

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

AVALIAÇÃO DO POTENCIAL DE CLIMATIZAÇÃO DE SISTEMA TERRA-ÁGUA-AR
AUXILIADO POR ENERGIA FOTOVOLTAICA

GENYR KAPPLER

Dissertação de Mestrado

São Leopoldo, abril de 2016

AVALIAÇÃO DO POTENCIAL DE CLIMATIZAÇÃO DE SISTEMA TERRA-ÁGUA-AR
AUXILIADO POR ENERGIA FOTOVOLTAICA

Genyr Kappler

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

Orientador: Prof. Dr. João Batista Dias

Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander

Banca examinadora:

Prof. Dr. Carlos Roberto Altafini – Universidade de Caxias do Sul

Prof. Dr. Carlos Alberto Mendes Moraes – Unisinos

Prof. Dr. Conrad Yuan Yuen Lee – Unisinos

K17a Kappler, Genyr.

Avaliação do potencial de climatização de sistema terra-
água-ar auxiliado por energia fotovoltaica / Genyr Kappler.
– 2016.

138 f. : il. ; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade do Vale do Rio
dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica, 2016.

“Orientador: Prof. Dr. João Batista Dias ; co-orientador:
Prof. Dr. Paulo Roberto Wander.”

1. Climatização natural. 2. Geotermia. 3. Energia FV. 4.
NetZEB. 5. Eficiência energética. I. Título.

CDU 621.7

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
(Bibliotecário: Flávio Nunes – CRB 10/1298)

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos professores João Batista Dias pela orientação e Paulo Roberto Wander pela co-orientação na realização deste trabalho, por compartilharem sua experiência e conhecimento, pelas valiosas sugestões, aconselhamentos, críticas e pelo exemplo profissional como docentes.

À minha esposa Sueli Sousa e todos meus familiares que me apoiaram e incentivaram.

À Fernanda Haerberle pela sua dedicação e ajuda em todas etapas do projeto e artigos, pelas conversas e pela companhia.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) e Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado do Rio Grande do Sul (FAPERGS), pela bolsa de estudos.

Ao Programa de Pós Graduação e Engenharia Mecânica da Unisinos pelo suporte e estrutura acadêmica.

Aos professores do PPGEM pela inestimável contribuição para meu desenvolvimento acadêmico.

Às secretárias do programa que sempre estiveram dispostas a ajudar e a tirar dúvidas.

Aos colegas do curso pelas trocas de ideias, conversas filosóficas, risadas e companheirismo.

Ao Engenheiro Nabor Torri, da empresa TORRI de Novo Hamburgo, pela doação da cisterna.

Ao Arquiteto Wagner Woges da empresa MILLFORROSS de Novo Hamburgo, pela doação do material e confecção da caixa utilizada como unidade experimental.

“Aquilo que se faz por amor
está sempre além do bem e do mal”

Friedrich Nietzsche

INSTITUIÇÃO E FONTES FINANCIADORAS

Trabalho de pesquisa realizado com apoio da Instituição Unisinos, em seu Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

A realização deste trabalho e as atividades acadêmicas tiveram suporte financeiro através de bolsa de estudos da Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado do Rio Grande do Sul (FAPERGS) e da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), permitindo assim a dedicação necessária ao desenvolvimento da pesquisa.

