

**UNIVERSIDADE FEDERAL DOS VALES DO JEQUITINHONHA E MUCURI**

**Programa de Pós-graduação em Tecnologia, Ambiente e Sociedade**

**Hugo Henrique Azevedo Gonçalves**

**Viabilidade de um Sistema Geotérmico de Climatização aplicado a um supermercado do  
sudeste brasileiro**

**Teófilo Otoni  
2022**



**Hugo Henrique Azevedo Gonçalves**

**Viabilidade de um sistema geotérmico de climatização aplicado a um supermercado do  
sudeste brasileiro**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Tecnologia, Ambiente e Sociedade da Universidade Federal dos Vales do Jequitinhonha e Mucuri, como requisito para obtenção do título de Mestre.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Henrique Alexandrino

**Teófilo Otoni  
2022**

Catálogo na fonte - Sisbi/UFVJM

G635v Gonçalves, Hugo Henrique Azevedo  
2022 Viabilidade de um Sistema Geotérmico de Climatização  
aplicado a um supermercado do sudeste brasileiro [manuscrito]  
/ Hugo Henrique Azevedo Gonçalves. -- Teófilo Otoni, 2022.  
142 p. : il.

Orientador: Prof. Carlos Henrique Alexandrino.

Dissertação (Mestrado Profissional em Tecnologia, Ambiente  
e Sociedade) -- Universidade Federal dos Vales do  
Jequitinhonha e Mucuri, Programa de Pós-Graduação em  
Tecnologia, Ambiente e Sociedade, Teófilo Otoni, 2022.

1. Geotermia superficial. 2. Climatização de ambientes. 3.  
Eficiência energética. I. Alexandrino, Carlos Henrique. II.  
Universidade Federal dos Vales do Jequitinhonha e Mucuri.  
III. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFMG com os  
dados fornecidos pelo(a) autor(a).  
Este produto é resultado do trabalho conjunto entre o bibliotecário Rodrigo Martins Cruz/CRB6-  
2886  
e a equipe do setor Portal/Diretoria de Comunicação Social da UFMG

HUGO HENRIQUE AZEVEDO GONÇALVES

**Viabilidade de um Sistema Geotérmico de Climatização aplicado a um supermercado do sudeste brasileiro.**

Dissertação apresentada ao MESTRADO EM TECNOLOGIA, AMBIENTE E SOCIEDADE, nível de MESTRADO como parte dos requisitos para obtenção do título de MESTRE EM TECNOLOGIA, AMBIENTE E SOCIEDADE

Orientador (a): Prof. Dr. Carlos Henrique Alexandrino

Data da aprovação : 06/09/2022

Documento assinado digitalmente  
 CARLOS HENRIQUE ALEXANDRINO  
Data: 06/09/2022 13:26:26-0300  
Verifique em <https://verificador.iti.br>

Prof.Dr. CARLOS HENRIQUE ALEXANDRINO – UFVJM

Documento assinado digitalmente  
 JAQUELINE MARIA DA SILVA  
Data: 06/09/2022 16:33:40-0300  
Verifique em <https://verificador.iti.br>

Prof.Dr.<sup>a</sup> JAQUELINE MARIA DA SILVA – UFVJM

Documento assinado digitalmente  
 JORGE LUIZ DOS SANTOS GOMES  
Data: 10/09/2022 09:37:28-0300  
Verifique em <https://verificador.iti.br>

Prof.Dr. JORGE LUIZ DOS SANTOS GOMES – UFVJM

Documento assinado digitalmente  
 MARIA LAURA MARTINS COSTA  
Data: 06/09/2022 17:51:11-0300  
Verifique em <https://verificador.iti.br>

Prof.Dr.<sup>a</sup> MARIA LAURA MARTINS COSTA - UFF

TEÓFILO OTONI



## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente agradeço à Deus, só Ele realmente sabe como foi essa jornada. Que todos os meus atos, pensamentos e palavras sigam sempre a Vossa vontade.

Agradeço à minha esposa Lidiane e aos meus pais Lucilene e Kincas, por todo amor, incentivo, paciência e compreensão com as muitas horas em que estive ausente para a realização deste trabalho. Vivo por vocês!

Às minhas irmãs Jésyka e Bruna, agradeço por todo apoio, amizade e pelas muitas contribuições dadas ao longo desta caminhada. Amo vocês!

Ao meu orientador, “o Mestre” Carlos Alexandrino, agradeço a amizade, a disponibilidade e todo o conhecimento passado. Sem o senhor, este estudo não aconteceria!

Ao meu amigo Heitor, ao Bruno e aos demais colaboradores do supermercado estudado, a contribuição de vocês foi fundamental para a realização deste sonho. Deixo aqui o meu muito obrigado!

A todos os professores e colegas do PPGTAS.

Enfim, a todas as pessoas que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho.





## RESUMO

A climatização de ambientes consome nos dias atuais significativa parcela de energia nos edifícios brasileiros. Com o aquecimento global e o constante desenvolvimento social e tecnológico, a expectativa é de aumento deste consumo em um futuro próximo, o que eleva o interesse em sistemas de climatização com alta eficiência energética, como os Sistemas Geotérmicos de Climatização (SGC) (*Ground Source Heat Pump systems (GSHPs)*). Estes, são sistemas sustentáveis que utilizam o solo como fonte/dissipador de energia, alcançando melhores eficiências que os tradicionais sistemas a ar devido à estabilidade térmica do solo já em baixas profundidades. O presente estudo teve por objetivo avaliar a viabilidade de utilização de um SGC aplicado a um supermercado da cidade de Diamantina/MG. Para isso, foi feito um estudo de caso em que, para as condições reais de um supermercado, se comparou o comportamento de um SGC ao comportamento de um sistema de ar-condicionado (A/C). Inicialmente, se fez uma simulação termo energética do supermercado a fim de se obter suas cargas térmicas e se estimar os consumos de energia dos sistemas de A/C de referência. Na sequência, foram feitas análises de viabilidade técnica concomitantes aos dimensionamentos de dez configurações de SGC: três verticais e sete horizontais. Propôs-se, então, uma configuração ótima que passou por análise de viabilidade econômica. Como resultados, pôde-se observar que o clima da região leva o supermercado a possuir demandas de climatização para conforto térmico, mas não permite uma integração de aplicações como sugerem os trabalhos correlatos. O SGC proposto foi um sistema vertical composto por 36 poços de 62,1 metros de profundidade, se mostrando a mais adequado tecnicamente por apresentar melhor eficiência energética e requerer menores comprimentos de tubulações. Essa configuração apresentou uma redução anual média de 20,1% no consumo de energia elétrica em relação ao sistema de A/C, confirmando-se ser viável tecnicamente. A avaliação econômica, porém, mostrou que o SGC proposto é inviável para as condições atuais de mercado, sendo os custos de aquisição das bombas de calor e das perfurações dos poços no solo os principais contribuintes para este resultado.

**Palavras-chave:** Geotermia Superficial; Sistema Geotérmico de Climatização; *Ground Source Heat Pump*; Eficiência energética; Climatização de ambientes.



## ABSTRACT

The air conditioning of environments currently consumes a significant portion of energy in Brazilian buildings. With global warming and the constant social and technological development, this consumption is expected to increase in the near future, which raises the interest in air conditioning systems with high energy efficiency, such as Geothermal Ground Source Heat Pump systems (GSHPs). These are sustainable systems that use the soil as an energy source/dissipator, achieving better efficiencies than traditional air systems due to the thermal stability of the soil at low depths. The present study aimed to assess the feasibility of using a GSHP applied to a supermarket in the city of Diamantina / MG. For this, a case study was made in which, for the real conditions of a supermarket, it was compared the behavior of a GSHP to the behavior of an air-conditioning system (A/C). Initially, a thermal-energy simulation of the supermarket was done in order to obtain its thermal loads and to estimate the energy consumption of the reference A/C systems. Next, technical feasibility analyses were carried out concomitant to the sizing of ten GSHPs configurations: three verticals and seven horizontals. Then, an optimum configuration was proposed and analyzed for economic feasibility. As results, it could be observed that the region's climate leads the supermarket to have acclimatization demands for thermal comfort, but it does not allow an integration of applications as suggested by correlated works. The proposed GSHP was a vertical system composed by 36 boreholes with 62.1 meters deep, was the most suitable technically, because it presents a better energy efficiency and requires smaller piping lengths. This configuration showed an average annual reduction of 20.1% in electricity consumption compared to the A/C system, confirming its technical feasibility. The economic evaluation, however, showed that the proposed SGC is unfeasible for the current market conditions, with the costs of acquiring heat pumps and drilling wells in the ground being the main contributors to this result.

**Keywords:** Shallow Geothermal; Geothermal Climatization System; Ground Source Heat Pump; Energy efficiency; Air conditioning of environments.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1– Subsistemas do ASHP (à esquerda) e do SGC (à direita) .....	23
Figura 2 – Distribuição do fluxo de energia solar na atmosfera terrestre .....	33
Figura 3 – Composição típica de um SGC.....	36
Figura 4 – Ciclo de compressão a vapor básico: (a) aquecimento, (b) resfriamento .....	37
Figura 5 – Bombas de calor típicas para SGC .....	38
Figura 6 – Configuração típica GWHP .....	40
Figura 7 – Configurações típicas SWHPs: a) circuito aberto; b) circuito fechado .....	41
Figura 8 – Configurações típicas GCHPs: a) vertical; b) horizontal .....	43
Figura 9 – Instalação de tubos em fundações de estacas termoativas: a) de concreto armado; b) pré-moldadas ocas.....	45
Figura 10 – Configuração básica de HGSHP para aquecimento .....	46
Figura 11 – Configuração básica de HGSHP para resfriamento .....	47
Figura 12 – Esquema do BHE para o modelo ILS.....	49
Figura 13 – Esquema do BHE para o modelo ICS .....	50
Figura 14 – Esquema do BHE para o modelo de fonte de linha finita .....	52
Figura 15 – BHE típico com tubo em U simples .....	53
Figura 16 – Geometria equivalente dos tubos para modelos unidimensionais .....	55
Figura 17 – Configurações da tubulação em U no BHE.....	56
Figura 18 – Seção transversal de um BHE típico .....	59
Figura 19 – Nomenclatura de BHEs de acordo com o posicionamento na matriz: a) quadrada; b) linha .....	63
Figura 20 – Cilindros e limites de simetria para armazenamento de calor .....	64
Figura 21 – Etapas metodológicas .....	72
Figura 22 – Configurações SGC horizontais analisadas .....	84
Figura 23 – Vista superior do terreno estudado .....	88
Figura 24 – Modelo geométrico do supermercado estudado .....	91
Figura 25 – Distribuição SGC vertical com o máximo de BHEs .....	100
Figura 26 – Distribuição SGC horizontal com GHX máximo .....	100
Figura 27 – Distribuição do GHX do sistema proposto.....	106



## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Fator de Curto Circuito ( $F_{sc}$ ) .....	62
Tabela 2 – Valores sugeridos para $T_{w, out}$ .....	62
Tabela 3 – Resumo das descrições litológicas pela profundidade em Diamantina/MG .....	76
Tabela 4 – Propriedades de areias e argilas .....	76
Tabela 5 – Propriedades das rochas .....	77
Tabela 6 – Propriedades do solo Diamantina/MG .....	89
Tabela 7 – Temperaturas médias mensais do solo .....	90
Tabela 8 – Anos do arquivo climático atualizado .....	91
Tabela 9 – Cargas térmicas e energia anual requerida/excedida pelo Supermercado .....	95
Tabela 10 – Consumo dos sistemas de A/C de referência .....	97
Tabela 11 – Validação <i>scripts</i> do <i>Octave</i> .....	98
Tabela 12 – Condições nominais das Bombas de Calor selecionadas .....	99
Tabela 13 – Dados de entrada e resultados SGC verticais.....	102
Tabela 14 – Dados de entrada e resultados SGC horizontais: diferentes configurações da trincheira .....	103
Tabela 15 – Dados de entrada e resultados SGC horizontais: diferentes vazões.....	104
Tabela 16 – Consumo de energia do SGC proposto .....	106
Tabela 17 – Custos de investimento dos sistemas avaliados. ....	108
Tabela 18 – Custos operacionais e de manutenção dos sistemas avaliados.....	109
Tabela 19 – Custo do Ciclo de Vida dos sistemas avaliados. ....	110



## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A/C	Sistemas de Ar Condicionado
ASHP	<i>Air Source Heat Pump Systems</i>
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
BHE	<i>Boreholes</i>
COP	<i>Coefficient of Performance</i>
CEMIG	Companhia Energética de Minas Gerais
CPD	Centro de Processamento de Dados
EER	<i>Energy Efficiency Ratio</i>
ELFH	<i>Equivalent Full Load Hours</i>
GCHP	<i>Ground-Couple Heat Pumps</i>
GHX	<i>Ground Heat Exchange</i>
GSHP	<i>Ground Source Heat Pump Systems</i>
GWHP	<i>Ground-water Heat Pumps</i>
HGSHP	<i>Hybrid Ground Source Heat Pumps</i>
HVAC	<i>Heating, Ventilation and Air-Conditioner systems</i>
IGSHPA	<i>International Ground Source Heat Pump Association</i>
INMET	Instituto Nacional de Meteorologia
PEAD	Polietileno de alta densidade
PLF	<i>Partial Load Factor</i>
RMSE	<i>Root Mean Square Error</i>
SGC	Sistema Geotérmico de Climatização
SWHP	<i>Surface-Water Heat Pumps</i>
TMY	<i>Typical Meteorological Year</i>
VRF	<i>Variant Refrigerant Flow</i>





## LISTA DE SÍMBOLOS

$A_s$	Amplitude da temperatura da superfície da Terra em relação à $\bar{T}_g$ (°C);
Bu	Distância centro a centro do tubo (m);
b	Parâmetro de excentricidade;
C	Capacidade térmica do fluido que percorre o GHX horizontal por unidade de tempo (W / K);
$C_{f,horiz}$	Fator de difusão inferior;
$c_{p,g}$	Calor específico do solo (J/kg K);
$c_{p,w}$	Calor específico do fluido que percorre o BHE (J/kg K);
D	Profundidade do solo que cobre o poço (m);
d	Número de dias do ano;
$d_0$	Número de dias do ano a partir de 1° de janeiro em que ocorre a temperatura mínima da superfície;
$d_b$	Diâmetro do BHE (m);
Erfc	Função erro complementar;
Fo	Número de Fourier;
$F_{sc}$	Fator de perda de calor por curto circuito;
$G_f, G_1, G_2$	Fatores-G;
g	Função g
H	Comprimento de um único poço (m);
$h_{conv}$	Coefficiente convectivo de transferência de calor dentro dos tubos (W/m <sup>2</sup> K);
$k_{backfill}$	Condutividade térmica do material de aterro da vala (W/m °C);
$k_g$	Condutividade térmica do solo (W/m K);
$k_p$	Condutividade térmica do material do tubo (W/m K);
$k_{grt}$	Condutividade térmica do sedimento especial (W/m K);
L	Comprimento total de BHE necessários (m);
$L_{field}$	Comprimento da matriz de poços (m);
$\dot{m}_w$	Vazão mássica do fluido que percorre os tubos do BHE (kg/s);
N	Número de BHE conforme seu posicionamento na matriz;
Nu	Número de tubos em U dentro de um único BHE;
P	Razão entre r e r <sub>b</sub> para obtenção do Fator-G;

$Q_{cond}$	Energia trocada no condensador da bomba de calor (kJ/kg ou kW);
$Q_{evap}$	Energia trocada no evaporador da bomba de calor (kJ/kg ou kW);
$Q_{stored}$	Energia armazenada no solo (kWh);
$\dot{q}'$	Taxa de transferência de calor por unidade de comprimento do poço (W/m);
$\dot{q}$	Taxa total de transferência de calor de um poço (W);
$\dot{q}_a$	Taxa de transferência de calor anual do sistema ao solo, (W);
$\dot{q}_{cond}$	Taxa efetiva de transferência de calor entregue ao solo no modo resfriamento (W);
$\dot{q}_{evap}$	Taxa efetiva de transferência de calor retirada do solo no modo aquecimento (W);
$\dot{q}_{l,heat}$	Carga de projeto do edifício no modo de aquecimento (W);
$\dot{q}_{l,cool}$	Carga de projeto do edifício no modo de resfriamento (W);
$\dot{q}_{m,heat/cool}$	Carga terrestre mensal média para os modos de aquecimento / resfriamento (W);
$\dot{q}_{tot}$	Taxa total de transferência de calor exigida pelo sistema (W);
$\hat{q}_{h,,heat/cool}$	Carga terrestre horária de pico sobreposta para os modos de aquecimento / resfriamento (W);
$\hat{q}_{m,heat/cool}$	Carga terrestre mensal sobreposta para os modos de aquecimento / resfriamento (W);
$R_a$	Resistência interna da trincheira (m °C/W);
$R_b$	Resistência térmica do poço (m K/W);
$R_g$	Resistência térmica do solo (m K/W);
$R_p$	Resistência do tubo (m K/W);
$R_{ga}$	Resistência térmica efetiva do solo considerando o pulso anual (m K/W);
$R_{gm}$	Resistência térmica efetiva do solo considerando o pulso mensal (m K/W);
$R_{gst}$	Resistência térmica efetiva do solo considerando o pulso curto (m K/W);
$R_{grt}$	Resistência condutiva do sedimento especial que preenche o BHE (m K/W);
$R_{sf}$	Resistência térmica efetiva da trincheira em regime estacionário (m °C/W);

$R_{tot}$	Resistência térmica total (m K/W);
$R_{trench}$	Resistência da trincheira (m °C/W);
$R_{tube}$	Resistência condutiva da parede do tubo (m K/W);
$R_{film}$	Resistência convectiva do fluido no tubo do BHE (m K/W);
$R_{11}$ e $R_{22}$	Resistências térmicas entre o fluido circulante e as paredes do BHE ( $kW^{-1}$ );
$R_{12}$	Resistência entre os dois tubos ( $kW^{-1}$ )
$r$	Coordenada radial (m);
$r_b$	Raio do BHE (m);
$r_{p,i}$	Raio interno do tubo (m);
$r_{p,e}$	Raio externo do tubo (m);
$r_{trench}$	Raio da vala (m);
$r_o$ e $r_i$	Raios externo e interno do cilindro considerado no solo (m);
$r_{max}$	Raio máximo do cilindro considerado (m);
$S_{bore}$	Distância entre poços vizinhos (m);
$T$	Temperatura (K ou °C);
$T_b$	Temperatura na parede do BHE (K ou °C);
$T_g$	Temperatura do solo não perturbada (K ou °C);
$T_{g,winter/summer}$	Temperatura do solo média para os meses de projeto (K ou °C);
$\bar{T}_g$	Temperatura média do solo anual (°C);
$T_p$	Penalidade na temperatura do solo devido ao desequilíbrio de cargas (K ou °C);
$T_{p,int}$	Penalidade de temperatura para um poço interno (K ou °C);
$T_w$	Temperatura média do fluido percorrendo o BHE (K ou °C);
$T_{w,in}$	Temperatura do fluido na entrada da bomba de calor (K ou °C);
$T_{w,out}$	Temperatura do fluido ao sair da bomba de calor (K ou °C);
$T_{bw,in}$	Temperatura do fluido na entrada do BHE (K ou °C);
$T_{bw,out}$	Temperatura do fluido ao sair do BHE (K ou °C);
$\Delta T_r$	Varição de temperatura do solo em função da distância radial e do tempo (K ou °C);
$T$	Tempo (s);
$t_s$	Tempo de estado estacionário (s);

$t_f$	Adição do tempo do pulso de calor anual, mensal e curto (dias);
$t_1$	Tempo do pulso de calor anual (dias);
$t_2$	Adição entre o tempo do pulso de calor anual e mensal (dias);
$UA$	Coefficiente geral de transferência de calor (W/K);
$X$	Termo adimensional que relaciona $\alpha_g$ , t, r;
$x_c$	Espaçamento da haste, distância centro a centro entre as pernas do tubo em U (m);
$z$	Coordenada axial (m);
$W_{field}$	Largura da matriz de poços (m);
$W_{total}$	Trabalho realizado pelo compressor e dispositivos auxiliares (kJ/kg ou kW);
$\alpha_g$	Difusividade térmica do solo (m <sup>2</sup> /dia);
$\beta_0$ e $\beta_1$	Coefficientes empíricos para obtenção do Rb;
$\epsilon_b$	Eficiência térmica do poço como trocador de calor;
$\phi$	Coordenada circunferencial (rad);
$\rho_g$	Massa específica do solo (kg/m <sup>3</sup> );
$\sigma$	Relação adimensional entre condutividades térmicas;

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>21</b>
<b>1.1 Contextualização</b> .....	<b>21</b>
<b>1.2 Problematização</b> .....	<b>24</b>
<b>1.3 Objetivos</b> .....	<b>28</b>
<b>1.4 Justificativa</b> .....	<b>28</b>
<b>1.5 Estrutura da Dissertação</b> .....	<b>29</b>
<b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>31</b>
<b>2.1 Energia Geotérmica</b> .....	<b>31</b>
<i>2.1.1 Geotermia Superficial</i> .....	<i>32</i>
<b>2.2 Sistemas Geotérmicos de Climatização (<i>Ground Source Heat Pump Systems</i>)</b> .....	<b>35</b>
<i>2.2.1 Ground-water Heat Pumps (GWHP)</i> .....	<i>39</i>
<i>2.2.2 Surface-water Heat Pumps (SWHP)</i> .....	<i>41</i>
<i>2.2.3 Ground-Couple Heat Pumps (GCHP)</i> .....	<i>42</i>
<b>2.3 Projetos de Sistemas Geotérmicos de Climatização</b> .....	<b>47</b>
<i>2.3.1 Modelos matemáticos para análise da transferência de calor</i> .....	<i>48</i>
<i>2.3.2 Procedimentos para o dimensionamento do subsistema externo de GCHPs</i> .....	<i>57</i>
<b>2.4 SGC aplicados em supermercados</b> .....	<b>69</b>
<b>3 METODOLOGIA</b> .....	<b>72</b>
<b>3.1 Levantamento dos dados</b> .....	<b>73</b>
<i>3.1.1 Supermercado estudado</i> .....	<i>73</i>
<i>3.1.2 Condições climáticas</i> .....	<i>73</i>
<i>3.1.3 Caracterização do solo</i> .....	<i>75</i>
<b>3.2 Simulação Termo energética do supermercado</b> .....	<b>77</b>
<i>3.2.1 Obtenção e atualização do arquivo climático</i> .....	<i>78</i>
<i>3.2.2 Modelagem geométrica, parametrização e calibração do modelo</i> .....	<i>79</i>
<i>3.2.3 Obtenção das cargas térmicas e dos consumos de A/Cs de referência</i> .....	<i>80</i>
<b>3.3 Dimensionamentos e Análises de Viabilidade Técnica</b> .....	<b>81</b>
<i>3.3.1 SGC Vertical</i> .....	<i>81</i>
<i>3.3.2 SGC Horizontal</i> .....	<i>83</i>
<i>3.3.3 Seleção e estimativa do consumo de energia do SGC</i> .....	<i>85</i>
<b>3.4 Análise de Viabilidade Econômica</b> .....	<b>86</b>
<b>4 RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	<b>88</b>

<b>4.1 Dados levantados.....</b>	<b>88</b>
<b>4.2 Simulação Termo energética.....</b>	<b>90</b>
<b>4.3 Dimensionamentos e Análises de Viabilidade Técnica .....</b>	<b>97</b>
<b>4.3.1 SGC verticais.....</b>	<b>101</b>
<b>4.3.2 SGC horizontais.....</b>	<b>103</b>
<b>4.3.3 SGC proposto e seu consumo de energia.....</b>	<b>105</b>
<b>4.4 Análise de viabilidade econômica .....</b>	<b>108</b>
<b>5 CONSIDERAÇÕES FINAIS .....</b>	<b>112</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>115</b>
<b>APÊNDICE A – DETALHAMENTO DOS DADOS SOLICITADOS .....</b>	<b>123</b>
<b>APÊNDICE B – DETALHES CONSTRUTIVOS DA EDIFICAÇÃO .....</b>	<b>125</b>
<b>APÊNDICE C – POTÊNCIAS e HORAS DE FUNCIONAMENTO: ILUMINAÇÃO E EQUIPAMENTOS .....</b>	<b>126</b>
<b>APÊNDICE D – PADRÃO DE OCUPAÇÃO.....</b>	<b>127</b>
<b>APÊNDICE E – SCRIPT DO OCTAVE: SGC VERTICAL .....</b>	<b>129</b>
<b>APÊNDICE F – SCRIPT DO OCTAVE: SGC HORIZONTAL .....</b>	<b>136</b>
<b>ANEXO 1 – TARIFAS DAS CONTAS DE ENERGIA .....</b>	<b>142</b>





# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contextualização

Nos dias atuais, a gestão dos recursos energéticos se apresenta como um dos maiores desafios enfrentados pela sociedade mundial. Se por um lado enfrentamos a urgência em controlar o aquecimento global e diminuir as emissões de gases de efeito estufa, por outro, o desenvolvimento social e tecnológico faz com que o consumo de energia, que já é elevado, apresente uma perspectiva de crescimento para um futuro próximo.

Um relatório divulgado no Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas em 2021, após avaliação de cinco diferentes cenários em relação à emissão de gases de efeito estufa e CO<sub>2</sub>, indica que na melhor das opções a temperatura do nosso planeta terá aumentado cerca de 1,5°C até 2040, em relação ao período pré-Revolução Industrial no século 19. Atualmente, esse aumento está entre 1,1°C e 1,2°C, ou seja, o relatório indica uma taxa de aumento jamais vista em um período de 200 anos (VEIGA, 2021; VEJA, 2021).

Em termos globais, segundo relatório da *Bloomberg Energy Finance* de 2019, espera-se um crescimento na demanda de energia elétrica próxima a 62% até 2050, sendo este valor potencializado principalmente pelo crescimento de mercado dos veículos elétricos nos países desenvolvidos e dos aparelhos de condicionamento a ar nos países emergentes. Estes últimos com expectativa de se atingir 12,7% da demanda global de energia no referido ano (EPBR, 2019).

Em 2019, segundo a *International Energy Agency* (IEA, 2020), a energia elétrica utilizada em edifícios e instalações já correspondia a 55% do uso mundial de eletricidade. No Brasil, em 2017, esse consumo foi de 51% do total, incluindo residências, comércio e setor público. Dentre essa energia, a Nota Técnica EPE 030/2018, baseada no Balanço de Energia Útil de 2004 e no desenvolvimento econômico do nosso país, intui que a parcela gasta na climatização de ambientes supera os 33% para setor comercial e 32% para o residencial. Para o futuro, se espera que o resfriamento de ambientes seja o principal contribuinte de uso da energia nos edifícios brasileiros (EPE, 2018; EPE; ONS; CCEE, 2020; IEA, 2021).

Diante deste cenário de altas demandas de consumo de energia, aliadas às mudanças climáticas provocadas pelo aquecimento global e à perspectiva de crescimento de mercado de equipamentos para o condicionamento de ambientes em países em desenvolvimento, como o Brasil, a importância da utilização de sistemas de refrigeração e aquecimento com alta eficiência energética em nosso país é reforçada. Os ganhos de eficiência nesse setor terão

significativa influência na demanda de pico e no gerenciamento geral de eletricidade, abrindo espaço e interesse para estudos de viabilidade dos Sistemas Geotérmicos de Climatização (SGC), frequentemente encontrados na literatura com a nomenclatura *Ground Source Heat Pumps systems* (GSHPs) (ASHRAE, 2019; IEA,2021).

Os SGC (ou GSHPs) são sistemas de condicionamento de ambientes com bombas de calor que utilizam o solo, águas subterrâneas ou águas superficiais como fonte ou dissipador de energia. São sistemas sustentáveis que estão inclusos nas aplicações da Geotermia Superficial, fazendo uso de recursos geotérmicos de muito baixa entalpia (com temperaturas abaixo dos 30 °C) para o aquecimento e/ou resfriamento de ambientes e de processos industriais, bem como aquecimento de água sanitária e piscinas (ASHRAE, 2019; EPE, 2020).

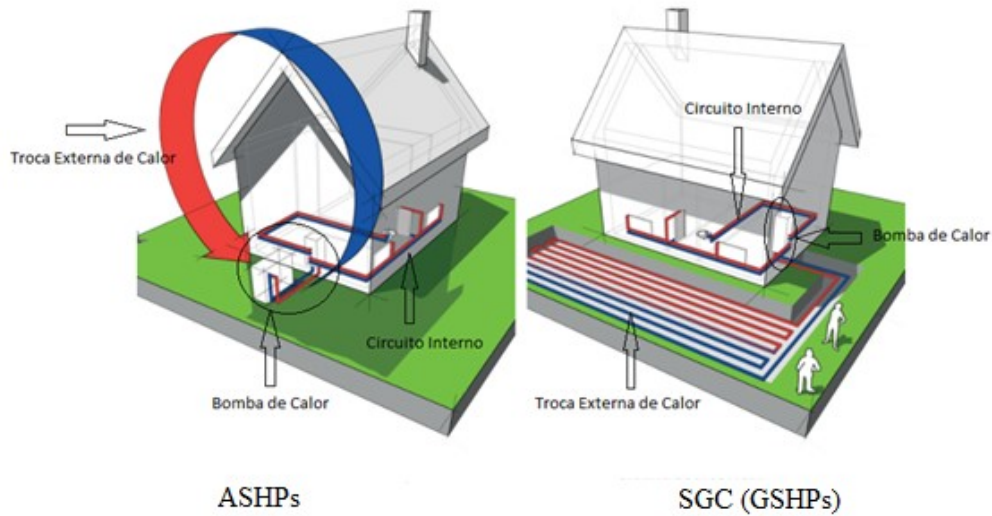
Quando observados por completo, os SGC se assemelham aos tradicionais aparelhos de condicionamento a ar (*Air-source heat pumps (ASHPs)*<sup>1</sup>) em uso no Brasil, como apresenta a Figura 1, pois consistem na conexão de três subsistemas principais (CETC, 2005; SELF; REDDY; ROSEN, 2013):

- i) Um Circuito Interno composto por dutos de ar ou água responsáveis pela distribuição ou extração de calor dos espaços do edifício, sendo muitas vezes semelhantes para SGC e ASHPs;
- ii) Uma Bomba de Calor como sistema central, responsável pela transferência de calor entre o ambiente interno e a fonte externa. Este componente, é diferente para SGC e ASHPs, porém trabalham sob os mesmos princípios termodinâmicos do ciclo de compressão à vapor;
- iii) Um Trocador de Calor Externo, responsável pela entrega (ou retirada) de calor para (ou da) fonte externa. É neste subsistema, como pode-se observar na Figura 1, que está a diferença básica entre os SGC e os ASHPs. Para estes, a troca de calor ocorre com o ar externo, enquanto que para os primeiros a troca ocorre com um meio geotérmico (solo, água subterrânea ou água superficial).

---

<sup>1</sup> Os ASHPs são os sistemas de climatização mais comuns no Brasil, incluindo tanto os sistemas de ar-condicionado (A/C) quanto refrigeradores. Se apresentam como principais concorrentes do GSHPs, sendo as únicas alternativas para resfriamento e apresentando eficiências superiores às demais possibilidades para aquecimento (SELF; REDDY; ROSEN, 2013).

**Figura 1– Subsistemas do ASHP (à esquerda) e do SGC (à direita).**



Fonte: GREEN SQUARE, 2021. Adaptado

A depender da geologia local e da sua capacidade calorífica, o solo terrestre apresenta, em poucos metros de profundidade, normalmente entre 10 m e 20 m, pouca ou nenhuma variação de temperatura durante o ano. Os SGC fazem uso dessa estabilidade térmica para conseguir maiores eficiências energéticas durante sua operação, quando comparados aos tradicionais sistemas de condicionamento a ar cuja eficiência está sujeita às variações da temperatura ambiente. (SANNER, 2001; SELF; REDDY; ROSEN, 2013; SARBU; SEBARCHIEVICI, 2014).

Esses possíveis ganhos em eficiência dos SGC dependem de muitos fatores como: o tipo e tamanho do sistema, condições geológicas, ambientais e climáticas, disponibilidade tecnológica e fatores econômicos. Segundo Ahmadi *et al.* (2017), quando as principais condições são atendidas, valores típicos de eficiência energética entre 30 e 50% superiores aos ASHPs para cada kW gasto com aquecimento ou resfriamento podem ser alcançados. O Plano Nacional de Energia - PNE 2050 vai além, afirmando que a utilização dos SGC tem potencial para reduzir o consumo de energia final em valores superiores aos 60% para aquecimento e entre 20% e 60% para resfriamento. Além desta, outras vantagens significativas que podem vir com os altos valores potenciais de eficiência energética dos SGC são as reduções nas emissões de CO<sub>2</sub> e nos custos de operação e manutenção (SELF; REDDY; ROSEN, 2013; CHIASSON, 2016; EPE 2020).

Com todos esses benefícios os SGC vêm apresentando um crescimento significativo em grande parte do planeta, apesar de ser pouco conhecido no Brasil. Idealizados por Lord Kelvin em 1852, eles são hoje a maior aplicação geotérmica no mundo, sendo

responsáveis por 71,6% da capacidade instalada e 59,2% do consumo anual desta forma de energia. As potências das unidades individuais variam desde 5,5 kW, para o setor residencial, até valores acima de 150 kW para instituições comerciais e industriais. O número de países que fazem uso desse tipo de sistema chegou à 54 em 2020, com destaque para Estados Unidos, China, Finlândia, Suécia e Alemanha que juntos possuem 77,4% das unidades instaladas (SPLITTER, 2005; LUND; TOTH, 2020).

## 1.2 Problematização

No Brasil, a utilização da energia geotérmica superficial para climatização de ambientes é pouco difundida, apesar do país possuir recursos geotérmicos predominantemente de baixa entalpia. Se tem conhecimento da implantação desse tipo de sistema em uma casa no estado do Rio de Janeiro em 1996, em uma fazenda no estado do Paraná e no Museu do Amanhã, na cidade do Rio de Janeiro que se utiliza da água do mar para refrigeração do edifício. Além destes, se iniciou em 2021 pesquisas em uma construção no Centro de Inovação em Construção Sustentável na cidade universitária da USP, utilizando-se um sistema de fundação de estacas para avaliar seu comportamento no clima subtropical característico da cidade de São Paulo (CARDOSO; HAMZA; ALFARO, 2010; LUND; TOTH, 2020; BRASILAMAZ, 2021).

Essa pouca utilização dos SGC no Brasil se deve a muitos fatores, entre eles o pouco conhecimento e interesse de uma forma geral na Energia Geotérmica, e suas aplicações. Além do mais, os próprios SGC apresentam barreiras à sua implementação, a principal delas é a necessidade de alto investimento inicial, quando comparados aos ASHPs. A obrigação de espaço livre no solo, existência de um aquífero ou de lagos/rios para implantação do trocador de calor externo, também se apresentam como barreira, bem como a forte dependência das condições geológicas e do clima local. Tais dificuldades de implementação fazem com que a viabilidade dos SGC dependa de análises específicas de cada caso, a fim de se especificar qual o tipo de sistema trabalhará de forma mais eficiente e trará o retorno econômico esperado (KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014; BARCELOS, 2018).

Nesse sentido, o Centro Tecnológico de Energia CANMET - CETC (2005), Wu (2009), Sarbu e Sebarchievici (2014), Chiasson (2016), indicam condições que influem em maior viabilidade para os SGC:

- Preferência do proprietário por construção sustentável: diminui a preocupação com os altos investimentos iniciais;

- Novas construções ou sistemas previamente instalados em fim de vida útil: facilitam a instalação do trocador de calor externo;
- Edifícios maiores: aumentam o ganho em escala;
- Climas com maior amplitude térmica sazonal e/ou aplicações com cargas anuais de aquecimento e resfriamento balanceadas: aproveitam toda a capacidade do sistema, evitam sistemas complementares e a alteração térmica do solo;
- Altos custos de eletricidade e gás natural: reduzem o tempo de retorno do investimento inicial;
- Conhecimento da geologia e hidrogeologia local: aumentam a assertividade do projeto.

A observação das condições acima indica uma relação direta entre maior viabilidade dos SGC com o setor de aplicação do sistema e, com o clima do local de instalação.

Quanto ao setor de aplicação, os setores industrial e comercial despontam como passíveis à implantação de SGC, uma vez que tendem a apresentar maiores preocupações com a sustentabilidade, podendo possuir grandes edificações, variabilidade de aplicações e maiores condições de investimento inicial, além do interesse na redução dos custos com eletricidade. Além do mais, há a necessidade de se manter o conforto térmico em seus espaços em atendimento aos requisitos de ergonomia e segurança no trabalho conforme atualização da Norma Regulamentadora nº17 (NR-17) do Ministério do Trabalho e Previdência, vigente a partir de janeiro de 2022 (BRASIL, 2021).

Nesse sentido, o setor de supermercados e varejo se apresentam como promissores à aplicação do SGC, uma vez que são constituídos por grandes edifícios com alto consumo de energia elétrica e, apresentam possíveis variações de cargas de aquecimento e resfriamento, que podem permitir uma integração de aplicações para evitar desequilíbrios térmicos no solo.

Segundo a Associação Brasileira de Varejo e Consumo, os custos com energia elétrica podem atingir até 2% do faturamento dos supermercados (MAGNO, 2021). Pinesi (2008) indica que as principais fontes consumidoras de energia em um supermercado típico incluem climatização, refrigeração e iluminação, com os dois primeiros atingindo 55% do total de energia elétrica consumida no edifício. Mands e Sauer (2008) indicam que um supermercado típico, pode apresentar demandas de aquecimento e/ou refrigeração nas seguintes áreas: loja e escritórios para conforto térmico; aquecimento de água sanitária e estufas de armazenamento de alimentos; expositores de produtos refrigerados e congelados e; câmaras frias e de congelados para armazenamento e movimentação de produtos.

Estudos de avaliação do uso de SGC em supermercados, como Mands e Sauer (2008), Garcia *et al.* (2011) e Fernández (2019), indicam um maior potencial de uso desses sistemas quando aplicações de climatização e refrigeração são integradas, podendo resultar em reduções no consumo de energia próxima a 25% para resfriamento e 40% para aquecimento, além das reduções de CO<sub>2</sub> que variam de acordo com a fonte primária de produção da energia utilizada.

Dessa forma, os SGC se mostram muito atraentes para aplicações no setor comercial de supermercados, oferecendo oportunidade de modernização do setor com equipamentos mais eficientes, reduzindo custos e o consumo de energia, e podendo atuar em duas das principais consumidoras de eletricidade destes edifícios, caso as condições climáticas permitam a integração de aplicações. Aliado a isso, a implantação desses sistemas aumenta o compromisso ambiental das empresas, já que os SGC reduzem as emissões de CO<sub>2</sub>, o que significa vantagens competitivas e diferenciação em relação aos concorrentes (FERNÁNDEZ, 2019).

Quanto ao clima do local de instalação, para conforto térmico humano em edificações, que é a principal aplicação destes sistemas no mundo, a observação do clima brasileiro indica a região Sul como prováveis localidades passíveis de implementação exclusiva<sup>2</sup> desses sistemas, já que esta região<sup>3</sup> possui um clima temperado, caracterizado por maiores amplitudes térmicas, que demandam cargas sazonais de aquecimento e resfriamento. Entretanto, a maioria do território brasileiro, como pode ser observado no Mapa 1, apresenta clima equatorial ou tropical, caracterizados por baixas amplitudes térmicas e altas temperaturas médias do ar atmosférico durante todos os meses do ano, o que resulta em demandas quase que exclusivas de resfriamento, e exigiriam aplicações de carga contrária para evitar o desequilíbrio térmico do solo em caso de utilização dos SGC (IBGE, 2002).

