função das interações térmicas com o meio externo, principalmente devido a radiação solar incidente sobre o terreno e a chuva.

O modelo teórico foi elaborado no EES e os resultados foram comparados com os da bancada experimental para sua validação, através da comparação entre a taxa de calor dissipada no trocador de calor e a taxa calculada pelo modelo.

Os resultados apresentados pelo modelo mostraram uma diferença de aproximadamente 1% em relação aos cálculos experimentais, podendo ser utilizado para cálculo e projeto de outros trocadores para atender a esta demanda.

Para melhor explanação dos resultados foi concebido um exemplo utilizando um aparelho condicionador de ar comercial de 4,63 kW (12.000 Btu/h) e calculada a profundidade necessária do trocador de calor para atender esta demanda. A altura encontrada para o trocador foi de aproximadamente 37,11 m.

Sugestão para trabalhos futuros:

A análise experimental do comportamento do trocador de calor poderia ser feita durante um período de tempo maior, englobando as estações de inverno e verão, para verificar a influência da temperatura do ar e de outros parâmetros.

Também na parte experimental, poderia ser estudado o efeito da variação da temperatura de entrada no trocador de calor no seu desempenho.

Construir uma bancada utilizando um sistema de ar condicionado e dissipando o calor em um trocador de calor geotérmico, circulando o próprio refrigerante ou através de um fluido secundário.

Melhorar o modelo teórico incluindo o efeito transiente da temperatura no tempo.

REFERÊNCIAS

ACUÑA, J.; PALM, B., A Novel coaxial borehole heat exchanger: description and first distributed thermal response test measurements. **Proceedings World Geothermal Congress**, Indonesia, 2010.

ASHRAE, Handbook of Fundamentals- HVAC Systems and Equipment. SI ed. **American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning**, Atlanta, 2002.

ASHRAE, A. Handbook of Fundamentals- HVAC Systems and Equipment. SI ed. **American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning**, Atlanta, 2009.

ASHRAE, American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, **HVAC Applications Handbook**, Atlanta, 2011.

CHIASSON, A.D. Advances in modeling of ground-source heat pump systems. **Dissertação de Mestrado, Oklahoma State University**. Stillwater, Oklahoma, USA, p.155, 1999.

CULLIN, J.R. and SPITLER, J.D., Comparison of Simulation-based Design Procedures for Hybrid Ground Source Heat Pump Systems. **8th international Conference on System Simulation in Buildings**, Liege, 18 p., 2010.

EPE, **Empresa de Pesquisa Energética**. Aumento do consumo de energia elétrica nas regiões brasileiras. Disponível em <http://www.brasil.gov.br/economia-e-emprego/2014/01/consumo-de-energia-eletrica-sobe-3-5-em-2013> >. Acesso em: 03 de janeiro de 2014.

FANNOU, J. L.; ROUSSEAU, C.; LAMARCHE, L.; STAISLAW, K., Experimental analysis of a direct expansion geothermal heat pump in heating mode. **Energy and Buildings**, n. 75, p. 290- 300, 2014.

FIGUERÓ, J.; et al., Relatório dos ensaios realizados em laboratório. ITT Performance, Unisinos, p. 1- 32, 2014.

FLORIDES, G.; KALOGRIROU, S., Ground heat exchanger: a review of systems, models and applications, **Renewable Energy**, n. 32, p. 2461- 2478, 2007.

GNIELINSKI, V., New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, **International Chemical Engineering**, vol. 16, n. 2, p. 359 – 368, 1976.

GO, G.; LEE, S., KANG, H., Design of spiral coil PHC energy pile considering effective borehole thermal resistance and groundwater advection effects. **Applied Energy**, vol. 125, p. 165- 178, 2014.

GOMEZ, V. H.; VIDAL, A.; BEST, R.; GARCÍA-VALLADARES, O.; VELÁZQUEZ, N., Theoretical and experimental evaluation of an indirect- fired GAX cycle cooling system. **Applied Thermal Engineering**, vol. 28, n,8-9, p. 975- 987, 2008.

HELLSTRÖM, G., Ground heat storage: thermal analyses of duct storage systems. Tese de Doutorado, Department of Mathematical Physics, University of Lund, 1991.

HEPBASILI, A.; AKDEMIR, O., Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. **Energy Conversion and Management**, v. 45, ed. 5, p. 737- 753. Março 2004.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P., Fundamentos de transferência de calor e massa. 4. ed. **Rio de Janeiro: LTC**, p. 494. ISBN 85-216-1146-3, 1998.

INMETRO. **Instituto Nacional de Metrologia: Classificação de COP's em aparelhos de ar condicionado**. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/>. Acesso em: 20 de fevereiro de 2015.