RESUMO

A energia é considerada a espinha dorsal da economia moderna, e seu consumo se intensifica nas sociedades emergentes a medida que sua qualidade de vida melhora. O atual cenário energético global indica que as fontes convencionais de energia estão se esgotando, evidenciando a importância em se explorar e viabilizar fontes renováveis para suprir a demanda futura. A climatização de ambientes é responsável por uma grande parcela deste consumo de energia, e sistemas bioclimáticos, que utilizam a geotermia e a energia solar fotovoltaica, são alternativas adequadas e ainda pouco explorada para suprimir a necessidade do uso de condicionadores de ar. O solo tem, em certa profundidade, temperatura equivalente à temperatura média anual local. Várias iniciativas têm buscado fazer uso deste recurso através do sistema de troca térmica por dutos enterrados, onde o fluido de troca térmica é o ar, e mais recentemente surgiram estudos com o uso da água como fluido de troca térmica. Neste trabalho é apresentada uma análise experimental que avalia o desempenho de um sistema terra-água-ar, alimentado por energia solar fotovoltaica, para climatização de edificações. O sistema proposto utiliza a estabilidade térmica do solo pelo uso de um reservatório de água (WT) em certa profundidade, que opera como fonte ou dissipador de energia térmica reduzindo a variação da temperatura no interior das edificações. Um protótipo foi construído e é essencialmente constituído por: um ambiente climatizado (AC) com volume de $0,6 \text{ m}^3$, um *fan coil*; um reservatório (WT) com volume de $0,38 \text{ m}^3$, com o fundo enterrado a 2 m abaixo da superfície do solo; e, uma bomba de água. Verificou-se que o sistema proposto manteve a sua temperatura constante e em conformidade com a norma ASHRAE 55 2004 para ambientes naturalmente condicionados, com a temperatura no AC em torno de $23,6 \text{ }^\circ\text{C}$ enquanto a temperatura do ar ambiente variou de $18,8 \text{ }^\circ\text{C}$ a $29,4 \text{ }^\circ\text{C}$, sendo que a temperatura do solo era $21 \text{ }^\circ\text{C}$. Para uma taxa de 119 W de calor adicionado no AC, a taxa de remoção de calor no *fan coil* foi de $98,6 \text{ W}$. Com base nos dados experimentais, o sistema foi validado e a profundidade e tamanho ideais do reservatório de água foram determinados para uma aplicação em escala real. Para o local experimentado foi determinada que a profundidade ideal, com o solo na temperatura constante equivalente a média anual de $18 \text{ }^\circ\text{C}$, é entre 6 e 9 m. Um sistema de geração de energia elétrica fotovoltaica foi proposto para alimentar o sistema experimental terra-água-ar.

Palavras-chave: climatização natural, geotermia, energia FV, NetZEB, eficiência energética.

ABSTRACT

Energy is considered the backbone of the modern economy and its consumption intensifies in emerging societies as their quality of life improves. The current global energy scenario indicates that conventional energy resources are depleting, highlighting the importance of exploring and enable renewable resources to meet future energy demand. Buildings' HVAC is responsible for a large portion of domestic energy consumption, and bioclimatic systems, that use geothermal energy and solar photovoltaic, are suitable and still little explored alternatives to eliminate the need for the use of air conditioners. The temperature of soil at a certain depth is equivalent to the local average yearly temperature. Various initiatives have sought to make use of this resource through Earth-Air-Heat-Exchange system, where the fluid used for heat transfer is air, and only recently emerged studies making use of water as a heat transfer fluid. This paper presents an experimental analysis that evaluates the performance of an earth-water-air system powered by photovoltaic solar energy, for conditioning the air of buildings. The proposed system uses the thermal stability of the soil, through the use of a water tank (WT) at a certain depth, which operates as a source or sink for thermal energy thus reducing the temperature variation inside the buildings. A prototype was built and is essentially made up of an air-conditioned environment (AC) with 0.6 m³ volume, one fan coil, a reservoir (WT) with a volume of 0.38 m³, buried with the bottom at 2 m below the ground surface, and a water pump. It was found that the proposed system has kept AC's temperature constant and in agreement with ASHRAE Standard 55 2004 for naturally conditioned environment, with the temperature around 23.6 °C. The ambient air temperature varied from 18.8 °C to 29.4 °C and the soil temperature was 21 °C. For a 119 W incoming heat rate on the AC, the heat removal rate in the fan coil was 98.6 W. Based on the experimental data, the system has been validated and the optimal depth and size of the water reservoir were determined for an application in real scale. For the analysed site it was determined that the optimum depth to reach the soil at a constant temperature equivalent to the yearly average of 18 °C is between 6 to 9 m. A photovoltaic power generation system is proposed for the earth-water-air experimental system.