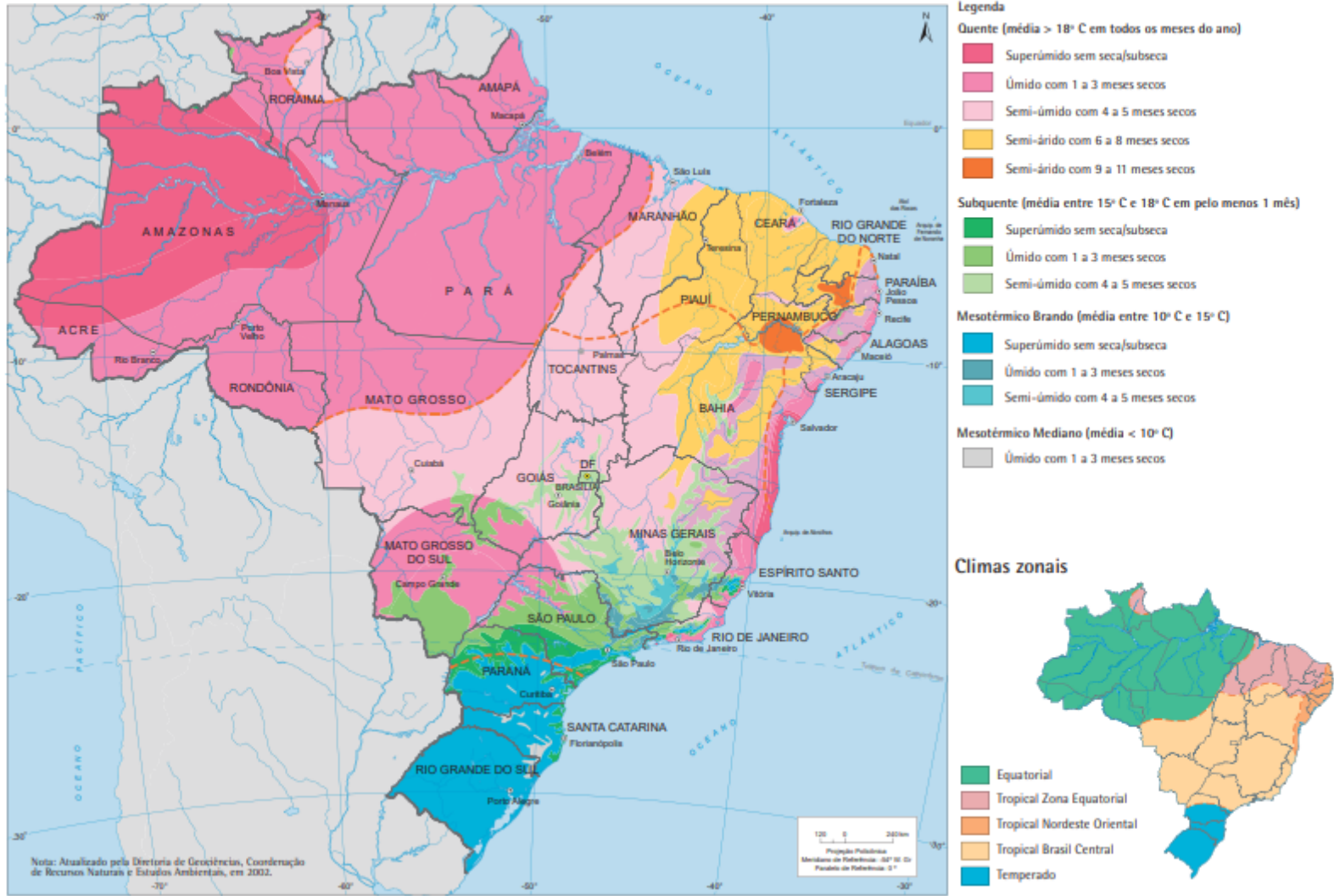
Considerável parte da região Sudeste, porém, principalmente nos estados de Minas Gerais e São Paulo, apresentam temperaturas médias mensais mais amenas em alguns períodos do ano, tipos climáticos Subquente e Mesotérmico Brando conforme Mapa 1, o que indica a perspectiva de cargas de aquecimento nos períodos mais frios e uma oportunidade de utilização dos SGC para conforto térmico também nessas regiões (IBGE, 2002).

---

2 Sem utilização de sistemas complementares.

3 Barcelos (2018) avaliou a viabilidade técnica e econômica de implementação de um SGC em uma residência unifamiliar na cidade de Porto Alegre/RS, demonstrando o potencial desses sistemas para aplicações de conforto térmico humano na região.

Mapa 1– Clima do Brasil.



Fonte: IBGE, 2002.

A cidade de Diamantina, localizada no interior de Minas Gerais, se enquadra nestas características de parte do sudeste brasileiro. Ela se encontra na zona bioclimática 3, em uma região classificada como Cwb pela classificação de Köppen, que indica um clima temperado úmido, com inverno seco e verão úmido. Apresenta temperatura média anual de 18,3°C, com temperaturas médias mensais máximas próximas à 26°C entre os meses de janeiro e março (32,7°C de temperatura máxima absoluta), e temperaturas médias mensais mínimas entre 11,5°C e 13,7°C para o período de maio a setembro (5,6°C de temperatura mínima absoluta), segundo normais climatológicas obtidas a partir de uma série de dados de 30 anos entre 1991 e 2020 (ABNT, 2005b; INMET, 2022).

Diante deste cenário, com altas taxas atuais e previsões de aumento no consumo geral de eletricidade com a climatização de ambientes em diversos setores, incluindo o comercial de supermercados, e todas as vantagens e possibilidades que a utilização de SGC podem trazer, além das condições climáticas favoráveis apresentadas pela cidade, surgiu o questionamento sobre a viabilidade de utilização de um Sistema Geotérmico de Climatização em um supermercado da cidade de Diamantina/MG.

### **1.3 Objetivos**

Diante do exposto, o presente trabalho tem como objetivo geral avaliar a viabilidade de utilização de um Sistema Geotérmico de Climatização aplicado a um supermercado da cidade de Diamantina/MG.

Para isso, um estudo de caso foi realizado contendo os seguintes objetivos específicos:

- Realizar uma simulação termo energética do edifício a fim de se estimar as cargas térmicas do supermercado em estudo e se simular o consumo de energia de ASHPs de referência;
- Avaliar a viabilidade técnica de utilização de diferentes SGC para o edifício estudado;
- Propor um tipo de SGC que melhor se adeque às condições do supermercado em estudo;
- Avaliar a viabilidade econômica do SGC proposto.

### **1.4 Justificativa**

Em termos gerais, este estudo se justifica por avaliar a possibilidade de introdução no mercado brasileiro de um sistema de climatização já consolidado em muitas das principais



potências econômicas do mundo, sendo um sistema que pode contribuir para o controle do aumento no consumo energético que se espera para os próximos anos, devido às suas comprovadas melhores eficiências energéticas. Aliado a isso, os SGC tendem a contribuir com o controle do aquecimento global, uma vez que são sistemas sustentáveis cujas emissões de CO<sub>2</sub> estão relacionadas somente à fonte da energia utilizada para acionamento de compressor e bombas, sendo que no Brasil essa fonte é predominantemente por hidrelétricas, o que faz com que o sistema como um todo tenda a apresentar baixas emissões de CO<sub>2</sub>.

Apesar do clima brasileiro em grande parte do seu território não se apresentar propício para a utilização exclusiva de SGC para conforto térmico de edifícios, parte da região sudeste apresenta características climáticas que podem viabilizar tal aplicação. Este estudo contribui para a avaliação de utilização desses sistemas nesta região, podendo ser um parâmetro inicial para localizações de clima semelhante à cidade de Diamantina/MG. Dessa forma, este trabalho contribui para a disseminação, no Brasil, do conhecimento sobre a principal aplicação da geotermia superficial que, pela primeira vez, foi incluída no Plano Nacional de Energia para o ano de 2050, como uma das tecnologias disruptivas que são “aquelas capazes de alterar significativamente o mercado de energia, mas para o qual se tem poucos elementos para antever sua inserção na matriz energética e os desdobramentos decorrentes” (EPE, 2020 p. 185).

Para o setor de supermercados, esta análise pode indicar um caminho de modernização dos equipamentos de climatização, apresentando uma alternativa de implementação futura que pode trazer benefícios econômicos e ambientais para o setor, resultando em vantagens competitivas no mercado.

## **1.5 Estrutura da Dissertação**

A presente dissertação foi ordenada em cinco capítulos, organizados para melhor entendimento do trabalho:

- O capítulo 2 traz uma revisão bibliográfica dos temas que fundamentam esta pesquisa, apresentando os temas relevantes relacionados aos Sistemas Geotérmicos de Climatização, e à aplicação destes em supermercados.
- O capítulo 3 traz a metodologia utilizada para este estudo de viabilidade.
- No capítulo 4 os resultados são apresentados e discutidos, seguindo a ordem definida no capítulo anterior.

- Por fim, o capítulo 5 - Considerações Finais - traz as conclusões deste trabalho, bem como suas contribuições e sugestões de trabalho futuro.

## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta uma revisão dos conceitos associados ao desenvolvimento deste trabalho, aborda-se inicialmente, a energia geotérmica de uma maneira geral. Em seguida, apresenta-se a geotermia superficial como forma de aproveitamento da energia térmica do subsolo superficial, estando os Sistemas Geotérmicos de Climatização inclusos em suas aplicações. Na sequência, são apresentadas as diferentes características e classificações possíveis para os Sistemas Geotérmicos de Climatização, seguido de procedimentos de projeto para sistemas cuja fonte externa é o solo. Para finalizar, apresenta-se uma breve revisão da literatura onde os SGC são aplicados à supermercados.

### 2.1 Energia Geotérmica

Segundo a *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE), a Energia Geotérmica se refere à energia térmica armazenada em rochas e/ou fluidos na crosta terrestre (ASHRAE, 2011).

A origem desta forma de energia está relacionada ao calor gerado no processo de formação do próprio planeta, que se resfriou e se solidificou há milhares de anos, em conjunto com o calor proveniente de processos geotérmicos profundos, como: cristalização do núcleo; atrito devido a movimentos discrepantes entre as camadas da Terra e; desintegração de isótopos radioativos dos elementos rochosos existentes na crosta e manto (ASHRAE, 2011; DIPIPO, 2012; DGEG, 2017).

Apesar de alguns desses processos ocorrerem em grandes profundidades, a heterogeneidade da crosta terrestre em função de atividades vulcânicas, geologia e hidrogeologia locais, faz com que diferentes regiões apresentem diferentes gradientes geotérmicos, ou seja, diferentes variações de temperaturas com a profundidade. Além destas, um gradiente geotérmico radial constante provoca uma transferência de calor contínua, por condução e convecção de fluidos subterrâneos, do centro da Terra, onde estima-se temperaturas próximas aos 4000°C, para a crosta, onde as temperaturas variam entre 15 e 20°C na superfície e 800 a 1000°C na interface crosta-manto. (ASHRAE, 2011; DGEG, 2017).

Dessa forma, segundo a ASHRAE (2011), é possível se encontrar fluidos passíveis de aproveitamento térmico na crosta terrestre com temperaturas entre 5°C e 360°C, o que faz com que a principal forma de classificação para uso de recursos geotérmicos seja função de sua

temperatura, com alguns autores adotando limites diferentes entre as classes. Neste trabalho, a seguinte classificação foi considerada (CHIASSON, 2016; DGEG, 2017; ASHRAE, 2019):

- Recursos de alta temperatura ou alta entalpia:  $T > 150^{\circ}\text{C}$ , são indicados para geração de energia elétrica;
- Recursos de temperatura intermediária ou média entalpia:  $90^{\circ}\text{C} < T < 150^{\circ}\text{C}$ , são indicados para usos diretos e/ou geração de energia elétrica através de usinas geotérmicas de ciclo binário;
- Recursos de baixa temperatura ou baixa entalpia:  $30^{\circ}\text{C} < T < 90^{\circ}\text{C}$ , são indicados para usos diretos;
- Recursos à temperatura ambiente ou muito baixa entalpia:  $T < 30^{\circ}\text{C}$ , indicados para aplicações de uso das bombas de calor geotérmicas.

Os recursos de muito baixa entalpia apesar de serem menos relevantes em termos econômicos quando comparados às demais classificações, possuem alta disponibilidade e temperaturas estáveis em baixas profundidades, o que os torna valiosos para a refrigeração e/ou aquecimento de ambientes através da utilização de Sistemas Geotérmicos de Climatização (ou *Ground Source Heat Pumps (GSHP)*), que são o tema de interesse deste trabalho (WU, 2009; DGEG, 2017). Eles estão inclusos nas aplicações da Geotermia Superficial e serão abordados nas seções a seguir.

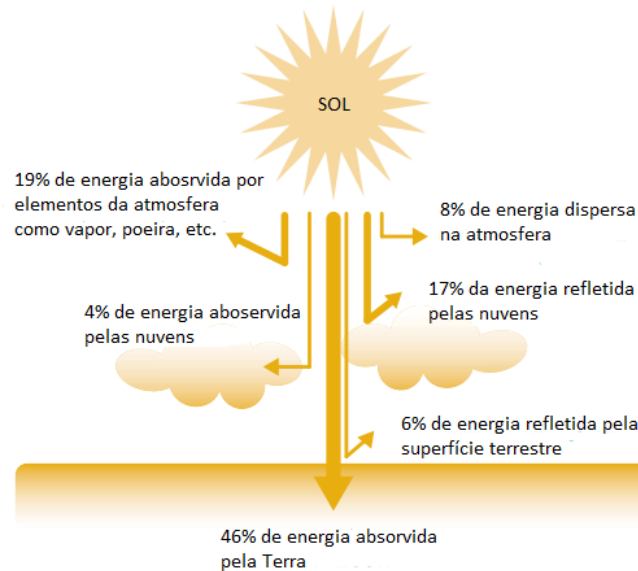
### ***2.1.1 Geotermia Superficial***

Também conhecida como geotermia rasa, segundo o Plano Nacional de Energia para o ano de 2050, a geotermia superficial corresponde ao “aproveitamento de energia térmica do subsolo superficial, usando o ciclo de refrigeração” (EPE, 2020 p. 189). Suas principais aplicações incluem aquecimento, climatização e desumidificação de ambientes, bem como aquecimento de águas sanitárias, piscinas e processos industriais (EPE, 2020).

A origem da energia térmica utilizada na geotermia superficial vem de uma junção do gradiente geotérmico profundo (energia geotérmica) com energia solar indiretamente armazenada na atmosfera e no solo terrestre. Em um dia claro, cerca de  $1000 \text{ W/m}^2$  do fluxo de energia solar atinge a superfície terrestre contra alguns “miliwatts” provenientes do fluxo de calor geotérmico (CHIASSON, 2016). Assim, muitos autores indicam que a energia geotérmica superficial é energia solar armazenada na Terra, o que é apenas parcialmente verdade segundo Chiasson (2016). A Figura 2 apresenta uma distribuição típica do fluxo de calor solar que atinge

a atmosfera terrestre, indicando que cerca de 46% dessa energia é incorporada e armazenada pela Terra (CETC, 2005).

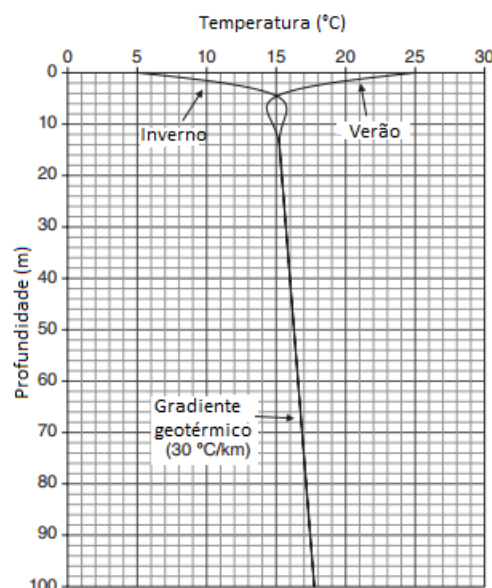
**Figura 2 – Distribuição do fluxo de energia solar na atmosfera terrestre.**



Fonte: CETC, 2005. Adaptado.

Em função da alta capacidade calorífica e da inércia térmica da Terra, essa grande quantia de energia absorvida, provoca variações sazonais na temperatura do solo terrestre até profundidades próximas aos 10 m, conforme pode ser observado nos perfis de temperatura do inverno e do verão apresentados no Gráfico 1, para um local cuja temperatura média ambiente é 15°C (JONHSTON; NARSILIO; COLLS, 2011; CHIASSON 2016).

**Gráfico 1 – Perfis típicos de temperatura do solo no inverno e verão.**

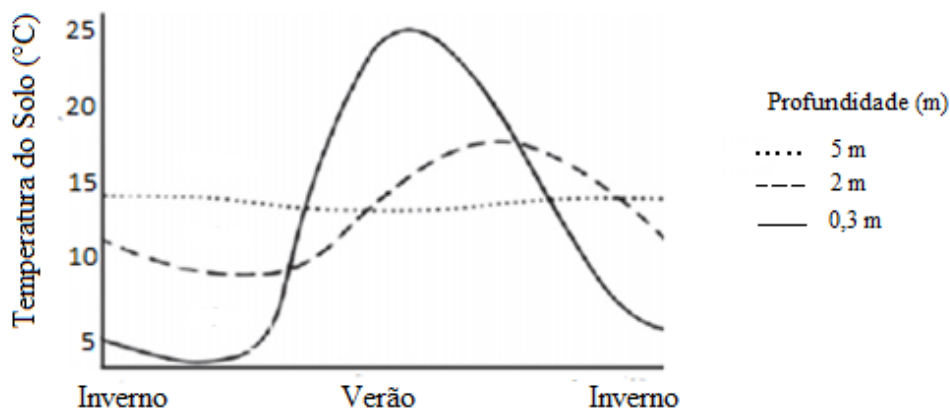


Fonte: CHIASSON, 2016. Adaptado

Chiasson (2016) divide estes perfis de temperatura subsuperficial, para regiões com gradientes térmicos considerados normais, da seguinte forma:

- Regime térmico raso: região cuja temperatura do subsolo é fortemente influenciada pelos processos atmosféricos e solares, podendo apresentar variações sazonais da ordem de  $\pm 10^{\circ}\text{C}$ . Tais flutuações diminuem consideravelmente com o aumento da profundidade até próximo dos 5 m, como pode ser observado no Gráfico 1 e no Gráfico 2;
- Zona de transição: região influenciada tanto pelos processos atmosféricos e solares quanto pelos geotérmicos, ocorrendo geralmente entre 5 e 10 m de profundidade, com a temperatura do solo tendendo para a temperatura média anual do ar atmosférico;
- Regime térmico profundo: região em que as temperaturas da Terra são fortemente influenciadas por processos geotérmicos, ocorrendo normalmente a partir dos 10 m de profundidade, apresentando gradientes de temperatura constantes.

**Gráfico 2 – Flutuações típicas da temperatura do solo no regime térmico raso.**



Fonte: SELF, REDDY, ROSEN, 2013. Adaptado.

Essa pouca influência da energia solar já em baixas profundidades faz com que o solo apresente temperaturas anuais estáveis em regiões de fácil acesso, como mostram os Gráficos 1 e 2. Os SGC se baseiam nessa estabilidade para atingir melhores eficiências energéticas, assim eles se enquadram nas aplicações da geotermia superficial pois se aproveitam da energia térmica disponível nas camadas superiores da crosta terrestre, usualmente menores que 100 m, para climatização de ambientes, bem como para aquecimento de água sanitária, utilizando-se de bombas de calor que operam seguindo um ciclo de refrigeração conhecido como ciclo de compressão a vapor (CHIASSON, 2016; ASHRAE, 2019). As seções a seguir aprofundam nos SGC.

## 2.2 Sistemas Geotérmicos de Climatização (*Ground Source Heat Pump Systems*)

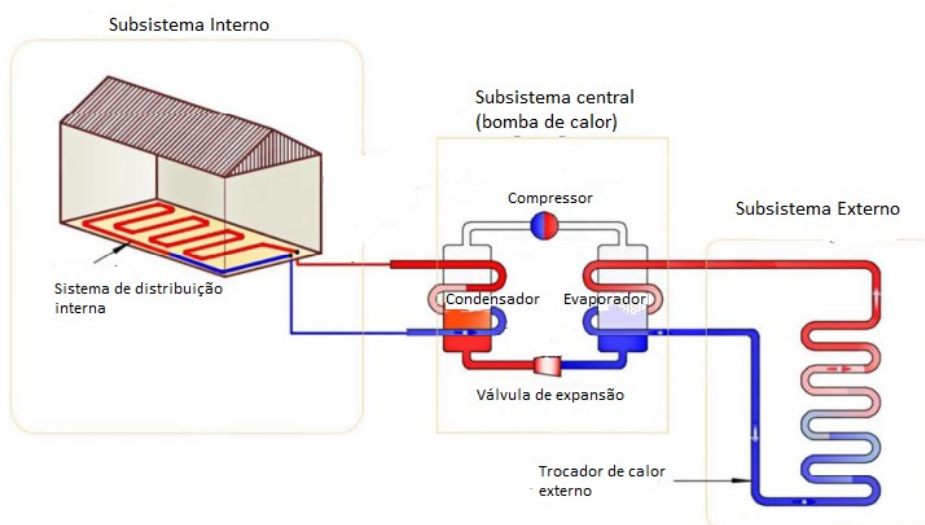
Idealizados por Lord Kelvin em 1852, a primeira referência de uso do solo como fonte para uma bomba de calor foi uma patente concedida à Heinrich Zoelly em 1912 na Suíça. Desde então, pesquisas envolvendo esses sistemas foram sendo desenvolvidas principalmente na Europa e nos EUA, com os primeiros usos comerciais, utilizando águas subterrâneas, documentadas para o início da década de 1940 na cidade de Portland (EUA) (SPITLER, 2005; JONHSTON; NARSILIO; COLLS, 2011; CHIASSON, 2016).

Após esse primeiro período, o interesse pareceu diminuir entre as décadas de 1950 e 1970, com o crescimento do gás e do petróleo como fontes de aquecimento. Entretanto, a Crise do Petróleo no início dos anos 1970 foi o incentivo necessário para o desenvolvimento de fontes alternativas de energia, levando a uma retomada de interesse nos SGC, que incluíram pesquisas intensivas para utilização do solo como fonte/dissipador da energia. Tais pesquisas, aliadas ao desenvolvimento tecnológico dos equipamentos que utilizavam águas subterrâneas e, ao surgimento de associações internacionais, como a *International Ground Source Heat Pump Association (IGSHPA)*, voltadas ao desenvolvimento de metodologias de projeto e padrões de instalação, fizeram com que o mercado dos SGC se desenvolvesse e se estabelecesse entre os anos finais da década de 1980 e os anos 1990 (SPITLER, 2005; SARBU; SEBARCHIEVICI, 2014; CHIASSON, 2016).

No ano 2000, 26 países já possuíam instalações de GSHPs e o crescimento era estimado entre 10 e 30% ao ano, com as pesquisas dessa década concentradas na revisão de métodos matemáticos para análises térmicas das trocas de calor ocorridas no solo e, conseqüentemente, no refinamento dos procedimentos de projeto e instalação. Atualmente já são mais de 50 países com instalações de SGC, que se tornou a maior aplicação geotérmica do mundo (SARBU; SEBARCHIEVICI, 2014; LUND; TOTH, 2020).

Os SGC podem ser divididos em três subsistemas principais, sendo que o componente central se utiliza de uma bomba de calor para retirar/fornecer energia do ambiente de interesse, através do subsistema interno, e entregar/remover esta energia para o meio geotérmico, através de um subsistema externo, conforme ilustrado na Figura 3 para um sistema no modo de aquecimento (SELF; REDDY; ROSEN, 2013; SINGH; SANI; AMIS, 2019).

**Figura 3 – Composição típica de um SGC.**



Fonte: SINGH, SANI, AMIS, 2019. Adaptado

O fluido que percorre o trocador de calor externo é sempre água ou uma solução aquosa anticongelante<sup>4</sup>, enquanto no subsistema interno o fluido pode ser ar ou água. De acordo com esta configuração, os SGC são classificados em “*water-to-air systems*” ou “*water-to-water systems*”, onde o primeiro termo se refere ao fluido do subsistema externo e o segundo ao fluido do subsistema interno. Os sistemas “*water-to-air*” são amplamente utilizados, documentados e permitem o controle da umidade e da renovação do ar. Já os sistemas “*water-to-water*”, quando se utilizam do sistema de pisos radiantes para aquecimento, trabalham com temperaturas mais uniformes do teto ao piso, o que exige menores temperaturas operacionais para fornecer as condições adequadas, resultando em melhores eficiências. Entretanto, estes normalmente contêm várias unidades e equipamentos auxiliares adicionais, sendo mais difíceis de se projetar. (THAIN, REYES; HUNT, 2006; SELF, REDY, ROSEN, 2013; KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014; CONTI, 2015; SINGH, SANI, AMIS, 2019).

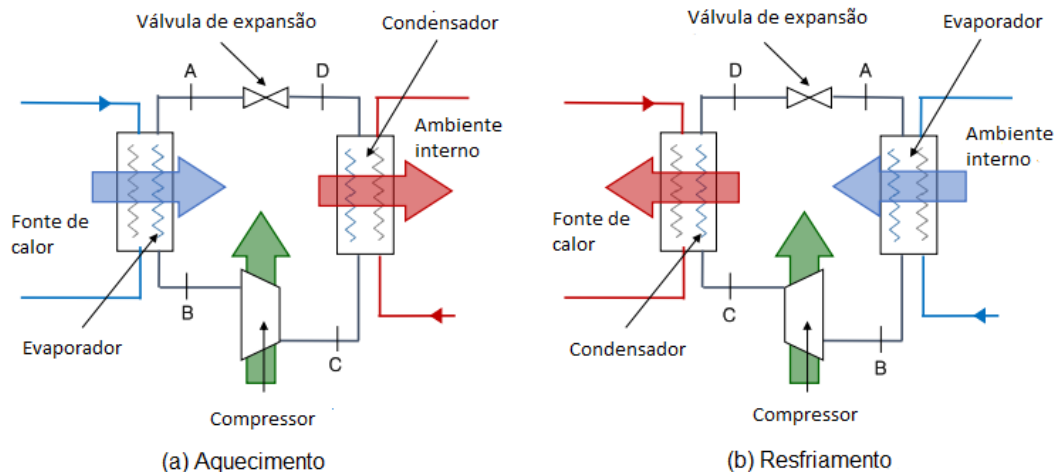
O ciclo de operação das bombas de calor que faz a intermediação da transferência de energia entre os subsistemas interno e externo é o Ciclo de Compressão a Vapor, cujos componentes principais são evaporador, condensador, compressor e válvula de expansão, conforme Figura 4 (a) e (b), que apresentam a disposição desses componentes e a direção das

<sup>4</sup> Exceto nos chamados sistemas de expansão direta, que dispensam o subsistema externo através de dutos embutidos diretamente no solo que atuam como condensador / evaporador do subsistema central (CONTI, 2015).



transferências de calor para os modos de aquecimento e resfriamento respectivamente<sup>5</sup> (STOECKER; JONES, 1985; SINGH; SANI; AMIS, 2019).

**Figura 4 – Ciclo de compressão a vapor básico: (a) aquecimento, (b) resfriamento.**



Fonte: CONTI, 2015. Adaptado

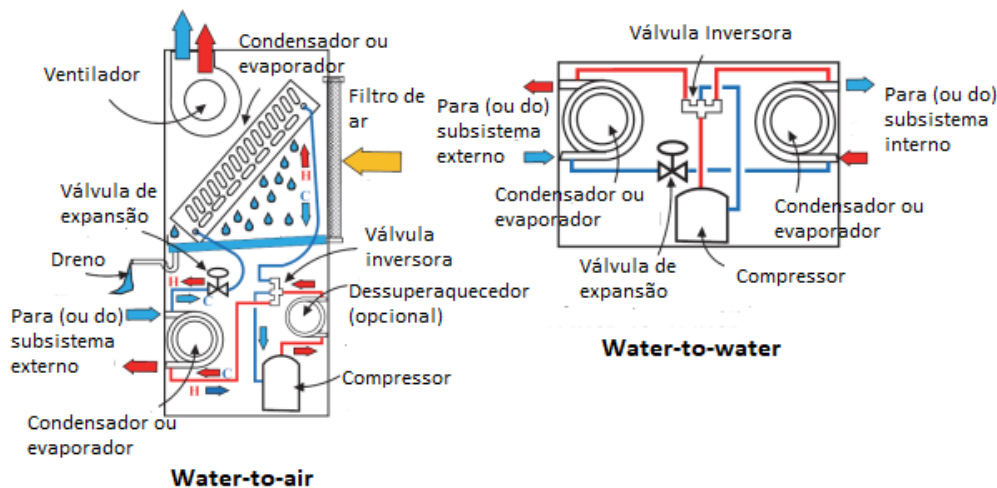
Na Figura 4 acima, cada letra A, B, C, D representa um estado termodinâmico de um fluido refrigerante, que percorre o ciclo de compressão a vapor no sentido ABCD. Ao percorrer este ciclo no modo aquecimento, o fluido refrigerante transporta a energia da fonte de calor para o ambiente interno. Quando o sentido do fluxo é invertido, o refrigerante transporta calor do ambiente interno para a fonte de calor, permitindo a refrigeração do primeiro. Essa inversão é possível com a utilização de uma válvula inversora de fluxo e uma troca de funções entre condensador e evaporador, permitindo que uma única bomba de calor, em um módulo fechado, forneça tanto aquecimento quanto resfriamento (CETC, 2005).

Além da válvula inversora, um módulo de bomba de calor típico para SGC apresenta outros componentes e acessórios auxiliares como ventiladores, filtros de ar, drenos e um outro trocador de calor, opcional, após o compressor, chamado “dessuperaquecedor”, responsável pelo aquecimento de água sanitária e redução da quantidade de energia entregue ao solo em aplicações com cargas predominantes de resfriamento. A Figura 5 apresenta esses componentes dispostos em duas configurações típicas de bombas de calor para SGC, uma para

<sup>5</sup> A nomenclatura comum de engenharia utiliza o termo “bomba de calor” para equipamentos com cargas predominantes de aquecimento, enquanto termos como “condicionadores de ar” e “refrigerador” são usados para tarefas de refrigeração. Entretanto, como pode ser visto na Figura 4, não há diferenças conceituais entre os dois modos de operação, exceto o sentido de transferência da energia útil (CONTI, 2015). Sendo assim, neste trabalho o termo bomba de calor é usado para ambos os modos de operação.

a configuração *water-to-air* e a outra para a configuração *water-to-water* (CETC, 2005; KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014).

**Figura 5 – Bombas de calor típicas para SGC.**



Fonte: KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014. Adaptado

O principal parâmetro de medição da eficiência de uma bomba de calor é o coeficiente de desempenho (*coefficient of performance*, COP), que é definido como a razão entre a energia útil fornecida e o trabalho realizado pelo equipamento, conforme Equação 1 (WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 1995):

$$\text{COP} = \frac{\text{energia útil}}{\text{trabalho realizado}} \quad (1)$$

No modo aquecimento, o termo energia útil se refere à energia térmica fornecida pela bomba de calor ao ambiente interno, que corresponde à energia trocada no condensador ( $Q_{cond}$ ). Já no modo resfriamento, a energia útil se refere à energia térmica retirada pela bomba de calor do ambiente interno, que corresponde à energia trocada no evaporador ( $Q_{evap}$ ). Em ambos os casos, estimativas dos valores dessa energia útil, em kJ/kg, podem ser obtidas pelas diferenças de entalpias do fluido na saída e na entrada dos respectivos componentes, após a aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica sob considerações de um sistema em regime permanente com energias cinética e potencial desconsideradas (STOECKER; JONES, 1985).

O termo “trabalho realizado” gera controvérsias na obtenção dos valores do COP, uma vez que alguns autores consideram somente a energia gasta no compressor, enquanto outros levam em consideração também a energia gasta com dispositivos auxiliares, como ventiladores e bombas (CONTI, 2015). De forma semelhante ao cálculo das energias úteis, o

trabalho realizado pelo compressor pode ser obtido pela diferença de entalpias do fluido refrigerante nos estados de saída e entrada do componente (STOECKER; JONES, 1985).

Singh, Sani e Ames (2019) indicam como objetivos de valores para o COP (sem auxiliares incluídos): 4 no aquecimento e 6 no resfriamento. Esses mesmos autores indicam que valores típicos do COP (com auxiliares incluídos) para bombas de calor de SGC acionadas por eletricidade variam 3,8 e 4,3. Neste trabalho, o termo COP (ao final dos dimensionamentos) se refere à eficiência do sistema com as potências dos sistemas auxiliares incluídos no cálculo do trabalho realizado. Assim, as eficiências para os modos aquecimento e resfriamento podem ser obtidas conforme Equação 2 e Equação 3 respectivamente.

$$COP_{heat} = \frac{Q_{cond}}{W_{total}} \quad (2)$$

$$COP_{cool} = \frac{Q_{evap}}{W_{total}} \quad (3)$$

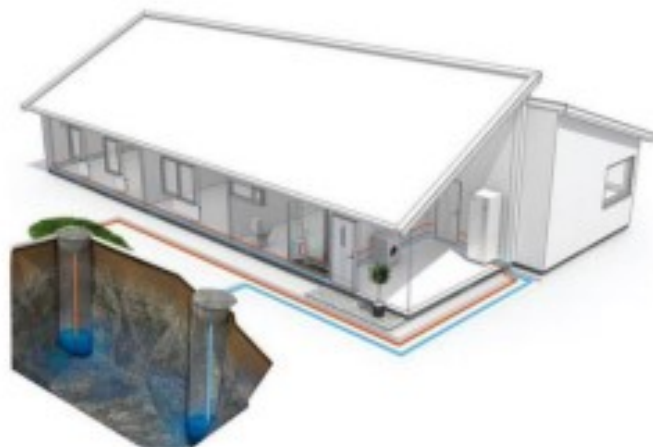
Onde  $W_{total}$  se refere ao trabalho realizado pelo compressor e dispositivos auxiliares, em kJ/kg ou kW.

Para o modo resfriamento, em referências de países que se utilizam do sistema Inglês de unidades de medida, é comum encontrar a eficiência das bombas de calor expressa pelo *Energy Efficiency Ratio* (EER), que calcula a razão entre a energia útil trocada no evaporador, em BTU/h, e a potência para realização do trabalho, em kW. A divisão do EER por um fator de conversão de 3,413 é comumente usada para se obter o valor adimensional do COP de resfriamento ( $COP_{cool}$ ) (ASHRAE, 2011).

O subsistema externo dos SGC pode ser instalado em circuito fechado ou aberto e nomeiam os SGC, a depender do meio geotérmico, que pode ser água subterrânea, água superficial ou o solo, respectivamente em: *Ground-water Heat Pumps* (GWHP), *Surface-Water Heat Pumps* (SWHP) e *Ground-Couple Heat Pumps* (GCHP) (SELF, REDDY, ROSEN, 2013; ASHRAE 2019).

### **2.2.1 Ground-water Heat Pumps (GWHP)**

As temperaturas de águas subterrâneas presente em aquíferos usualmente estão próximas às temperaturas do solo não perturbado, sendo que os GWHPs se aproveitam dessa característica para utilizar a água subterrânea como fonte e/ou dissipador de energia, através de um circuito aberto conforme mostra a Figura 6 (ASHRAE, 2019).

**Figura 6 – Configuração típica GWHP.**

Fonte: GOMES F., 2019.

Nesses sistemas a água subterrânea é bombeada diretamente para o evaporador / condensador do subsistema central ou, dependendo da qualidade da água, para um trocador de calor intermediário, que busca proteger a bomba de calor de possíveis incrustações e corrosões que podem afetar seu desempenho. Após essa troca de energia, a água utilizada pode ser devolvida para o subsolo, através de um poço de reinjeção, dispersa na superfície ou mesmo aproveitada para outras aplicações como irrigação e consumo (CETC, 2005; SINGH, SANI, AMIS, 2019).

Os SGC do tipo GWHPs foram os mais comuns até o desenvolvimento dos GCHPs, sendo a configuração com poços de extração e reinjeção, com profundidades típicas entre 10 m e 50 m, a mais empregada. Com vazões típicas variando entre 5,7 e 11,4 litros por minuto por tonelada de aquecimento, as considerações de projeto desses sistemas estão condicionadas a um amplo conhecimento das condições hidrogeológicas do local, incluindo profundidade, disponibilidade, qualidade e métodos de disposição da água subterrânea, bem como tipo, geometria e propriedades hidráulicas do solo (ASHRAE, 2011; SELF; REDDY; ROSEN, 2013; CHIASSON, 2016; GOMES F., 2019; SINGH, SANI, AMIS, 2019).

Indicados principalmente para aplicações com maiores cargas térmicas, como edifícios comerciais, as principais vantagens dos GWHPs em relação à outras configurações de SGC incluem: simplicidade e baixo custo de instalação; menores áreas superficiais para perfuração de poços; maiores possibilidades de resfriamento direto e; menores perdas associadas à troca extra de calor dos circuitos fechados, o que aumenta o COP do sistema e reduz custos de operação (SELF, REDDY, ROSEN, 2013; ASHRAE, 2019).

Já as principais desvantagens incluem: disponibilidade limitada de água subterrânea; necessidade de maior controle da qualidade da água, caso contrário, ocorre

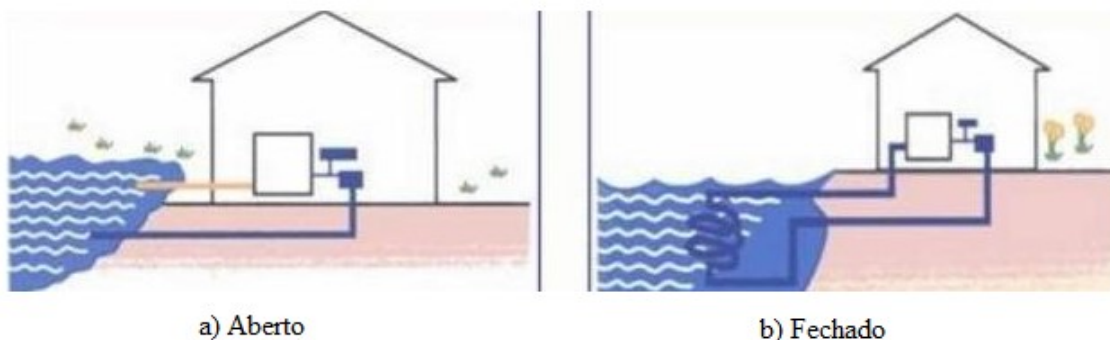
aumento dos custos com manutenção do sistema; maior possibilidade de contaminação do meio ambiente, o que leva a regulamentações locais mais exigentes e restritivas e; necessidade de precisão no projeto de bombeamento que, em caso de desvios, pode elevar o consumo de energia e conseqüentemente reduzir a eficiência do sistema (SELF, REDDY, ROSEN, 2013; SARBU; SEBARCHIEVICI, 2014; ASHRAE, 2019).

### 2.2.2 Surface-water Heat Pumps (SWHP)

As características térmicas e os mecanismos de transferência de calor dos corpos d'água de superfície são diferentes daqueles encontrados em águas subterrâneas e no solo (ASHRAE, 2011; CHIASSON, 2016). Entretanto, corpos d'água superficiais podem atuar com grande eficiência como fonte / dissipador de calor se usados corretamente, podendo apresentar um perfil de temperatura vantajoso para aplicações de SGC (SARBU; SEBARCHIEVICI, 2014; ASHRAE, 2019).

Os SWHPs se aproveitam dessa possibilidade para climatizar ambientes fazendo uso de águas superficiais de lagos, lagoas, reservatórios ou rios com características adequadas, como fonte / dissipador de energia. Eles podem apresentar configurações de circuito aberto ou fechado, conforme Figura 7 (ASHRAE, 2011).

**Figura 7 – Configurações típicas SWHPs: a) circuito aberto; b) circuito fechado.**



Fonte: YESNCER, 2021.

A configuração de circuito aberto, Figura 7 (a), opera de forma semelhante às GWHPs, sendo a água do reservatório superficial bombeada de local e profundidade adequados para trocar energia diretamente com o evaporador / condensador do subsistema central, ou com um trocador de calor intermediário, e posteriormente ser dispensada de volta em outro local do mesmo corpo d'água superficial (SARBU; SEBARCHIEVICI, 2014; CHIASSON, 2016). Assim como as GWHPs, SWHPs de circuito aberto podem permitir o resfriamento direto, bem

como são de fácil instalação e têm potencial para alto rendimento. Entretanto, estão mais susceptíveis aos processos de superfície, não sendo indicadas para aquecimento em locais frios cuja temperatura da água possa cair abaixo dos 7°C, sendo nestes casos, a composição de circuito fechado a única alternativa viável (ASHRAE, 2011).

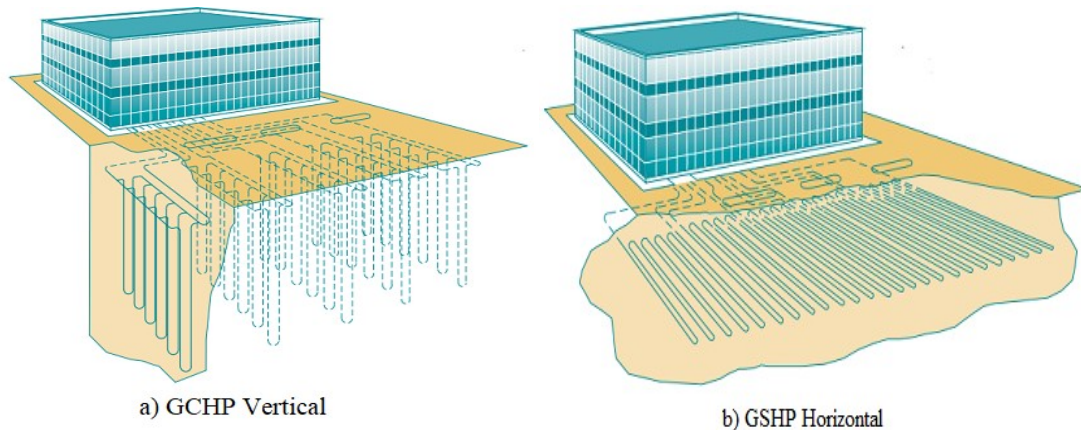
Em SWHPs de circuito fechado, Figura 7 (b), uma série de tubos, normalmente de polietileno de alta densidade dispostos em espiral, é submersa em profundidade adequada do corpo d'água superficial. Sob esses tubos, um fluido de transferência de calor é continuamente bombeado trocando energia entre o reservatório de água e o condensador / evaporador da bomba de calor, sem extrair água do primeiro, o que evita impactos no ecossistema aquático (CETC, 2005; SARBU; SEBARCHIEVICI, 2014). Além desta, outras vantagens dessa configuração, em relação aos GCHPs, incluem alta taxa de transferência de calor, necessidade de menores comprimentos de tubulações e baixos valores de investimento inicial, manutenção e operação. Entretanto, as tubulações estão mais expostas à possíveis danos e, variações na temperatura da água podem provocar alterações indesejáveis na eficiência e capacidade do sistema, principalmente se os lagos forem pequenos e/ou rasos (ASHRAE, 2011).