KHAN, M. H., Modeling, Simulation and Optimization of Ground Source Heat Pump Systems. **Dissertação de Mestrado**, Oklahoma State University. Stillwater, Oklahoma, USA. p. 218, 2004.

KIM, W.S.; CHOI, J. M.; CHO, H. H., Performance analysis of hybrid solar- geothermal CO₂ heat pump system for residential heating. **Renewable Energy**, vol. 50, p. 596- 604, 2013.

LAMARCHE, L.; KAJL, S.; BEAUCHAMP, B., A review of methods to evaluate borehole thermal resistances in geothermal heat-pumps systems. **Geothermics**, n. 39, p. 187-200, 2010.

KOOHI-FAYEGH, S.; ROSEN, M. A., An analytical approach to evaluating the effect of thermal interaction of geothermal heat exchangers on ground heat pump efficiency. **Energy Conversion and Management**, v. 78, p. 184- 192, 2014.

MANET, Y.; YANG, H.X.; DIAO, N.R.; LIU, J.H.;FANG, Z.H., A new model and analytical solutions for borehole and pile ground heat exchangers. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, n. 53, p. 2593-2610, 2010.

MITCHELL, J.K. Fundamentals of soil behavior, **John Wiley & Sons**, v. 2, p. 267. New York, 1993.

PARK, S., Development and verification of analytical model and its solution for spiral coil type ground heat exchangers. Tese de Doutorado, **Departamento de Engenharia Civil e Meio Ambiente**, Kaist, Coreia do Sul, 2012.

PHETTEPLACE, G., Geothermal Heat Pumps. **Journal of Energy Engineering**, v. 133.n.1, p.32-38, 2007.

PIRANI, M. J., Eng. 176 refrigeração e ar condicionado, Itajubá: **Instituto de Engenharia Mecânica**. Disponível em:<<http://dc721.4shared.com/doc/xzEUzYHA/preview.html>>. Acesso em: 05 de novembro de 2014.

PROTOLAB. **Laboratório de pesquisa de materiais: Tabela de condutividade de materiais de construção**. Disponível em: <<http://www.protolab.com.br/html>>. Acesso em: 20 de janeiro de 2015.

PROTOLAB. **Laboratório de pesquisa de materiais**. Disponível em: <<http://www.protolab.com.br/artigostecnicos.html>>. Acesso em: 20 de fevereiro de 2015.

REAR. **Refrigeração Industrial**. Disponível em: <<http://www.rearonline.com.br/produto/43030069/valvula+de+expansao+r134+ten+2+corpo+068z3348>>. Acesso em 05 de novembro de 2014.

ROCHAS, A. F. Consumo de energia elétrica no Brasil aumentou. São Paulo: **Folha de São Paulo**. Disponível em: <<http://www.efe.com/efe/noticias/brasil/consumo-energia-eletrica-aumentou> 2013/3/16/2227052> Acesso em: 29 Janeiro de 2014.

RYBACH, L., The advance of geothermal heat pumps worldwide. **IEA Heat Pump Center News Letter**, n. 23, p. 4, 2005.

SENTELHAS, P. C.; ANGELOCCI, L. R.. **Introdução à meteorologia agrícola**. Disponível em <<http://www.lce.esalq.usp.br/aulas/lce306/Aula1.pdf>>. Acesso em: 13 de janeiro de 2014.

SERRAFF. **Indústria de trocadores de calor**. Disponível em: <<http://www.serraf.com.br.html>> Acesso em: 05 de novembro de 2014.

SPITLER, J.; BERNIER, M., Ground-source heat pump systems: the first century and beyond. **HVAC & R Research**, v. 17, p. 891- 894, 2011.

SPITLER, J.; XING, L.; CULLIN, J.; FISHER, D.; SHONDER, J.; IM, P. Residential Ground Source Heat Pump Systems Utilizing Foundation Heat Exchangers. **Proceedings 10th REHVA World Congress, Clima 2010**, Antalya, Turkey, p. 8, 2010.

SPRINGER CARRIER. Canoas: **Mundo mecânico**. Disponível em: <<http://www.mundomecanico.com.br/wp-content/uploads/2012/03/Guia-diagnosticos-e-falhas-em-compressores.pdf>>. Acesso em 10 de novembro de 2014.

STOCKER, W. F., Industrial refrigeration handbook. New York, McGraw-Hill, 1998.

TASSOU S. A.; QURESHI T. Q., Dynamic mode performance evaluation and energy analysis of mains and inverter driven refrigeration compressor. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A, Journal of Power and Energy**, vol. 211, n.4, p. 339-346, 1997.