Keywords: natural air conditioning, geothermal energy, photovoltaic energy, NetZEB.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Fluxograma do trabalho.....	23
Figura 2.1: Consumo final de energia em edificações em 2010.....	29
Figura 2.2: Tendências dos diferentes fatores de consumo em aquecimento e refrigeração para edificações residenciais e comerciais.	29
Figura 2.3: Demanda anual de energia final no setor de construção civil em 2050.....	30
Figura 2.4: Consumo final de energia do setor residencial	32
Figura 2.5: Evolução do número-índice do consumo residencial de energia e eletricidade, do consumo das famílias e do número de domicílios. (1990=100%).....	32
Figura 2.6: Demanda por energia residencial por uso final.....	33
Figura 2.7: Consumo elétrico residencial por uso final.....	33
Figura 2.8: Representação dos componentes vetoriais de um solo na distribuição do fluxo de calor	39
Figura 2.9: Gradiente de temperatura do solo em função da profundidade e tipo de cobertura.	41
Figura 2.10: Variação senoidal da temperatura no tempo, com redução exponencial com a profundidade do solo. Representação da Equação 11.	41
Figura 2.11: Representação gráfica da Equação 11 - Amplitude de oscilação da temperatura com a profundidade, para difusividade de $3,72 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2\text{s}^{-1}$, $T_0=283 \text{ K}$	42
Figura 2.12: Site de construção de um sistema TA em Lamparter/USA	44
Figura 2.13: Esquema de um tubo simples usado como perfil U.....	46
Figura 2.14: Diagrama esquemático da construção do sistema solo-água	47
Figura 2.15: Esquema com vista de topo e corte lateral do lay-out dos tubos no tanque.....	48
Figura 2.16: Representação esquemática de um SFV autônomo para 12Vcc.....	50
Figura 2.17: Curva característica I-V e P-V para o módulo LG255S1C de 255Wp.....	52
Figura 3.1: Representação esquemática da unidade experimental	58
Figura 3.2: Fluxo de energia no sistema.....	59
Figura 3.3: Volumes de controle do sistema com as taxas de entrada e saída de energia.....	60
Figura 3.4: Imagem do local de instalação da cisterna.....	66
Figura 3.5: Cisterna com impermeabilizante.....	67
Figura 3.6: Caixa de inspeção da cisterna	67
Figura 3.7: Bomba de circulação de água instalada na caixa de inspeção da cisterna	68
Figura 3.8: Proveta e cronômetro para determinação da taxa volumétrica.	68

Figura 3.9: Fonte estabilizadora Goldstar e Registro hidráulico.....	68
Figura 3.10: Temperaturas do solo para diferentes profundidades	70
Figura 3.11: Vista em corte do AC (representação esquemática)	71
Figura 3.12 Fonte de calor por meio de uma resistência elétrica	71
Figura 3.13: Variador de tensão – <i>Variac</i>	71
Figura 3.14: <i>Fan coil</i> montagem do trocador tubo/aleta com o ventilador	73
Figura 3.15: <i>Copper tube/fin coils</i> (tubo/aletas).....	73
Figura 3.16: <i>Fancooler</i> 10x10.....	73
Figura 3.17: Isolante térmico no vão das paredes do AC.....	73
Figura 3.18: Câmera termográfica.....	74
Figura 3.19: Detalhe mostrando o isolante térmico nas mangueiras.....	75
Figura 3.20: Sensores de temperatura PT100.....	76
Figura 3.21: Equipamentos para calibração por banho térmico	76
Figura 3.22: Unidade de aquisição de dados Agilent.....	77
Figura 3.23: Computador com software de gerenciamento dos dados.....	77
Figura 4.1: Intervalo de variação de temperatura x profundidade.....	82
Figura 4.2: Temperaturas médias do solo para diferentes profundidades em Guangzhou, sul da China.....	82
Figura 4.3: Temperaturas médias do solo para diferentes profundidades em Gent, Bélgica...	83
Figura 4.4: Gráfico mostrando a variação da temperatura entre os meses de setembro de 2015 a fevereiro de 2016, na profundidade de 1 metro.....	84
Figura 4.5: Gráfico das temperaturas do solo, solo referência, água e do ar no sistema terra-água-ar	85
Figura 4.6: Amplitude de temperaturas aceitáveis para espaços naturalmente condicionados (adaptado de - ANSI/ASHRAE Standard 55-2004)	86
Figura 4.7: Temperaturas do ar no AC, do laboratório e do ar ambiente. Trecho tomado por regime permanente em destaque.....	87
Figura 4.8: Temperaturas envolvidas nas taxas de troca térmica pela parede.	88
Figura 4.9: Temperaturas envolvidas na determinação das taxas de troca térmica no trocador de calor, mais a temperatura do AC.....	89
Figura 4.10: Temperaturas da cisterna e do solo, mais a do AC.....	89
Figura 4.11: Temperaturas do AC, do ar no laboratório e do ar ambiente no trecho admitido como regime permanente.....	90
Figura 4.12: Temperaturas envolvidas na determinação das taxas de troca térmica no trocador de calor e temperatura do AC.....	91
Figura 4.13: Temperaturas envolvidas nas taxas de troca térmica pela parede.	92

Figura 4.14: Imagem termográfica da parede frontal	92
Figura 4.15: Temperaturas da cisterna e do solo.....	93
Figura 4.16: Temperaturas do AC, do ar no laboratório e do ar ambiente no trecho admitido como regime permanente.....	94
Figura 4.17: Temperaturas envolvidas na determinação das taxas de troca térmica no trocador de calor e temperatura do AC.....	95
Figura 4.18: Temperaturas envolvidas nas taxas de troca térmica pela parede.....	95
Figura 4.19: Imagem termográfica da parede frontal	96
Figura 4.20: Temperaturas da cisterna e do solo.....	96