### **2.2.3 *Ground-Couple Heat Pumps (GCHP)***

Os GCHPs são, atualmente, a configuração mais comum de SGC, sendo sistemas extremamente seguros que exigem pouca manutenção. Fazem uso do solo terrestre como fonte / dissipador de energia, através do enterramento de um trocador de calor de solo (*Ground Heat Exchange* (GHX)) que atua em circuito fechado. Por este, um fluido de transferência de calor, usualmente água ou mistura desta com anticongelante, circula continuamente, transferindo energia entre o subsolo terrestre e o condensador / evaporador da bomba de calor (ASHRAE, 2011; SELF, REDDY, ROSEN, 2013).

A depender das condições e limitações de projeto, o GHX pode ser disposto no solo em uma série de poços verticais profundos ou em um arranjo horizontal de tubulações enterradas a poucos metros da superfície, classificando os GCHPs em verticais ou horizontais, conforme Figura 8 abaixo (CETC, 2005).

**Figura 8 – Configurações típicas GCHPs: a) vertical; b) horizontal.**



Fonte: CETC, 2005.

Em GCHPs verticais, Figura 8 (a), uma quantidade variada de poços verticais (*boreholes*, BHEs), com profundidades entre 15 m e 180 m e, diâmetros típicos entre 100 mm e 150 mm, são perfurados no solo para instalação dos tubos do GHX. Estes, normalmente apresentam formato em U simples com diâmetros nominais entre 20 mm e 40 mm, embora outras configurações como em U duplo, U triplo, em W ou em hélice sejam possíveis (ASHRAE 2011; GOMES F., 2019). Após a instalação dos tubos, os BHE são preenchidos com um sedimento especial, usualmente à base de bentonita, para otimizar a transferência de calor entre o solo e o tubo, bem como proteger o sistema e impedir a infiltração de águas superficiais e subterrâneas (CETC, 2005; CHIASSON, 2016).

Para se evitar interferência térmica entre BHE vizinhos dispostos em forma de grade, como na Figura 8 (a), uma distância mínima de 6 m entre eles é recomendada, com este valor estando sujeito a reduções se os poços puderem ser dispostos em forma de linha única, houver balanço anual de cargas entregues / retiradas do solo ou, as movimentações de águas subterrâneas e/ou outros fenômenos mitiguem a variação de temperatura dentro da matriz de BHEs (ASHRAE, 2019).

Com tendência de maior viabilidade para grandes aplicações, sendo mais comuns e com procedimentos de projeto melhor desenvolvidos, as principais vantagens da configuração vertical, em relação à horizontal, incluem: necessidade de menor área de solo disponível; menor impacto paisagístico e; contato com o solo em profundidades de temperaturas anuais mais estáveis, o que resulta em sistemas mais eficientes, com menores comprimentos de tubulações e menores custos operacionais (KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014; ASHRAE, 2019). Em contrapartida, as principais dificuldades encontradas por esta configuração envolvem: maiores

custos de instalação e; pouca disponibilidade de tecnologia e mão de obra especializada (ASHRAE, 2011).

Já em GCHPs horizontais, Figura 8 (b), a tubulação do GHX é disposta em valas com profundidades usuais entre 1,5 m e 2 m. A depender de uma conjugação entre área de solo disponível e transferência de calor necessária, tais tubulações podem ser dispostas de diferentes formas na vala, incluindo configurações de tubo único, tubo múltiplo (usualmente dois, quatro ou seis) ou em espiral, em série ou em paralelo, sendo que configurações com menor quantidade de tubos por área de vala necessitam de maior área de solo disponíveis, porém apresentam melhores taxas de transferência de calor, já que a interferência térmica de tubos adjacentes deve ser compensada (SELF, REDDY, ROSEN, 2013; CHIASSON, 2016; SINGH, SANI, AMIS, 2019).

Caracterizados por necessitarem de grandes áreas de solo disponíveis, maiores comprimentos de tubulações e por maior influência dos processos de superfície, os GCHPs horizontais possuem maior aplicação em edifícios de pequeno porte, como residências e pequenos comércios, e em locais com ampla disponibilidade de terreno (CETC, 2005; ASHRAE, 2011). Quando confrontados com os GCHPs verticais, os horizontais apresentam considerável redução nos custos de instalação, pois com as menores profundidades envolvidas, as valas podem ser abertas e o sistema instalado com mão de obra e utilização de equipamentos amplamente disponíveis. Além disso, em GCHPs horizontais não há potencial para contaminação de aquíferos, devido às baixas profundidades envolvidas e, um menor efeito do desequilíbrio de cargas anuais no desempenho do sistema é esperado, já que é pequena a transferência de calor do SGC em comparação à que ocorre normalmente na superfície do solo (ASHRAE, 2011).

Por outro lado, esses sistemas são menos eficientes, visto que usualmente são enterrados na região de regime térmico raso, deixando-os susceptíveis às flutuações sazonais de temperatura e do clima. Além do mais, eles requerem maior disponibilidade de área de solo, o que dificulta sua utilização em muitos centros urbanos, e também requerem maiores comprimentos de tubulações e um pouco mais de energia é gasta com bombeamentos (ASHRAE, 2011; CHIASSON, 2016; GOMES F., 2019).

Embora os GCHPs horizontais apresentem menores custos de investimento iniciais, assim como para os GCHPs verticais, esses custos ainda são significativos e, assim como a falta de área disponível para implementação do GHX, muitas vezes impeditivos para a viabilidade do projeto. Duas alternativas promissoras para tais dificuldades, alvos de muitas das pesquisas



atuais envolvendo SGC, são a utilização de Estruturas Termoativas e de Sistemas Híbridos (KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014; CONTI, 2015).

O sistema com a utilização de estruturas termoativas tem como princípio o aproveitamento de elementos estruturais do edifício, como fundações de estacas e lajes, para extração / injeção de energia térmica no solo (BRANDL, 2006; LOPES, 2014). Quando utilizados em fundações de estacas, forma mais comum de utilização, os tubos trocadores de calor são colocados em contato direto com a armadura metálica nas estacas de concreto armado antes do preenchimento com concreto, Figura 9 (a), ou em contato com a parede interna do concreto em caso de estacas pré-moldadas ocas, conforme Figura 9 (b) (CONTI, 2015).

**Figura 9 – Instalação de tubos em fundações de estacas termoativas: a) de concreto armado; b) pré-moldadas ocas.**



a) Concreto armado



b) Pré-moldadas ocas

Fonte: BRANDL, 2006.

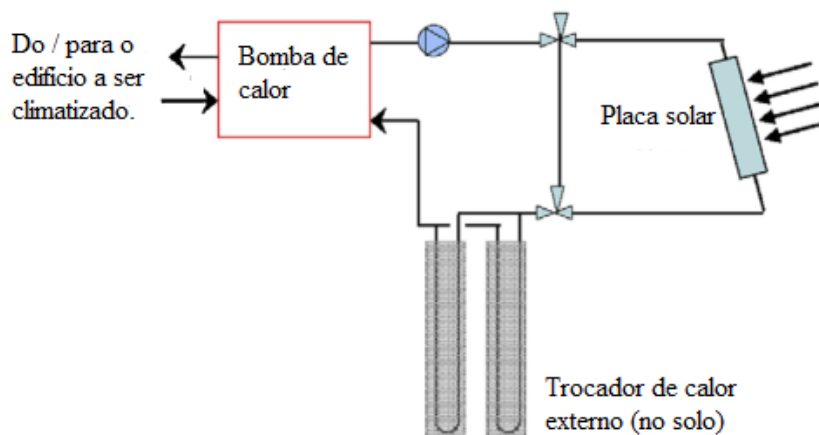
A utilização de fundações de estacas termoativas oferece vantagens semelhantes aos GCHPs verticais, eliminando os altos custos iniciais relacionados à perfuração de poços, além de permitir maior flexibilidade nos arranjos dos tubos, que podem ser embutidos em U, em W ou em espiral, sendo que estes últimos apresentam maior área de transferência de calor em relação à profundidade (SINGH, SANI, AMIS, 2019). Entretanto, devem ser usados com cuidado, lembrando sempre que a função principal da fundação de estaca é estrutural, deve-se ter garantias de que a introdução ou extração de energia térmica não provoque mudança na capacidade de carga da estrutura e/ ou do solo (BANKS, 2012). Nesse sentido, Conti (2015) afirma que a análise de desempenho térmico das fundações de estacas é um tópico de pesquisa em andamento, com diferentes autores investigando a interação entre o processo de transferência de calor, a capacidade de carga da estrutura do edifício e o solo.

Já os sistemas híbridos (*Hybrid Ground Source Heat Pumps*, HGSHp), além das reduções no investimento inicial e na área de terreno para implantação do GHX, podem permitir

a utilização eficiente de SGC em aplicações com grande desbalanceamento nas cargas de pico ou anuais, sendo este o principal fator para sua utilização. Neles, um sistema complementar ao GCHP tradicional (vertical ou horizontal) é adicionado ao subsistema externo para atuar como fonte de calor adicional, em aplicações dominadas por aquecimento, ou como dissipador de calor adicional, em aplicações dominadas pelo resfriamento, o que permite o dimensionamento do GHX para a menor das cargas (HACKEL; NELLIS; KLEIN, 2008; ASHRAE, 2019; WEERATUNGE *et al.*, 2021).

Para aplicações com cargas de aquecimento predominantes, são conhecidos a utilização de combustíveis fósseis, energia solar, resistência elétrica ou calor residual de processos industriais como recursos auxiliares (ASHRAE, 2011; XU *et al.*, 2021). Dentre estes, as caldeiras a vapor e os coletores solares são comumente usados, com o segundo se tornando cada vez mais popular, por permitir armazenamento térmico em períodos de baixa demanda, redução dos efeitos de degradação da temperatura do solo, com aumentos entre 2°C e 5°C e, aumento do COP do sistema entre 10% e 15% (CHIASSON, 2016; WEERATUNGE *et al.*, 2021; XU *et al.*, 2021). A Figura 10 apresenta um esquema com a configuração básica de um HGSHP para aquecimento em que coletores solares são utilizados como dispositivos auxiliares.

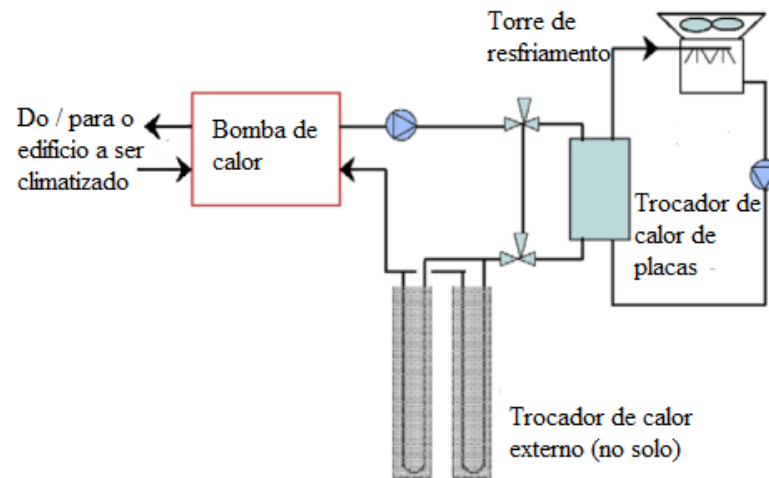
**Figura 10 – Configuração básica de HGSHP para aquecimento.**



Fonte: SARBU; SEBARCHIEVICI, 2014. Adaptado.

Para aplicações dominadas por cargas de resfriamento, Xu *et al.* (2021) afirmam que a utilização de dispositivos auxiliares pode reduzir o acréscimo da temperatura do solo em aproximadamente 10°C e melhorar o COP em até 21%. Segundo estes autores, podem ser empregados como sistemas auxiliares: torres de resfriamento, refrigeradores de fluido, tanques de armazenamento de gelo, entre outros, com as torres de resfriamento sendo os sistemas mais comuns cuja configuração básica é apresentada na Figura 11.

**Figura 11 – Configuração básica de HGSHP para resfriamento.**



Fonte: SARBU; SEBARCHIEVICI, 2014. Adaptado.

Embora os HGSHPs apresentem características que mereçam a avaliação da possibilidade de utilizá-los, eles perdem a vantagem primária de baixa manutenção dos SGC tradicionais, bem como os dispositivos auxiliares podem requerer grandes investimentos e necessitarem de espaço que muitas vezes não estão disponíveis em áreas urbanas. Além do mais, apresentam maior complexidade em seus projetos quando comparados aos tradicionais, sendo complicado determinar a combinação ideal de operação entre energia geotérmica e recursos auxiliares, bem como a estratégia de controle dessa operação (KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014; CHIASSON, 2016; XU *et al.*, 2021). A seção a seguir aprofunda nas estratégias de projeto dos GCHPs.

### 2.3 Projetos de Sistemas Geotérmicos de Climatização

O aproveitamento da energia térmica do solo em SGC está condicionado ao conhecimento prévio das cargas a serem atendidas pelo sistema, bem como necessitam de dados que retratem as condições do subsolo local (CHIASSON, 2016). Uma vez conhecidos esses pontos, o projeto do SGC inclui a quantificação e o dimensionamento dos componentes dos subsistemas interno e externo, bem como a definição da bomba de calor apropriada para a operação.

Como expresso anteriormente, o subsistema interno é muitas vezes semelhante ao utilizado em instalações ASHPs, e possui procedimentos de projeto já difundidos e amplamente aceitos. Neste estudo, o dimensionamento do subsistema interno não é abordado pela consideração de que ele é, para o SGC projetado, igual ao do A/C de referência. Dessa maneira,

o foco desta seção está no subsistema externo, iniciando-se com a apresentação dos principais modelos matemáticos para análise térmica das trocas de calor entre o solo e o GHX, seguidas dos principais procedimentos para o dimensionamento do subsistema externo de GCHPs verticais e horizontais.

### ***2.3.1 Modelos matemáticos para análise da transferência de calor***

A análise da transferência de calor que ocorre no subsistema externo tem como principal objetivo determinar, sob condições desejadas de trabalho, a temperatura do fluido que irá percorrer este subsistema, bem como mantê-la dentro dos limites almejados. Este processo, envolve um acervo de variáveis como as cargas térmicas do edifício durante toda a vida útil do sistema, as vazões locais de água subterrânea e as propriedades térmicas do solo, que deixam a modelagem bastante complexa. Mais difundidas para os GCHPs verticais, essas análises térmicas normalmente são feitas separadamente para o solo (externo ao BHE) e para o BHE em si, que inclui sedimento especial, tubos e fluido. A ligação entre essas regiões é feita na parede do BHE, sendo o processo no solo geralmente modelado como transiente, e o processo no BHE por vezes abordado como estado estacionário (YANG; CUI; FANG, 2010; SARBU; SEBARCHIEVICI, 2014).

#### *2.3.1.1 Transferência de calor no solo*

Para o solo, a distribuição do campo de temperatura em torno do GHX pode ser avaliada por diferentes modelos, analíticos ou numéricos, com diferentes considerações. Os aqui apresentados, se referem a modelos analíticos clássicos que fornecem soluções para a equação da difusão de calor transiente, Equação 4 em coordenadas cilíndricas, considerando somente processos de transferência de calor por condução no solo, ou seja, desconsiderando a influência da água subterrânea (CONTI, 2015; CHIASSON, 2016). Segundo Eskilson (1987) essa consideração pode ser feita quando o número adimensional de Peclet do fluxo de água subterrânea for menor que a unidade, o que ocorre para a maioria dos materiais geológicos, exceto em solos de granulação grossa e rochas com fraturas.

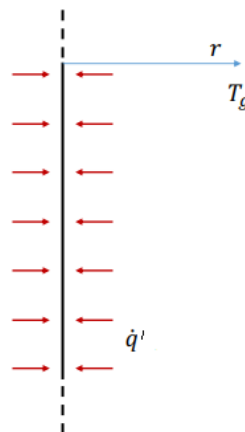
$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha_g \left[ \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + Q \quad (4)$$

Onde  $\alpha_g$  é a difusividade térmica do solo,  $T$  a temperatura,  $r$  a coordenada radial,  $z$  a coordenada axial,  $\phi$  a coordenada circunferencial,  $t$  o tempo e,  $Q$  representa uma fonte ou um dissipador interno.

Tais modelos, apresentados a seguir, usam a geometria dos BHE para definirem as condições de contorno do problema, referindo-se a eles como fontes de calor em forma de linha ou cilindro, com uma taxa de transferência de calor constante por unidade de profundidade (CONTI, 2015).

- Modelo de fonte linear infinita (*Infinite Line Source ILS*): também conhecido como modelo de linha infinita de Kelvin, este modelo considera o poço como uma linha infinita embutida em um meio sólido homogêneo semi-infinito com propriedades constantes e isotrópicas, conforme esquema apresentado na Figura 12 (CONTI, 2015).

**Figura 12 – Esquema do BHE para o modelo ILS.**



Fonte: CONTI, 2015.

Para este modelo, a variação de temperatura,  $\Delta T_r$ , em função da distância radial,  $r$ , e do tempo,  $t$ , é dada pela Equação 5 (YANG; CUI; FANG, 2010):

$$\Delta T_r = \frac{\dot{q}'}{4\pi k_g} \int_u^\infty \frac{e^{-u}}{u} du \quad (5)$$

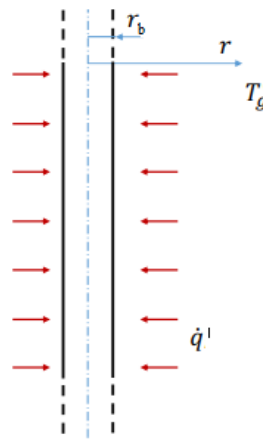
Onde  $\dot{q}'$  é a taxa de transferência de calor por unidade de comprimento do poço (W/m) e  $k_g$  é a condutividade térmica do solo (W/m K). Sendo  $u$  definido pela Equação 6:

$$u = \frac{r^2}{4\alpha_g t} \quad (6)$$

Embora seja simples e requeira pouco tempo de computação, o modelo ILS se mostra preciso somente para poços rasos dentro de um intervalo pequeno de tempo variando entre horas e poucos meses (YANG; CUI; FANG, 2010).

- Modelo de fonte cilíndrica infinita (*Infinite Cylindrical Source ICS*): desenvolvido inicialmente por Carslaw e Jaeger (1947) e posteriormente refinado por Ingersoll, Robel e Ingersoll (1954), este modelo simula o BHE como um cilindro circular de comprimento infinito, inserido no solo como meio homogêneo semi-infinito com propriedades constantes e isotrópicas, conforme Figura 13 (CONTI, 2015).

**Figura 13 – Esquema do BHE para o modelo ICS.**



Fonte: CONTI, 2015.

Como no modelo anterior, apenas a transferência de calor radial é considerada neste modelo, porém, a superfície do BHE de raio  $r_b$  com temperatura constante é tida como fronteira do sistema. Dessa forma, o campo de temperatura do solo utilizando o modelo ICS pode ser obtida usando-se a Equação 7 (YANG; CUI; FANG, 2010):

$$\Delta T_r = \frac{\dot{q}'}{k_g} G(z, p) \quad (7)$$

Onde  $z = \frac{\alpha_g t}{r_b}$  e  $p = \frac{r}{r_b}$ , com a expressão  $G(z, p)$ , chamada fator-G, que envolve integrações impróprias incluindo algumas funções de Bessel. Entretanto, para solução analítica, este fator-G é frequentemente apresentado em gráficos e tabelas.

Ingersoll, Robel e Ingersoll, (1954) *apud* Conti (2015) e Eskilson (1987) afirmam que o modelo ICS se apresenta mais preciso que o ILS para escalas curtas de tempo, ou seja, baixos números de Fourier.

- Modelos de fonte finita: fornecem soluções gerais para Equação 4 considerando os efeitos tridimensionais da transferência de calor em torno de BHEs em aplicações onde os modelos apresentados anteriormente se mostram imprecisos, principalmente em maiores escalas de tempo. Nestes modelos, a transferência de calor ao longo da coordenada axial também é considerada (YANG; CUI; FANG, 2010).

Eskilson (1987) fez uma importante contribuição para modelagem de BHE com comprimento finito ao desenvolver um modelo numérico para obtenção da distribuição de temperatura de um poço único em forma cilíndrica com comprimento finito, utilizando-se do método de diferenças finitas em sistema de coordenadas radial-axial. Para o modelo de Eskilson, a distribuição do campo de temperatura no solo pode ser determinada utilizando-se a Equação 8.

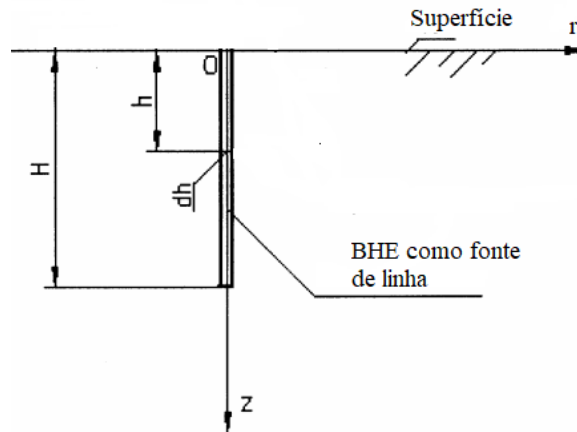
$$\Delta T_r = \frac{\dot{q}'}{2\pi k_g} g\left(\frac{t}{t_s}, \frac{r}{H}\right) \quad (8)$$

Onde  $t_s$  é o tempo de estado estacionário equivalente a  $H^2/9\alpha_g$  e,  $g\left(\frac{t}{t_s}, \frac{r}{H}\right)$  é um fator adimensional de resposta de temperatura na parede do poço, comumente referido como “função  $g$ ”, calculada numericamente ou aproximada analiticamente pela Equação 9 (ESKILSON, 1987; YANG; CUI; FANG, 2010; CHIASSON, 2016).

$$g\left(\frac{t}{t_s}, \frac{r}{H}\right) = \begin{cases} \ln\frac{H}{2r} + \frac{1}{2}\ln\frac{t}{t_s} & \text{para } \frac{5r^2}{\alpha_g} < t < t_s \\ \ln\frac{H}{2r} & \text{para } t > t_s \end{cases} \quad (9)$$

Outra solução analítica baseada no modelo de Eskilson (1987) foi desenvolvida e fornecida por Zeng, Diao e Fang (2002). Nesta, porém, o BHE é considerado como uma linha finita, conforme Figura 14, em que as influências do comprimento finito do poço e da superfície do solo atuam como limites, sendo este último considerado um meio semi-infinito homogêneo com propriedades constantes.

Figura 14 – Esquema do BHE para o modelo de fonte de linha finita.



Fonte: ZENG; DIAO; FANG, 2002. Adaptado.

A Equação 10 permite a obtenção da variação de temperatura do solo no tempo  $t$  para o modelo de linha finita (ZENG; DIAO; FANG, 2002; YANG; CUI; FANG, 2010; SARBU; SEBARCHIEVICI, 2014):

$$\Delta T_r = \frac{\dot{q}'}{4\pi k_g} \int_0^H \left\{ \frac{e\text{frc}\left(\frac{\sqrt{r^2+(z-h)^2}}{2\sqrt{\alpha_g t}}\right)}{\sqrt{r^2+(z-h)^2}} - \frac{e\text{frc}\left(\frac{\sqrt{r^2+(z+h)^2}}{2\sqrt{\alpha_g t}}\right)}{\sqrt{r^2+(z+h)^2}} \right\} dh \quad (10)$$

Esta equação apresenta resultados com concordância perfeita à soluções numéricas quando  $\frac{\alpha_g t}{r_b^2} > 5$ . Já que a temperatura na superfície do BHE se altera com a profundidade, normalmente se toma a temperatura da metade do comprimento do poço, em  $z = 0,5 H$  (YANG; CUI; FANG, 2010).

Além do método de solução linha finita, outros resultados relevantes do modelo de Eskilson tratam da possibilidade de sobreposição espacial para justificar respostas térmicas em matrizes de BHE e sobreposição temporal sequencial para obter as “funções g” de qualquer rejeição / extração de calor arbitrária decomposta em um conjunto de pulsos únicos (YANG; CUI; FANG, 2010). Essa última vantagem é parte das soluções de metodologias atuais de projeto, como pode ser visto na seção 2.3.2.

### 2.3.1.2 Transferência de calor nos BHEs

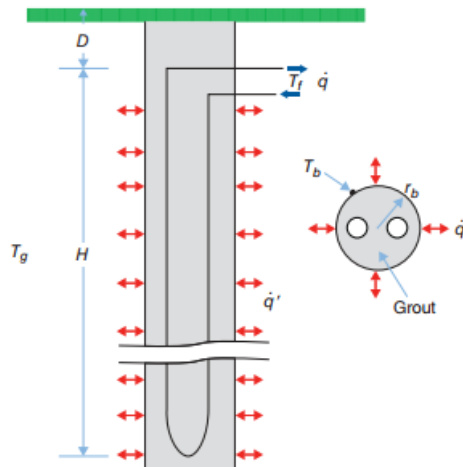
O objetivo principal da análise das transferências de calor que ocorrem dentro do BHE é determinar as temperaturas de entrada e saída do fluido que circula por este subsistema,



baseados no conhecimento da resistência térmica do poço, da temperatura da superfície do BHE e do seu fluxo de calor (YANG; CUI; FANG, 2010).

Usando a teoria clássica de análise de trocadores de calor, o método  $\epsilon - NTU$ , Conti (2015) analisa o comportamento de um poço vertical típico de um SGC, como o mostrado na Figura 15.

Figura 15 – BHE típico com tubo em U simples.



Fonte: CHIASSON, 2016. Adaptado.

O balanço de energia e a equação de transferência de calor para um BHE genérico, como o ilustrado na Figura 15 acima, são dados pelas Equação 11 e Equação 12, respectivamente:

$$\dot{q} = \dot{q}'H = \dot{m}_w c_{p,w} (T_{bw,in} - T_{bw,out}) \quad (11)$$

$$\dot{q} = UA(T_w - T_b) \quad (12)$$

Onde  $\dot{q}$  representa a taxa total de transferência de calor para um BHE em W;  $\dot{m}_w$  é a vazão mássica do fluido que percorre os tubos do BHE em kg/s;  $c_{p,w}$  é o calor específico do fluido em J/kg K;  $T_{bw,in}$  é a temperatura do fluido na entrada do BHE em K ou °C;  $T_{bw,out}$  é a temperatura do fluido ao sair do BHE em K ou °C;  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor em W/K e;  $T_w$  é a temperatura média do fluido percorrendo os tubos do BHE em K ou °C.

A resistência térmica do poço,  $R_b$ , pode ser entendida como um parâmetro estacionário que relaciona a temperatura média do fluido à temperatura da parede do poço,  $T_b$ , conforme Equação 13 (CONTI, 2015):

$$R_b = \frac{(T_w - T_b)}{\dot{q}'} \quad (13)$$

A combinação das equações 12 e 13, em conjunto com a consideração de que a temperatura na superfície do BHE é uniforme, permite escrever uma relação para as temperaturas na entrada e saída para cada poço, conforme Equação 14 (CONTI, 2015):

$$T_{bw,out} = T_{bw,in} + \epsilon_b(T_b - T_{bw,in}) \quad (14)$$

Onde  $\epsilon_b = f\left(\frac{1}{\dot{m}_w c_w} \frac{H}{R_b}\right)$  é a eficiência térmica do poço como trocador de calor.

A resistência térmica do poço,  $R_b$ , é constituída pelo somatório de três contribuições, conforme Equação 15: a resistência condutiva do sedimento especial que preenche o BHE,  $R_{grt}$ , a resistência condutiva da parede do tubo,  $R_{tube}$ , e a resistência convectiva do fluido,  $R_{film}$ , que pode ser desconsiderada se o regime turbulento for predominante dentro do tubo (ASHRAE, 2011; KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014).

$$R_b = R_{grt} + R_{tube} + R_{film} = R_{grt} + R_p \quad (15)$$

Onde  $R_p$  representa a adição entre as resistências térmicas da parede do tubo e no fluido, obtidas pelas Equação 16 e Equação 17, respectivamente (CONTI, 2015):

$$R_{tube} = \frac{1}{2Nu} \frac{\ln\left(\frac{r_{p,e}}{r_{p,i}}\right)}{\pi k_p} \quad (16)$$

$$R_{film} = \frac{1}{2Nu} \frac{1}{\pi r_{p,i} h_{conv}} \quad (17)$$

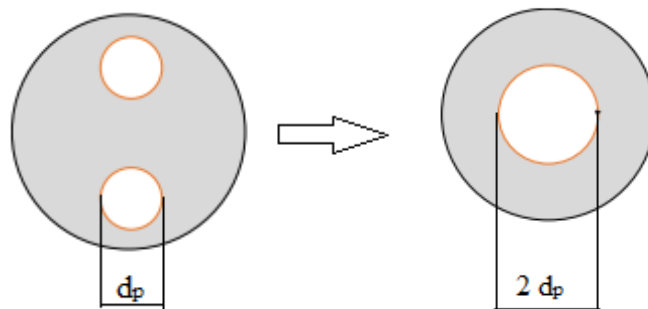
Sendo  $Nu$  o número de tubos em U dentro de um único BHE;  $r_{p,i}$  e  $r_{p,e}$  os raios interno e externo do tubo, em m;  $k_p$  a condutividade térmica do material do tubo, em W/m K;  $h_{conv}$  o coeficiente convectivo de transferência de calor dentro das tubulações, em W/m<sup>2</sup> K.

Diferentes autores propuseram várias soluções analíticas para avaliar  $R_{grt}$  e  $\epsilon_b$ , e consequentemente obter  $R_b$  e  $T_w$ , sempre desconsiderando os efeitos dinâmicos e a condução de calor na direção axial, e supondo a temperatura na parede do poço como uniforme, com o solo e o sedimento do BHE considerados homogêneos com propriedades independentes da temperatura. Tais soluções podem ser agrupadas em modelos unidimensionais, bidimensionais ou quase tridimensionais (CONTI, 2015).

- **Modelos unidimensionais:** consideram as tubulações em U dentro do BHE como um único “tubo equivalente” com dimensões iniciais dobradas, como exemplifica a Figura 16. Nestes, a transferência de calor é aproximada como um procedimento unidimensional em

estado estacionário, desconsiderando a capacidade térmica do BHE e os fluxos de calor na direção axial (YANG; CUI; FANG, 2010). Estas simplificações, no entanto, fazem com que estes modelos sejam considerados insuficientes e imprecisos por autores como Yang, Cui e Fang (2010) e Bauer, Heidemann e Diersh (2011) principalmente pelo não posicionamento real dos tubos, o que impede a avaliação da interferência entre eles prejudicando a modelagem do GHX.

**Figura 16 – Geometria equivalente dos tubos para modelos unidimensionais.**



Fonte: CONTI, 2015. Adaptado.

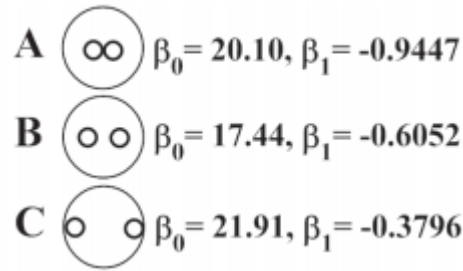
- Modelos bidimensionais: nesses modelos a transferência de energia entre os tubos e o solo é avaliada pelo método multipolo, que resolve a equação do calor em estado estacionário para uma seção transversal bidimensional, impondo a temperatura dentro dos tubos e no solo. Como resultado, o campo de temperatura em 2D é expresso na forma de uma série infinita (CLAESSON; HELSTROM, 2011; CLAESSON; JAVED; 2018).

Teoricamente, os modelos bidimensionais podem levar em consideração a posição real e a interação térmica entre os tubos no interior do mesmo BHE, o que melhoraria a avaliação da resistência térmica do poço. Entretanto, frequentemente eles são utilizados assumindo uma temperatura média do fluido circulante, o que impede que tal avaliação ocorra. Mesmo assim, o balanço geral de energia pode ser calculado com boa precisão (CONTI, 2015).

Vários autores desenvolveram expressões utilizando modelos bidimensionais, uma das expressões mais populares para avaliação da resistência térmica do poço, foi proposta por Paul (1996) que utilizando dados experimentais, correlacionou  $R_{grt}$  à  $r_b$  e  $r_p$ , para três diferentes configurações do tubo no BHE, conforme Equação 18 e Figura 17 (LUMARCHE; KAJL; BEAUMCHAMP, 2010):

$$R_{grt} = 1/\beta_0 \left(\frac{r_b}{r_{p,e}}\right)^{\beta_1} k_{grt} \quad (18)$$

Figura 17 – Configurações da tubulação em U no BHE.



Fonte: ASHRAE, 2019.

Outra expressão de relevância, foi desenvolvida por Hellstrom (1991) para um BHE com tubo em U simples, conforme Equação 19:

$$R_{grt} = \frac{1}{4\pi k_{grt}} \left( \ln \left( \frac{r_b}{r_{p,e}} \right) + \ln \left( \frac{r_b}{2x_c} \right) + \sigma \ln \left( \frac{\left( \frac{r_b}{x_c} \right)^4}{\left( \frac{r_b}{x_c} \right)^4 - 1} \right) \right) \quad (19)$$

Onde  $x_c$  é a distância de centro a centro entre as duas pernas do tubo em U e;  $\sigma = \frac{k_{grt} - k_g}{k_{grt} + k_g}$ , com  $k_{grt}$  se referindo à condutividade térmica do sedimento especial, em W/m K (LEMARCHE; KAJL; BEAUMCHAMP, 2010).

- Modelo quasi-tridimensional<sup>6</sup>: baseados nos modelos bidimensionais, Zeng, Diao e Fang (2003) propuseram originalmente o modelo quasi-tridimensional, que leva em consideração a interação térmica entre as tubulações com fluxo descendente e ascendente do tubo em U dentro do BHE e considera a variação de temperatura do fluido pela extensão da profundidade do poço. Desconsiderando, porém, a transferência de calor axial, daí a nomenclatura do modelo.

Em modelos bidimensionais, para geometrias típicas de BHE com tubo em U simples, considerando uniforme a temperatura média na superfície do poço,  $T_b$ , a diferença entre esta e a temperatura do fluido em cada duto,  $T_{w,i}$ , pode ser avaliada utilizando-se das Equações 20 (YANG; CUI; FANG, 2010; CONTI, 2015):

$$\begin{cases} T_{w,1} - T_b = R_{11}\dot{q}'_1 + R_{12}\dot{q}'_2 \\ T_{w,2} - T_b = R_{12}\dot{q}'_1 + R_{22}\dot{q}'_2 \end{cases} \quad (20)$$

<sup>6</sup> Nesta seção apenas apresenta-se o modelo e suas equações que permitem a obtenção de  $\epsilon_b$  e  $R_b$ . Para detalhes sobre o modelo quase-tridimensional, sugere-se consultar as referências Zeng, Diao e Fang (2003) e Conti (2015).

Onde  $R_{11}$  e  $R_{22}$  se referem às resistências térmicas entre o fluido e as paredes do BHE e;  $R_{12}$  à resistência entre os dois tubos em  $kW^{-1}$ .

A partir dessa expressão, após uma transformação linear, o balanço de energia unidimensional do fluido pode ser escrito para os tubos com fluido ascendente e descendente. A solução para tal balanço, envolve derivadas utilizando transformadas de Laplace cujos detalhes podem ser vistos em Zeng e Fang (2002). A partir dessa solução, os perfis de temperatura adimensionais dos tubos ascendente e descendente podem ser escritos, assim como a eficiência térmica do BHE como trocador de calor,  $\epsilon_b$ , e a resistência térmica do poço  $R_b$ , obtidas pela Equação 21 e Equação 22 respectivamente (CONTI, 2015):

$$\epsilon_b = \frac{T_{bw,out} - T_{bw,in}}{T_b - T_{bw,in}} = \frac{2 \tanh \beta}{\sqrt{\frac{R_{11} + R_{12}}{R_{11} - R_{12}} + \tanh \beta}} \quad (21)$$

$$R_b = \frac{H}{\dot{m}_w c_{p,w}} \left( \frac{1}{\epsilon_b} - \frac{1}{2} \right) \quad (22)$$

Onde:  $\beta = \frac{H}{\dot{m}_w c_{p,w} \sqrt{(R_{11} + R_{12})(R_{11} - R_{12})}}$ , com  $\dot{m}_w$  representando a vazão mássica do fluido ao percorrer os BHEs, em kg/s, e  $c_{p,w}$  o calor específico do fluido, em J/kg K.

Yang, Cui e Fang (2010) validaram o método quase-tridimensional e recomendam sua utilização em projetos e análises térmicas dos GHX. Na prática, porém, devido à sua complexidade, processos alternativos acabam por ser mais utilizados.

### 2.3.2 Procedimentos para o dimensionamento do subsistema externo de GCHPs

Baseados nos diferentes modelos apresentados na subseção anterior, encontra-se na literatura diferentes metodologias para o dimensionamento do GHX, sendo que os procedimentos para sistemas verticais são melhor desenvolvidos e estudados, embora as metodologias para sistemas híbridos venham despertando interesse ultimamente.

Sppliter (2000) apresenta uma metodologia baseada no modelo de Eskilson, aplicada a um *software*, para edifícios comerciais. CECT (2005) descreve os algoritmos utilizados em um *software* comercial para todo o projeto de um SGC, incluindo as etapas de dimensionamento. Philippe, Bernier e Marchio (2010) apresentam um procedimento simplificado, utilizando a equação do BHE proposta por Kavanaugh e Rafferty (1997) e dados empíricos. Conti (2015) propõe uma abordagem inovadora baseada na otimização de

desempenho durante toda a vida útil do sistema. Splitter e Bernier (2016) apresentam uma revisão das principais metodologias de projeto para GCHP verticais. Chiasson (2016) apresenta uma abordagem fundamentada nos modelos de fonte de linha aplicado à um *software* para esse fim. Este trabalho, entretanto, segue principalmente as indicações da ASHRAE (2019), apresentando a seguir os procedimentos de projeto indicados por ela para GCHPs verticais. Já para os horizontais segue-se sugestões fornecidas por Chiasson (2016).

### 2.3.2.1 GCHPs Verticais

Segundo a ASHRAE (2019) o dimensionamento do GHX corresponde à etapa de maior criticidade no projeto de um SGC uma vez que muitas das informações necessárias são limitadas. Com tal dificuldade em mente, dois métodos são indicados por esta associação para o dimensionamento do GHX de GCHPs verticais: um principal, proposto por Kavanaugh e Rafferty (1997) embasado no modelo de fonte cilíndrica e, outro alternativo de maior complexidade e exigência computacional, baseado no modelo de Eskilson (1987). Aqui, apresenta-se o procedimento descrito em Kavanaugh e Rafferty (2014).

A partir da observação da equação de transferência de calor em estado estacionário para dimensionar trocadores de solo verticais, Equação 23, Kavanaugh e Rafferty (2014) indicam que as duas únicas variáveis a se manipular para atingir um dimensionamento otimizado do trocador de calor de solo, são a temperatura média do fluido circulante e o comprimento do trocador de calor, já que as outras variáveis são definidas em função de requisitos iniciais de projeto.

$$L = \frac{\dot{q}_{tot} R_{tot}}{T_g - T_w} \quad (23)$$

Onde  $L$  representa o comprimento total de BHE necessários;  $\dot{q}_{tot}$  é a taxa total de transferência de calor exigida pelo sistema, obtida a partir das cargas do edifício;  $R_{tot}$  representa a resistência térmica total obtida pela soma entre a resistência do BHE,  $R_b$ , e a resistência térmica do solo  $R_g$ .

Seguindo sugestões Ingersoll, Robel e Ingersoll (1954), Kavanaugh e Rafferty (1997) modificaram esta equação de forma a representar a taxa variável de transferência de calor que ocorre no GHX e a resistência térmica do solo dependente do tempo, através de uma sequência de três pulsos de calor constantes: um pulso anual médio; um pulso mensal médio anterior ao dia de projeto e; um pulso curto, que é tipicamente assumido como o pulso máximo

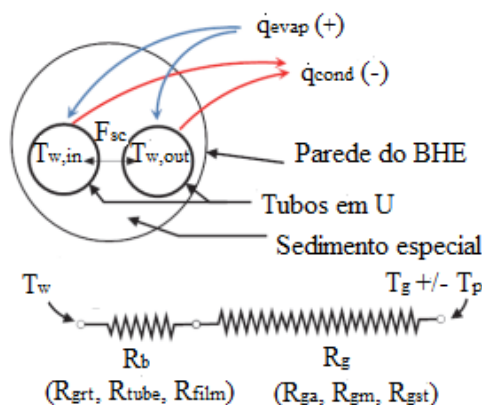
do dia de projeto com duração recomendada entre quatro e seis horas. Acrescentando, também, um termo para a resistência do BHE e outro para a variação de temperatura em longo prazo do solo, devido ao desbalanceamento nas cargas, o método de Kavanaugh e Rafferty para um poço cilíndrico como o ilustrado na Figura 18, possibilita a obtenção dos comprimentos do BHE para situações de aquecimento e resfriamento, respectivamente, através da Equação 24 e Equação 25, sendo escolhido o maior entre eles como comprimento de projeto (KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014; ASHRAE 2019):

$$L_{heat} = \frac{\dot{q}_a R_{ga} + \dot{q}_{evap} (R_b + PLF_{m,heat} R_{gm} + F_{sc} R_{gst})}{T_g - T_{w,heat} + T_p} \quad (24)$$

$$L_{cool} = \frac{\dot{q}_a R_{ga} + \dot{q}_{cond} (R_b + PLF_{m,cool} R_{gm} + F_{sc} R_{gst})}{T_g - T_{w,cool} + T_p} \quad (25)$$

Onde  $\dot{q}_a$  se refere à taxa de transferência de calor anual, em W;  $\dot{q}_{evap}$  e  $\dot{q}_{cond}$  representam a taxa efetiva de transferência de calor retirada / entregue ao solo nos modos de aquecimento e resfriamento, em W;  $R_{ga}$ ,  $R_{gm}$ ,  $R_{gst}$  representam as resistências térmicas efetivas do solo, considerando os pulsos anual, mensal e curto, respectivamente, em m K/W;  $F_{sc}$  é o fator de perda de calor por curto circuito entre os dutos com fluido descendente e ascendente;  $PLF_{m,heat}$  e  $PLF_{m,cool}$  correspondem ao fator de carga parcial para o mês de projeto;  $T_w$  é a temperatura média do fluido ao passar pela bomba de calor e;  $T_p$  é a penalidade na temperatura do solo devido ao desbalanceamento de cargas.