TASSOU S. A.; QURESHI T. Q., Performance of a variable-speed inverter motor drive for refrigeration applications. **Computing & Control Engineering Journal**, n.5, ed. 4: p. 193-199, 1994.

TATARA, R.A., LUPIA, G.M., Assessing heat exchanger performance data using temperature measurement uncertainty. *International Journal of Engineering, Science and Technology* Vol. 3, No. 8, pp. 1-12, 2011.

TRONDHEIM, N.; PETTERSEN, J..Refrigeration, energy and environment. **Petersen ed.** 1992.

VARGAS, S., OLIVEIRA, A. C., Arrefecimento com Sistemas Solares Térmicos de Ejeção, **Renováveis Magazine**, 2011.

VU, N.B., Life cycle cost analysis of ground-coupled heat pump systems including several types of heat exchangers. **Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Civil e Meio Ambiente**, Kaist, Coreia do Sul, 2013.

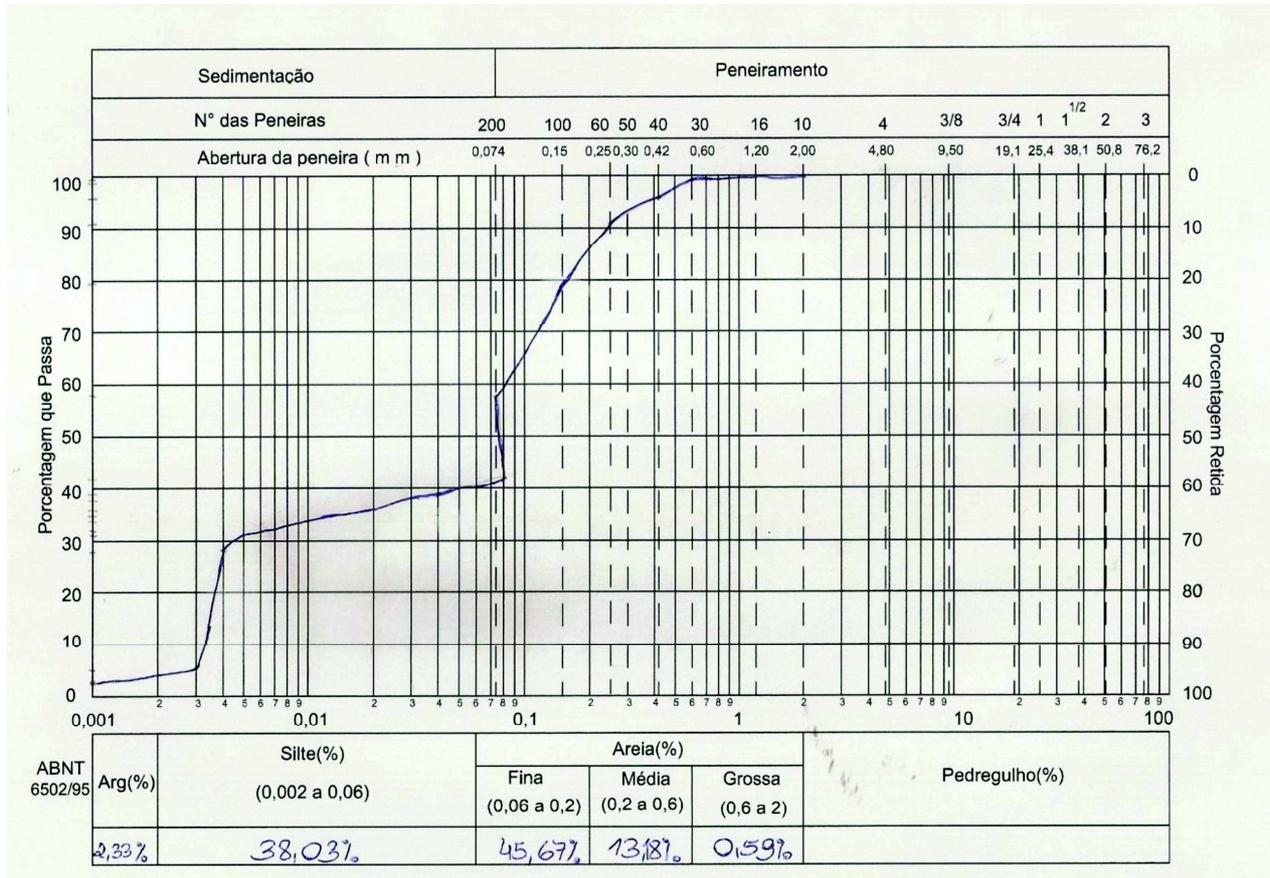
VUOLO, J. H.. Fundamentos da teoria de erros.**Edgar Blücher**, São Paulo, 1998.