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Demanda por energia residencial no Brasil.....	31
Tabela 2.2: Propriedades de constituintes do solo.....	36
Tabela 2.3: Valores típicos para calor específico (C_g) das frações do solo e peso específico (ρ_p), adaptado de Prevedello, 2010.....	38
Tabela 2.4: Tensões nos terminais da bateria em função da descarga	54
Tabela 3.1: Especificação dos principais componentes do sistema terra-água-ar.....	66
Tabela 3.2: Vazões volumétricas.....	69
Tabela 3.3: Dados utilizados para determinar o valor da resistência.....	72
Tabela 3.4 Dados de calibração do sensor PT100 T_{AC} e sua equação de ajuste.....	77
Tabela 3.5: Consumo do sistema terra-água-ar.....	78
Tabela 3.6: Geração FV.....	78
Tabela 3.7: Incertezas de medição.....	80
Tabela 4.1: Balanço térmico da etapa 2.....	93
Tabela 4.2: Balanço térmico da etapa 3.....	97
Tabela 5.1: Configurações de operação.....	100

LISTA DE ABREVIATURAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
BEN	Balanco Energético Nacional
BIPM	<i>Bureau of International de Poids and Measures</i> (Centro internacional de pesos e medidas)
BS	<i>British Standard</i> (Norma Inglesa)
CEPEL	Centro de Pesquisas de Energia Elétrica
CRESESB	Centro de Referência para Energia Solar e Eólica Sérgio de Salvo Brito
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i> (Instituto Alemão para Normatização)
Eletrobrás	Centrais Elétricas Brasileiras
EPA	<i>Environmental Protection Agency</i> (Agência de Proteção Ambiental)
EPE	Empresa de pesquisa energética
GBC	<i>Green Building Council</i> (Conselho de construções verde)
GEE	Gás de efeito estufa
HCW	<i>Heating, Cooling and Hot Water</i> (Aquecimento, refrigeração e água quente)
IEA	<i>International Energy Agency</i> (Agência Internacional de Energia)
IEC	<i>International Electrotechnical Commission</i> (Conselho Internacional de Eletrotécnica)
INMET	Instituto Nacional de Meteorologia
MME	Ministério de Minas e Energia
NetZEB	<i>Net-Zero Energy Building</i> (Edificações de consumo zero em energia)
Procel	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
PU	Poliuretano
PVC	Policloreto de Vinila
tep	Tonelada equivalente de petróleo
WBCSD	<i>World Business Council for Sustainable Development</i> (Conselho Empresarial Mundial para o Desenvolvimento Sustentável)

LISTA DE SÍMBOLOS

Nomenclatura

A_{ex}	Área externa (m^2)
A_{ger}	Área útil de geração de um módulo (m^2)
A_{in}	Área interna (m^2)
A_0	Amplitude de oscilação da temperatura inicial ($^{\circ}C$)
$A(z)$	Amplitude de oscilação da temperatura em função da profundidade ($^{\circ}C$)
$C_{FV,d}$	Carga diária produzida (Ah)
C_{gag}	Calor específico gravimétrico da componente água ($J\ kg^{-1}\ ^{\circ}C^{-1}$)
C_{gar}	Calor específico gravimétrico da componente ar ($J\ kg^{-1}\ ^{\circ}C^{-1}$)
C_{gm}	Calor específico gravimétrico da componente mineral ($J\ kg^{-1}\ ^{\circ}C^{-1}$)
C_{gor}	Calor específico gravimétrico da componente orgânica ($J\ kg^{-1}\ ^{\circ}C^{-1}$)
C_g	Calor específico gravimétrico ($J\ kg^{-1}\ ^{\circ}C^{-1}$)
C_n	Carga nominal do banco de baterias (Ah)
C_p	Calor específico ($J\ m^{-3}\ ^{\circ}C^{-1}$)
C_{perdas}	Perdas do sistema
C_u	Carga requerida pelo equipamento (Ah)
$C_{u,dia}$	Carga útil do banco de baterias (Ah)
C_v	Calor específico volumétrico ($J\ m^{-3}\ ^{\circ}C^{-1}$)
C_{20}	Carga nominal da bateria para uma descarga de 20 h (Ah)
D_{dia}	Tempo de operação da bateria (dia)
e	Constante de Euler.
E_{cc}	Energia gerada em corrente contínua (J)
\dot{E}_{ent}	Taxa de entrada de energia (W)
E_{FV}	Demanda total de energia fotovoltaica (W)
\bar{E}_{ger}	Energia média gerada por módulo fotovoltaico (W_p)
$\dot{E}_{saí}$	Taxa de saída de energia (W)
E_{sis}	Energia do sistema (J)
f_{gm}	Fração gravimétrica da componente mineral (kg)
f_{g_or}	Fração gravimétricas da componente orgânica, (m^3)