Figura 18 – Seção transversal de um BHE típico.



Fonte: KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014. Adaptado.

Com o objetivo de se definir todas as variáveis necessárias para as equações acima, na ausência de um *software* de simulação de energia de edifícios, é importante considerar que as taxas de transferência de calor efetivamente entregue / retirada do solo,  $\dot{q}_{evap}$  e  $\dot{q}_{cond}$ , são

diferentes das cargas de projeto do edifício nos modos de aquecimento e resfriamento,  $\dot{q}_{l,heat}$  e  $\dot{q}_{l,cool}$ , uma vez que parte da energia elétrica necessária para acionar compressor e sistemas auxiliares é convertida em calor, podendo ser aproveitado no aquecimento e devendo ser rejeitado ao solo no resfriamento. Dessa forma, as taxas de energia retirada ou armazenada no solo, podem ser relacionadas às cargas do edifício utilizando-se do COP da bomba de calor, conforme Equação 26 e Equação 27 (KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014; ASHRAE 2019):

$$\dot{q}_{evap} = \dot{q}_{l,heat} \frac{(COP_{heat} - 1)}{COP_{heat}} \quad (26)$$

$$\dot{q}_{cond} = \dot{q}_{l,cool} \frac{(COP_{cool} + 1)}{COP_{cool}} \quad (27)$$

Com as taxas efetivas do solo calculadas, a taxa de transferência de calor anual pode ser estimada utilizando o método das horas de carga total equivalentes (*Equivalent Full Load Hours, ELFH*) em aquecimento e resfriamento,  $ELFH_{heat}$  e  $ELFH_{cool}$ , conforme Equação 28. Estes, podem ser levantados em tabelas para uma série de locais e tipos de edifícios, como em Carlson (2001) com partes demonstradas em ASHRAE (2011) e (2019), ou podem ser aproximados como a razão entre o consumo de energia, em kWh, e a potência do equipamento, em kW (CADMUS; CADMUS, 2016).

$$\dot{q}_a = \frac{\dot{q}_{cond}ELFH_{cool} + \dot{q}_{evap}ELFH_{heat}}{8760} \quad (28)$$

Outro parâmetro das equações 24 e 25, dependente das cargas do edifício é o fator de carga parcial,  $PLF_m$ , que pode ser calculado pela razão entre a carga real do edifício no mês de projeto e a carga máxima do edifício para este mês, obtida considerando-se uma operação contínua com a carga de projeto (ASHRAE, 2019).

A resistência do BHE,  $R_b$  pode ser estimada conforme métodos descritos na seção 2.3.1.2, sendo as equações 15 a 18 indicadas por Kavanaugh e Rafferty (2014).

As resistências térmicas do solo são calculadas em funções das propriedades do solo e do sedimento especial, das dimensões do tubo em U e dos tempos de operação dos pulsos de calor (ASHRAE, 2019). Kavanaugh e Rafferty (2014) indicam as soluções de Carslaw e Jaeger (1947) que relacionam essas dependências ao número adimensional de Fourier,  $Fo$ , modificando-as para levar em consideração os três pulsos de calor, conforme Equações 29:

$$Fo_1 = \frac{4\alpha_g(t_f - t_1)}{d_b^2} \quad (29 a)$$



$$Fo_2 = \frac{4\alpha_g(t_f - t_2)}{d_b^2} \quad (29 \text{ b})$$

$$Fo_f = \frac{4\alpha_g t_f}{d_b^2} \quad (29 \text{ c})$$

Onde  $d_b$  é o diâmetro do BHE, em m;  $t_1$  representa o tempo do pulso de calor anual, em dias;  $t_2$  representa a adição entre os tempos dos pulsos de calor anual e mensal, em dias;  $t_f$  representa a adição do tempo dos pulsos de calor anual, mensal e curto, em dias.

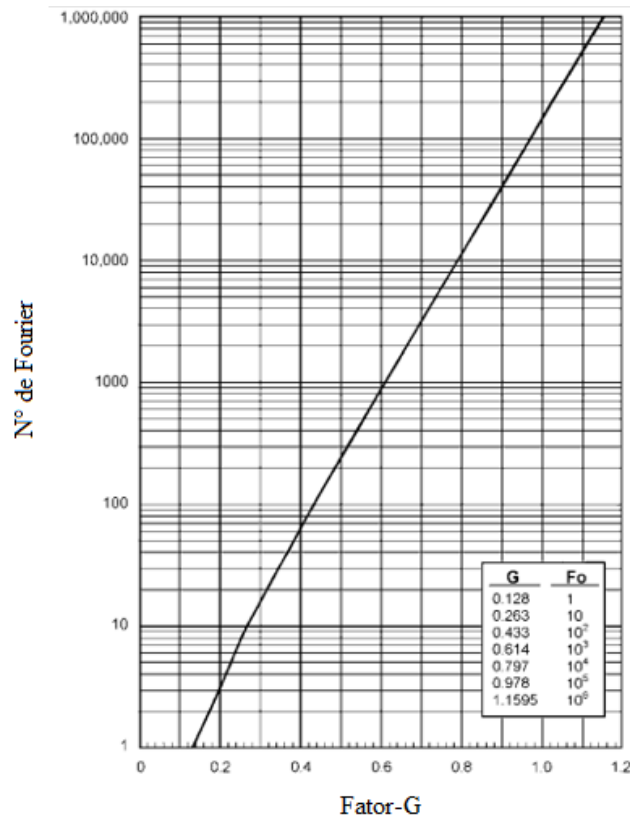
Calculados os números de Fourier, obtêm-se então utilizando o Gráfico 3, os fatores-G, que possibilitam a estimativa das resistências térmicas efetivas do solo anual,  $R_{ga}$ , mensal,  $R_{gm}$ , e curta,  $R_{gst}$ , conforme equações 30:

$$R_{ga} = \frac{G_f - G_1}{k_g} \quad (30 \text{ a})$$

$$R_{gm} = \frac{G_1 - G_2}{k_g} \quad (30 \text{ b})$$

$$R_{gst} = \frac{G_2}{k_g} \quad (30 \text{ c})$$

Gráfico 3 – N° de Fourier x Fatores-G.



O fator de curto-circuito é o parâmetro das equações de dimensionamento do GHX responsável pela inclusão da parcela de perda de performance do sistema devido à interação térmica entre os tubos com fluido descendente e ascendente em cada BHE. Sua estimativa, depende da diferença de temperatura entre os tubos, da vazão do fluido circulante e da configuração em que os tubos em U são conectados aos coletores de alimentação e retorno. A Tabela 1 apresenta valores de  $F_{sc}$  para configurações e vazões típicas de BHE superficiais.

**Tabela 1 – Fator de Curto Circuito ( $F_{sc}$ ).**

Configuração	Vazão (l/min kW)	
	2,2	3,2
1 Tubo em U em série	1,06	1,04
2 Tubos em U em série	1,03	1,02
3 Tubos em U em série	1,02	1,01

Fonte: KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014. Adaptado.

Para finalizar a obtenção dos termos das equações 24 e 25, faltam as definições das temperaturas. A temperatura média do fluido que circula pelo BHE pode ser determinada pela média aritmética entre as temperaturas de entrada e saída do poço. A primeira, conforme mencionado anteriormente, é uma das poucas variáveis que o projetista tem em mãos para otimização entre o COP do sistema e o comprimento do GHX, que está diretamente relacionado ao custo do projeto. Nesse sentido, Kavanaugh e Rafferty (2014) indicam que para vazões típicas de sistemas externos em circuito fechado variando entre 2,7 e 3,2 L/min kW, o ponto ótimo de operação normalmente ocorre para valores de temperatura de entrada na bomba de calor,  $T_{w,in}$ , entre 11 °C e 17°C superior à temperatura do solo não perturbada,  $T_g$ , para o modo resfriamento, enquanto que, para o modo de aquecimento, este valor está entre 5°C e 8°C inferior à  $T_g$ . Ambos os casos com tendência de proximidade aos limites inferiores em regiões de clima quente, como ocorre no Brasil.

Já a temperatura de saída da bomba de calor,  $T_{w,out}$ , pode ser aproximada pelos dados fornecidos na Tabela 2, que considera o fluido como água pura.

**Tabela 2 – Valores sugeridos para  $T_{w,out}$ .**

Vazão do Fluido (l/min kW)	$T_{w,out}$ (°C) Resfriamento	$T_{w,out}$ (°C) Aquecimento
2,15	$\sim 6,7 > T_{w,in}$	$\sim 5 < T_{w,in}$
2,7	$\sim 6,7 > T_{w,in}$	$\sim 4 < T_{w,in}$
3,2	$\sim 5,6 > T_{w,in}$	$\sim 3,3 < T_{w,in}$

Fonte: KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014. Adaptado.

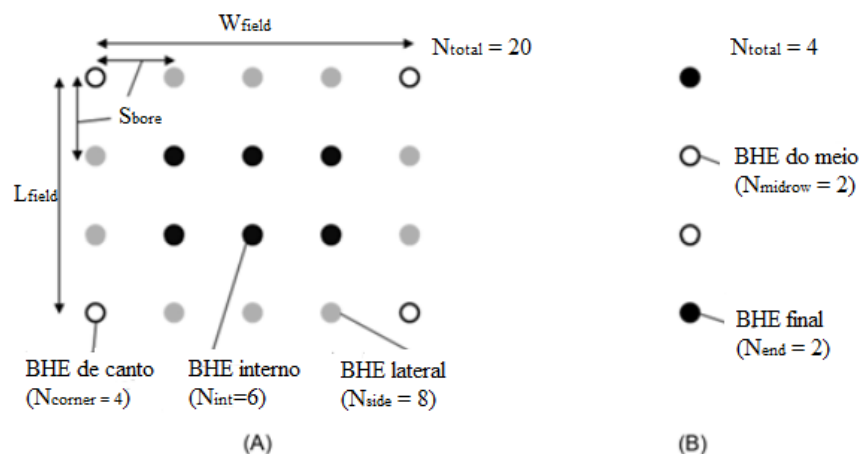
A temperatura do solo não perturbada  $T_g$ , bem como as demais propriedades do solo, idealmente deve ser determinada por testes de resposta térmica no solo local seguindo metodologias como a descrita em ASHRAE (2019). Entretanto, estes testes nem sempre são possíveis, e a busca em registros de poços, pesquisas geológicas e hidrogeológicas do local se apresentam como possibilidade. Alternativamente, Signorelli (2004) indica que, para poços próximos dos 100 m de profundidade,  $T_g$  pode ser aproximado como a temperatura média do ar ambiente acrescida de  $1,6^\circ\text{C}$ .

O último parâmetro a ser determinado para obter o comprimento dos BHEs é a penalidade de temperatura,  $T_p$ . Utilizando uma solução de fonte de calor de linha, Kavanaugh e Rafferty (2014) propõem a utilização da Equação 31, que leva em consideração a existência, o posicionamento e o volume de poços adjacentes, bem como o fluxo de calor abaixo da profundidade desses poços, a capacidade térmica do solo e a movimentação de águas subterrâneas.

$$T_p = \frac{N_{int} + 0,75 N_{side} + 0,5 N_{corner} + 0,5 N_{midrow} + 0,25 N_{end}}{N_{total} C_{f,horiz}} \times T_{p,int} \quad (31)$$

Onde,  $N$  representa o número de BHE conforme seu posicionamento na matriz, como mostra a Figura 19 (a) para uma matriz retangular e (b) para uma disposição em fila única;  $C_{f,horiz}$  é o fator de difusão inferior e;  $T_{p,int}$  é a penalidade de temperatura para um poço interno.

**Figura 19 – Nomenclatura de BHEs de acordo com o posicionamento na matriz: a) quadrada; b) linha.**



Fonte: ASHRAE (2019). Adaptado.

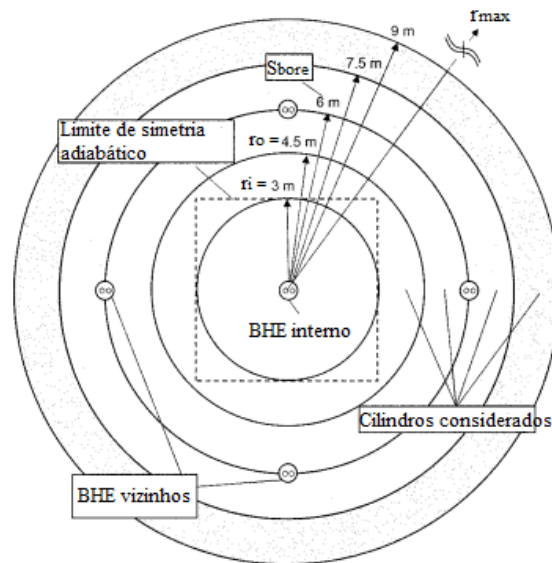
O fator de difusão inferior corresponde à razão entre a área superficial dos lados e do fundo do poço pela área superficial dos lados, conforme Equação 32 (ASHRAE, 2019):

$$C_{f,horiz} = \frac{[2H(W_{field}+L_{field})]+W_{field}L_{field}}{2H(W_{field}+L_{field})} \quad (32)$$

Onde  $H$  se refere ao comprimento de um único poço, em m;  $W_{field}$  e  $L_{field}$  são a largura e o comprimento da matriz de poços conforme Figura 19, em m.

Para cálculo da penalidade de temperatura de um poço interior,  $T_{p,int}$ , considere a área do solo vizinha ao BHE interno separada por cilindros de raio crescente como mostra a Figura 20. Assumindo uma troca igual de calor entre os poços, existe na metade da distância entre eles um limite de simetria adiabático onde a energia anual líquida, que seria difundida pelo solo na ausência de poços adjacentes, é armazenada (ou extraída), provocando a penalidade de temperatura em longo prazo. Para um BHE interno, essa penalidade é calculada, pela razão entre essa energia armazenada,  $Q_{stored}$ , e a capacidade de calor do solo dentro do limite de simetria retangular, conforme Equação 33.

Figura 20 – Cilindros e limites de simetria para armazenamento de calor.



Fonte: ASHRAE (2019). Adaptado.

$$T_{p,int} = \frac{Q_{stored}}{\rho_g c_{p,g} S_{bore}^2 L} \quad (33)$$

Onde  $\rho_g$  e  $c_{p,g}$  são a massa específica, em  $\text{kg/m}^3$ , e o calor específico do solo, em  $\text{J/kg K}$ ;  $S_{bore}$  é a distância entre poços vizinhos, em m;  $L$  é o comprimento total de BHE necessário ( $L_{cool}$  ou  $L_{heat}$ ) em m e;  $Q_{stored}$  é a quantidade de energia armazenada ou extraída do solo, em kWh, que pode ser obtida pela Equação 34:

$$Q_{stored} = \sum_{r=S_{bore}/2}^{r_{max}} \rho_g c_p \pi L (r_0^2 - r_i^2) \times \Delta T_r \quad (34)$$

Em que  $r_0$  e  $r_i$  são os raios externo e interno do cilindro considerado no solo, conforme Figura 20 para  $S_{bore} = 6 \text{ m}$ ;  $r_{max}$  é o raio máximo considerado, em m;  $\Delta T_r$  é a mudança de temperatura do solo no raio médio considerado ( $r = (r_0 + r_i)/2$ ), em m, que pode ser estimado usando a Equação 35, usando o método de fonte de linha (INGERSOLL; ROBEL; INGERSOLL, 1954 *apud* KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014):

$$\Delta T_r = \frac{q_a I(X)}{2\pi k_g L} \quad (35)$$

Onde a função  $I(X)$  é formada a partir de uma integral exponencial, podendo ser aproximada pela Equação 36, com erro inferior à 1% para  $X < 0,7$  (ASHRAE, 2019):

$$I(X) = \ln\left(\frac{1}{X}\right) + \frac{X^2}{2} + \frac{X^4}{8} - \frac{\gamma}{2} \quad (36)$$

Em que  $\gamma = 0,57722 \dots$  é uma constante de Euler; e  $X$  é um termo adimensional usado para relacionar a difusividade térmica do solo, o tempo de operação  $t$ , em dias e, a distância  $r$  do poço fonte, em m, conforme Equação 37:

$$X = \frac{r}{2\sqrt{\alpha_g t}} \quad (37)$$

A observação das equações 24 ou 25 e 33, mostra que o valor da penalidade de temperatura interna é dependente do comprimento dos BHE e o contrário também ocorre, logo a solução de  $T_p$  é um processo iterativo. ASHRAE (2019) sugere iniciar pela obtenção do comprimento do BHE supondo um valor inicial de  $T_p$  entre  $-6$  a  $6^\circ\text{C}$ , sendo o critério de parada baseado no aumento de  $r_{max}$  até que a temperatura no cilindro mais externo seja desprezível,  $\Delta T_r < 0,3 \text{ K}$ , de forma que o efeito de armazenamento seja compensado com resfriamento evaporativo e mecanismos de recarga de umidade naturais do solo. Kavanaugh e Rafferty (2014) sugerem cuidado ao utilizar o procedimento para o cálculo de  $T_p$ , apontando que até que dados experimentais sugiram o contrário a distância mínima de 6 m entre poços deve ser respeitada.

### 2.3.2.2 GCHPs Horizontais

Como expresso anteriormente, os procedimentos para dimensionamento de GCHPs horizontais não são tão desenvolvidos quanto os de GCHPs verticais. Exemplo disso é o procedimento sugerido pela ASHRAE (2011) e (2019), que envolve apenas diretrizes de projeto baseadas no monitoramento de uma série de sistemas residenciais principalmente da região sul dos Estados Unidos, feita por Kavanaugh e Calvert (1995). Neste procedimento, utiliza-se tabelas com valores sugeridos para o comprimento da trincheira por kW de carga da residência, sendo indicado para temperaturas do solo inferiores a 13°C e admitindo a possibilidade de aquecimento suplementar.

Como no presente trabalho o interesse está em um edifício comercial e a temperatura do solo esperada para todo o Brasil, inclusive para a cidade de Diamantina/MG, é consideravelmente superior à indicada pelo procedimento da ASHRAE, este último não é aplicável a este estudo e não será abordado nesta revisão. Aqui, indica-se a metodologia proposta por Chiasson (2016), que adapta seu procedimento de GCHPs verticais aos GCHPs horizontais.

Devido à sua localização próxima à superfície terrestre, cujas profundidades normalmente são inferiores aos 2 m, duas suposições feitas na modelagem aplicada aos procedimentos verticais são violadas quanto à aplicação em GCHPs horizontais: a suposição de temperatura do solo constante e a consideração de transferência de calor no solo como simi-infinita (CHIASSON, 2016). Em relação à sua metodologia para GCHPs verticais, que utiliza o modelo de fonte de linha finita como referência, Chiasson (2016) indicam três alterações necessárias: 1) introduzir uma nova equação para calcular a temperatura sazonal do solo; 2) substituir um modelo de fonte de linha por um modelo de fonte de cilindro e; 3) implementar fontes de cilindro de imagem espelhada para contabilizar a interferência térmica da superfície do solo.

Utilizando notação semelhante à da seção anterior, os comprimentos das trincheiras horizontais para atender cargas de aquecimento e resfriamento utilizando o método de linha finita modificado por Chiasson (2016)<sup>7</sup>, podem ser estimados conforme Equação 38 e Equação 39, respectivamente:

---

<sup>7</sup> Cuidado deve ser tomado com o sentido das cargas considerados no procedimento de Chiasson (2016) que é inversa ao de Kavanaugh e Rafferty (2014). Para o aplicado nesta subseção, as cargas de aquecimento são negativas e de resfriamento positivas.

$$L_{heat} = \frac{\dot{q}_{evap}R_{trench} + \dot{q}_{a,heat}R_{ga} + \hat{q}_{m,heat}R_{gm} + \hat{q}_{h,heat}R_{gst}}{T_{w,heat} - T_{g,winter}} \quad (38)$$

$$L_{cool} = \frac{\dot{q}_{cond}R_{trench} + \dot{q}_{a,cool}R_{ga} + \hat{q}_{m,cool}R_{gm} + \hat{q}_{h,cool}R_{gst}}{T_{w,cool} - T_{g,summer}} \quad (39)$$

Onde:  $\dot{q}_{a,heat/cool}$  é a carga terrestre anual média, estimada pela Equação 40;

$$\dot{q}_{a,heat/cool} = \dot{q}_{evap/cond} PLF_{a,heat/cool} \quad (40)$$

$\hat{q}_{m,heat/cool}$  é a carga terrestre mensal sobreposta, estimada conforme Equação 41:

$$\hat{q}_{m,heat/cool} = \dot{q}_{m,heat/cool} - \dot{q}_{a,heat/cool} \quad (41)$$

Sendo  $\dot{q}_{m,heat/cool}$  a carga terrestre mensal média, obtida pela Equação 42:

$$\dot{q}_{m,heat/cool} = \dot{q}_{evap/cond} PLF_{m,heat/cool} \quad (42)$$

$\hat{q}_{h,heat/cool}$  é a carga terrestre horária de pico sobreposta, estimada pela Equação 43

$$\hat{q}_{h,heat/cool} = \dot{q}_{cond/evap} - \dot{q}_{m,heat/cool} \quad (43)$$

$T_{w,heat/cool}$  corresponde à temperatura média do fluido, estimada pela Equação 44.

$$T_{w,heat/cool} = T_{w,in} + \frac{\dot{q}_{evap/cond}}{2\dot{m}_w c_{p,w}} \quad (44)$$

Para atender a primeira necessidade de alteração, Chiasson (2016) sugere a expressão fornecida por Kasuda e Achenbach (1965), Equação 45, para estimar a temperatura do solo em função da profundidade e do dia do ano. Barcelos (2018), aplicou somente esta alteração ao procedimento descrito na seção anterior para dimensionar o GHX de um sistema horizontal residencial, utilizando como temperatura do solo,  $T_{g,winter/summer}$ , valores constantes correspondentes à média dos meses em que ocorrem as cargas máximas de resfriamento e aquecimento.

$$T_g(x, d) = \bar{T}_g - A_s e^{\left[ -x \left( \frac{\pi}{365\alpha_g} \right)^{\frac{1}{2}} \right]} \cos \left[ \frac{2\pi}{365} \left( d - d_0 - \frac{x}{2} \left( \frac{365}{\pi\alpha_g} \right)^{\frac{1}{2}} \right) \right] \quad (45)$$

Onde  $\bar{T}_g$  é a temperatura média do solo anual, em °C;  $x$  é a profundidade do solo, em m;  $d$  é o número de dias do ano;  $d_0$  é o número de dias do ano a partir de 1° de janeiro em que ocorre a temperatura mínima da superfície;  $A_s$  é a amplitude da temperatura da superfície da Terra em relação à  $\bar{T}_g$ , em °C.

Para atender a segunda necessidade de alteração, Chiasson (2016) substitui a resistência térmica efetiva diária do solo, por uma resistência térmica efetiva de pulso curto,  $R_{gst}$ , calculada pelo método de fonte cilíndrica conforme descrito na seção anterior. As demais resistências térmicas do solo,  $R_{ga}$  e  $R_{gm}$ , são calculadas pelo método de fonte de linha finita, que requer um esforço computacional maior. Nada impede, entretanto, de calcular essas resistências conforme seção anterior e como feito por Barcelos (2018), ao custo de uma menor precisão.

Já para a terceira alteração, com o objetivo de se compensar a perturbação térmica imposta pela proximidade da superfície do solo, a trincheira é modelada fazendo uso de imagem espelhada com arranjo linear em uma matriz  $\omega \times 2$ , como pode ser visto em Chiasson (2016).

Com essa alteração, a determinação da resistência da trincheira,  $R_{trench}$ , em substituição a resistência do BHE  $R_b$ , pode ser realizada por soluções analíticas propostos por Hellstrom (1991), aproximando os tubos como fontes de linha em uma região circular e contabilizando o contrafluxo nos tubos, conforme Equação 46:

$$R_{trench} = R_{sf} + \frac{1}{3} \frac{1}{R_a} \left( \frac{H}{C} \right)^2 \quad (46)$$

Onde,  $R_{sf}$  e  $R_a$  são uma resistência térmica efetiva em regime estacionário e uma resistência interna, obtidas pela Equação 47 e Equação 48 respectivamente, para a configuração de dois tubos por trincheira;  $C$  se refere à capacidade térmica do fluido utilizado por unidade de tempo, em W / K; e  $H$  se refere a um comprimento inicial da trincheira.

$$R_{sf} = \frac{1}{2\pi k_{backfill}} \left[ \ln \left( \frac{r_{trench}}{r_{p,e}} \right) - \frac{3}{4} + b^2 - \ln(1 - b^4) - \frac{1}{2} \ln \left( \frac{Bu}{r_{p,e}} \right) \right] + \frac{R_p}{2} \quad (47)$$

$$R_a = \frac{1}{\pi k_{backfill}} \left[ \ln \left( \frac{2br_{trench}}{r_{p,e}} \right) - \ln \left( \frac{1-b^2}{1+b^2} \right) \right] + 2R_p \quad (48)$$

Onde  $r_{trench}$  é o raio da vala,  $r_{p,e}$  é o raio externo do tubo,  $k_{backfill}$  é a condutividade térmica do material de aterro da vala,  $b$  é um parâmetro de excentricidade equivalente à distância entre os tubos,  $Bu$ , dividido pelo diâmetro da trincheira, e  $R_p$  é a resistência térmica do tubo.



## 2.4 SGC aplicados em supermercados

Mands e Sauer (2008) sugerem a utilização da geotermia superficial para cobrir as cargas de aquecimento e resfriamento em um edifício de supermercado padrão na Alemanha. Tal proposição busca substituir os equipamentos de climatização de ambientes, bem como atender à maior demanda possível referente à preservação, exposição e armazenamento de produtos refrigerados e/ou congelados. Para permitir, também, o equilíbrio sazonal de cargas no solo, um sistema HGSHP com utilização de BHEs como fonte de calor externo, associado ao sistema de refrigeração a ar tradicional é apresentado como solução. Três cenários foram investigados variando a porcentagem de refrigeração coberta pelo sistema tradicional e pelo sistema geotérmico. No melhor deles, com 30% de cobertura geotérmica e 70% rejeitado ao ar ambiente, o sistema indicou uma redução no consumo de energia de 45% e nas emissões de CO<sub>2</sub> de 28%, com um tempo de retorno estimado em 16 anos. Apesar desse alto tempo de retorno, os autores recomendam fortemente a aplicação da tecnologia em supermercados, justificando que para a maioria dos lugares, devido à condutividade térmica do solo adotada nos cálculos, o layout dos BHEs e, conseqüentemente, o investimento inicial seriam reduzidos. Além disso, eles indicam que o aumento nos custos de energia e o desenvolvimento da tecnologia tendem a reduzir o tempo de retorno.

Garcia *et al.* (2011) desenvolveram um estudo, vinculado ao projeto europeu de “Integração da Energia Geotérmica em Aplicações Industriais (*Integration of Geothermal Energy into Industrial Application (IGEIA)*)”, com o objetivo de descrever a viabilidade técnica e econômica de aplicação de um SGC aplicado a um supermercado em Portugal. Considerando a variabilidade e a distribuição das cargas térmicas encontradas em um supermercado real, localizado próximo à cidade de Porto, os autores propõem uma integração dessas demandas de energia para serem parcialmente atendidas por um SGC híbrido, que associa BHEs à bancos de gelo e *chillers*. Esse sistema é então estudado para quatro diferentes zonas climáticas do país, apresentando resultados que indicam possibilidade de redução no consumo de energia primária entre 28 e 32%, com redução de 25% no modo de refrigeração e 40% no modo de aquecimento. Uma diminuição nas emissões de CO<sub>2</sub> entre 28 e 32% também é esperada, sendo o tempo de retorno estimado entre 10 e 15 anos. Dessa forma, os autores indicam que é possível utilizar SGC em supermercados, ressaltando que embora tais sistemas possam trazer significativas reduções no consumo de energia, sua aplicação deve ser estudada caso a caso e, se possível, com integração de aplicações para redução do tempo de retorno e aumento de viabilidade econômica.

Ohannessian (2013) avalia o potencial do armazenamento de energia térmica associados à sistemas de refrigeração a CO<sub>2</sub> em supermercados. Se concentrando no armazenamento sazonal de energia, utilizando dados da cidade de Estocolmo na Suécia, dois sistemas de aquecimento são analisados: um utilizando GSHP e outro recuperando calor do sistema de refrigeração do supermercado. Após análise de cinco diferentes configurações, das quais três envolvem GSHPs como dispositivo de aquecimento, o autor conclui que, a utilização de BHEs para armazenamento térmico resulta em um melhor desempenho do sistema, reduzindo em 6,3% o consumo anual de energia, em relação à configuração que utiliza o SGC somente para aquecimento, sem associação ao sistema de refrigeração do supermercado.

Dalpone, Asha e Shah (2016) descrevem o resultado de uma análise operacional e econômica de um sistema GSHP vertical associado a unidades de refrigeração de dez supermercados no Reino Unido. Com o sistema híbrido proposto, o desempenho dos sistemas de refrigeração é melhorado pelo SGC, resultando em um COP médio anual igual a 3 para as lojas estudadas, o que enquadra tais sistemas ao programa de incentivo do governo local. Com este último sendo responsável por 45% da economia total conseguida, os autores indicam uma redução de custos de £ 120.000 por ano para sistemas com a eficiência média encontrada, resultando em um tempo de retorno estimado de 7,9 anos. Além desta configuração padrão, os autores sugerem uma configuração alternativa que conectaria o sistema de refrigeração diretamente à bomba de calor, e reduziria o tempo de retorno em 2 anos, se mostrando com grande potencial para supermercados menores. De uma forma geral, os autores indicam que a utilização de SGC associadas ao sistema de refrigeração de supermercados pode ser considerada um sistema eficiente, capaz de fornecer aos varejistas uma alternativa sólida aos sistemas convencionais.

Sawalha e Karampour (2018) exploraram o aumento da eficiência de sistemas de refrigeração a CO<sub>2</sub> em supermercados, investigando modificações de projeto e possibilidades de integração. Através de modelagem computacional validada por dados experimentais medidos em diferentes lugares da Suécia, os autores investigaram uma série de parâmetros, entre os quais o armazenamento de energia no solo, que resultou no artigo de Karampour *et al.* (2019). Estes últimos, investigam a integração do armazenamento geotérmico em sistemas transcíticos a CO<sub>2</sub> com o objetivo de avaliar o impacto dessa integração na eficiência do sistema. Três diferentes cenários são estudados, incluindo um que utiliza SGC, associado ao armazenamento térmico no solo e ao sistema de refrigeração do supermercado. Apesar de reduzir o consumo de energia, este cenário não foi viável economicamente para as condições

climáticas e geológicas de Estocolmo, que requerem um grande espaço para a instalação de BHEs e uma grande bomba de calor, resultando em um alto tempo de retorno esperado.

Fernández (2019) discute o potencial dos SGC para economia de energia e redução dos gases de efeito estufa quando aplicados em supermercados. Através de uma revisão da literatura três instalações são analisadas, na Alemanha, em Portugal e na Turquia. As duas primeiras correspondem aos trabalhos de Mands e Sauer (2008) e Garcia *et al.* (2011) apresentados acima. A instalação turca, corresponde ao trabalho de Paksoy *et al.* (2004), que integrou o armazenamento de energia térmica de um aquífero a um sistema de ar condicionado e ventilação de um supermercado na cidade de Mersin, resultando em uma economia de 36% no consumo de energia e nas emissões de CO<sub>2</sub>. Fernández (2019) concluem que o tempo de retorno do investimento varia entre 15 e 16 anos a depender da localidade, indicando que subsídios públicos de incentivo ao uso energias renováveis podem reduzir significativamente este tempo. Ele reforça também que, para supermercados, a combinação dos sistemas de ar condicionado e refrigeração comercial se mostra mais interessante.

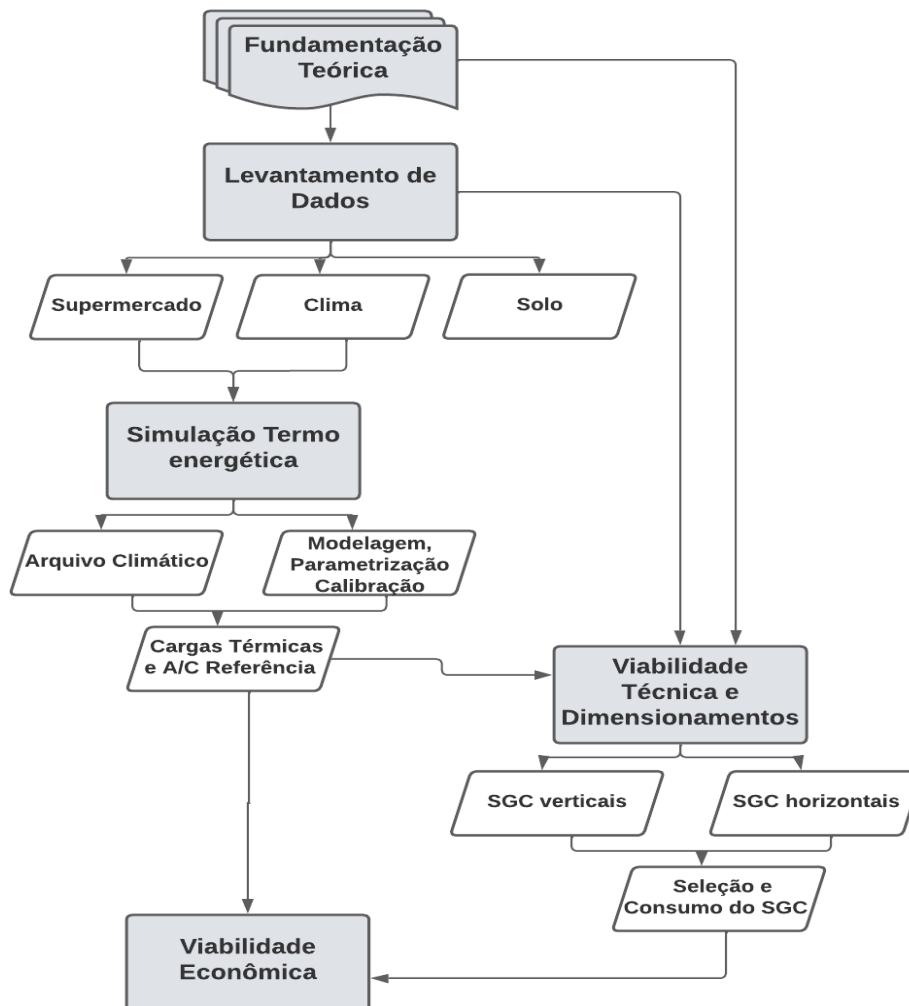
Shimada *et al.* (2021) avaliam o desempenho energético de um SGC de grande escala em modelos de construções típicos da Tailândia, entre eles um supermercado. Baseado em condições operacionais em que a dissipação de calor ocorre em 50 anos, o sistema proposto é híbrido, combinando GSHP a ASHP e fornecendo água quente. Os resultados indicam que o sistema proposto é mais eficiente que o ASHP, entretanto a taxa de economia de energia anual encontrada foi de apenas 2,1%, o que não viabilizaria o projeto economicamente. Tal valor é justificado pelos autores devido à limitação do tempo de operação do SGC (mais eficiente) em função do horário comercial dos edifícios estudados.

### 3 METODOLOGIA

Este capítulo descreve a metodologia utilizada para a realização desta pesquisa. Por estar focada na viabilidade de aplicação de um SGC em uma entidade bem específica, cujos resultados são quantificados para realização de tal análise, este estudo pode ser classificado como um estudo de caso, quantitativo e aplicado (GERHARDT; SILVEIRA, 2009).

Conforme Figura 21 que apresenta as etapas metodológicas deste trabalho, esta pesquisa se iniciou pela fundamentação teórica apresentada no capítulo anterior, onde se buscou maior entendimento dos temas envolvidos no estudo, através da leitura de diferentes artigos, dissertações, teses e livros.

**Figura 21 – Etapas metodológicas.**



Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

As demais etapas apresentadas na Figura 21 são detalhadas nas seções a seguir.

### **3.1 Levantamento dos dados**

Conforme apresentado nos capítulos anteriores, o projeto de SGC necessita do conhecimento prévio de três grandes grupos de informações referentes: ao edifício, ao clima e à geologia do local. As subseções a seguir detalham como foram obtidos os dados relativos a esses grupos.

#### ***3.1.1 Supermercado estudado***

O levantamento efetivo dos dados do supermercado foi realizado “*in loco*” por coleta direta e/ou por consulta a documentos disponibilizados. Os ambientes de interesse foram divididos em dois grupos, baseados em possíveis aplicações dos SGC. Para conforto térmico, os ambientes foram a loja de vendas e os escritórios do setor administrativo, totalizando 15 ambientes. Já para refrigeração das câmaras de armazenamento de produtos, a fim de se avaliar uma possibilidade de integração de aplicações, levantou-se informações referentes à seis câmaras frias e quatro câmaras de congelados. Para cada um desses ambientes, foram levantados os seguintes dados necessários à obtenção das cargas térmicas locais:

- Estrutura física: a partir das plantas e demais documentos de projeto foram coletadas informações relativas às áreas totais construídas e do terreno; dimensões e disposição dos ambientes de interesse; materiais de construção utilizados e áreas de infiltração e ventilação.
- Cargas internas: os padrões de ocupação, de operação e de funcionamento do supermercado foram fornecidos por seus responsáveis baseados em documentos de controle interno. Já as informações referentes às cargas de iluminação e equipamentos, bem como, dos sistemas de refrigeração utilizados foram coletadas nos respectivos locais.

O Apêndice A apresenta a folha de organização de dados utilizada, detalhando-se quais informações foram coletadas para cada ambiente de interesse.

#### ***3.1.2 Condições climáticas***

Os dados do clima foram obtidos através da análise de uma série histórica de 13 anos, entre 2008 e 2020, com medições horárias pela estação meteorológica automática de Diamantina/MG, do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET). Tal estação, instalada em

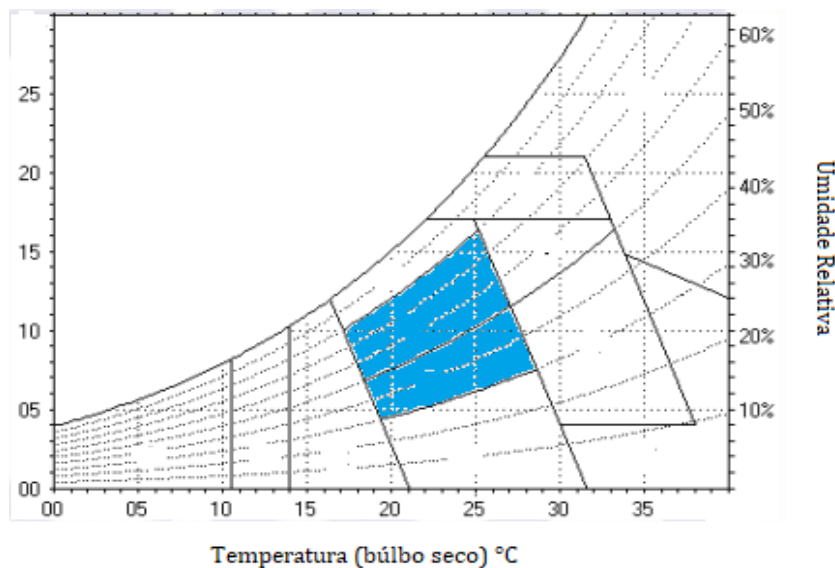
04/06/2007, se encontra à latitude  $-18,231052^\circ$ , longitude  $-43,648269^\circ$  e altitude 1359,25 m, à uma distância aproximada de 4,6 km do edifício estudado.

Foram coletadas informações relativas às seguintes variáveis climáticas: temperatura de bulbo seco, temperatura do ponto de orvalho, umidade relativa do ar, pressão atmosférica, radiação global, precipitação, direção e velocidade do vento. Esses dados foram organizados de forma a se atualizar o arquivo climático aplicado na simulação termo energética do edifício estudado, conforme descrito na seção 3.2.1.

Definiu-se as temperaturas de projeto, para os dimensionamentos do GHX, a partir do método de frequência de temperatura, considerando uma frequência de 1% das temperaturas médias horárias anuais para o período considerado, conforme indicado pela ASHRAE. Tal método é baseado no “método *bin*” de forma que, dentro da amplitude anual, os números de horas de ocorrência de temperaturas foram separados em intervalos finitos de  $1^\circ\text{C}$ . A temperatura de aquecimento de projeto foi definida como a temperatura mínima do menor intervalo, cuja frequência foi pelo menos 1%. Já a temperatura de resfriamento, correspondeu à temperatura máxima medida no maior intervalo, cuja frequência corresponde a pelo menos 1%, (CETC, 2005; ASHRAE, 2011).