WANG, E.; FUNG, A. S.; QI, C.; LEONG, W. H., Performance prediction of a hybrid solar-ground heat pump system. **Energy and Buildings**, v. 47, ed. 68, p. 600- 611, 2012.

YOON, S. H.; KIM, J. H.; HWANG, Y. W.; KIM, M. S.; MIN, K.; KIM, Y..Heat transfer and pressure drop characteristics during the in tube cooling process of carbon dioxide in supercritical region. **International Journal of Refrigeration**, v. 26, p. 857- 864, 2003.

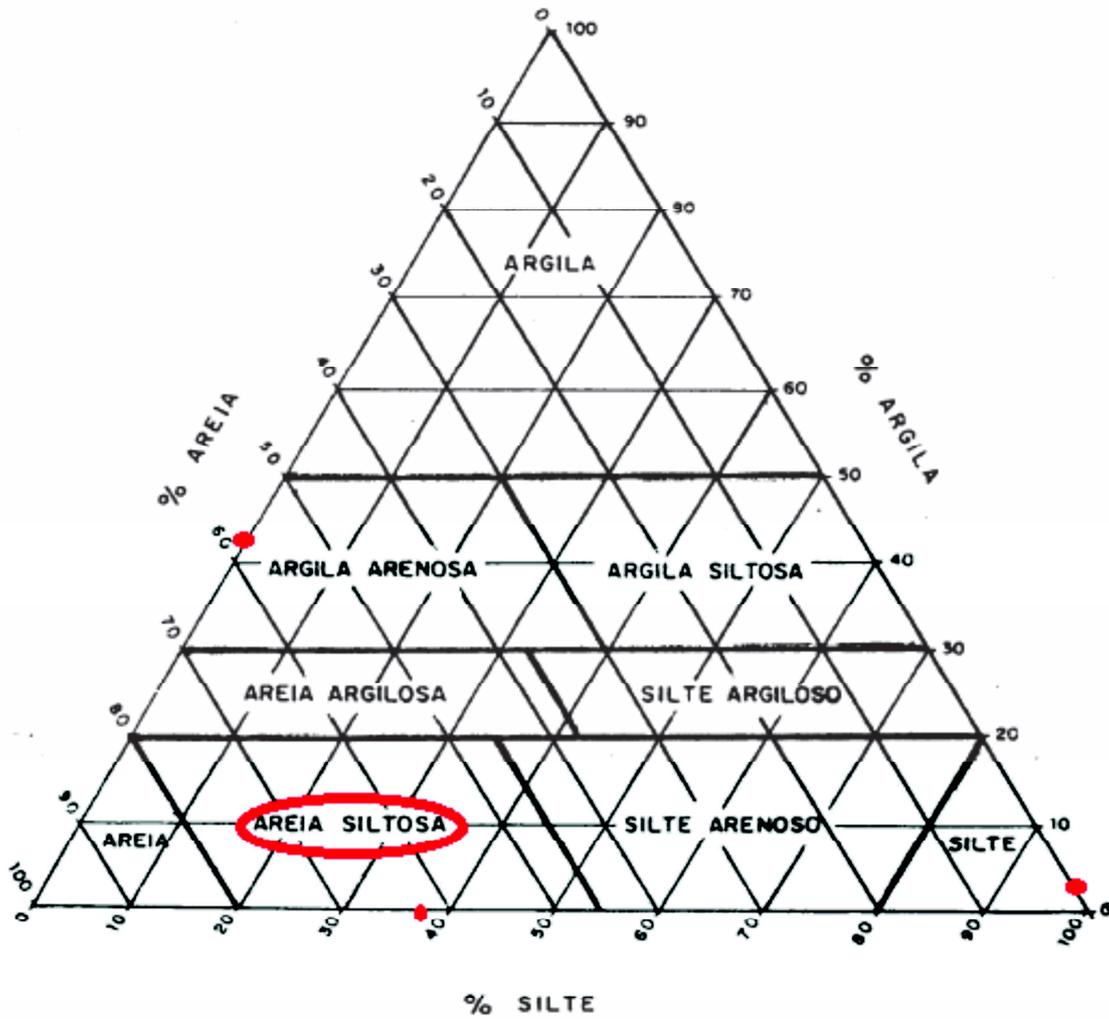
ZHENG, X., Geothermal source heat pump in China. **Proceedings of 9thIEA Heat Pump Conference**, 2008.

ANEXO A – GRÁFICO DE ANÁLISE DE CARACTERIZAÇÃO DO SOLO



Fonte: ITT Performance -Unisinos (2014).

ANEXO B – GRÁFICO TRIANGULAR PARA ANÁLISE DO SOLO



Fonte: ITT Performance -Unisinos (2014).