Para determinação dos limites de conforto térmico, inicialmente foram observadas as zonas de conforto segundo a NBR 15520-3 (ABNT, 2005b), considerando as umidades relativas médias da cidade de Diamantina para os meses de projeto: janeiro, 72% e julho, 64%, conforme Gráfico 4. Também foram observados, os valores sugeridos na NR-17 (BRASIL, 2021).

**Gráfico 4 – Zonas de conforto Térmico.**



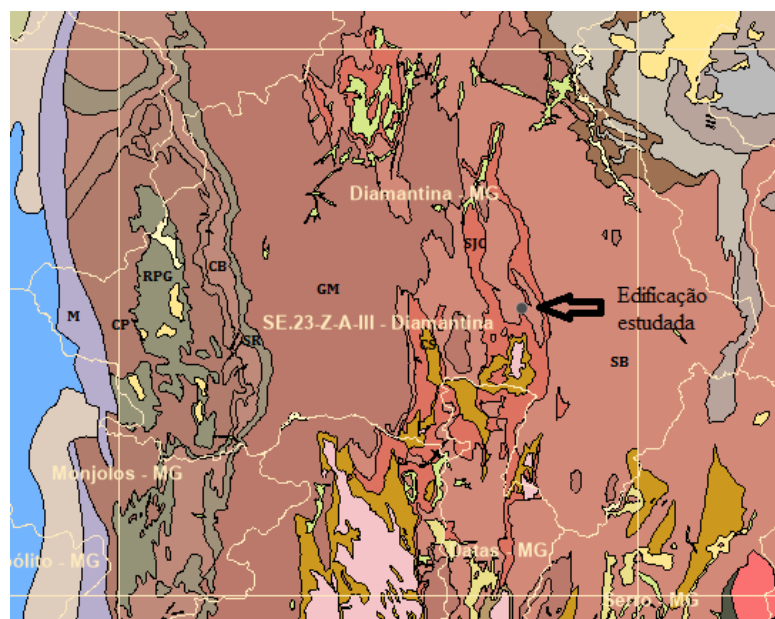
### 3.1.3 Caracterização do solo

Conforme expresso anteriormente, as características do terreno local influenciam diretamente no desempenho e viabilidade de sistemas geotérmicos de climatização, sendo muitas vezes indicada a realização de testes físicos no local para obtenção das propriedades do solo necessárias ao dimensionamento do subsistema externo, a saber: temperatura do solo não perturbado ( $T_g$ ), condutividade térmica ( $k_g$ ), difusividade térmica ( $\alpha_g$ ) e a massa específica ( $\rho_g$ ), (ASHRAE, 2011; KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014; BARCELOS, 2018).

Tais testes muitas vezes são caros e inviáveis economicamente para pequenas edificações ou análises preliminares de viabilidade. Nesses casos, as propriedades de interesse, podem ser estimadas utilizando-se mapas geológicos e hidrogeológicos do local, comumente encontrados em órgãos oficiais do governo. (ASHRAE, 2011; KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014; BARCELOS, 2018).

Segundo dados do Serviço Geológico do Brasil – CPRM, em seu sistema GeoSGB, a macro região de Diamantina/MG apresenta oito unidades litoestratigráficas principais como pode ser observado no corte do mapa geológico, em escala 1: 1000000, apresentado no Mapa 2, onde o nome das formações representadas são: M – Macaúbas; CP – Córrego Pereira; RPG – Rio Pardo Grande; CB – Córrego dos Borges; SR – Santa Rita; GM – Galho do Miguel; CS – Costa Sena; SJC – São João da Chapada e; SB – Sopa-Brumadinho (CPRM, 2004).

**Mapa 2 – Mapa Geológico da região de Diamantina/MG.**



Fonte: CPRM, 2004. Adaptado.

O Mapa 2 indica também a localização do edifício estudado, que se encontra na formação Sopa-Brumadinho, cujos litotipos encontrados são: filito, metaconglomerado, metapelito, quartzito e xisto (CPRM, 2004).

Quanto à hidrogeologia, foi realizado um levantamento de poços hidrogeológicos no Sistema de Informações de Águas Subterrâneas (SIAGAS) do CPRM que indicou, na macro região de Diamantina/MG, 76 poços de aproveitamento hídrico, dos quais 12 se encontram na região urbana da cidade, sob a formação Sopa-Brumadinho. Dentre estes, estão disponíveis perfis litológicos de 5 poços, que se distanciam entre 2,5 e 6,5 Km do local do estudo. A Tabela 3 apresenta um resumo das descrições litológicas em função da profundidade desses poços. Quanto à produtividade, os aquíferos encontrados nessa formação são classificados como Classe 3, de produtividade moderada (DINIZ *et al.*, 2014).

**Tabela 3 – Resumo das descrições litológicas pela profundidade em Diamantina/MG.**

Profundidade (m)	Descrição litológica
0 a 2	Solo arenoso com possibilidade de filito;
2 a 6	Solo arenoso com possibilidade de rochas intemperizadas e decompostas;
6 a 10	Solo arenoso com possibilidade de filito e rochas intemperizadas e decompostas;
10 a 18	Areias médias, rochas intemperizadas e decompostas e quartzito;
18 a 28	Areia média e quartzito
28 a 72	Quartzito
72 a 130	Quartzito e filito

Fonte: CPRM - SIAGAS. Acesso em: 2022. Adaptado

Com a caracterização do solo local, as propriedades de interesse puderam ser estimadas através de tabelas encontradas na literatura específica. Neste trabalho, se utilizou os valores da Tabelas 4 e Tabela 5 apresentadas abaixo, a partir de Kavanaugh e Rafferty (2014).

**Tabela 4 – Propriedades de areias e argilas.**

$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Umidade (%)	Areias (0,075 a 5 mm)		Argilas (< 0,075 mm)	
		$k_g$ (W/m K)	$\alpha_g$ (m <sup>2</sup> /dia)	$k_g$ (W/m K)	$\alpha_g$ (m <sup>2</sup> /dia)
1600	5	1,9	0,097	0,95	0,049
	10	2,51	0,096	0,95	0,041
	15	2,42	0,093	1,13	0,039
	20	2,68	0,086	1,21	0,045

Fonte: KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014. Adaptado



Tabela 5 – Propriedades das rochas.

Tipo de Rocha (grau de umidade)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$k_g$ (W/m K)	$\alpha_g$ (m <sup>2</sup> /dia)	$C_p$ (kJ/kg K)
Argilosa (baixo / alto)	_____	1,9 / 2,9	_____	_____
Arenito (baixo / alto)	2560 / 2720	2,1 / 3,5	0,09	1,0
Xisto sem quartzo (baixo / alto)	2080 / 2640	1,2 / 2,5	0,05	0,88
Xisto com 25% quartzo (baixo / alto)	2080 / 2640	1,9 / 2,4	0,08	0,88
Quartzito (baixo / alto)	2560	5,2 / 6,9	0,24	0,84

Fonte: KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014. Adaptado.

Assim, utilizando-se as tabelas acima e observando-se as descrições litológicas da Tabela 3, foram definidas a condutividade térmica, a difusividade térmica e a densidade do solo para SGC horizontais e verticais. Para os primeiros, observou-se as profundidades típicas de até 2 m. Já para o segundo, as propriedades foram estimadas através de médias ponderadas em função da profundidade<sup>8</sup>, considerando, após consulta à empreiteiros da região, 100 m como profundidade máxima.

Para a definição das temperaturas do solo de projeto, utilizou-se a Equação 45 indicada por CETC (2005) e por Chiasson (2016), considerando as propriedades acima definidas. A temperatura média da superfície do solo e sua amplitude, foram obtidas aplicando-se o arquivo climático atualizado ao recurso “*CalcSoilSurfTemp*” disponível no *EP-Launch*<sup>9</sup>, considerando-se o solo como úmido e sem vegetação. O dia de ocorrência da temperatura mínima foi definido observando-se os valores mensais de  $T_g$  disponíveis no arquivo climático original do EnergyPlus. Para sistemas verticais, a estabilização indicada na Equação 45 foi comparada à média da temperatura do solo não perturbado disponível no arquivo climático de Climate (2022).

### 3.2 Simulação Termo energética do supermercado

Com o intuito de se obter as cargas térmicas nos ambientes de interesse e se simular o consumo dos A/Cs de referência, foi feita a modelagem e simulação termo energética do supermercado estudado. Para isso, se utilizou uma combinação entre os softwares *SketchUp*

<sup>8</sup> Como rochas intemperizadas e decompostas se considerou os valores médios para rochas sedimentares argilosa, arenito e xisto, atendendo aos possíveis litotipos encontrados na formação Sopa-Brumadinho.

<sup>9</sup> EP-launch é um recurso opcional da instalação do EnergyPlus em Windows.

2021 com extensão *Euclid* 0.9.4.3 e *EnergyPlus* versão 9.4.0 em procedimento semelhante ao utilizado por Barcelos (2018).

O *EnergyPlus* é um *software* robusto, desenvolvido pelo departamento de Energia dos Estados Unidos, que possibilita a integração de diferentes sistemas e fontes de energia para determinar as cargas necessárias para aquecer e resfriar um edifício e prever os consumos de energia de sistemas simulados, quando expostos a diferentes condições climáticas e de operação. Para as cargas térmicas, ele calcula balanços de energia e massa em cada superfície das zonas térmicas do modelo, para cada “*timestep*” definido pelo usuário. Simultaneamente ele calcula as condições de funcionamento dos sistemas de tratamento do ar e das fontes de geração de energia, caso façam parte do modelo (VEIGA *et. al.*, 2019; DOE, 2021 a)<sup>10</sup>.

As condições climáticas e de operação são inseridas no *software* para simulação através de dois arquivos principais em formatos característicos do *EnergyPlus*, respectivamente: *EnergyPlus Weather Format* (extensão *.epw*) e o *EnergyPlus Input Data File* (extensão *.idf*) (DOE, 2021 a).

Para este trabalho, o primeiro foi obtido através da atualização do arquivo climático original para a cidade de Diamantina/MG, disponível em DOE (b), enquanto o segundo foi resultado da modelagem geométrica seguida da parametrização e calibração do modelo. Após essas etapas, realizou-se as simulações para aquisição das cargas térmicas e estimativa dos consumos de energia dos A/Cs de referência. As subseções a seguir detalham esses procedimentos.

### **3.2.1 Obtenção e atualização do arquivo climático**

No próprio site do *EnergyPlus*, em DOE (2021 a), são encontrados diversos arquivos climáticos já no formato “*epw*” para diferentes localidades do planeta, a partir de diversas fontes de dados. Para a cidade de Diamantina/MG se encontra um arquivo climático, elaborado por Roriz (2012) a partir de dados do INMET.

Entretanto, este arquivo climático original leva em consideração apenas o ano de 2009 e conforme aviso do próprio autor apresenta “baixa representatividade estatística das ocorrências climáticas históricas” (RORIZ, 2012).

---

<sup>10</sup> Para detalhamento completo do funcionamento e de das simulações possíveis no *EnergyPlus*, sugere-se seus documentos de referência, como o DOE, 2021(a), disponível em <https://energyplus.net/documentation>.

Com o propósito de se reduzir este problema, o arquivo climático original da cidade de Diamantina/MG foi atualizado para inclusão dos dados fornecidos pelo INMET, descritos na Seção 3.1.2, considerando o período de 13 anos, entre 2008 e 2020.

Para a definição dos meses que formaram o ano climático de referência, se utilizou o *Typical Meteorological Year* (TMY), em que primeiramente foram calculadas as médias das temperaturas de bulbo seco de todos os meses, para todos os anos considerados. Em seguida, para cada mês, foram eliminados os maiores e menores valores de temperaturas alternadamente, até restar o último valor que indicou o ano correspondente a ser incluído no arquivo climático de referência utilizado nas simulações (RORIZ, 2012; FERREIRA; SOUZA, 2020).

### **3.2.2 Modelagem geométrica, parametrização e calibração do modelo**

A modelagem geométrica do supermercado foi feita utilizando-se a combinação do *SketchUp* com a extensão *Euclid*, que permitiu a criação do arquivo com extensão “.idf”. Com base em sua planta baixa, o edifício foi modelado de forma que cada ambiente de interesse para conforto térmico, loja e escritórios, correspondesse a uma zona térmica do EnergyPlus. As demais áreas do prédio, que não seriam climatizadas foram associadas de forma que ambientes vizinhos correspondessem à mesma zona térmica. Tal configuração foi adotada a fim de se diminuir o esforço e o tempo computacional da simulação.

Desenhado o modelo, a parametrização se iniciou, no *EPLaunch* utilizando-se do recurso *IDFEditor*, pela inserção dos materiais de construção e suas propriedades, que foram obtidas conforme ABNT, (2005 a), INMETRO (2013) e Weber *et al.* (2017). O Apêndice B apresenta os detalhes construtivos do edifício simulado.

O passo seguinte da parametrização constituiu na inclusão das cargas internas devido a pessoas, luzes e equipamentos conforme coleta de dados descrita na seção 3.3.1. O Apêndice C apresenta as potências e o número de horas médias de funcionamento referentes a luzes e equipamentos<sup>11</sup>. Os padrões de ocupação dos escritórios e loja foram descritos como frações do número de pessoas que ocupam os ambientes, como pode ser observado no Apêndice D.

Realizou-se a calibração do modelo com base na temperatura interna dos ambientes utilizando-se um *Data logger* de temperatura, modelo RC-5 da empresa Elitech, com precisão

---

<sup>11</sup> Embora a coleta de dados tenha sido local por local, a fim de se garantir o sigilo das informações do supermercado os dados dos escritórios foram reunidos por andar. Pelo mesmo motivo, as potências dos equipamentos são mostrados em conjunto, sem apresentar suas descrições detalhadas.

é de  $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ . Primeiramente, este aparelho de medição foi colocado no centro da loja em uma altura próxima aos 2,2 metros para medir suas temperaturas internas de hora em hora por um período de 2 semanas, entre 23/12/2021 e 06/01/2022. Após esse período, o aparelho foi levado para um escritório do 3º andar, colocado no centro da sala a uma altura aproximada de 0,8 metros para realizar as medições horárias de temperatura por 2 semanas, entre 06/01/2022 e 20/01/2022. Esse processo foi repetido para um escritório do 2º andar entre os dias 20/01/2022 e 03/02/2022. Levando-se em consideração a avaliação inicial de possibilidade de integrar a climatização com a refrigeração das câmaras frias e de congelamento, o *data logger* também mediu por 2 semanas as temperaturas horárias no ambiente externo a elas, de 03/02/2022 a 17/02/2022 (BARCELOS, 2018; ARAÚJO; SCALCO; BATISTA, 2020).

Para calibração, alterou-se o arquivo climático atualizado de forma a incluir os dados referentes aos meses de dezembro de 2021, janeiro e fevereiro de 2022.

A calibração foi então executada por análise de sensibilidade através de sucessivas simulações em que se alteraram parâmetros relativos à ventilação natural, infiltração e perfis de utilização e ocupação do modelo. Comparando-se as temperaturas internas medidas pelo *data logger* e simuladas no *EnergyPlus*, adotou-se a raiz quadrada do desvio quadrático médio (*Root Mean Square Error, RMSE*) inferior à precisão do instrumento de medição, bem como a aproximação visual dos gráficos como critérios de calibração (ALVARADO, 2017; GOMES C., 2019).

Não foram consideradas possíveis variações de temperatura dentro de uma mesma zona térmica, sendo as temperaturas medidas pelo *data logger* assumidas como as temperaturas médias reais dos ambientes. Para o piso 2, as alterações necessárias para calibração do escritório de referência desse andar foram aplicadas, proporcionalmente, aos demais escritórios deste piso, exceto para o Centro de Processamento de Dados (CPD) que já possui um sistema de climatização exclusivo. Para os escritórios do piso 3, o mesmo procedimento foi adotado. Dessa forma, após um exaustivo processo o modelo foi calibrado conforme resultados apresentados no próximo capítulo.

### **3.2.3 Obtenção das cargas térmicas e dos consumos de A/Cs de referência**

Uma vez calibrado o modelo, as simulações foram realizadas. Primeiramente, para obtenção das cargas térmicas, simulou-se sistemas de A/Cs ideais em cada ambiente de interesse, utilizando-se do recurso "*ZoneHVAC:IdealLoadsAirSystem*". A utilização deste recurso se deu pela simplicidade e pouca exigência computacional, já que permite a estimativa

das cargas térmicas sem a necessidade de se modelar um sistema HVAC completo (TEIXEIRA, 2019; DOE, 2021 a).

Baseado nessas cargas térmicas, para estimativa dos consumos de energia dos sistemas de referência, primeiramente se fez um levantamento de sistemas A/C comuns no mercado brasileiro, selecionando-se modelos de maior eficiência. Utilizando-se os valores de capacidade e eficiência, os modelos selecionados foram simulados no *EnergyPlus*, com os demais parâmetros definidos como os padrões do software.

Para a loja, devido às altas cargas térmicas envolvidas, se simulou um sistema central do tipo *Variant Refrigerant Flow (VRF)*, com capacidade nominal de resfriamento de 128 kW e  $COP_{cool} = 4,27$ , capacidade nominal de aquecimento de 144 kW e  $COP_{heat} = 4,62$ . Já para o CPD, foi simulado um equipamento unitário com tecnologia *inverter* do tipo *Split* com capacidade só de resfriamento de 3,53 kW e  $COP_{cool} = 3,32$ .

### **3.3 Dimensionamentos e Análises de Viabilidade Técnica**

Nesta etapa, foram feitos os dimensionamentos de diferentes SGC concomitante às análises de viabilidade técnica, com o objetivo de se determinar uma configuração otimizada, viável para aplicação no supermercado estudado. As subseções a seguir detalham os procedimentos adotados.

#### **3.3.1 SGC Vertical**

Os Sistemas Geotérmicos de Climatização verticais foram dimensionados conforme metodologia descrita na Seção 2.3.3.1, indicada pela ASHRAE (2019). A fim de se otimizar o tempo de execução, os dados necessários foram organizados em planilhas do Excel 2016 e os cálculos do comprimento do subsistema externo, devido às iterações envolvidas, foram feitos em um *script* no programa *Octave*, apresentado no Apêndice E e validado com dados de Kavanaugh e Rafferty (2014) e Barcelos (2018).

Iniciou-se por análises preliminares de viabilidade técnica, analisando a disponibilidade de materiais, equipamentos e mão de obra, bem como a disponibilidade do terreno.

Em seguida, foram obtidos e organizados no Excel os seguintes conjuntos de dados:

- 1) Condições climáticas e do solo local: Temperaturas de projeto externas e internas de bulbo seco e bulbo úmido; temperatura não perturbada do solo, difusividade e condutividade térmica do solo, obtidas conforme seção 3.1.2.
- 2) Condições do edifício: cargas térmicas obtidas pelas simulações computacionais e PLFs mensais calculados a partir dessas cargas térmicas, em procedimento detalhado em Kavanaugh e Rafferty (2014).
- 3) Definição dos materiais da tubulação e suas propriedades: se definiu pelo material indicado como típico pelas referências adotadas, com propriedades definidas a partir de catálogo de fabricante.
- 4) Definição das dimensões dos BHEs e arranjo dos tubos em U: observando as configurações indicadas e na ausência de empresas especializadas, o diâmetro dos BHEs e suas profundidades máximas foram definidas por consulta à empresas de sondagem de solo, cujos equipamentos de perfuração produzem poços semelhantes aos característicos para SGC.
- 5) Condições de operação: após análise da área do terreno disponível e das vazões possíveis para o subsistema externo, as temperaturas de entrada do fluido na bomba de calor,  $T_{w,in}$ , foram definidas como as mais próximas possível de  $T_g$  seguindo as orientações e limites da seção 2.3.3.1. Para definição da vazão,  $V_w$ , se definiu por avaliar três SGC verticais, realizando-se três dimensionamentos (D1, D2 e D3) em que se variou as vazões de líquido entre os extremos e o valor central da faixa indicada como típica por Kavanaugh e Rafferty (2014), respectivamente: 3,2 l/min kW; 2,95 l/min kW e; 2,7 l/min kW.
- 6) Seleção e correção das bombas de calor: baseados nas cargas térmicas do edifício as bombas de calor geotérmicas foram selecionadas em catálogo de fabricante, utilizado também para correção das condições nominais para as condições de operações definidas na etapa anterior.
- 7) Definição das resistências do solo, do BHE e do fator de curto circuito: definidos conforme seção 2.3.3.1.
- 8) Definição e disposição da matriz de BHEs: a partir das cargas térmicas o número de BHEs necessário pôde ser estimado, seguindo a indicação de um BHE por tonelada de refrigeração (KAVANAUGH; RAFFERTY, 2014). Após análise da área de terreno disponível e da vazão de líquido necessária, se definiu por uma matriz com maior número de BHEs e menor profundidade, a fim de se reduzirem as despesas com perfuração e operação, conforme indica a ASHRAE (2019).

Uma vez organizados, os dados acima foram inseridos no *script* do *Octave* para obtenção dos comprimentos do GHX conforme Seção 2.3.3.1.

Para cada vazão de líquido considerada, os SGC verticais foram dimensionados em processo iterativo com a potência de bombeamento necessária. Inicialmente, se considerou esta potência como 10% da potência da bomba de calor<sup>12</sup> para determinação de um comprimento inicial para o GHX. Com base nesse comprimento, as perdas de carga para a matriz de BHEs definida no dimensionamento (conjunto de dados 8) foram estimadas utilizando-se o Método Universal indicado pela NBR 15802 (ABNT 2010), com coeficientes de perda de carga e vazões máximas recomendadas para PEAD observados em Chiasson (2016). Com o valor da perda de carga, a potência de bombeamento pôde ser calculada e inserida novamente no processo de dimensionamento como uma porcentagem da potência da bomba de calor, alterando o COP considerado (em conjunto de dados 5) e reiniciando o processo. Como critério de parada, se definiu pela não variação do COP a partir da sua segunda casa decimal.

Dessa forma, foram dimensionados três sistemas verticais para as vazões indicadas no passo 5.

### **3.3.2 SGC Horizontal**

Os Sistemas Geotérmicos de Climatização horizontais foram dimensionados conforme metodologia descrita na seção 2.3.3.2, indicada por Chiasson (2016). Como para os sistemas verticais, os dados necessários ao dimensionamento dos sistemas horizontais foram organizados em planilhas do Excel com os cálculos do comprimento do GHX feitos em um *script* do *Octave*, apresentado no Apêndice F e validado utilizando-se dados de Chiasson (2016) e Barcelos (2018).

Inicialmente se fez a análise preliminar de disponibilidade de materiais, equipamentos e mão de obra, bem como da área de terreno disponível, influenciando na definição de alguns dos parâmetros definidos para o dimensionamento.

As informações dos conjuntos de dados 1, 3 e 6 da seção anterior foram obtidas pelos mesmos procedimentos adotados para SGC verticais. Para as condições do edifício, conjunto de dados 2, além das informações já descritas, se obteve também um PLF anual, seguindo procedimento detalhado em Chiasson (2016).

Para o conjunto de dados 4, se optou por avaliar 5 diferentes configurações, realizando cinco dimensionamentos (D4, D5, D6, D7, D8) para as dimensões da trincheira e o

---

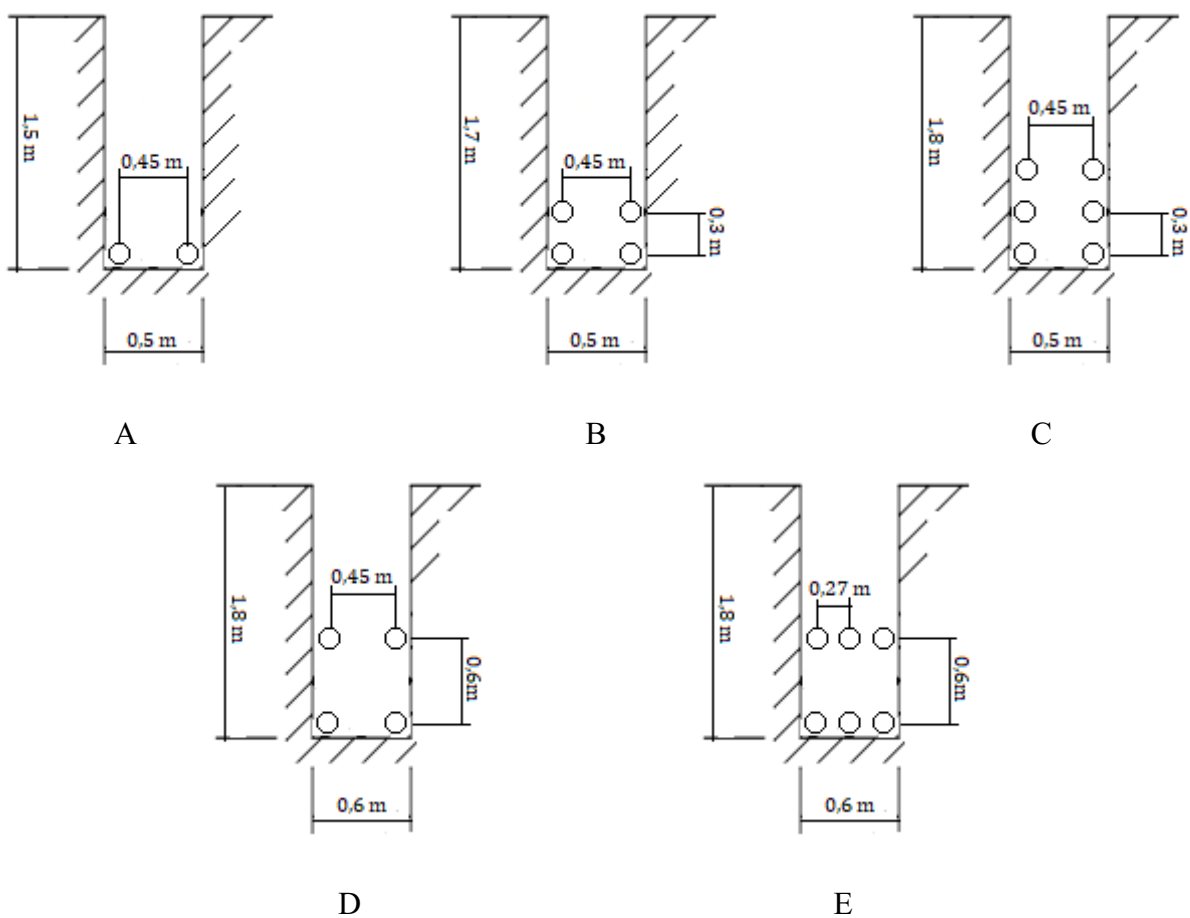
<sup>12</sup> Kavanaugh e Rafferty (2014) indicam que as potências de bombeamento do fluido no subsistema externo devem estar entre 5% (projeto ótimo) e 15% (projeto pobre) da potência da bomba de calor.

posicionamento das tubulações dentro dela, conforme Figura 22, que apresenta configurações típicas, indicadas por Chiasson (2016) e pela ASHRAE (2019).

Para as condições de operação, conjunto de dados 5, assim como para sistemas verticais, as temperaturas de entrada do fluido foram definidas como as mais próximas possível de  $T_g$ . Para comparação das configurações da Figura 22 adotou-se uma vazão de 3,2 l/min kW.

As resistências do solo e da trincheira, conjunto de dados 7, foram definidas conforme observações e equações da Seção 2.3.3.2.

Figura 22 – Configurações SGC horizontais analisadas.



Fonte: CHIASSON, 2016; ASHRAE, 2019. Adaptado.

Organizados os dados, os dimensionamentos do GHX foram feitos no *script* do *Octave*. Para isso, se fizeram os dimensionamentos para as cinco configurações da Figura 22 considerando uma vazão de 3,2 l/min kW. Após identificação da configuração que resultou em menores comprimentos para a trincheira e para as tubulações, foram feitos os dimensionamentos (D9, D10) para as vazões de 2,95 e 2,7 l/min kW.



Os menores comprimentos de trincheira encontrados foram então comparados com o comprimento máximo possível, determinado pela análise da área do terreno disponível, o que possibilitou concluir sobre a viabilidade técnica dos sistemas horizontais analisados.

### ***3.3.3 Seleção e estimativa do consumo de energia do SGC.***

Concluídos os dimensionamentos, selecionou-se a configuração do SGC que indicou maior viabilidade técnica para aplicação no supermercado estudado. Esta definição, foi baseada no menor comprimento para o GHX em conjunto com os melhores COPs de resfriamento e aquecimento.

Definiu-se o posicionamento das bombas de calor em uma configuração cuja distribuição do ar no interior da edificação se assemelha à distribuição do sistema de A/C do tipo VRF adotado como referência para a loja, utilizando-se unidades internas e externas intermediadas por um manipulador de ar. Dessa forma, o subsistema interno não foi avaliado sob a consideração de que ele é semelhante para os sistemas a serem comparados.

Para estimativa dos consumos de energia mensais do SGC escolhido se utilizou o catálogo do fabricante das bombas de calor selecionadas, em procedimento semelhante ao adotado por Barcelos (2018). Tal catálogo fornece as condições nominais de operação dos equipamentos para diferentes valores de  $T_{w,in}$  e  $V_w$ .

Seguindo o procedimento adotado durante os dimensionamentos, as temperaturas de entrada do fluido na bomba de calor foram fixadas para valores ótimos o mais próximo possível de  $T_g$ . As condições nominais (capacidades, potências e COPs) dos equipamentos foram então corrigidos para as exigências de operação do supermercado estudado, conforme conjunto de dados 5, para as três vazões fornecida pelo catálogo. Dessa forma, se obteve valores do COP corrigido como função da vazão de líquido  $V_w$ .

Utilizando-se estes valores, por regressão linear, foi possível então se obter uma equação que estima o valor do COP corrigido da bomba de calor a partir da vazão de líquido  $V_w$ . Como esta vazão é função da carga térmica do edifício, para cada valor de carga térmica horária fornecida pela simulação, conforme seção 3.2.3, se obteve uma vazão de líquido correspondente,  $V_w$ , que foi introduzida na equação para estimativa do COP corrigido, possibilitando a estimativa do consumo de energia da bomba de calor pela definição do COP conforme Equações 2 e 3.

Os resultados desse procedimento foram então organizados em períodos mensais e comparados aos consumos dos sistemas de A/C de referência, finalizando as análises de viabilidade técnica.

### **3.4 Análise de Viabilidade Econômica**

A partir dos resultados obtidos das seções anteriores, foi feita uma análise de viabilidade econômica do SGC proposto utilizando-se o Custo do Ciclo de Vida como indicador econômico, conforme indica Chiasson (2016).

Inicialmente, as despesas com o investimento dos sistemas de A/C foram levantadas, obtendo-se os custos de aquisição e instalação dos modelos selecionados conforme Seção 3.2.3.

De forma semelhante, mas em consulta a fornecedores do exterior, foram estimados os custos de investimento necessários à aquisição das bombas de calor geotérmicas, com os valores de instalação do subsistema interno considerados iguais aos custos de instalação dos sistemas de A/C. Para o subsistema externo, os valores das tubulações em PEAD e seus acessórios foram estimados em consulta à fornecedores nacionais, assim como o custo das perfurações dos BHEs, que foi definido após consulta à empresas de sondagem de solo que atendem à região de Diamantina/MG<sup>13</sup>.

Na sequência, foram obtidos os custos de operação e manutenção de cada sistema. Para o primeiro, os gastos mensais com energia elétrica foram calculados a partir dos consumos estimados na seção anterior, utilizando-se das tarifas médias reais da Companhia Energética de Minas Gerais (CEMIG) referentes aos anos de 2019, 2020 e 2021 conforme Anexo 1, que apresenta estas tarifas utilizadas e levam em consideração a modalidade tarifária do supermercado, a demanda contratada e o consumo em Hora de Ponta (HP) e Hora Fora de Ponta (HFP)<sup>14</sup>.

Já os custos de manutenção foram definidos por consulta a empresas de refrigeração da região de Diamantina/MG, considerando-se uma única atividade anual de manutenção preventiva e adotando-se valores iguais para o SGC e sistema de A/C a partir de seus números de unidades internas.

---

<sup>13</sup> Todos os custos de investimento levantados se referem ao mês de julho de 2022, com a conversão do dólar feita considerando-se seu valor médio entre os meses de janeiro e junho do referido ano.

<sup>14</sup> OBS: Modalidade tarifária do supermercado: Verde A4; Demanda contratada considerada igual à carga de pico de cada mês (em kW); Hora de Ponta CEMIG: 17:00h às 20:00h.

Levantadas todas essas informações, os Custos do Ciclo de Vida dos sistemas de A/C e do SGC proposto foram então avaliados. Para isso, os custos de operação e manutenção dos anos futuros foram corrigidos para se considerar a inflação através da média histórica (1999 a 2021) do Índice de Preços ao Consumidor Amplo (IPCA), disponibilizada pelo Banco Central do Brasil (2022). Na sequência, foi calculado o Valor Presente (VP) de todos os custos avaliados, investimento, operação e manutenção, utilizando-se como taxa de juros a média histórica da Taxa Selic (1996 a 2021), também disponibilizada pelo Banco Central do Brasil (2022). Para finalizar, comparou-se então os Custos do Ciclo de Vida de cada sistema, o que possibilitou a conclusão sobre a viabilidade econômica de utilização do SGC proposto.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

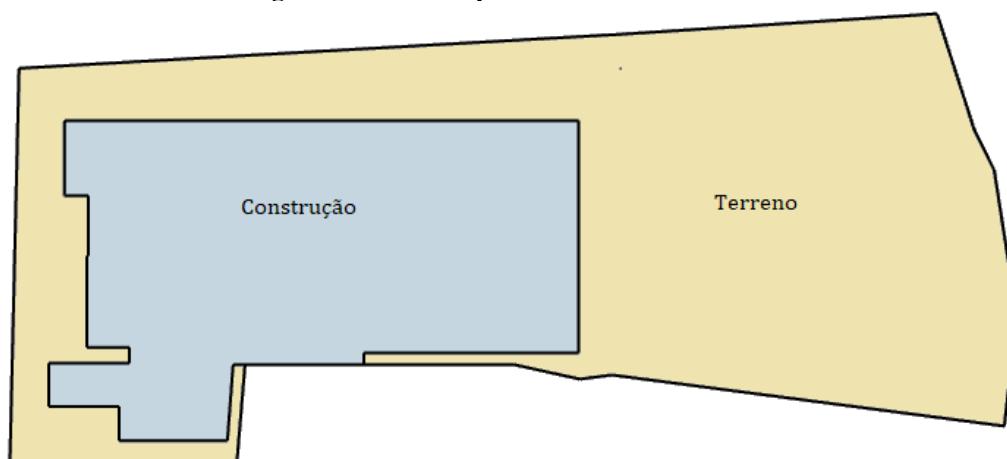
Seguindo a ordem descrita na metodologia, no presente capítulo os resultados são apresentados e discutidos. Se inicia pelos dados levantados conforme Seção 3.1, seguidos da simulação termo energética do supermercado, cujos procedimentos foram detalhados na seção 3.2, pelas análises de viabilidade técnica e dimensionamentos, conforme Seção 3.3 e, pela análise de viabilidade econômica, detalhada na Seção 3.4.

### 4.1 Dados levantados

A fim de se garantir o sigilo e a segurança das informações do supermercado estudado os dados coletados do edifício não são detalhados, sendo apresentadas apenas informações essenciais para o entendimento do estudo no transcorrer deste capítulo.

A Figura 23 mostra uma vista superior da área total do terreno sob propriedade do supermercado estudado, 5507 m<sup>2</sup>, e a ocupação da construção dentro deste terreno, 2135 m<sup>2</sup>. As áreas de interesse para conforto térmico, loja e escritórios, estão dispostos em 3 andares, totalizando uma área de aproximadamente 1835 m<sup>2</sup>, enquanto as câmaras frias e de congelados ocupam uma área de aproximadamente 80 m<sup>2</sup>.

**Figura 23 – Vista superior do terreno estudado.**



Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

Sobre o clima, os dados horários coletados junto ao INMET que compuseram o arquivo climático atualizado, para as oito variáveis obtidas, totalizaram 70080 atualizações, feitas com o auxílio do Excel. As temperaturas de projeto para aquecimento e resfriamento, utilizadas posteriormente nos dimensionamentos dos SGC, obtidas pelo método de controle de

frequência de temperatura ASHRAE 1%, foram:  $T_{heat}$  (bulbo seco) = 10 °C,  $T_{cool}$  (bulbo seco/bulbo úmido) = 27,9°C/ 16,4°C.

Para conforto térmico, a análise do Gráfico 4, apresentado na seção 3.1.2, associada às médias das umidades relativas para os meses de projeto indicaram uma faixa de conforto aproximada entre 18°C e 25,5°C. Valores esses, bem próximos aos indicados pela NR-17 como faixa de temperatura do ar a ser adotada pelas empresas para conforto térmico nas situações de trabalho: 18°C a 25°C. Para o presente estudo de caso, esta última faixa de valores foi a adotada.

Sobre o solo, a Tabela 6 apresenta as propriedades resultantes da caracterização feita conforme Seção 3.1.3, para os dimensionamentos dos SGC horizontais e verticais.

**Tabela 6 – Propriedades do solo Diamantina/MG.**

Propriedades	SGC horizontais	SGC verticais
$k_g$ (W/m °C)	2,1	4,6
$\alpha_g$ (m <sup>2</sup> /dia)	0,07	0,17
$\rho_g$ (kg/m <sup>3</sup> )	1600	2300

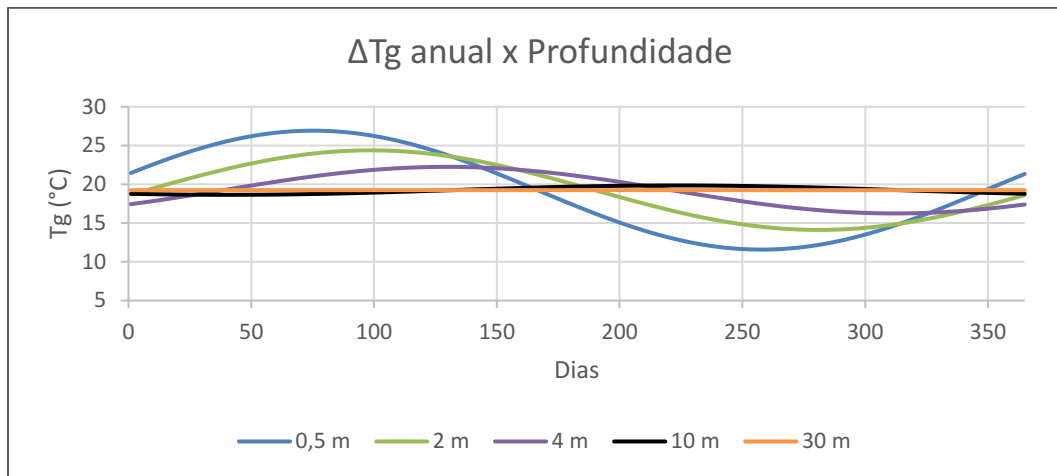
Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

Observa-se, considerável variação entre as propriedades nas regiões de regime térmico raso e regime térmico profundo, justificada pela quantidade de quartzito presente no subsolo da região de Diamantina/MG, como pode ser observado na Tabela 5, resultante do levantamento de poços hidrogeológicos próximos ao local de estudo.

O procedimento adotado para obtenção dessas propriedades, através de mapas geológicos e observação de poços hidrogeológicos associados à tabelas de propriedades das rochas, é um processo conservativo que acaba por gerar incertezas nos resultados obtidos, reforçando a importância da realização de testes térmicos em casos de efetiva implementação dos sistemas e caso os recursos financeiros permitam, como indica a ASHRAE (2019). Para este estudo de caso, entretanto, o procedimento em questão funcionou bem e conforme indica Kavanaugh e Rafferty (2014) as incertezas envolvidas tendem a resultar em sobre dimensionamentos, o que não alteraria o resultado em caso de confirmação de viabilidade técnica, embora tenda a prejudicar as análises de viabilidade econômica.

Para as temperaturas não perturbadas do solo, o Gráfico 5 apresenta as variações anuais dessa temperatura, para a cidade Diamantina/MG, em função do dia do ano e para diferentes profundidades, após utilização da Equação 45 com:  $\bar{T}_g = 19,24^\circ\text{C}$   $A_s = 8,77^\circ\text{C}$  e  $d_0 = 250$  dias. Nessa figura, é possível se observar, conforme esperado, a atenuação das amplitudes térmicas do solo com o aumento da profundidade.

**Gráfico 5 – Variações anuais de  $T_g$  para diferentes profundidades.**



Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

A Tabela 7 apresenta as temperaturas médias mensais do solo não perturbado para as profundidades apresentadas no Gráfico 5. A partir desses dados, a temperatura do solo não perturbado para o dimensionamento do GHX vertical foi definido como  $T_g = 19,2^\circ\text{C}$ , valor este que se aproxima da média anual de temperatura do solo não perturbada para a cidade de Diamantina/MG, disponível no arquivo climático disponibilizado por Climate (2022).

Já para os sistemas horizontais, se considerou as temperaturas médias para os meses de projeto à profundidade típica de 2 metros, resultando em  $T_{g,summer} = 19,9^\circ\text{C}$  e  $T_{g,winter} = 18,6^\circ\text{C}$ .

**Tabela 7 – Temperaturas médias mensais do solo.**

Profundidade (m)	Meses											
	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
0,5	23,1	26,0	26,8	25,7	22,9	19,1	15,4	12,7	11,7	12,6	15,3	19,4
2	19,9	22,5	24,0	24,3	23,2	21,1	18,6	16,2	14,6	14,2	15,1	17,3
4	18,1	19,7	21,1	22,0	22,2	21,6	20,4	18,9	17,5	16,5	16,3	16,9
10	18,7	18,6	18,8	19,0	19,3	19,6	19,8	19,8	19,7	19,5	19,2	18,9
30	19,2	19,2	19,2	19,2	19,2	19,2	19,2	19,2	19,2	19,2	19,2	19,2

Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

## 4.2 Simulação Termo energética

Para a realização das simulações termo energéticas do supermercado em estudo, primeiramente se obteve o arquivo climático atualizado, em formato “*epw*” conforme seção

3.2.1. A Tabela 8 apresenta os anos que constituíram este arquivo climático após realização do TMY. Dessa forma, as oito variáveis coletadas junto ao INMET foram substituídas no arquivo climático original seguindo o ano climático de referência apresentado na tabela abaixo, ou seja, as variáveis do mês de janeiro foram coletadas na série histórica do ano de 2014, para fevereiro foram coletadas na série do ano de 2009 e assim sucessivamente até se finalizar a atualização do arquivo.

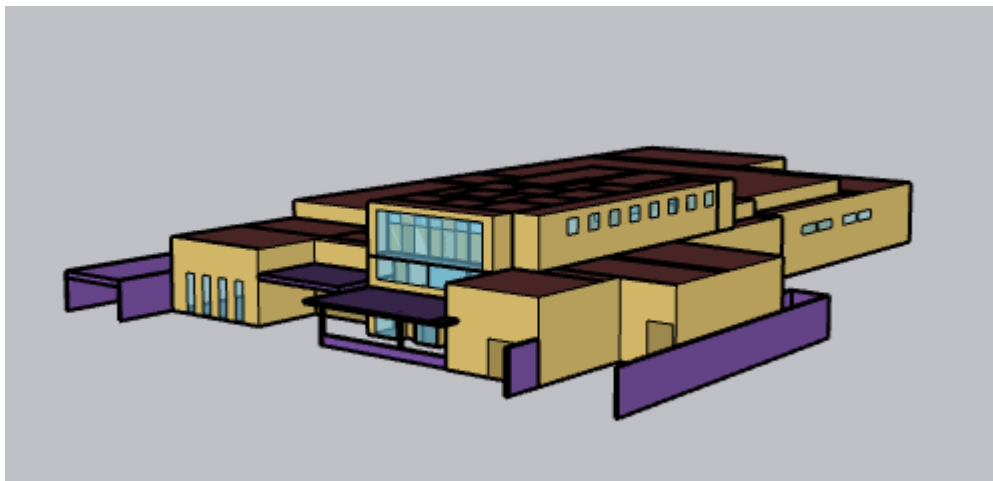
**Tabela 8 – Anos do arquivo climático atualizado.**

Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
2014	2009	2015	2017	2009	2017	2019	2014	2014	2018	2008	2018

Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

Com o arquivo climático atualizado a modelagem geométrica foi o passo seguinte, em que primeiramente se desenhou um modelo em 3D no SkechUp com extensão Euclid para a geração do arquivo “*idf*”. Este, foi então levado ao EnergyPlus para as primeiras simulações que indicaram erros de leitura da geometria, recomendando a necessidade de correções para adequação do modelo geométrico. Esse processo, de simulações e correções da geometria foi repetido até que todos os erros indicados pelo software de simulação foram corrigidos. A Figura 24 apresenta o modelo geométrico final para a realização das simulações.

**Figura 24 – Modelo geométrico do supermercado estudado.**

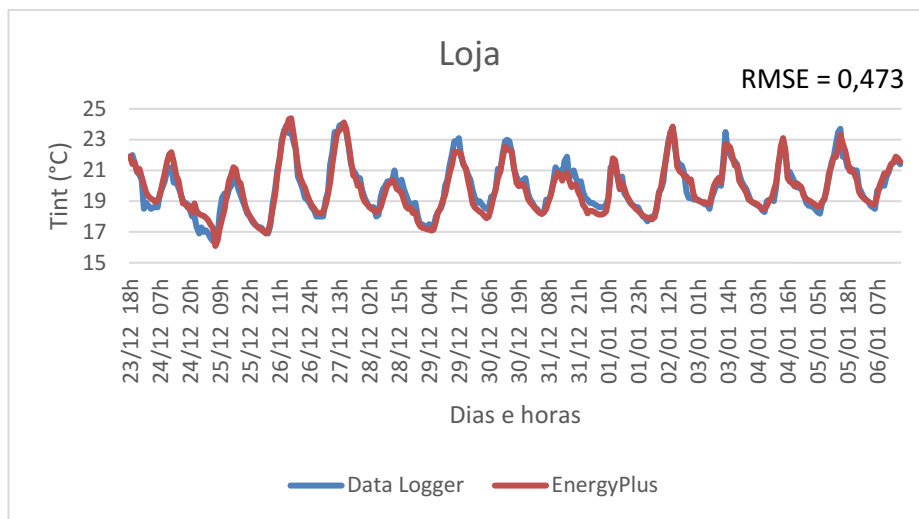


Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

Finalizado o modelo geométrico, sua parametrização foi realizada para inclusão das características construtivas e das condições de operação e utilização do supermercado, conforme anexos 2, 3 e 4. Este último já com dados após a realização das calibrações, conforme seção 3.2.2.

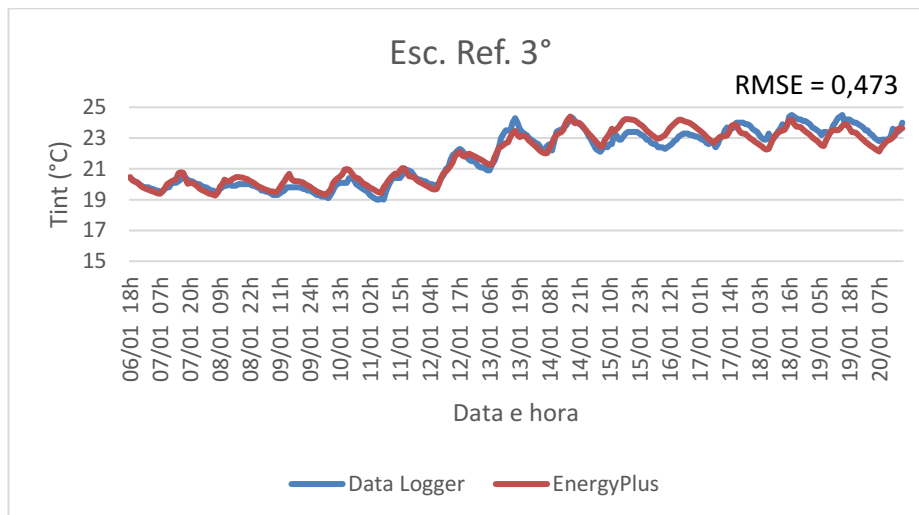
Os Gráficos 6, 7 e 8 apresentam as visualizações gráficas e os valores de RMSE para as calibrações da loja, do escritório de referência do 3º andar (Esc. Ref. 3º) e do escritório de referência do 2º andar (Esc. Ref. 2º) respectivamente. Nessas figuras, observa-se a boa aproximação entre os dados medidos pelo *data logger* e as simulações do *EnergyPlus*, bem como os valores de RMSE abaixo da precisão de  $\pm 0,5^\circ\text{C}$  do instrumento de medição, indicando a calibração do modelo.

**Gráfico 6 – Visualização gráfica e RMSE: Calibração Loja.**



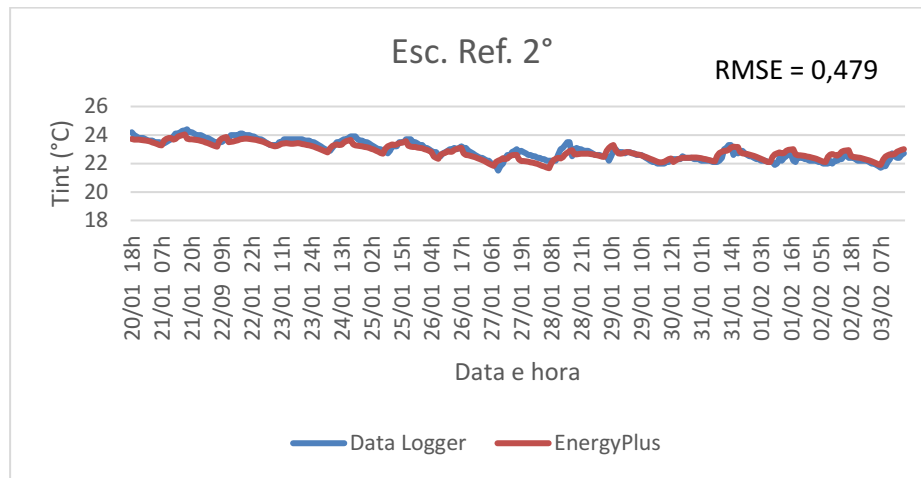
Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

**Gráfico 7 – Visualização gráfica e RMSE: Calibração Esc. Ref. 3º.**



Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

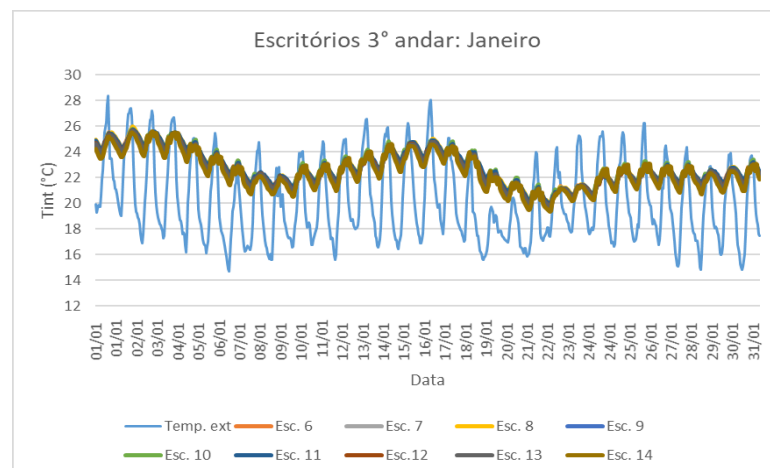


**Gráfico 8 – Visualização gráfica e RMSE: Calibração Esc. Ref. 2°.**

Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

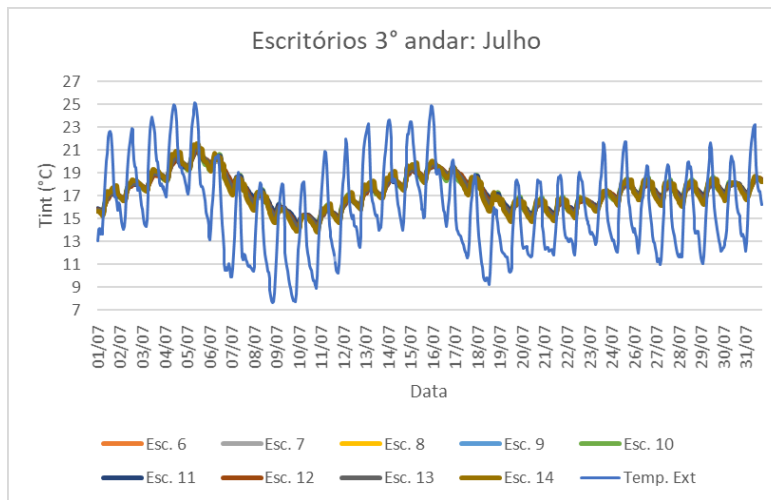
Embora alguns desvios possam ser observados em pontos específicos, como no dia 24/12 às 20h para a loja, 15/01 a partir das 10h no Esc. Ref. 3° ou no dia 27/01 a partir das 19h no Esc. Ref. 2°, após algum período de tempo o comportamento geral das temperaturas internas da simulação volta a se aproximar das temperaturas medidas pelo aparelho de medição, o que reforça a conclusão de calibração do modelo.

Os Gráficos 9 e 10 abaixo mostram as variações da temperatura interna dos nove escritórios do piso 3 para os meses de janeiro e julho respectivamente. Já os Gráficos 11 e 12, mostram essas variações para os quatro escritórios do piso 2 mais o CPD. Em todas elas, é possível se observar um comportamento térmico muito semelhante entre os escritórios do mesmo piso, com pequenas variações referentes aos diferentes padrões de utilização e ocupação que caracterizam os escritórios reais onde os dados foram coletados.

**Gráfico 9 – Comportamento térmico escritórios 3° andar: Janeiro.**

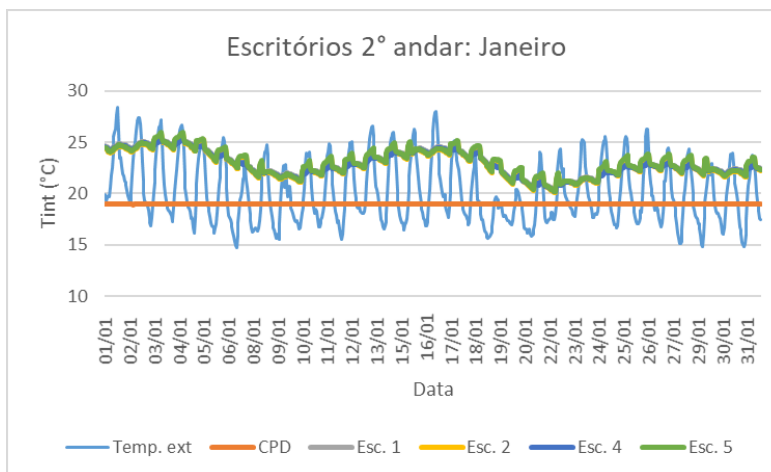
Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

**Gráfico 10 – Comportamento térmico escritórios 3º andar: Julho.**



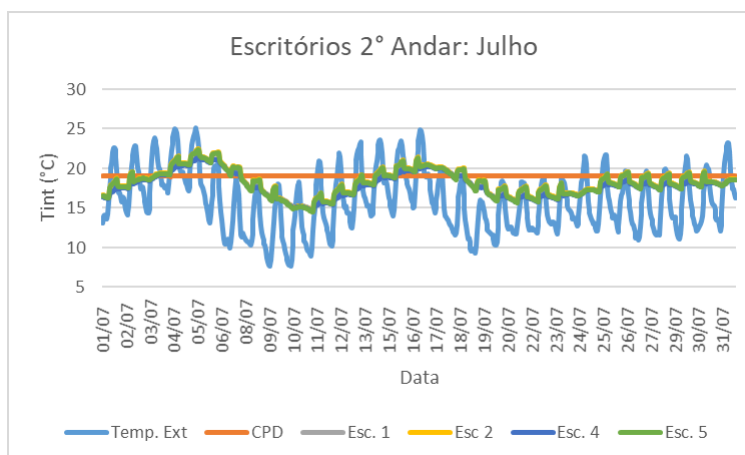
Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

**Gráfico 11 – Comportamento térmico escritórios 2º andar: Janeiro.**



Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

**Gráfico 12 – Comportamento térmico escritórios 2º andar: Julho.**



Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

Finalizadas as calibrações do modelo as simulações puderam ser realizadas para estimativa das cargas térmicas e obtenção dos consumos dos sistemas de A/C de referência, conforme seção 3.2.3. A Tabela 9 apresenta as cargas térmicas de pico e o somatório anual de energia requerida/excedida pelo prédio para conforto térmico.

**Tabela 9 – Cargas térmicas e energia anual requerida/excedida pelo Supermercado.**

	Cargas de Pico (kW)		Energia Anual (kWh)	
	Aquecimento	Resfriamento	Aquecimento	Resfriamento
<b>Ambientes de Interesse</b>				
<b>Loja</b>	121,53	116,44	21771,83	15675,10
<b>2° Andar</b>	1,18	0,38	90,04	6,96
<b>CPD</b>	-----	2,81	-----	21157,28
<b>3 Andar</b>	3,28	1,50	395,59	13,10
<b>TOTAL</b>	<b>125,99</b>	<b>121,15</b>	<b>22257,46</b>	<b>36852,44</b>

Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

Como esperado, a loja apresenta as maiores demandas anuais de energia para aquecimento, correspondendo a 97,82% do total do prédio. O restante, está relacionado aos escritórios, sendo que o 3° andar, com nove ambientes, corresponde à 1,78% do total, aproximadamente 0,2% por escritório em média, enquanto o 2° andar, com quatro espaços, apresenta apenas 0,40% do total, o que resulta em 0,1% por escritório em média.

Os maiores valores de energia anual requerida pelos escritórios do 3° andar, em relação ao 2°, se justifica pelo posicionamento deste último no prédio, cujos espaços são completamente internos, sem contatos diretos com o ambiente externo nem mesmo por janelas, que estão voltadas para a loja ou para ambientes comuns do andar. Além disso, o padrão de funcionamento desse andar também ajuda a justificar essa diferença, já que apenas três desses escritórios são ocupados durante todo o horário de expediente do administrativo, com poucos funcionários e equipamentos.

Quanto às demandas por resfriamento, observa-se que todos os escritórios apresentam demandas insignificantes em relação ao total do prédio, diferentemente da loja que apresentou 42,53% do total de energia anual a ser retirada por sistemas de climatização. Essa baixa demanda por resfriamento nos escritórios já era esperada, devido ao clima característico da cidade de Diamantina, aliado ao horário de funcionamento, das 8 às 18h, e ao posicionamento e tipo de construção desses espaços que, apresentam baixo contato com o ambiente externo quando comparados à loja, que possui horário de funcionamento maior, das

7 às 22h, altas cargas internas e grandes áreas de infiltração (porta de entrada aberta continuamente, rampas de estacionamento, janelas e claraboias). As maiores amplitudes das temperaturas internas da loja, Gráfico 6, em comparação às amplitudes dos escritórios, Gráficos 7 e 8, também apontam para essa grande diferença entre o comportamento térmico da loja em relação aos escritórios.

Os 57,41% de demanda por resfriamento restantes estão concentrados no Centro de Processamento de Dados (CPD), que apesar de não apresentar altas cargas de pico, possui demanda constante de resfriamento 24h por dia, para uma temperatura interna de 19°C, o que justifica o alto valor acumulado durante o ano.

A existência desses altos valores de demandas por resfriamento do CPD inviabilizou qualquer possibilidade de integração entre a climatização do edifício para conforto térmico e as câmaras de armazenamento de produtos, como sugerem os trabalhos correlatos da seção 2.4, uma vez que elevou às cargas anuais de resfriamento fazendo com que elas já superassem as cargas de aquecimento em 14594,98 kWh. Diferença esta, que foi considerada durante os dimensionamentos dos SGC a fim de se evitar uma alteração na temperatura do solo e uma conseqüente degradação no desempenho do sistema.

Diante desses resultados e examinando as cargas de pico, observa-se que a demanda por climatização dos escritórios é baixa e não justificaria os altos investimentos envolvidos com a implantação de SGC. As possíveis cargas de aquecimento dos escritórios mostradas pela simulação acontecem em um curto período do ano, aproximadamente 15% das horas anuais trabalhadas. Dessa forma, sugere-se que essa demanda possa ser reduzida com um melhor controle da ventilação natural e infiltração de ar entre esses espaços nos períodos de frio.

Portanto, se optou por avaliar a aplicação dos GCHPs na loja e em substituição ao ar condicionado do CPD, de forma que as demandas de climatização a serem atendidas pelo sistema proposto neste trabalho são, então, as expostas na 1ª e na 3ª linha de valores da Tabela 9, que indicam um equilíbrio nas cargas de pico, vantajosos ao uso de SGC.

Definidas as cargas térmicas, os sistemas de A/C de referência foram então simulados, conforme seção 3.2.2. A Tabela 10 apresenta os consumos de energia elétrica e os respectivos COPs mensais e anual desses sistemas.

Tabela 10 – Consumo dos sistemas de A/C de referência.

	LOJA				CPD	
	Resfriamento (kWh)	COP Resfriamento	Aquecimento (kWh)	COP Aquecimento	Resfriamento (kWh)	COP Resfriamento
<b>Janeiro</b>	645,4	2,96	-----	-----	609,6	3,04
<b>Fevereiro</b>	212,5	3,28	-----	-----	549,9	3,02
<b>Março</b>	371,1	3,23	-----	-----	607,0	3,03
<b>Abril</b>	36,7	3,18	36,4	3,31	541,4	3,16
<b>Mai</b>	-----	-----	843,4	3,34	493,9	3,37
<b>Junho</b>	-----	-----	1710,9	3,11	460,4	3,43
<b>Julho</b>	-----	-----	2194,2	2,87	475,3	3,50
<b>Agosto</b>	30,9	2,65	1260,7	3,01	484,6	3,43
<b>Setembro</b>	703,9	2,59	659,4	2,98	531,3	3,21
<b>Outubro</b>	735,2	2,68	96,8	3,21	601,9	3,04
<b>Novembro</b>	663,3	2,64	278,2	3,13	557,0	3,11
<b>Dezembro</b>	717,7	2,93	95,5	3,29	601,5	3,03
<b>Anual</b>	<b>4116,7</b>	<b>2,90</b>	<b>7175,4</b>	<b>3,12</b>	<b>6513,8</b>	<b>3,20</b>

Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022

Como esperado, observa-se grandes variações mensais nas eficiências dos sistemas de A/C, principalmente na loja onde as cargas internas apresentam alta variabilidade relacionada ao uso dos equipamentos, ocupação dos espaços e infiltrações do ar externo. Já a observação dos COPs mensais do sistema simulado para o CPD mostra claramente uma variação relacionada à temperatura do ar externo, em que períodos mais frios apresentam os maiores valores de eficiência para resfriamento. Essa melhor eficiência nesses períodos exemplifica as vantagens teóricas dos SGC em relação aos ASHPs, pois está relacionada à maior proximidade das temperaturas externas com a temperatura interna constante do CPD, sendo que os SGC buscam essa proximidade por todo o ano, devido à constância das temperaturas do solo, conforme seção 2.1.1 da fundamentação teórica.

### 4.3 Dimensionamentos e Análises de Viabilidade Técnica

Esta seção apresenta os resultados das análises de viabilidade técnica e dos dimensionamentos realizados conforme seção 3.3. As informações sobre os *scripts* criados no *Octave* e as análises preliminares de viabilidade técnica são apresentadas e discutidas em conjunto, para sistemas verticais e horizontais. Posteriormente, os dados de entrada e os resultados dos dimensionamentos são apresentados separadamente, para cada sistema, nas

seções 4.3.1 e 4.3.2. Por fim, na seção 4.3.3, são apresentadas as estimativas de consumo de energia do sistema selecionado, comparando-as com os consumos dos A/C de referência, finalizando as análises técnicas.

A Tabela 11 apresenta os dados das validações dos *scripts* criados no *Octave* para os dimensionamentos de SGC verticais e horizontais.

**Tabela 11 – Validação *scripts* do *Octave*.**

SGC Verticais							
Referência	Carga Dominante	Lcool Ref. (m)	Lheat Ref. (m)	Lcool Octave (m)	Lheat Octave (m)	Varição Lcool (%)	Varição Lheat (%)
Kavanaugh e Rafferty (2014)	Resfriamento	765,66	542,54	769,35	533,24	0,48%	-1,71%
Barcelos (2018)	Resfriamento	66,80	61,88	66,44	63,11	-0,54%	1,99%
SGC Horizontais							
Chiasson (2016)	Aquecimento	120,00	260,00	121,47	261,5	1,23%	0,58%
Barcelos (2018)	Resfriamento	133,8	125,18	137,49	128,1	2,76%	2,33%

Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

Os dados da tabela acima confirmam a validade dos *scripts* adotados nos cálculos. Para os sistemas verticais, a variação mínima foi de -1,71%, o equivalente à -9,3 metros no comprimento total do GHX (-1,16 metros por BHE) para o exemplo de Kavanaugh e Rafferty (2014). Já a variação máxima foi de 1,99%, o que representa +1,23 metros no comprimento do único BHE do caso de Barcelos (2018). Para os sistemas horizontais, a variação máxima foi de 2,76% para o caso de Barcelos (2018), o que equivale a um aumento no comprimento da trincheira em 3,69 metros. Observa-se que tais variações foram pequenas e podem ser justificadas principalmente pelos arredondamentos envolvidos em cada processo de cálculo, tanto das referências, quanto dos *scripts*. Além do mais, no caso de implementações efetivas dos sistemas é usual aplicar fatores de segurança aos resultados dos dimensionamentos, o que eliminaria potenciais efeitos dessas variações, já que os resultados em si são da mesma ordem de grandeza.

Validados os *scripts*, as análises preliminares de viabilidade técnica começaram pela disponibilidade de materiais para as tubulações e seus acessórios, que tipicamente usam

Polietileno de Alta Densidade (PEAD) (PE-100 SDR 11 PN 16) tanto nos sistemas verticais quanto nos horizontais. Esta análise não apresentou dificuldades, já que existem empresas no Brasil que fornecem tubulações deste tipo de material, de forma que as propriedades das tubulações foram definidas utilizando-se catálogo de um desses fabricantes, a saber:  $k_p = 0,43$  W/m°C; e diâmetros nominais de 75, 63 e 32 mm com respectivos diâmetros internos de 68,2, 57,2 e 29 mm. Para definição destes últimos, foi necessário também a observação das vazões máximas recomendadas em PEAD, considerando a água como fluido de transferência de calor.

A análise sobre essas vazões de água necessárias nas tubulações do subsistema externo,  $V_w$ , se mostrou um fator crítico tanto para sistemas verticais quanto horizontais, já que ela é definida a partir das cargas térmicas do supermercado que, conforme Tabela 9, levaram à necessidade de grandes valores para  $V_w$ , tendendo à aumentar as potências de bombeamento e consequentemente reduzir a eficiência global dos sistemas.

A seleção das bombas de calor por outro lado teve de ser feita por consulta à catálogos de fabricantes no exterior, uma vez que estes equipamentos ainda não são vendidos no Brasil. De toda forma, não há dificuldades para se encontrar tais fornecedores cujos principais atuam em praticamente todos os grandes países que utilizam SGC. A Tabela 12<sup>15</sup> apresenta as condições nominais das bombas de calor selecionadas para a loja e para o CPD.

**Tabela 12 – Condições nominais das Bombas de Calor selecionadas.**

Ambiente	Modelo	Cap resf. (kW)	$COP_{cool}$	Cap aq. (kW)	$COP_{heat}$	Nº de equipamentos
<b>Loja</b>	072	15,88	4,98	19,34	5,10	8
<b>CPD</b>	012	3,31	4,10	4,34	5,00	1

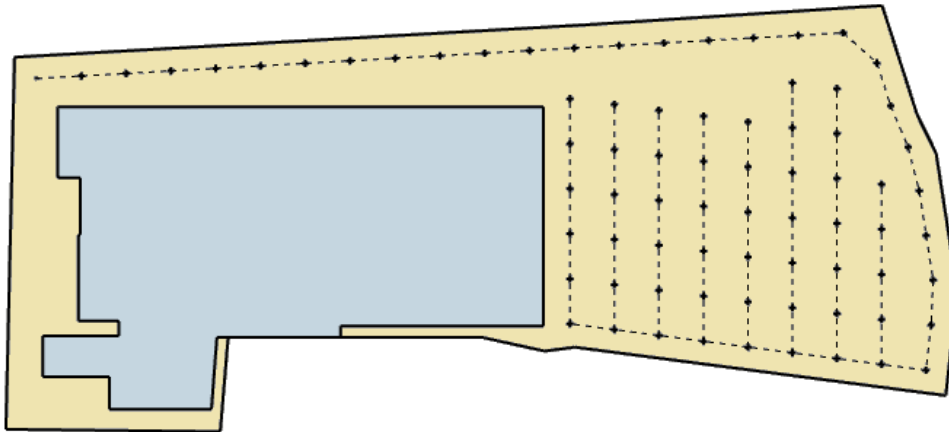
Fonte: CATÁLOGO GEOSTAR. Adaptado.

Sobre a disponibilidade de equipamentos e mão de obra para instalação dos sistemas, há uma considerável diferença entre os sistemas horizontais e verticais. Para os primeiros podem ser utilizados equipamentos comuns, como retroescavadeiras, e a mão de obra está amplamente disponível. Já o segundo, exige mão de obra especializada e grandes equipamentos de perfuração do solo. Por se tratar de um sistema ainda em estudos para aplicação no Brasil, não existem empresas especializadas em poços de SGC verticais, entretanto, existem empresas de sondagem de solo com equipamentos capazes de realizar perfurações em diâmetros e profundidades típicas dos SGC. Dessa forma, após consulta a algumas dessas empresas próximas à região de Diamantina/MG, se definiu a profundidade máxima considerada, 100 metros, e o diâmetro dos BHEs, 150 mm.

<sup>15</sup> Condições nominais para  $T_{w,in cool} = 30^\circ\text{C}$ ,  $T_{w,in heat} = 20^\circ\text{C}$ ,  $V_{w,cool} = 60,57$  l/min,  $V_{w,heat} = 15,14$  l/min.

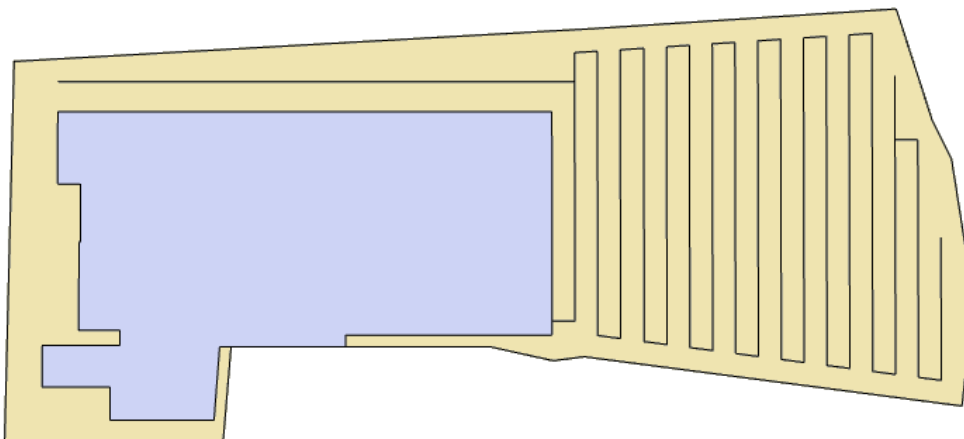
Para finalizar as análises preliminares de viabilidade técnica, foram determinados o número máximo de BHEs, para sistemas verticais e, o comprimento máximo para as trincheiras dos sistemas horizontais, através da análise da área de terreno disponível. Respeitando as distâncias indicadas pela ASHRAE, de 6 metros entre BHEs e de 3 metros entre alguma construção e um BHE, o número máximo de 76 poços foi encontrado, conforme vista superior apresentada na Figura 25. Já para os sistemas horizontais, a distância mínima considerada entre trincheiras e entre alguma construção e uma trincheira foi de 3 metros conforme indica a ASHRAE. Dessa forma, o comprimento máximo para um SGC horizontal aplicado às condições do terreno disponível do supermercado foi de 815,7 metros, conforme Figura 26.

**Figura 25 – Distribuição SGC vertical com o máximo de BHEs.**



Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

**Figura 26 – Distribuição SGC horizontal com GHX máximo.**



Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

Essas análises preliminares de viabilidade foram essenciais para determinar parâmetros e evidenciar os fatores críticos a serem avaliados durante os dimensionamentos.



Para os SGC verticais, a estimativa de 1 BHE por tonelada de refrigeração indicou a quantidade de aproximadamente 35 poços necessários, o que levou à conclusão de que a disponibilidade do terreno do supermercado não seria um problema ao caso em estudo, definindo-se então pela configuração de um tubo em U simples por BHE, devido à maior eficiência na troca de calor com o solo. Dessa forma, a vazão  $V_w$  se mostrou como o principal ponto de atenção a ser avaliado nos SGC verticais.

Para os sistemas horizontais, por outro lado, além de  $V_w$ , a disponibilidade do terreno também se apresentou como fator crítico, por isso a definição por avaliar diferentes configurações de trincheiras e tubulação enterrada, conforme Figura 22.

#### **4.3.1 SGC verticais.**

Feitas as análises preliminares de viabilidade técnica, os dados de entrada foram então organizados nas planilhas do Excel, e os subsistemas externos foram dimensionados com o auxílio do *Octave*. A Tabela 13 apresenta os dados de entrada e os comprimentos necessários para os SGC verticais, considerando a avaliação das três vazões avaliadas (D1, D2 e D3), após as correções das condições nominais das bombas de calor e iterações com as perdas de carga, conforme descrito na seção 3.3.1.

As demais informações sobre o solo e o clima utilizadas nos dimensionamentos foram apresentadas na seção 4.1, enquanto as cargas térmicas do edifício foram apresentadas na Tabela 9, da seção 4.2.

A observação dos resultados dos dimensionamentos conforme Tabela 13, mostra as cargas de aquecimento como dominantes para o supermercado estudado, conforme esperado pela avaliação inicial do clima da cidade de Diamantina/MG, mesmo com o resfriamento permanente do CPD, que elevou as cargas anuais de resfriamento, e resultou em taxas anuais de transferência de calor ao solo ( $q_a$ ) sempre negativas, ou seja, anualmente cedendo mais calor ao solo do que retirando. Entretanto, esse maior valor de energia anual a ser fornecida ao solo foi incluída nos dimensionamentos através da penalidade de temperatura  $T_p$ , que apresentou baixo valor, indicando que o posicionamento da matriz de BHEs adotada, matriz quadrada 6 x 6 com espaçamento entre poços ( $S_{bore}$ ) de 6 metros, foi adequado para que o próprio solo absorva essa diferença de energia ao longo do tempo de projeto de 20 anos sem sofrer alterações significativas.

Tabela 13 – Dados de entrada e resultados SGC verticais.

DADOS DE ENTRADA						
Dimensionamento	RESFRIAMENTO			AQUECIMENTO		
	D1	D2	D3	D1	D2	D3
$V_w$ (l/min)	381,47	351,77	321,96	388,80	358,42	328,05
PLF		0,19			0,20	
$T_{w,in}$ (°C)		30,5			14	
$T_{w,out}$ (°C)	36,1	36,65	37,2	10,7	10,35	10,0
Capacidade (kW)	124,36	124,14	124,00	139,15	138,05	136,67
Potência tot. (kW)	37,89	37,01	36,26	38,57	37,28	36,21
COP	3,29	3,35	<u>3,42</u>	3,61	3,70	<u>3,78</u>
$R_{ga}$ (m °C/W)		0,091			0,091	
$R_{gm}$ (m °C/W)		0,080			0,080	
$R_{gst}$ (m °C/W)		0,052			0,052	
$R_b$ (m °C/W)		0,111			0,111	
$F_{sc}$	1,04	1,045	1,05	1,04	1,045	1,05
N° BHEs		36			36	
$N_{int}$		16			16	
$N_{side}$		16			16	
$N_{corner}$		4			4	
$S_{bore}$ (m)		6			6	
t (dias)		7300			7300	
RESULTADOS						
Dimensionamento	RESFRIAMENTO			AQUECIMENTO		
	D1	D2	D3	D1	D2	D3
L (m)	1987,98	1944,61	<u>1901,86</u>	2301,61	2268,91	<u>2234,74</u>
L/BHE (m)	-----	-----	-----	63,93	63,03	<u>62,08</u>
L tubulação (m)	-----	-----	-----	4603,22	4537,82	<u>4469,48</u>
% Bombeamento	16,79	13,29	<u>10,15</u>	17,48	13,97	<u>10,77</u>
$T_p$ (°C)		0,026			0,026	

Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

Os resultados da Tabela 13 mostram, também, a configuração avaliada no dimensionamento D3, cuja vazão foi definida no limite inferior da faixa recomendada por Kavanaugh e Rafferty (2014), como a de melhor resultado tanto ao se avaliar os comprimentos necessários aos BHEs e tubulações, relacionados aos custos de implantação do sistema, quanto ao se avaliar suas eficiências (COPs), relacionados aos custos operacionais do sistema. Tais resultados apontam para uma análise preliminar de viabilidade realmente efetiva, já que a

potência de bombeamento necessária ao subsistema externo, 10,77% da potência da bomba de calor para aquecimento e 10,15% para resfriamento em D3, realmente se mostrou como o fator crítico para a eficiência dos sistemas verticais, levando um sistema de menor vazão a possuir melhor eficiência global. Assim, a configuração avaliada pelo dimensionamento D3 se mostrou a configuração ótima para os SGC verticais analisados.

#### 4.3.2 SGC horizontais

A Tabela 14 apresenta os dados de entrada, conforme seção 3.3.2, e os resultados dos dimensionamentos (D4, D5, D6, D7 e D8) em que foram avaliadas respectivamente as diferentes configurações para a trincheira e a disposição das tubulações dentro dela conforme Figura 22, apresentada na mesma seção. Todos os dimensionamentos dos SGC horizontais foram feitos para uma tubulação de PEAD de 63 mm, considerando a água como fluido de transferência de calor, com as propriedades do solo e do clima apresentadas na seção 4.1 e as cargas térmicas da seção 4.2.

**Tabela 14 – Dados de entrada e resultados SGC horizontais: diferentes configurações da trincheira.**

<b>DADOS DE ENTRADA</b>										
	<b>Resfriamento</b>					<b>Aquecimento</b>				
$V_w$ (l/min)	381,47					388,80				
PLF (mensal / anual)	0,19 / 0,03					0,20 / 0,03				
$T_{w,in}$ (°C)	31					13,5				
$T_{w,out}$ (°C)	36,6					10,2				
Capacidade (kW)	123,82					137,61				
Potência tot. (kW)	36,21					36,02				
COP	3,42					3,82				
$R_{ga}$ (m °C/W)	0,205					0,205				
$R_{gm}$ (m °C/W)	0,171					0,171				
$R_{gst}$ (m °C/W)	0,081					0,081				
<b>RESULTADOS</b>										
	<b>Resfriamento</b>					<b>Aquecimento</b>				
<b>Dimensionamento</b>	<b>D4</b>	<b>D5</b>	<b>D6</b>	<b>D7</b>	<b>D8</b>	<b>D4</b>	<b>D5</b>	<b>D6</b>	<b>D7</b>	<b>D8</b>
<b>Configuração da Figura 22</b>	A	B	C	D	E	A	B	C	D	E
<b>L (m)</b>	2101	1539	1470	1534	1468	2580	1917	1863	1906	1853
<b>L tubulação (m)</b>	_____	_____	_____	_____	_____	5159	7668	11176	7620	11117

Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

Observando-se os resultados da Tabela 14 é possível se confirmar a análise preliminar de viabilidade que indicou a área disponível do terreno como fator crítico à viabilidade dos SGC horizontais. Todas as cinco configurações analisadas, apresentam comprimentos consideravelmente superiores ao limite do terreno disponível, não apresentando a possibilidade de utilização de GHX horizontais nem mesmo como sistemas híbridos, já que o menor dos comprimentos da carga não dominante, configuração D8, é 79,9% superior ao limite do terreno.

A fim de se confirmar essa inviabilidade dos SGC horizontais, a configuração E da Figura 22, também foi dimensionada para as vazões de 2,95 l/min kW e 2,7 l/min kW, dimensionamentos D9 e D10, cujos dados de entrada e os resultados são apresentados na Tabela 15.

**Tabela 15 – Dados de entrada e resultados SGC horizontais: diferentes vazões.**

<b>DADOS DE ENTRADA</b>				
<b>Dimensionamento</b>	<b>Resfriamento</b>		<b>Aquecimento</b>	
	<b>D9</b>	<b>D10</b>	<b>D9</b>	<b>D10</b>
$V_w$ (l/min)	351,77	321,96	358,42	328,05
PLF (mensal / anual)	0,19 / 0,03		0,20 / 0,03	
$T_{w,in}$ (°C)	31		13,5	
$T_{w,out}$ (°C)	37,15	37,7	9,85	9,5
Capacidade (kW)	123,57	123,42	136,52	135,16
Potência tot. (kW)	36,50	36,79	35,93	35,86
COP	3,39	3,35	3,80	3,77
$R_{ga}$ (m °C/W)	0,205		0,205	
$R_{gm}$ (m °C/W)	0,171		0,171	
$R_{gst}$ (m °C/W)	0,081		0,081	
<b>RESULTADOS</b>				
<b>Dimensionamento</b>	<b>Resfriamento</b>		<b>Aquecimento</b>	
	<b>D9</b>	<b>D10</b>	<b>D9</b>	<b>D10</b>
<b>Configuração da Figura 22</b>	E	E	E	E
<b>L (m)</b>	1465	1454	1823	1813
<b>L tubulação (m)</b>	-----	-----	10938	10875

Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

Conforme resultados da tabela acima, a variação da vazão para os dimensionamentos dos SGC horizontais não apresentou mudanças significativas nos comprimentos necessários para a trincheira, a configuração D10 apresenta os menores valores

de comprimento, sob o custo de piores eficiências, quando comparada às configurações D9 e D10, que assumiram as mesmas dimensões de trincheira e distribuições da tubulação. Dessa forma, os valores requeridos continuam muito distantes do limite do terreno disponível e os SGC horizontais são inviáveis para aplicação no supermercado estudado, até mesmo se considerada a alternativa de implementação de um sistema híbrido.

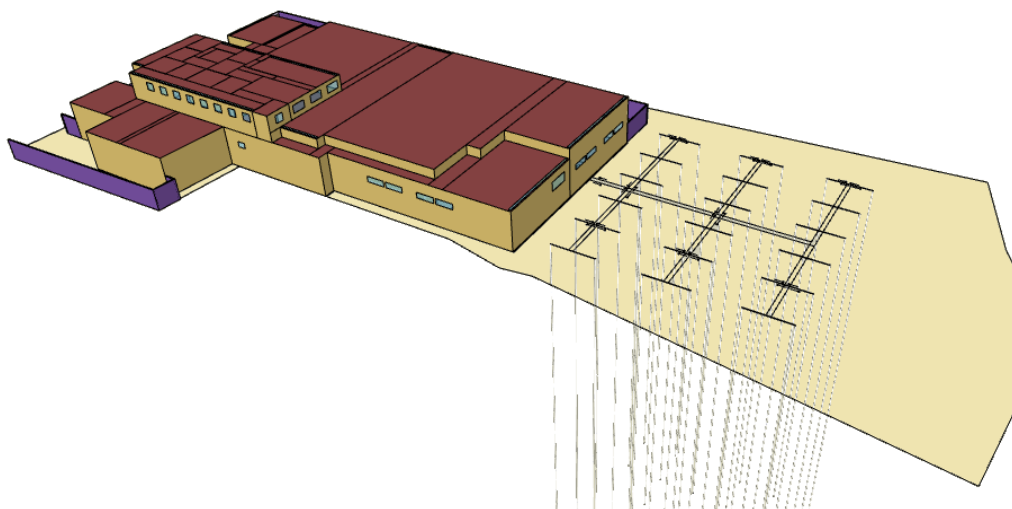
Outra configuração de distribuição da tubulação na trincheira de SGC horizontais indicada na literatura para redução das dimensões do solo necessário é a chamada “*slink*”, em que a tubulação é distribuída em forma de espiral na trincheira. Entretanto, diante da falta de metodologias detalhadas para o projeto desse tipo de configuração e, pela viabilidade técnica dos SGC verticais analisados na seção anterior, que são reconhecidamente mais eficientes, tal configuração não foi avaliada no presente trabalho.

Os resultados obtidos para os SGC horizontais avaliados confirmam a indicação da literatura, como ASHRAE (2019) e Kavanaugh e Rafferty (2014), de que a aplicação dos SGC horizontais é viável para residências e pequenos comércios, não sendo indicada para locais de altas cargas térmicas, como o caso em estudo.

#### ***4.3.3 SGC proposto e seu consumo de energia.***

Conforme resultados apresentados nas seções anteriores o SGC ótimo para aplicação no supermercado estudado foi o resultante do dimensionamento D3. Se trata portanto, de um sistema vertical, com subsistema externo composto por 36 BHEs de 62,1 m de profundidade distribuídos em uma matriz quadrada 6 x 6. O subsistema central é constituído por um total de 9 bombas de calor, 8 para a loja e 1 para o CPD, localizadas em uma casa de máquinas interna ao edifício com eficiências globais corrigidas para resfriamento e aquecimento de 3,42 e 3,78 respectivamente. E o subsistema interno é semelhante ao VRF dos A/C, possuindo unidades internas e externas das bombas de calor separadas. A Figura 27 apresenta a distribuição dos BHEs no terreno sob propriedade do supermercado para o SGC proposto.

**Figura 27 – Distribuição do GHX do sistema proposto.**



Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

Definido o sistema, a fim de se finalizar as análises de viabilidade técnica e se obter as condições de operação para as análises de viabilidade econômica, os consumos de energia do sistema selecionado e os respectivos COPs mensais efetivos foram estimados conforme seção 3.3.3. A Tabela 16 apresenta estes resultados.

**Tabela 16 – Consumo de energia do SGC proposto.**

	LOJA				CPD	
	Resfriamento (kWh)	COP Resfriamento	Aquecimento (kWh)	COP Aquecimento	Resfriamento (kWh)	COP Resfriamento
<b>Janeiro</b>	483,5	3,83	-----	-----	510,2	3,63
<b>Fevereiro</b>	178,9	3,80	-----	-----	458,4	3,62
<b>Março</b>	304,2	3,84	-----	-----	507,3	3,62
<b>Abril</b>	30,5	3,77	30,2	3,95	474,9	3,60
<b>Mai</b>	-----	-----	660,3	3,99	465,6	3,57
<b>Junho</b>	-----	-----	1320,5	4,01	442,9	3,57
<b>Julho</b>	-----	-----	1567,5	4,01	455,4	3,56
<b>Agosto</b>	21,0	3,85	944,7	4,00	464,6	3,57
<b>Setembro</b>	460,3	3,89	488,8	4,00	473,1	3,60
<b>Outubro</b>	499,1	3,87	77,6	3,97	505,2	3,62
<b>Novembro</b>	439,4	3,89	215,3	3,99	480,2	3,61
<b>Dezembro</b>	531,2	3,89	78,4	3,99	503,4	3,62
<b>Anual</b>	<b>2948,3</b>	<b>3,85</b>	<b>5383,38</b>	<b>5741,3</b>	<b>6513,8</b>	<b>3,60</b>

Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

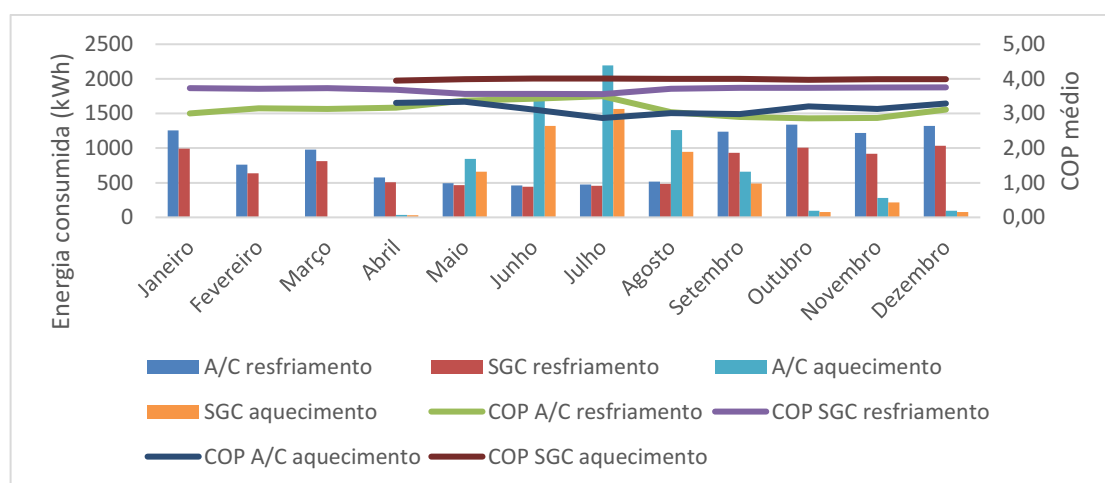
Conforme esperado para sistemas geotérmicos, observa-se na Tabela 16 baixas variações dos COPs efetivos mensais, devido somente às variações das cargas internas dos ambientes, diferente do que acontece com os sistemas de A/C, conforme Tabela 10, em que as variações da temperatura externa do ar provocam maiores variações em suas eficiências mensais.

Essa maior estabilidade nas eficiências dos SGC pode ser observada no Gráfico 13, que apresenta a comparação entre os consumos mensais de energia e os respectivos COPs médios dos sistemas de A/C adotados como referência e do SGC projetado, a partir dos dados das Tabelas 10 e 16 respectivamente.

A observação desta figura mostra que o SGC consome menos energia para a climatização dos ambientes avaliados do supermercado em todos os meses do ano, tanto para cargas de resfriamento quanto para cargas de aquecimento.

Para resfriamento, o SGC proposto apresentou uma redução anual total de 1940,97 kWh, o equivalente à uma redução mensal média no consumo de energia de 15,2%, sendo a maior redução para o mês de outubro, 24,9%, e a menor redução para o mês de junho, 3,8%. Tal comportamento pode ser observado também ao se comparar os COPs de resfriamento no Gráfico 13, em que no período de inverno, as eficiências dos sistemas de A/C se aproximam das eficiências do SGC, devido às temperaturas do ar externo mais baixas e mais próximas às temperaturas dos ambientes internos, o que reduz o trabalho dos compressores elevando os COPs desses sistemas.

**Gráfico 13 – Comparação dos consumos de energia: A/C x SGC.**



Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

Para aquecimento, a redução anual no consumo de energia apresentada pelo SGC proposto foi de 1792,03 kWh, o equivalente à uma redução mensal média de 25,0%, com maior

redução no mês de julho, 28,9%, e menor no mês de abril, 17,0%, justificadas novamente pelas variações das temperaturas externas do ar que influenciam nos sistemas de A/C.

Embora as reduções nos consumos de energia do SGC proposto neste trabalho não tenham atingido as faixas de redução indicadas como alcançáveis pelo Plano Nacional de Energia (EPE 2020) ou como típicas por Ahmadi *et al.* (2017), conforme seção 1.1, os resultados aqui obtidos comprovam a viabilidade técnica desses sistemas para aplicação no setor comercial de supermercados da cidade de Diamantina/MG, indicando a necessidade de análise de econômica para concluir sobre a viabilidade do sistema proposto neste trabalho.

Estes resultados mostram também que, a depender da aplicação, os SGC podem ser tecnicamente viáveis em regiões com clima subtropical húmido, grupo climático “C” pela classificação de Koppen, o que inclui considerável parte do sudeste brasileiro.

#### 4.4 Análise de viabilidade econômica

A presente seção expõe os resultados para análise de viabilidade econômica do SGC proposto, conforme metodologia exibida na seção 3.4. Inicia-se pela Tabela 17 que detalha os custos de investimento e pela Tabela 18 que apresenta os custos operacionais e de manutenção estimados para a análise econômica realizada.

**Tabela 17 – Custos de investimento dos sistemas avaliados.**

Investimento	A/C de Referência		SGC proposto	
	CPD	LOJA	CPD	LOJA
<i>Aquisição da Bomba de Calor (R\$)</i>	3.229,00	138.273,00	26.932,96	580.889,82
<i>Instalação Interna (R\$)</i>	500,00	25.000,00	500,00	22.000,00
<i>Perfurações e instalação no solo (R\$)</i>	-----		259.830,00	
<i>Tubulação e acessórios PEAD (R\$)</i>	-----		34.445,48	
<b>TOTAL</b>	<b>167.002,00</b>		<b>924.598,26</b>	

\* Valor do Dólar considerado: R\$ 5,23 (valor médio Jan a Jun 2022).

\*\* Valores de aquisição não consideram a incidência de impostos por importação.

Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.



Tabela 18 – Custos operacionais e de manutenção dos sistemas avaliados.

Mês	<i>A/C de Referência</i>		<i>SGC proposto</i>	
	Consumo (kWh)	Valor a pagar (R\$)	Consumo (kWh)	Valor a pagar (R\$)
Janeiro	1255	2269,39	994	2032,84
Fevereiro	763	1237,03	637	1135,57
Março	978	1840,07	811	1702,70
Abril	614	1211,22	509	113,54
Mai	1338	2870,56	1126	2624,27
Junho	2171	4213,85	1764	3687,48
Julho	2670	4690,60	2023	4018,49
Agosto	1776	3745,73	1430	3409,51
Setembro	1895	4098,68	1422	3654,22
Outubro	1434	2831,98	1082	2465,57
Novembro	1499	3576,29	1135	3138,58
Dezembro	1415	2561,23	1113	2231,13
<b>Custos</b>				
<b>Operacionais</b>		<b>35146,61</b>		<b>31213,91</b>
<b>Anual* (R\$)</b>				
<b>Custos</b>				
<b>Manutenção</b>		<b>2500</b>		<b>2250</b>
<b>Anual (R\$)</b>				
<b>TOTAL Anual</b>		<b>37646,61</b>		<b>33463,91</b>
* Inclui valores pagos pela demanda contratada e pelos consumos na Hora de Ponta e na Hora Fora de Ponta, conforme metodologia adotada pela CEMIG.				
* Valores calculados utilizando a média das tarifas reais adotada pela CEMIG nos anos de 2019, 2020 e 2021.				
* Impostos médios aplicados às tarifas do período considerado: ICMS: 25%; PASEP: 0,82%; COFINS: 3,78%.				

Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

Como pode-se observar na Tabela 17, em conformidade com as desvantagens de SGC verticais apontada pela ASHRAE (2011), os custos de investimento do SGC proposto se mostraram consideravelmente elevados para o caso em estudo, R\$924.598,26, valor este aproximadamente 5,5 vezes superior aos investimentos necessários à utilização dos sistemas de A/C avaliados, R\$167.002,00.

Já os custos operacionais, conforme Tabela 18, indicam uma economia anual com a utilização do SGC proposto no valor de R\$4.182,70, valor este que, em conjunto com os custos de investimento, está em acordo com o que expõe Chiasson (2016) no que tange a análise econômica de sistemas renováveis de energia, que geralmente possuem altos valores de investimento inicial e menores despesas operacionais.

Utilizando-se os valores detalhados nas tabelas acima, a avaliação econômica do SGC proposto foi feita em comparação ao sistema de A/C adotado como referência pelo Custo do Ciclo de Vida, cujos resultados são apresentados na Tabela 19.

**Tabela 19 – Custo do Ciclo de Vida dos sistemas avaliados.**

	<i>A/C de Referência</i>	<i>SGC proposto</i>
Investimento Inicial (R\$)	167.002,00	924.598,26
Custos Operacionais (R\$)	37.646,61	33.463,91
<b>CUSTO DO CICLO DE VIDA*</b>	<b>608.272,43</b>	<b>1.316.841,60</b>

\* Valor Presente:

Taxas de Juros utilizadas: IPCA: 6,45%; SELIC: 12,55%.

Tempo de cálculo: 20 anos

Fonte: PRÓPRIO AUTOR, 2022.

Nesta tabela, observa-se que quando trazidos para o presente, utilizando-se uma taxa de juros igual à média histórica da Taxa SELIC, o Custo do Ciclo de Vida estimado para utilização do SGC ao longo do tempo de projeto se mostrou consideravelmente superior à este mesmo custo para sistema de A/C de referência, em uma diferença (Valor Presente Líquido) de -R\$708.569,17, que mostra uma clara inviabilidade econômica do SGC proposto neste trabalho para as condições atuais de mercado.

Este resultado está em acordo com as conclusões apresentadas por Barcelos (2018) sobre os SGC verticais e justifica o fato dos trabalhos correlatos apresentados na seção 2.4, como Mands e Sauer (2008), Garcia *et. al* (2011) e Dalpone, Asha e Shah (2016), buscarem uma integração da climatização para conforto térmico com a refrigeração das câmaras de armazenamento de produtos, o que não foi possível neste trabalho devido às condições climáticas do nosso país, conforme discussão sobre as cargas térmicas do supermercado apresentada na seção 4.2.

Os custos de investimento do SGC são o principal fator para esta inviabilidade econômica, conforme Tabela 17, sendo influenciados principalmente pelos preços envolvidos com a aquisição dos pacotes da bomba de calor geotérmica, que devem ser importadas e por isso são altamente influenciadas pelo dólar, e pelos altos custos de perfuração dos BHEs para implantação do subsistema externo, o que aponta esses dois fatores como principais pontos de atenção para o futuro a fim de se viabilizar economicamente a implantação de SGC no Brasil.

Dessa forma, a utilização de um Sistema Geotérmico de Climatização em um supermercado da cidade de Diamantina/MG se mostrou inviável para as condições atuais por fatores econômicos. Entretanto, a alta eficiência apresentada pelo SGC, aproximadamente 20% superior ao sistema de A/C de melhor eficiência conforme seção 4.3, aponta esses sistemas

como uma possibilidade para o futuro, indicando a necessidade de novas pesquisas que viabilizem sua introdução no mercado brasileiro, o que tenderia a reduzir os custos de investimento e viabilizar os SGC em diferentes aplicações, como o caso estudado neste trabalho.

A implantação de políticas públicas de incentivo ao uso de sistemas de climatização sustentáveis e de alta eficiência energética, conforme apontam resultados de Dalpona, Asha e Shah (2016), também poderiam auxiliar a introdução dos SGC no mercado brasileiro pois provocam grande impacto na viabilidade econômica desses sistemas reduzindo significativamente seu tempo de retorno de investimento.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente estudo de caso teve por objetivo avaliar a viabilidade de utilização de um Sistema Geotérmico de Climatização (SGC) aplicado a um supermercado da cidade de Diamantina/MG, comparando-se o comportamento desta tecnologia aos tradicionais sistemas de climatização a ar (A/C) em um edifício de grande porte e em condições climáticas semelhantes à parte do sudeste brasileiro.

Para isso, inicialmente se fez uma simulação termo energética do supermercado estudado com o intuito de se obter as cargas térmicas do edifício e se simular a performance de sistemas de ar condicionado (A/C) que serviram como referência para o estudo. A partir destas simulações, para conforto térmico no clima da cidade de Diamantina/MG, foi possível se concluir que:

- Há demandas por climatização que justificam a avaliação do SGC no supermercado estudado, uma vez que, além do Centro de Processamento de Dados (CPD), a loja apresenta demandas para utilização de sistemas de climatização em todos os meses do ano;
- Não é possível a integração de aplicações entre o conforto térmico de ambientes e as câmaras de armazenamento de produtos, uma vez que o clima da região, em conjunto com as cargas de resfriamento constantes do CPD, não oferece diferença de carga térmica suficiente.
- As cargas térmicas predominantes na região são as cargas de aquecimento;
- A baixa demanda por climatização dos escritórios não justifica os altos investimentos envolvidos com a implantação de SGC, o que mostra uma dependência das cargas térmicas presentes no supermercado, e provavelmente na região, às grandes áreas de infiltração existentes na loja.

A etapa seguinte foi a avaliação da viabilidade técnica de diferentes configurações de SGC, a fim de se propor um sistema que melhor se adeque às condições do supermercado em estudo. Foram avaliadas dez configurações de SGC, três verticais e sete horizontais, de onde foi possível se concluir que:

- Existe viabilidade técnica de utilização de SGC aplicado ao setor comercial de supermercados da cidade de Diamantina/MG.
- O SGC proposto para o supermercado estudado é um sistema vertical, composto por nove bombas de calor, cujos COPs de resfriamento e aquecimento são 3,42 e 3,78

respectivamente, e o trocador de calor externo é composto por 36 BHEs de 62,1 m de profundidade distribuídos em uma matriz quadrada 6 x 6.

- Em relação aos sistemas de A/C, o SGC proposto consome menos energia em todos os meses do ano, tanto para cargas de resfriamento, com uma economia mensal média de 15,2 %, quanto para cargas de aquecimento, economia mensal média de 25%.
- As vazões do fluido no subsistema externo, e conseqüentemente a potência de bombeamento necessária, são os principais pontos críticos para o dimensionamento de SGC em edifícios de grande porte;
- Há semelhança entre BHEs e poços de sondagem de solo, o que abre espaço no futuro para que empresas desse setor possam também realizar perfurações de poços para a climatização geotérmica com os SGC.
- Os SGC horizontais são inviáveis tecnicamente para aplicação no supermercado estudado por indisponibilidade do solo, até mesmo se considerada a possibilidade de implementação de um sistema híbrido; o que confirma que esta configuração não é indicada para edifícios de grande porte.

Para finalizar, foi feita uma análise de viabilidade econômica do SGC proposto onde foi possível se chegar às seguintes conclusões:

- Os custos de investimento do SGC são aproximadamente 5,5 vezes superiores aos custos de investimento dos tradicionais sistemas de A/C.
- Com a utilização do SGC proposto, se estima uma redução anual nos custos operacionais no valor de R\$4.182,70.
- A utilização de um Sistema Geotérmico de Climatização em um supermercado da cidade de Diamantina/MG é inviável economicamente para as condições atuais de mercado, sendo os custos de investimento relacionados com a aquisição das bombas de calor e com as perfurações dos BHEs os principais contribuintes para este resultado.

Dessa forma, este trabalho contribuiu para a avaliação e disseminação do conhecimento sobre uma tecnologia disruptiva do PNE 2050, podendo servir de referência para trabalhos futuros que avaliem a utilização de SGC no Brasil. Além do mais, pôde-se mostrar que, a depender da aplicação, os SGC podem ser viáveis tecnicamente em climas presentes no sudeste brasileiro.

Apesar da atual inviabilidade econômica dos SGC, a viabilidade técnica apresentada neste trabalho indica esta tecnologia como uma alternativa a ser considerada no

futuro da climatização dos ambientes brasileiros, necessitando de pesquisas que superem os problemas econômicos aqui encontrados.

Sugere-se, então, como trabalhos futuros, a realização de estudos semelhantes a este, em que se analisem a viabilidade de utilização de diferentes configurações (como bombas de calor “*water to water*”, sistemas GWHPs, SWHPs, instalados em fundações de estacas e/ou híbridos) em diferentes aplicações e em diferentes locais do Brasil, com o objetivo de tornar possível a introdução desses sistemas no mercado nacional, o que tenderia a reduzir os custos de investimento e viabilizaria (também economicamente) os SGC em diferentes aplicações, contribuindo assim para o planejamento da gestão dos recursos energéticos brasileiro, bem como para o controle do aquecimento global, já que se trata de um sistema de climatização sustentável.

Programas governamentais de incentivo ao uso de sistemas de climatização sustentáveis e de alta eficiência energética também podem ter significativo impacto na viabilidade econômica dos SGC e, conseqüentemente, possibilitar sua introdução no mercado nacional.

## REFERÊNCIAS

- ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. **ABNT NBR 15220-2 Desempenho Térmico de Edificações parte 2:** métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações. Rio de Janeiro: ABNT, 2005a.
- ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. **ABNT NBR 15220-3 Desempenho Térmico de Edificações parte 3:** zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social. Rio de Janeiro: ABNT, 2005b.
- ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. **ABNT NBR 15802 Sistemas enterrados para distribuição e adução de água e transportes de esgotos sobre pressão:** requisitos para projetos em tubulação de polietileno PE 80 e PE 100 de diâmetro externo nominal entre 63 mm e 1600 mm. Rio de Janeiro: ABNT, 2010.
- AHMADI, M. H; AHMADI, M. A; SADAGHIANI, M. S; GHAZVINI, M.; SHAHRIAR, S.; NAZARI, M. A. **Ground source heat pump carbon emissions and ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings: A review.** Environmental Progress & Sustainable Energy, 2017.
- ALVARADO, C. S. M. **Estudo e implementação de métodos de validação de modelos matemáticos aplicados no desenvolvimento de sistemas de controle de processos industriais.** Tese (Doutorado em Ciências) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo: São Paulo, 2017.
- ARAÚJO, M. L. T; SCALCO, V. A; BATISTA, J. O. **Calibração de um modelo computacional para análise de desempenho térmico.** In XVIII ENCONTRO NACIONAL DE TECNOLOGIA DO AMBIENTE CONSTRUÍDO. Anais ANTAC, 2020.
- ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **ASHRAE Handbook: Heating, Ventilating and Air-Conditioning Applications.** SI Edition. Atlanta: ASHRAE, 2011.
- ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. **ASHRAE Handbook: Heating, Ventilating and Air-Conditioning Applications.** SI Edition. Atlanta: ASHRAE, 2019.
- BANCO CENTRAL DO BRASIL. **Taxa de juros básica - Histórico.** Disponível em: <https://www.bcb.gov.br/controleinflacao/historicotaxasjuros>. Acesso em: julho 2022.
- BANCO CENTRAL DO BRASIL. **Histórico das metas para inflação.** Disponível em: <https://www.bcb.gov.br/controleinflacao/historicometas>
- BANKS, D. **An Introduction to Thermogeology: ground source heating and cooling.** 2 ed. United Kingdom: John Wiley & Sons Ltd. 2012.
- BARCELOS, R. H. **Viabilidade técnica e econômica do condicionamento geotérmico de edificações no rio grande do sul.** Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2018.

BAUER, D.; HEIDEMANN, W.; DIERSCH, H. J. **Transient 3d analysis of borehole heat exchanger modeling**. *Geothermics* 40, p. 250–260. Elsevier Ltd, 2011.

BRANDL, H. **Energy foundations and other thermo-active ground structures**. *Geotechnique* 56, n° 02, p. 81-122. ICE publishing, 2006.

BRASIL, Ministério do Trabalho e Previdência (MTP). **Norma Regulamentadora nº17 – Ergonomia** Nova redação. Portaria/MTP nº 423 de 07 de outubro de 2021. Diário Oficial da União. Brasília: MTP, 2021.

BRASILAMAZ, Brasil Amazônia Agora. **USP ergue 1º edifício climatizado com energia do solo; entenda como funciona a geotermia**. In: *Sustentabilidade e Tecnologia*, 2021. Disponível em: <https://brasilamazoniaagora.com.br/2021/usp-ergue-1oedificio-climatizado-com-energia-do-solo-entenda-como-funciona-a-geotermia/>

CADMUS, D. K.; CADMUS, J. W. **Exactly what is a Full Load Cooling Hour and does size really matter?** Summer study on energy efficiency in buildings. ACEEE, 2016.

CARDOSO, R.R.; HAMZA, V.M.; ALFARO, C. **Geothermal resource base for south america: a continental perspective**. In *WORLD GEOTHERMAL CONGRESS*. Proceedings, p. 25-29. Bali, 2010.

CARSLAW, H. S.; JAEGER, J.C. **Conduction of Heat in Solids**. 1 ed. Oxford: Clarendon Press, 1947.

CARLSON, S. **Development of equivalent full load heating and cooling hours for GCHPs applied in various building types and locations**. ASHRAE TRP-1120. Final Report. ASHRAE, 2001.

CEMIG, Companhia Energética de Minas Gerais. **Planilha Tarifas de fornecimento CEMIG**. Disponível em: [https://www.cemig.com.br/wp-content/uploads/2022/02/PASEP\\_COFINS\\_Internet.xls](https://www.cemig.com.br/wp-content/uploads/2022/02/PASEP_COFINS_Internet.xls). Acesso em: junho, 2022.

CETC, CANMET Energy Technology Centre. **Ground Source Heat Pump Project Analysis**. In: **Clean Energy Project Analysis: RETScreen Engineering e Cases Textbook**. Varennes: Minister of Natural Resources Canada, 2005.

CHIASSON, A.D. **Geothermal heat pump and heat engine systems: theory and practice**. 1. ed. United Kingdom: ASME Press and John Wiley & Sons Ltd, 2016.

CLAESSON, J.; HELLSTROM, G. **Multipole method to calculate borehole thermal resistances in a borehole heat exchanger**. *HVAC and R Research*, vol. 17, n. 6, p. 895–911. ASHRAE, 2011.

CLAESSON, J.; JAVED, S. **Explicit Multipole Formulas for Calculating Thermal Resistance of Single U-Tube Ground Heat Exchangers**. *Journal Energies*, vol. 11., n 214. MDPI, 2018.

CLIMATE, Onebuilding. **Repository of free climate data for Building performance simulation**. [Climate.onebuilding.org](https://climate.onebuilding.org), 2022. Disponível em: [https://climate.onebuilding.org/WMO\\_Region\\_3\\_South\\_America/BRA\\_Brazil/index.html](https://climate.onebuilding.org/WMO_Region_3_South_America/BRA_Brazil/index.html)



CONTI, P. **Sustainable design of ground-source heat pump systems: optimization of operative life performances**. Tese (Doutorado em Engenharia) - Universidade de Pisa, Pisa, 2015.

CPRM, Companhia de Recursos de Pesquisas Minerais – Serviço Geológico do Brasil. **Carta geológica da folha de Belo Horizonte**. Em GeoSGB: unidades litoestratigráficas, 2004. Disponível em: <https://geoportal.cprm.gov.br/geosgb/>. Acesso em: fevereiro, 2022.

CPRM (Companhia de Recursos de Pesquisas Minerais) – Serviço Geológico do Brasil. **Sistema de informações de águas subterrâneas – SIAGAS**. Em SIAGAS: pesquisa geral: Sudeste: Minas Gerais: Diamantina. Disponível em <http://siagasweb.cprm.gov.br/layout/>. Acesso em: fevereiro 2022.

DALPONE, P.; ACHA, S.; SHAH, N. **Operational and Economic Analysis of GSHP Coupled with Refrigeration Systems in UK Supermarkets**. Spiral, Imperial College Digital Repository. CORE, 2016.

DGEG, Direção Geral de Energia e Geologia. **Geotermia: energia renovável em Portugal**. Lisboa: DGEG, 2017.

DINIZ, J. A. O; MONTEIRO, A. B.; SILVA, R. C.; PAULA, T. L. F. **Manual de cartografia hidrogeológica**. Ministério de Minas e Energia. Serviço Geológico do Brasil – CPRM, 2014.

DIPIPO, R. **Geothermal Power Plants: principles, applications, case studies and environmental impact**. 3 ed. Boston: Butterworth-Heinemann, Elsevier Ltd, 2012.

DOE (a), U S Department of Energy. **Engineering Reference**. EnergyPlus Version 9.6.0 Documentation. University of Illinois, University of California, OAK Ridge National Laboratory, Alliance for Sustainable Energy e others, 2021. Disponível em <https://energyplus.net/documentation>. Acesso em: dezembro 2021.

DOE (b) – U. S. Department of Energy. **Weather Data**. Disponível em <https://energyplus.net/weather>, acessado em: outubro 2021.

EPE, Empresa de Pesquisa Energética. **Uso de ar condicionado no setor residencial brasileiro: perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética**. Nota técnica EPE 030/2018. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2018.

EPE, Empresa de Pesquisa Energética. **PNE 2050: Plano Nacional de Energia**. Brasília: Ministério de Minas e Energia, 2020.

EPE, Empresa de Pesquisa Energética; ONS, Operador Nacional do Sistema Elétrico; CCEE, Câmara de Comercialização de Energia Elétrica. **2ª Revisão quadrimestral das projeções da demanda de energia elétrica do sistema interligado nacional 2020-2024**. Nota Técnica EPE DEA 0012/2020, Nota Técnica NOS 109/2020, Nota Técnica CCEE 0087/2020. Rio de Janeiro: Ministério de Minas e Energia, 2020.

EPBR. **Demanda por energia crescerá 62% impulsionada por veículos elétricos, aponta BloombergNEF**. Agência epbr, 2019. Disponível em: <https://epbr.com.br/demanda-global-de-energia-crescera-62-ate-2050-aponta-bloombergnef/>. Acesso em: agosto, 2021.

ESKILSON, P. **Thermal analysis of heat extraction boreholes**. Tese (Doutorado, Departamento de Física Matemática) - Universidade de Lund: Lund, 1987.

FERNÁNDEZ, J.C.R. **Integration capacity of geothermal energy in supermarkets through case analysis**. *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 34, p. 49-55. Elsevier Ltd, 2019.

FERREIRA, C. C.; SOUZA, H. A. **Utilização de arquivos climáticos para a análise das condições de conforto térmico adaptativo em Viçosa**. In XVIII ENCONTRO NACIONAL DE TECNOLOGIA DO AMBIENTE CONSTRUÍDO. Anais ANTAC, 2020.

GARCIA, J.M. *et al.* **Application of ground source heat pump to a supermarket in portugal**. *Journal of Civil Engineering and Architecture*, vol. 5, n. 3, p 241-247. David Publishing, 2011.

GEOSTAR. **Spcecification Catalog: geothermal heat pumps**. Aston e Aston advanced series specification catalog. Disponível em: <https://www.geostar-geo.com/downloads>. Acesso em: fevereiro 2022.

GERHARDT, T. E.; SILVEIRA, D. T. **Métodos de Pesquisa**. 1 ed. Porto Alegre: Secretaria de Educação à Distância, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. UFRGS Editora, 2009.

GOMES C., M. G. **Simulação energética em edifícios: método para automatizar os perfis de utilização e a calibração do modelo**. Dissertação (Mestrado Integrado em Engenharia de Energia e do Ambiente) - Departamento de Engenharia Geográfica, Geofísica e Energia, Universidade de Lisboa: Lisboa, 2019.

GOMES F., C. **Análise Energética de um Edifício Público com Utilização de Bomba de Calor Geotérmica**. Dissertação (Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica) - Universidade do Porto: Porto, 2019.

GREEN SQUARE, Energy Center. **Air Source vs Ground Source Heat Pump**. *Renewable Technology: United Kingdom*, 2021. Disponível em: <https://www.greensquare.co.uk/blog/2017/11/13/air-source-heat-pump-v-ground-source-heat-pump>. Acesso em: setembro, 2021.

HACKEL, S.; NELLIS, G.; KLEIN, S. **Optimization of hybrid geothermal heat pump systems**. 9º International IEA Heat Pump Conference. Zurich: IEA, 2008.

HELLSTROM, G. **Geothermal heat storage: thermal analysis of duct storage systems**. Tese (Doutorado, Departamento de Física Matemática) - Universidade de Lund: Lund, 1991.

IBGE, Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. **Mapa de clima do Brasil**. Rio de Janeiro: IBGE, 2002. Disponível em: [https://atlascolar.ibge.gov.br/images/atlas/mapas\\_brasil/brasil\\_clima.pdf](https://atlascolar.ibge.gov.br/images/atlas/mapas_brasil/brasil_clima.pdf). Acesso em: agosto, 2021.

IEA, International Energy Agency. **Energy Technology Perspectives 2020**. Paris: IEA, 2020. Disponível em: <https://www.iea.org/reports/energy-technology-perspectives-2020>. Acesso em: agosto, 2021

IEA, International Energy Agency. **E4 Country Profile: Energy Efficiency in Brazil**. Paris: IEA, 2021. Disponível em: <https://www.iea.org/articles/e4-country-profile-energy-efficiency-in-brazil>. Acesso em: agosto, 2021.

INGERSOLL, L. R.; ZOBEL, O. J.; INGERSOLL, A. C. **Heat Conduction: With Engineering and Geological Applications**. 2 ed. New York: McGraw Hill, 1954.

INMETRO, Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia. **Anexo geral V – catálogo de propriedades térmicas de paredes, coberturas e vidros**. Portaria INMETRO nº 50. INMETRO, 2013.

INMET, Instituto Nacional de Meteorologia. **Dados históricos anuais**. Disponível em: <https://portal.inmet.gov.br/dadoshistoricos>. Acesso em: outubro, 2021.

INMET, Instituto Nacional de Meteorologia. **Normais climatológicas do Brasil 1991-2020**. Edição digital. Brasília: Ministério de Agricultura, Pecuária e Abastecimento, 2022. Disponível em: [portal.inmet.gov.br/normas](http://portal.inmet.gov.br/normas). Acesso em: maio 2022.

JOHNSTON, I. W.; NARSILIO, G. A.; COLLS, S. **Emerging Geothermal Energy Technologies**. *KSCE Journal of Civil Engineering*, vol. 14, nº 4, p. 643 – 653. Energy Geotechnology, Springer, 2011.

KARAMPOUR, M.; MATEU-ROYO, C.; ROGSTAM, J.; SAWALHA, S. **Geothermal storage integration into a supermarket's CO<sub>2</sub> refrigeration system**. *International Journal of Refrigeration*. Elsevier Ltd, 2019.

KASUDA, T.; ACHENBACH, P.R. **Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations of the United States**, *ASHRAE Transactions*, vol. 71, n. 1, p. 61–75. ASHRAE, 1965.

KAVANAUGH, S.P.; CALVERT, T.H. **Performance of ground source heat pumps in north Alabama**. Alabama Universities and Tennessee Valley Authority Research Consortium. Final Report. University of Alabama, 1995.

KAVANAUGH, S. P.; RAFFERTY, K. D. **Ground-source heat pumps: design of geothermal systems for commercial and institutional buildings**. Atlanta: ASHRAE, 1997.

KAVANAUGH, S.; RAFFERTY, K. **Geothermal heating and cooling: design of ground-source heat pump systems**. Atlanta: ASHRAE, 2014.

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

LOPES, H. L. S. **Sistemas Geotérmicos de Baixa Entalpia: Estudos de Caracterização Térmica**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Geológica) - Faculdade de Ciência e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa: Lisboa, 2014.

LUND, J. W; TOTH, A.N. **Direct utilization of geothermal energy 2020 worldwide review**. World Geothermal Congress: Reykjavik, Iceland, 2020.

MAGNO, A. **Alta dos combustíveis e energia aumentará preços nos supermercados nos “próximos meses”**. OPOVO online, 2021. Disponível em: <https://www.opovo.com.br/noticias/economia/2021/07/08/alta-na-conta-de-luz-e-de>

combustiveis-ira-gerar-aumento-de-precos-nos-supermercados--nos-proximos-meses.html  
Acesso em: agosto 2021.

MANDS, E; SAUER, M. **Feasibility study: geothermal heat pump for standardized supermarket.** Integration of Geothermal Energy into Industrial Applications. UBeG, 2008.

OHANNESSIAN, R. **Thermal Energy Storage Potential in Supermarkets.** Dissertação (Mestrado em Ciência) - KTH Industrial Engineering and Management: Stockholm, 2013.

PANESI, A.R.Q. **Eficiência energética em supermercados.** In II Encontro de engenharia e tecnologia dos Campos Gerais. Anais, 2008.

PARKSOY, H. O.; GURBUZ, Z.; TURGUT, B.; DIKICI, D.; EVLIYA, H. **Aquifer thermal storage (ATES) for airconditioning of a supermarket in Turkey.** Renewable Energy 29, p.1991-1996. Elsevier Ltd., 2004.

PAUL, N. **The effect of grout thermal conductivity on vertical geothermal heat exchanger design and performance,** Dissertação (Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica) - South Dakota State University: Brookings, 1996.

PHILIPPE, M.; BERNIER, M.; MARCHIO, D. **Vertical geothermal borefields.** ASHRAE Journal 52, p. 20-28. ASHRAE inc., 2010.

RORIZ, M. **Arquivos climáticos de municípios brasileiros.** Associação Nacional de Tecnologia do Ambiente Construído - ANTAC, 2012.

SANNER, B. **Shallow Geothermal Energy.** In International Summer School on Direct Application of Geothermal Energy. GTV, 2001.

SARBU, I.; SEBARCHIEVICI, C. **General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings.** Energy and Buildings 70, p. 441-454. Elsevier Ltd, 2014.

SAWALHA, S.; KARAMPOUR, M. **The energy efficient supermarket of tomorrow.** Energimyndigheeten, 2018.

SELF, S. J; REDDY, B. V.; ROSEN, M. A. **Geothermal heat pump systems: status review and comparison with other heating options.** Applied Energy 101, p. 341-348. Elsevier Ltd, 2013.

SHIMADA, Y.; TOKIMATSU, K.; ASAWA, T.; UCHIDA, Y.; TOMIGASHI, A.; KURISHIMA, H. **Subsurface utilization as a heat sink for large-scale ground source heat pump: Case study in Bangkok, Thailand.** Renewable Energy 180, p. 966-979. Elsevier Ltd, 2021.

SIGNORELLI, S. **Geoscientific Investigations for the Use of Shallow Low-Enthalpy Systems.** Tese (Doutorado em Ciência) - Swiss Federal Institute of Technology Zurich: Zurich, 2004.

SINGH, R. A.; SANI, A. K.; AMIS, T. An overview of ground-source heat pump technology. In **Managing Global Warming,** p. 455-485. Elsevier Ltd, 2019.

SPITLER, J.D. **GLHEPRO—A design tool for commercial Building ground loop heat exchangers.** In FOURTH INTERNATIONAL HEAT PUMPS IN COLD CLIMATES CONFERENCE. Proceedings. Québec, 2000.

SPITLER, J. D. **Ground-Source Heat Pump System Research: past, present, and future.** International Journal HVAC&R Research, vol. 11, n°2, p. 165-167. ASHRAE, 2005.

SPITLER, J.; BERNIER, M. Vertical borehole ground heat exchanger design methods. In **Advances in ground-source heat pump systems**, p. 29-61. Elsevier Ltd, 2016.

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar-condicionado.** Tradução Jabardo, J. M. S; Zerbine, E.; Júnior, S. O; Ikeda, S. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil Ltda, 1985.

TEIXEIRA, V. A. M. C. **Dynamic simulation and analisys of a new HVAC system in pavilhão de civil of IST using Energyplus.** Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, 2019.

THAIN, I.; REYES, A.G; HUNT, T. **A practical guide to exploiting low temperature geothermal resources.** GNS Science report 2006/09. Institute of Geological and Nuclear Sciences Limited, 2006.

VEIGA, K. V.; ELI, L. G.; OLINGER, M. S.; MAZZAFERRO, L.; PEREIRA, H. A. C.; MELO, A. P.; VERSAGE, R.; SORGATO, M.; LAMBERTS, R. **Manual de simulação computacional de edifícios naturalmente ventilados no programa Energyplus – versão 9.0.1.** Florianópolis: Laboratório de Eficiência Energética em Edificações - LABEEE, Universidade Federal de Santa Catarina. LabEEE, 2019.

VEIGA, E. **Em melhor cenário, temperatura global pode subir 1,5°C em duas décadas, diz IPCC.** CNN Brasil. São Paulo, 2021. Disponível em: <https://www.cnnbrasil.com.br/internacional/em-melhor-cenario-temperatura-global-pode-subir-1-5c-em-duas-decadas-diz-ipcc/>. Acesso em: agosto, 2021.

VEJA. **Temperatura da Terra está subindo mais rápido que o esperado, indica IPCC.** Revista VEJA. São Paulo, 2021. Disponível em: <https://veja.abril.com.br/mundo/temperatura-da-terra-esta-subindo-mais-rapido-do-que-esperado-indica-ipcc/>. Acesso em: agosto, 2021.

XU, L.; PU, L.; ZHANG, S.; LI, Y. **Hybrid ground source heat pump system for overcoming soil termal imbalance: a review.** Sustainable Energy Technologies and Assessments 44. Elsevier Ltd, 2021.

ZENG, H.; FANG, Z. **A heat transfer model for double u-tube geothermal heat exchangers.** Journal of Shandong Institute of Architeture and Engeneering, vol. 12, no. 1, p. 7–11. 2002.

ZENG, H.; DIAO, N.; FANG, Z. **A finite line source model for boreholes in geothermal heat exchangers.** Heat Transfer Asian Research, vol. 31, n° 7. Wiley Periodicals, Inc., 2002.

ZENG, H.; DIAO, N.; FANG, Z. **Efficiency of vertical geothermal heat exchangers in the ground source heat pump system.** Journal of Thermal Science, vol. 12, no. 1, p. 77–81. Springer, 2003.

WEBER, F. S; MELO, A. P.; MARINOSKI, D. L.; GUTHS, S.; LAMBERTS, R. **Desenvolvimento de um modelo equivalente de avaliação de propriedades térmicas para a elaboração de uma biblioteca de componentes construtivos brasileiros para o uso no programa EnergyPlus.** Laboratório de Eficiência Energética em Edificações - LABEEE, Universidade Federal de Santa Catarina. LabEEE, 2017.

WEERATUNGE H.; ADITYA, G.R.; DUNSTALL, S.; HOOG, J.; NARSILIO, G.; HALGAMUGE, S. **Feasibility and performance analysis of hybrid ground source heat pump systems in fourteen cities.** Energy 234. Elsevier Ltd, 2021.

WU, R. **Energy efficiency technologies – air source heat pump vs ground source heat pump.** Journal of Sustainable Development, vol. 2, n. 2. CCSE, 2009.

WYLEN, G. V.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica.** Tradução da 4ª ed. Americana. São Paulo: Editora Edgar Blucher Ltda, 1995.

YANG, H.; CUI, P.; FANG Z. **Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: a review of models and systems.** Applied Energy 87. Elsevier Ltd, 2010.

YESNCER. **What are the requirements of water source heat pump for water source?.** YESNCER, 2021. Disponível em: <https://www.yesncer.com/info-detail/what-are-the-requirements-of-water-source-heat-pump-for-water-source>. Acesso em: setembro, 2021.

**APÊNDICE A – DETALHAMENTO DOS DADOS SOLICITADOS****Áreas de interesse 1.****LOJA ou ESCRITÓRIO \_\_\_\_ :**Dimensões (ambiente, portas e janelas): Comprimento:

Largura:

Altura:

Materiais de construção: Paredes:

Piso:

Teto / Telhado:

Portas:

Janelas:

Áreas de ventilação/infiltração:

Padrão de ocupação:Equipamentos (motores elétricos): Nome:

Número:

Potência:

Tempo de funcionamento (h/dia):

Equipamentos (eletroeletrônicos): Nome:

Número:

Tempo de funcionamento (h/dia):

Iluminação: Tipo de lâmpada:

Número:

Potência:

Tempo de Funcionamento (h/dia):

**Áreas de interesse 2.****CÂMARA FRIA ou CONGELAMENTO \_\_\_\_**Sistema de Refrigeração: Marca:

Modelo:

Potência:

Fluido:

Dimensões: Comprimento:

Largura:

Altura:

Área da porta:

Materiais de construção: Paredes

Piso:

Teto / Telhado:

Portas:

Materiais do isolamento + espessura: Paredes

Piso:

Teto / Telhado:

Operação: Temperatura interna:

Temperatura externa:

Tempo de operação do compressor:

Produto: Tipo:

Temperatura de entrada:

Tempo de resfriamento:

Quantidade armazenada:

Quantidade movimentada por dia:

Ocupação: Número de pessoas:

Tempo de permanência por dia:

Equipamentos (motores elétricos): Nome:

Número:

Potência:

Tempo de funcionamento (dia):

Iluminação: Tipo de lâmpada:

Número:

Potência:

Tempo de Funcionamento (h/dia):



## APÊNDICE B – DETALHES CONSTRUTIVOS DA EDIFICAÇÃO

ITEM	DESCRIÇÃO DE MATERIAIS	REFERÊNCIAS PARA PROPRIEDADES
Piso Loja	Piso de granito + contrapiso + concreto + (concreto com EPS)	Weber <i>et al.</i> (2017) ABNT (2005 a)
Pisos Escritórios	Piso cerâmico + contrapiso + laje maciça + argamassa	INMETRO (2013)
Paredes Externas Loja	Argamassa interna + Bloco cerâmico 9 furos + argamassa externa + pintura externa	INMETRO (2013)
Paredes Externas Escritórios	Argamassa interna + bloco concreto 2 furos + argamassa externa	Weber <i>et al.</i> (2017) ABNT (2005 a)
Paredes Internas Loja	Argamassa interna + bloco cerâmico 6 furos + argamassa externa + pintura	INMETRO (2013)
Paredes Internas Escritórios	Argamassa interna + bloco concreto 2 furos (menor espessura) + argamassa externa	Weber <i>et al.</i> (2017) ABNT (2005 a)
Telhado Loja	Telha sanduíche com poliestireno	Weber <i>et al.</i> (2017)
Telhado Escritórios	Telha cerâmica + câmara de ar + laje maciça	INMETRO (2013) ABNT (2005 a)
Portas Loja	Alumínio	ABNT (2005 a)
Portas Escritórios	Madeira	ABNT (2005 a)
Janelas Externas Loja	Vidro monolítico modelo 19	INMETRO (2013)
Janelas Externas Escritórios	Vidro monolítico modelo 16	INMETRO (2013)
Vidros Internos	Vidro simples 3 mm	Padrão EnergyPlus

**APÊNDICE C – POTÊNCIAS e HORAS DE FUNCIONAMENTO: ILUMINAÇÃO E EQUIPAMENTOS**

<b>LOCAL</b>	<b>ILUMINAÇÃO (kW)</b>	<b>HORAS LIGADOS / DIA</b>	<b>EQUIPAMENTOS (kW)</b>	<b>HORAS DE FUNCIONAMENTO* / DIA</b>
<b>Loja</b>	6,25	15	37,53	19,6
<b>Piso 2 + CPD</b>	0,25	10	4,11	17,5
<b>Piso 3</b>	0,50	10	4,65	10

\*Valores médios entre todos os equipamentos do local.

## APÊNDICE D – PADRÃO DE OCUPAÇÃO

Nº de Pessoas	LOJA	ESCRITÓRIOS			
	2500	1	2	3	5
<b>Dias de Semana</b>					
0:00 as 7:00 h	0	0	0	0	0
7:00 às 8:00 h	0,028	0	0	0	0
8:00 às 9:00 h	0,0412	1	1	1	0
9:00 às 10:00 h	0,0592	1	1	1	0
10:00 às 11:00 h	0,0724	1	1	1	0
11:00 às 12:00 h	0,0816	1	0.5	0.33	0
12:00 às 13:00 h	0,0860	0	0.5	0.33	0
13:00 às 14:00 h	0,0812	0	0.5	0.67	0
14:00 às 15:00 h	0,0812	1	0.5	0.67	1
15:00 às 16:00 h	0,0904	1	1	1	1
16:00 às 17:00 h	0,0992	1	1	1	0
17:00 às 18:00 h	0,0992	1	1	1	0
18:00 às 19:00 h	0,1084	0	0	0	0
19:00 às 20:00 h	0,0948	0	0	0	0
20:00 às 21:00 h	0,0724	0	0	0	1
21:00 às 22:00 h	0,0456	0	0	0	1
22:00 às 24:00 h	0	0	0	0	0
<b>Sábados</b>					
0:00 as 7:00 h	0	0	0	0	0
7:00 às 8:00 h	0,028	0	0	0	0
8:00 às 9:00 h	0,0368	1	1	1	0
9:00 às 10:00 h	0,0548	1	1	1	0
10:00 às 11:00 h	0,0680	1	1	1	0
11:00 às 12:00 h	0,0768	1	1	1	0
12:00 às 13:00 h	0,0768	0	0	0	0
13:00 às 14:00 h	0,0680	0	0	0	0
14:00 às 15:00 h	0,0636	0	0	0	1
15:00 às 16:00 h	0,0592	0	0	0	1

16:00 às 19:00 h	0,0592	0	0	0	0
19:00 às 20:00 h	0,0548	0	0	0	0
20:00 às 21:00 h	0,0456	0	0	0	1
21:00 às 22:00 h	0,0324	0	0	0	1
22:00 às 24:00 h	0	0	0	0	0
<b>Domingos e Feriados</b>					
0:00 as 8:00 h	0	0	0	0	0
8:00 às 9:00 h	0,0324	0	0	0	0
9:00 às 10:00 h	0,05	0	0	0	0
10:00 às 11:00 h	0,068	0	0	0	0
11:00 às 13:00 h	0,0812	0	0	0	0
13:00 às 14:00 h	0,0680	0	0	0	0
14:00 às 15:00 h	0,0592	0	0	0	0
15:00 às 16:00 h	0,0680	0	0	0	0
16:00 às 17:00 h	0,0768	0	0	0	1
17:00 às 18:00 h	0,0680	0	0	0	1
18:00 às 24:00 h	0	0	0	0	0

## APÊNDICE E – SCRIPT DO OCTAVE: SGC VERTICAL

```

#GCHP_vertical

# Dados iniciais, passos e cálculos iniciais planilha do excel

x = input ('Digite 1 para resfriamento dominante ou 2 para aquecimento dominante: ');

if x<1
    disp ('Dado inválido')
endif
if 1<x & x<2
    disp ('Dado inválido')
endif
if x>2
    disp ('Dado inválido')
endif
if x == 1
    #MODO RESFRIAMENTO
    # Obtendo qevap e qcond
    ql_cool = input ('Digite a carga de resfriamento do edifício, em kW: ');
    ql_heat = input ('Digite a carga de aquecimento do edifício, em kW: ');
    COP_cool_real = input ('Digite o COP real da bomba de calor (auxiliares incluídos), modo
    resfriamento: ');
    COP_heat_real = input ('Digite o COP real da bomba de calor (auxiliares incluídos), modo
    aquecimento: ');
    q_evap = ql_heat*(COP_heat_real - 1)/COP_heat_real;
    q_cond = -ql_cool*(COP_cool_real + 1)/COP_cool_real;

    # Obtendo qa
    EFLH_cool = input ('Digite o total de horas de carga equivalentes em resfriamento: ');
    EFLH_heat = input ('Digite o total de horas de carga equivalentes em aquecimento: ');
    q_a = (q_cond*EFLH_cool + q_evap*EFLH_heat)/8760;

    # Obtendo PLFm
    PLFm_cool = input ('Digite o Fator de Carga Parcial, modo resfriamento: ');
    PLFm_heat = input (' Digite o Fator de Carga Parcial, modo aquecimento: ');

    # Obtendo Rb
    Rb_cool = input ('Digite a resistencia do BHE em m °C/W: ');

    # Obtendo Rga, Rgm e Rgst

    Rga = input ('Digite a resistência do solo para o pulso anual, em m°C/W: ');
    Rgm = input ('Digite a resistência do solo para o pulso mensal, em m°C/W: ');
    Rgst = input ('Digite a resistência do solo para o pulso horário, em m°C/W: ');

    # Obtendo Fsc
    Fsc_cool = input ('Digite o fator de curto-circuito: ');

```

# Obtendo Tg e Tw

```
Tg = input ('Digite a temperatura do solo não perturbado, em °C: ');
Tw_in_cool = input ('Digite a temperatura de entrada do fluido no GSHP, em °C, modo
resfriamento: ');
Tw_out_cool = input ('Digite a temperatura de saída do fluido no GSHP, em °C, modo
resfriamento: ');
Tw_cool = (Tw_in_cool+Tw_out_cool)/2;
```

```
Tw_in_heat = input ('Digite a temperatura de entrada do fluido no GSHP, em °C, modo
aquecimento: ');
Tw_out_heat = input ('Digite a temperatura de saída do fluido no GSHP, em °C, modo
aquecimento: ');
Tw_heat = (Tw_in_heat+Tw_out_heat)/2;
```

# Tp inicial

```
Tp_cool = input ('Digite uma penalidade de temperatura inicial (entre -6 e 6°C), modo
resfriamento: ');
Tp_heat = 0;
```

# L inicial

```
L_cool = (q_a*1000*Rga+q_cond*1000*(Rb_cool+PLFm_cool*Rgm+Fsc_cool*Rgst))/(Tg-
Tw_cool+Tp_cool)
```

# Tp iteração

```
N_int = input ('Digite o número de poços internos: ');
N_side = input ('Digite o número de poços laterais: ');
N_corner = input ('Digite o número de poços de canto: ');
N_midrow = input ('Digite o número de poços do meio: ');
N_end = input ('Digite o número de poços finais: ');
N_tot = N_int+N_side+N_corner+N_midrow+N_end;
```

```
H_cool = L_cool/N_tot;
```

```
W_field = input ('Digite a largura da matriz de BHEs, em m: ');
L_field = input ('Digite o comprimento da matriz de BHEs, em m: ');
Cf_hor = (2*H_cool*(W_field+L_field)+W_field*L_field)/(2*H_cool*(W_field+L_field));
```

```
k_g = input ('Digite a condutividade térmica do solo, em W/m K: ');
alfa_g = input ('Digite a difusividade térmica do solo, em m²/dia: ');
S_bore = input ('Digite o distanciamento inicial entre poços, em m: ');
ri = S_bore/2;
r0 = ri+ri/2;
t = input ('Digite o tempo de operação de projeto para o sistema, em dias: ');
```

```
r = (r0+ri)/2;
```

```
X = r/(2*(alfa_g*t)^(1/2));
```

$$I = (\log(1/X)) + ((X^2)/2) + ((X^4)/8) - (0.57722/2);$$

$$q_a = \text{abs}(q_a);$$

$$\text{delta\_Tr} = (q_a * 1000 * I) / (2 * \pi * k_g * L_{\text{cool}});$$

$$Q_{\text{stored}} = (k_g / (\text{alfa}_g / 86400)) * \pi * L_{\text{cool}} * ((r^2) - (r_i^2)) * \text{delta\_Tr}; \quad \#em \text{ W.s}$$

$$T_{p\_int} = Q_{\text{stored}} / ((k_g / (\text{alfa}_g / 86400)) * (S_{\text{bore}}^2) * L_{\text{cool}});$$

$$T_p$$

$$= ((N_{\text{int}} + 0.75 * N_{\text{side}} + 0.5 * N_{\text{corner}} + 0.5 * N_{\text{midrow}} + 0.25 * N_{\text{end}}) / (N_{\text{tot}} * C_{f\_hor})) * T_{p\_int};$$

$$L_{\text{cool}} = (q_a * 1000 * R_{ga} + q_{\text{cond}} * 1000 * (R_{b\_cool} + PLF_{m\_cool} * R_{gm} + F_{sc\_cool} * R_{gst})) / (T_g - T_{w\_cool} + T_p);$$

$$\text{if } \text{delta\_Tr} < 0.3$$

$$L_{\text{cool\_final}} = L_{\text{cool}};$$

$$H_{\text{cool\_final}} = L_{\text{cool\_final}} / N_{\text{tot}};$$

$$L_{\text{heat\_eq}} = (q_{\text{evap}} * 1000 * (R_{b\_cool} + PLF_{m\_heat} * R_{gm} + F_{sc\_cool} * R_{gst})) / (T_g - T_{w\_heat} + T_{p\_heat});$$

endif

$$\text{if } \text{delta\_Tr} > 0.3$$

$$\text{delta\_Tr\_it} = \text{delta\_Tr};$$

$$\text{cont} = 0;$$

$$\text{while } \text{delta\_Tr\_it} > 0.3 \ \& \ \text{cont} < 1000$$

$$\text{cont} = \text{cont} + 1;$$

$$r = (r + r_i) / 2;$$

$$X = r / (2 * (\text{alfa}_g * t)^{(1/2)});$$

$$I = (\log(1/X)) + ((X^2)/2) + ((X^4)/8) - (0.57722/2);$$

$$\text{delta\_Tr\_it} = (q_a * 1000 * I) / (2 * \pi * k_g * L_{\text{cool}});$$

$$Q_{\text{stored}} = (k_g / (\text{alfa}_g / 86400)) * \pi * L_{\text{cool}} * ((r^2) - (r_i^2)) * \text{delta\_Tr};$$

$$T_{p\_int} = Q_{\text{stored}} / ((k_g / (\text{alfa}_g / 86400)) * (S_{\text{bore}}^2) * L_{\text{cool}});$$

$$T_p$$

$$= ((N_{\text{int}} + 0.75 * N_{\text{side}} + 0.5 * N_{\text{corner}} + 0.5 * N_{\text{midrow}} + 0.25 * N_{\text{end}}) / (N_{\text{tot}} * C_{f\_hor})) * T_{p\_int};$$

$$L_{\text{cool}} = (q_a * 1000 * R_{ga} + q_{\text{cond}} * 1000 * (R_{b\_cool} + PLF_{m\_cool} * R_{gm} + F_{sc\_cool} * R_{gst})) / (T_g - T_{w\_cool} + T_p);$$

$$H_{\text{cool}} = L_{\text{cool}} / N_{\text{tot}};$$

$$C_{f\_hor} = (2 * H_{\text{cool}} * (W_{\text{field}} + L_{\text{field}}) + W_{\text{field}} * L_{\text{field}}) / (2 * H_{\text{cool}} * (W_{\text{field}} + L_{\text{field}}));$$

endwhile

$$\text{delta\_Tr} = \text{delta\_Tr\_it};$$

$$Q_{\text{stored}} = (k_g / (\text{alfa}_g / 86400)) * \pi * L_{\text{cool}} * ((r^2) - (r_i^2)) * \text{delta\_Tr};$$

$$T_{p\_int} = Q_{\text{stored}} / ((k_g / (\text{alfa}_g / 86400)) * (S_{\text{bore}}^2) * L_{\text{cool}});$$

$$T_p$$

$$= ((N_{\text{int}} + 0.75 * N_{\text{side}} + 0.5 * N_{\text{corner}} + 0.5 * N_{\text{midrow}} + 0.25 * N_{\text{end}}) / (N_{\text{tot}} * C_{f\_hor})) * T_{p\_int};$$

```

L_cool_final = (q_a*1000*Rga+q_cond*1000*(Rb_cool+PLFm_cool*Rgm+Fsc_cool*Rgst))/(Tg-
Tw_cool+Tp);
H_cool_final = L_cool_final/N_tot;

L_heat_eq = (q_evap*1000*(Rb_cool+PLFm_heat*Rgm+Fsc_cool*Rgst))/(Tg-
Tw_heat+Tp_heat);
endif
fprintf ('O comprimento final dos BHEs é de %f metros \n',L_cool_final)
fprintf ('O comprimento de cada BHE deve ser de %f metros \n',H_cool_final)
fprintf ('O comprimento equivalente para aquecimento é de %f metros', L_heat_eq)
endif

if x==2
#MODO AQUEUECIMENTO

# Obtendo qevap e qcond
ql_heat = input ('Digite a carga de aquecimento do edifício, em kW: ');
ql_cool = input ('Digite a carga de resfriamento do edifício, em kW: ');
COP_heat_real = input ('Digite o COP real da bomba de calor (auxiliares incluídos), modo
aquecimento: ');
COP_cool_real = input ('Digite o COP real da bomba de calor (auxiliares incluídos), modo
resfriamento: ');
q_evap = ql_heat*(COP_heat_real - 1)/COP_heat_real;
q_cond = -ql_cool*(COP_cool_real + 1)/COP_cool_real;

# Obtendo qa
EFLH_heat = input ('Digite o total de horas de carga equivalentes em aquecimento: ');
EFLH_cool = input ('Digite o total de horas de carga equivalentes em resfriamento: ');
q_a = (q_cond*EFLH_cool + q_evap*EFLH_heat)/8760;

# Obtendo PLFm
PLFm_heat = input ('Digite o Fator de Carga Parcial, modo aquecimento: ');
PLFm_cool = input ('Digite o Fator de Carga Parcial, modo resfriamento: ');
# Obtendo Rb
Rb_heat = input('Digite a resistência do BHE em m °C/W, modo aquecimento: ');

# Obtendo Rga, Rgm e Rgst
Rga = input ('Digite a resistência do solo para o pulso anual, em m°C/W: ');
Rgm = input ('Digite a resistência do solo para o pulso mensal, em m°C/W: ');
Rgst = input ('Digite a resistência do solo para o pulso horário, em m°C/W: ');

# Obtendo Fsc
Fsc_heat = input ('Digite o fator de curto-circuito: ');

# Obtendo Tg e Tw
Tg = input ('Digite a temperatura do solo não perturbado, em °C: ');

```



```

Tw_in_heat = input ('Digite a temperatura de entrada do fluido no GSHP, em °C, modo
aquecimento: ');
Tw_out_heat = input ('Digite a temperatura de saída do fluido no GSHP, em °C, modo
aquecimento: ');
Tw_heat = (Tw_in_heat+Tw_out_heat)/2;

Tw_in_cool = input ('Digite a temperatura de entrada do fluido no GSHP, em °C, modo
resfriamento: ');
Tw_out_cool = input ('Digite a temperatura de saída do fluido no GSHP, em °C, modo
resfriamento: ');
Tw_cool = (Tw_in_cool+Tw_out_cool)/2;

# Tp inicial
Tp_heat = input ('Digite uma penalidade de temperatura inicial (entre -6 e 6°C): ');
Tp_cool = 0;

# L inicial
L_heat_in =
(q_a*1000*Rga+q_evap*1000*(Rb_heat+PLFm_heat*Rgm+Fsc_heat*Rgst))/(Tg-
Tw_heat+Tp_heat)

# Tp iteração

N_int = input ('Digite o número de poços internos: ');
N_side = input ('Digite o número de poços laterais: ');
N_corner = input ('Digite o número de poços de canto: ');
N_midrow = input ('Digite o número de poços do meio: ');
N_end = input ('Digite o número de poços finais: ');
N_tot = N_int+N_side+N_corner+N_midrow+N_end;

H_heat = L_heat_in/N_tot;
W_field = input ('Digite a largura da matriz de BHEs, em m: ');
L_field = input ('Digite o comprimento da matriz de BHEs, em m: ');
Cf_hor = (2*H_heat*(W_field+L_field)+W_field*L_field)/(2*H_heat*(W_field+L_field));

k_g = input ('Digite a condutividade térmica do solo, em W/m K: ');
alfa_g = input ('Digite a difusividade térmica do solo, em m²/dia: ');
S_bore = input ('Digite o distanciamento inicial entre poços, em m: ');
ri = S_bore/2;
r0 = ri+ri/2;
t = input ('Digite o tempo de operação de projeto para o sistema, em dias: ');

r = r0;

X = r/(2*(alfa_g*t)^(1/2));

I = (log(1/X)) + ((X^2)/2) + ((X^4)/8) - (0.57722/2);

qa = abs(q_a);

```

```

delta_Tr = (qa*1000*I)/(2*pi*k_g*L_heat_in);

Q_stored = (k_g/(alfa_g/86400))*pi*L_heat_in*((r^2)-(ri^2))*delta_Tr;
Tp_int = Q_stored/((k_g/(alfa_g/86400))*(S_bore^2)*L_heat_in);
Tp
=
((N_int+0.75*N_side+0.5*N_corner+0.5*N_midrow+0.25*N_end)/(N_tot*Cf_hor))*Tp_int;
L_heat = (q_a*1000*Rga+q_evap*1000*(Rb_heat+PLFm_heat*Rgm+Fsc_heat*Rgst))/(Tg-
Tw_heat+Tp);

if delta_Tr < 0.3

L_heat_final = L_heat;
H_heat_final = L_heat_final/N_tot;

L_cool_eq = (q_cond*1000*(Rb_heat+PLFm_cool*Rgm+Fsc_heat*Rgst))/(Tg-
Tw_cool+Tp_cool);

endif
if delta_Tr > 0.3

delta_Tr_it = delta_Tr;
cont = 0;
while delta_Tr_it > 0.3 & cont < 1000
cont = cont+1;
r = r+ri/2;

X = r/(2*(alfa_g*t)^(1/2));

I = (log(1/X))+ ((X^2)/2) + ((X^4)/8) - (0.57722/2);

delta_Tr_it = (qa*1000*I)/(2*pi*k_g*L_heat);

Q_stored = (k_g/(alfa_g/86400))*pi*L_heat*((r^2)-(ri^2))*delta_Tr;
Tp_int = Q_stored/((k_g/(alfa_g/86400))*(S_bore^2)*L_heat);
Tp
=
((N_int+0.75*N_side+0.5*N_corner+0.5*N_midrow+0.25*N_end)/(N_tot*Cf_hor))*Tp_int;
L_heat = (q_a*1000*Rga+q_evap*1000*(Rb_heat+PLFm_heat*Rgm+Fsc_heat*Rgst))/(Tg-
Tw_heat+Tp);

H_heat = L_heat/N_tot;
Cf_hor = (2*H_heat*(W_field+L_field)+W_field*L_field)/(2*H_heat*(W_field+L_field));
endwhile
delta_Tr = delta_Tr_it;
Q_stored = (k_g/(alfa_g/86400))*pi*L_heat*((r^2)-(ri^2))*delta_Tr;
Tp_int = Q_stored/((k_g/(alfa_g/86400))*(S_bore^2)*L_heat);
Tp
=
((N_int+0.75*N_side+0.5*N_corner+0.5*N_midrow+0.25*N_end)/(N_tot*Cf_hor))*Tp_int;
L_heat_final
=
(q_a*1000*Rga+q_evap*1000*(Rb_heat+PLFm_heat*Rgm+Fsc_heat*Rgst))/(Tg-
Tw_heat+Tp);

```

```
H_heat_final = L_heat_final/N_tot;
```

```
L_cool_eq      =      (q_cond*1000*(Rb_heat+PLFm_cool*Rgm+Fsc_heat*Rgst))/(Tg-  
Tw_cool+Tp_cool);
```

```
endif
```

```
fprintf ('O comprimento final dos BHEs é de %f metros \n',L_heat_final)
```

```
fprintf ('O comprimento de cada BHE deve ser de %f metros \n',H_heat_final)
```

```
fprintf ('O comprimento equivalente para resfriamento é de %f metros',L_cool_eq)
```

```
endif
```

## APÊNDICE F – SCRIPT DO OCTAVE: SGC HORIZONTAL

```

#GCHP_horizontal

# Dados iniciais, passos e cálculos iniciais planilha do excel

x = input ('Digite 1 para resfriamento dominante ou 2 para aquecimento dominante: ');

if x<1
    disp ('Dado inválido')
endif
if 1<x & x<2
    disp ('Dado inválido')
endif
if x>2
    disp ('Dado inválido')
endif

if x == 1
    #MODO RESFRIAMENTO
    # Obtendo qevap e qcond
    ql_cool = input ('Digite a carga de resfriamento do edifício, em kW: ');
    ql_heat = input ('Digite a carga de aquecimento do edifício, em kW: ');
    COP_cool_real = input ('Digite o COP real da bomba de calor (auxiliares incluídos), modo
resfriamento: ');
    COP_heat_real = input ('Digite o COP real da bomba de calor (auxiliares incluídos), modo
aquecimento: ');
    q_evap = -ql_heat*(COP_heat_real - 1)/COP_heat_real;
    q_cond = ql_cool*(COP_cool_real + 1)/COP_cool_real;

    #Obtendo q_h_ponto
    q_h_ponto = q_cond*1000;    #em W

    # Obtendo PLFm e PLFa
    PLFm_cool = input ('Digite o Fator de Carga Parcial mensal: ');
    PLFa_cool = input ('Digite o Fator de Carga Parcial anual: ');

    #Obtendo q_a_ponto
    q_a_ponto = q_h_ponto*PLFa_cool;    #em W

    # Obtendo Rga, Rgm e Rgst

    Rga = input ('Digite a resistência do solo para o pulso anual, em m°C/W: ');
    Rgm = input ('Digite a resistência do solo para o pulso mensal, em m°C/W: ');
    Rgst = input ('Digite a resistência do solo para o pulso horário, em m°C/W: ');

    # Obtendo q_m_sobrep
    q_m_ponto = q_h_ponto*PLFm_cool;    #em W
    q_m_sobrep = q_m_ponto - q_a_ponto;    # em W

```

```

# Obtendo q_h_sobrep
q_h_sobrep = q_h_ponto - q_m_ponto; #em W

# Obtendo T_w_cool

Tw_in = input ('Digite a temperatura de entrada do fluido no GSHP, em °C: ');
m_w = input ('Digite a vazão mássica do fluido ao percorrer os BHEs, em kg/s: ');
cp_w = input ('Digite o calor específico do fluido que percorre o BHE, em J/kg K: ');
Tw_out = input ('Digite a temperatura de saída do fluido do GSHP, em °C: ');
Tw_cool = (Tw_in+Tw_out)/2;

# Obtendo Tg_summer

Tg_summer = input ('Digite a temperatura não perturbada do solo para o mês de projeto, em
°C: ');

# Obtendo Rtrench
k_backfill = input ('Digite a condutividade térmica do material de aterro da vala, em W/m °C:
');

d_pe = input ('Digite o diâmetro nominal do tubo, em mm: ');
d_pi = input ('Digite o diâmetro interno do tubo, em mm: ');
r_pe = (d_pe/1000)/2; #em m
r_pi = (d_pi/1000)/2; #em m

W_trench = input ('Digite a largura da trincheira, em m:');
H_trench = input ('Digite a profundidade da trincheira, em m: ');
d_trench = (2*W_trench*H_trench)/(W_trench+H_trench);
r_trench = d_trench/2; # em m

Bu = input ('Digite a distância entre os tubos, em m: ');
b = Bu/d_trench; #adimensional

k_p = input ('Digite a condutividade térmica do tubo, em W/m°C: ');
R_tube = (1/2)*(log(r_pe/r_pi))/(pi*k_p);

h_conv = input ('Digite o coeficiente convectivo dentro dos tubos, em W/m²°C: ');
R_film = (1/2)*(1/(pi*r_pi*h_conv));

R_p = R_tube+R_film; #em m°C/W

Tubos_Trench = input ('Digite o número de tubos por trincheira (2, 4 ou 6): ');

if Tubos_Trench == 2
R_sf = (1/(2*pi*k_backfill))*((log(r_trench/r_pe)) - (3/4)+(b^2) - (log(1-(b^4))) -
(1/2)*(log(Bu/r_pe))) + (R_p/2); #em m°C/W

R_a = (1/(pi*k_backfill))*((log((2*b*r_trench)/r_pe)) - (log((1-(b^2))/(1+(b^2)))))) + 2*R_p;
#em m°C/W
endif

```

```

if Tubos_Trench == 4
    R_sf = (1/(2*pi*k_backfill))*((log(r_trench/r_pe)) - (3/4)+(b^2)-(1/4)*(log(1-(b^8))) -
(1/2)*(log(((2^(1/2))*b*r_trench)/r_pe))-(1/4)*(log((2*b*r_trench)/r_pe)))+(R_p/4);

    R_a = (1/(pi*k_backfill))*((log(((2^(1/2))*b*r_trench)/r_pe))-
(1/2)*(log((2*b*r_trench)/r_pe))- (1/2)*(log((1-(b^4))/(1+(b^4)))))+R_p;

endif

if Tubos_Trench == 6
    R_sf = (1/(2*pi*k_backfill))*((log(r_trench/r_pe)) - (3/4)+(b^2)-(1/6)*(log(1-(b^12))))-
(1/3)*(log((b*r_trench)/r_pe))- (1/3)*(log(((3^(1/2))*b*r_trench)/r_pe)) -
(1/6)*(log((2*b*r_trench)/r_pe)))+(R_p/6);

    R_a = (1/(pi*k_backfill))*((2/3)*(log((b*r_trench)/r_pe)))+(1/3)*(log((2*b*r_trench)/r_pe)) -
(2/3)*(log(((3^(1/2))*b*r_trench)/r_pe)) - (1/3)*(log((1-(b^6))/(1+(b^6)))))+(2/3)*R_p;

endif

C = m_w*cp_w; #em W/°C
H = input('Digite um comprimento inicial para a trincheira, em m: ');
R_trench = R_sf+(1/3)*(1/R_a)*(H/C)^2

#Obtendo L_cool

L_cool = (q_h_ponto*R_trench + q_a_ponto*Rga + q_m_sobrep*Rgm +
q_h_sobrep*Rgst)/(Tw_cool - Tg_summer)

L = abs(L_cool - H);
if L < 3;
    fprintf('O comprimento da trincheira deve ser de %f metros \n',L_cool);

endif

if L>3
cont = 0;

while L > 3 & cont < 1000
    H = L_cool;
    R_trench = R_sf+(1/3)*(1/R_a)*(H/C)^2;
    L_cool = (q_h_ponto*R_trench + q_a_ponto*Rga + q_m_sobrep*Rgm +
q_h_sobrep*Rgst)/(Tw_cool - Tg_summer);

    cont = cont+1;
    L = abs(L_cool - H);

endwhile

```

```

fprintf ('O comprimento da trincheira deve ser de %f metros \n',L_cool);
endif
endif

if x ==2
    #MODO Aquecimento
    # Obtendo qevap e qcond
    ql_cool = input ('Digite a carga de resfriamento do edificio, em kW: ');
    ql_heat = input ('Digite a carga de aquecimento do edificio, em kW: ');
    COP_cool_real = input ('Digite o COP real da bomba de calor (auxiliares incluídos), modo
resfriamento: ');
    COP_heat_real = input ('Digite o COP real da bomba de calor (auxiliares incluídos), modo
aquecimento: ');
    q_evap = -ql_heat*(COP_heat_real - 1)/COP_heat_real;
    q_cond = ql_cool*(COP_cool_real + 1)/COP_cool_real;

    #Obtendo q_h_ponto
    q_h_ponto = q_evap*1000;    #em W

    # Obtendo PLFm e PLFa
    PLFm_heat = input ('Digite o Fator de Carga Parcial mensal: ');
    PLFa_heat = input ('Digite o Fator de Carga Parcial anual: ');

    #Obtendo q_a_ponto
    q_a_ponto = q_h_ponto*PLFa_heat;    #em W

    # Obtendo Rga, Rgm e Rgst

    Rga = input ('Digite a resistência do solo para o pulso anual, em m°C/W: ');
    Rgm = input ('Digite a resistência do solo para o pulso mensal, em m°C/W: ');
    Rgst = input ('Digite a resistência do solo para o pulso horário, em m°C/W: ');

    # Obtendo q_m_sobrep
    q_m_ponto = q_h_ponto*PLFm_heat;    #em W
    q_m_sobrep = q_m_ponto - q_a_ponto;    # em W

    # Obtendo q_h_sobrep
    q_h_sobrep = q_h_ponto - q_m_ponto;    #em W

    # Obtendo T_w_heat

    Tw_in = input ('Digite a temperatura de entrada do fluido no GSHP, em °C: ');
    m_w = input ('Digite a vazão mássica do fluido ao percorrer os BHEs, em kg/s: ');
    cp_w = input ('Digite o calor específico do fluido que percorre o BHE, em J/kg K: ');
    Tw_out = input ('Digite a temperatura de saída do fluido do GSHP, em °C: ');
    Tw_heat = (Tw_in+Tw_out)/2;

    # Obtendo Tg_summer

```

```
Tg_winter = input ('Digite a temperatura não perturbada do solo para o mês de projeto, em °C: ');
```

```
# Obtendo Rtrench (para 2 tubos em uma vala retangular) A fórmula usada de Helstrom (1991) é para seção circular, que apresenta boa aproximação.
```

```
k_backfill = input ('Digite a condutividade térmica do material de aterro da vala, em W/m °C: ');
```

```
d_pe = input ('Digite o diâmetro nominal do tubo, em mm: ');
```

```
d_pi = input ('Digite o diâmetro interno do tubo, em mm: ');
```

```
r_pe = (d_pe/1000)/2; #em m
```

```
r_pi = (d_pi/1000)/2; #em m
```

```
W_trench = input ('Digite a largura da trincheira, em m: ');
```

```
H_trench = input ('Digite a profundidade da trincheira, em m: ');
```

```
d_trench = (2*W_trench*H_trench)/(W_trench+H_trench);
```

```
r_trench = d_trench/2; # em m
```

```
Bu = input ('Digite a distância entre os tubos, em m: ');
```

```
b = Bu/d_trench; #adimensional
```

```
k_p = input ('Digite a condutividade térmica do tubo, em W/m°C: ');
```

```
R_tube = (1/2)*(log(r_pe/r_pi))/(pi*k_p);
```

```
h_conv = input ('Digite o coeficiente convectivo dentro dos tubos, em W/m2°C: ');
```

```
R_film = (1/2)*(1/(pi*r_pi*h_conv));
```

```
R_p = R_tube+R_film; #em m°C/W
```

```
Tubos_Trench = input ('Digite o número de tubos por trincheira (2, 4 ou 6): ');
```

```
if Tubos_Trench == 2
```

```
R_sf = (1/(2*pi*k_backfill))*((log(r_trench/r_pe)) - (3/4)+(b^2) - (log(1-(b^4))) - (1/2)*(log(Bu/r_pe))) + (R_p/2); #em m°C/W
```

```
R_a = (1/(pi*k_backfill))*((log((2*b*r_trench)/r_pe)) - (log((1-(b^2))/(1+(b^2)))) + 2*R_p; #em m°C/W
```

```
endif
```

```
if Tubos_Trench == 4
```

```
R_sf = (1/(2*pi*k_backfill))*((log(r_trench/r_pe)) - (3/4)+(b^2)-(1/4)*(log(1-(b^8))) - (1/2)*(log(((2^(1/2))*b*r_trench)/r_pe))-(1/4)*(log((2*b*r_trench)/r_pe)))+(R_p/4);
```

```
R_a = (1/(pi*k_backfill))*((log(((2^(1/2))*b*r_trench)/r_pe)) - (1/2)*(log((2*b*r_trench)/r_pe)) - (1/2)*(log((1-(b^4))/(1+(b^4)))))+R_p;
```

```
endif
```

```
if Tubos_Trench == 6
```



```

R_sf = (1/(2*pi*k_backfill))*((log(r_trench/r_pe)) - (3/4)+(b^2)-(1/6)*(log(1-(b^12))))-
(1/3)*(log((b*r_trench)/r_pe))-(1/3)*(log(((3^(1/2))*b*r_trench)/r_pe)) -
(1/6)*(log((2*b*r_trench)/r_pe)))+(R_p/6);

```

```

R_a = (1/(pi*k_backfill))*((2/3)*(log((b*r_trench)/r_pe))+(1/3)*(log((2*b*r_trench)/r_pe)) -
(2/3)*(log(((3^(1/2))*b*r_trench)/r_pe)) - (1/3)*(log((1-(b^6))/(1+(b^6)))))+(2/3)*R_p;

```

```

endif

```

```

C = m_w*cp_w; #em W/°C

```

```

H = input ('Digite um comprimento inicial para a trincheira, em m: ');

```

```

R_trench = R_sf+(1/3)*(1/R_a)*(H/C)^2

```

```

#Obtendo L_heat

```

```

L_heat = (q_h_ponto*R_trench + q_a_ponto*Rga + q_m_sobrep*Rgm +
q_h_sobrep*Rgst)/(Tw_heat - Tg_winter)

```

```

L = abs(L_heat - H);

```

```

if L < 3;

```

```

    fprintf ('O comprimento da trincheira deve ser de %f metros \n',L_heat);

```

```

endif

```

```

if L>3

```

```

cont = 0;

```

```

while L > 3 & cont < 1000

```

```

    H = L_heat;

```

```

    R_trench = R_sf+(1/3)*(1/R_a)*(H/C)^2;

```

```

    L_heat = (q_h_ponto*R_trench + q_a_ponto*Rga + q_m_sobrep*Rgm +
q_h_sobrep*Rgst)/(Tw_heat - Tg_winter);

```

```

    cont = cont+1;

```

```

    L = abs(L_heat - H);

```

```

endwhile

```

```

fprintf ('O comprimento da trincheira deve ser de %f metros \n',L_heat);

```

```

endif

```

```

endif

```

### ANEXO 1 – TARIFAS DAS CONTAS DE ENERGIA

<b>MÊS</b>	<b>DEMANDA ÚNICA (R\$/Kw)</b>	<b>CONSUMO DE PONTA (R\$/kWh)</b>	<b>CONSUMO FORA DE PONTA (R\$/kWh)</b>
<b>Janeiro</b>	20,48604481	2,25927703	0,49560610
<b>Fevereiro</b>	20,69492326	2,27575663	0,49423217
<b>Março</b>	20,18623534	2,22178560	0,48290546
<b>Abril</b>	20,19115907	2,22200971	0,48292559
<b>Mai</b>	20,07530888	2,22716356	0,49795990
<b>Junho</b>	20,11504678	2,22766420	0,50821676
<b>Julho</b>	20,64446732	2,32251620	0,54679181
<b>Agosto</b>	20,43868043	2,31217041	0,55438687
<b>Setembro</b>	20,23002082	2,31014572	0,57043092
<b>Outubro</b>	20,22114691	2,29718248	0,55844905
<b>Novembro</b>	20,16356473	2,30291686	0,56937748
<b>Dezembro</b>	20,07888895	2,30903010	0,58258219

---

Modalidade Tarifária: Verde A4  
Período: 2019, 2020 e 2021;  
ICMS médio: 25%;  
PASEP médio: 0,82%;  
COFINS médio: 3,78%