f_{g_ag}	Fração gravimétrica da componente água, (m^3)
f_{g_ar}	Fração gravimétrica da componente ar, (m^3)
f_{v_ag}	Fração volumétrica da componente água, (m^3)
f_{v_ar}	Fração volumétrica da componente ar, (m^3)
f_{v_m}	Fração volumétrica da componente mineral, (m^3)
f_{v_or}	Fração volumétrica da componente orgânica, (m^3)
g	Aceleração da gravidade (ms^{-2})
G	Irradiância incidente no plano (Wm^{-2})
G_{STD}	Irradiância da condição padrão (Wm^{-2})
$H_{(\gamma,\beta)}$	Irradiação solar média (W)
h_{ex}	Coefficiente convectivo externo ($Wm^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$)
h_e	Entalpia da água na entrada do trocador de calor (Jkg^{-1})
h_{hor}	Coefficiente de convecção horizontal ($Wm^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$)
h_{in}	Coefficiente convectivo interno ($Wm^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$)
h_s	Entalpia da água na saída do trocador de calor (Jkg^{-1})
h_{ver}	Coefficiente de convecção vertical ($Wm^{-2} \text{ } ^\circ C^{-1}$)
I_{cc}	Corrente elétrica contínua (A)
I_{fan}	Corrente elétrica do ventilador (A)
I_{PMP}	Corrente no ponto de máxima potência (A)
I_{res}	Corrente de alimentação da resistência térmica (A)
k	Condutividade térmica ($Wm^{-1} \text{ } ^\circ C^{-1}$)
L_c	Altura característica (m)
L_g	Espessura do gesso (m)
L_{iso}	Espessura do isolante (m)
L_{par}	Altura da parede (m)
\dot{m}	Vazão mássica ($kg s^{-1}$)
\dot{m}_{H_2O}	Vazão mássica no trocador de calor ($kg s^{-1}$)
n	Número de elementos
N_{dia}	Tempo de operação da bateria (dia)
Nu_L	Número de Nusselt
P_{CC}	Potência em corrente contínua (W)
P_d	Profundidade de descarga da bateria (%)
P_{FV}	Potência nominal do módulo fotovoltaico (W_p)

P_{PMP}	Potência no ponto de máxima potência do módulo fotovoltaico (W)
q	Fluxo de calor ($W\ m^{-2}$)
\dot{Q}_{Cist}	Taxa de transferência de calor na cisterna (W)
\dot{Q}_{FC}	Taxa de transferência de calor no <i>Fan coil</i> (W)
$\dot{Q}_{p,tot}$	Taxa total de transferência de calor na parede (W)
\dot{Q}_{Par}	Taxa de transferência de calor na parede (W)
\dot{Q}_{Solo}	Taxa de transferência de calor no solo (W)
R_a	Número de Rayleigh
R_t	Coefficiente térmico da bateria
R_{res}	Resistência elétrica da fonte térmica (Ω)
R_z	Razão entre energia gerada e carga útil
S_e	Incerteza da entalpia de entrada (Jkg^{-1})
S_s	Incerteza da entalpia de saída (Jkg^{-1})
$S_{\infty,ex}$	Incerteza fornecida pelo curve expert de T_{lab} ($^{\circ}C$)
$S_{\infty,in}$	Incerteza fornecida pelo curve expert de T_{AC} ($^{\circ}C$)
t	Tempo (s)
T	Temperatura (K, $^{\circ}C$)
\bar{T}	Temperatura média em determinado perfil do solo (K)
T_{AC}	Temperatura do ar do ambiente climatizado ($^{\circ}C$)
T_{ar_amb}	Temperatura do ar ambiente ($^{\circ}C$)
T_{cf}	Temperatura da água da cisterna no fundo ($^{\circ}C$)
T_{cm}	Temperatura da água da cisterna no meio ($^{\circ}C$)
T_{ea}	Temperatura de entrada da água no trocador ($^{\circ}C$)
T_{lab}	Temperatura do ar no laboratório ($^{\circ}C$)
T_m	Temperatura média em torno da qual a temperatura oscila (K)
T_0	Amplitude da oscilação (K)
T_{pc}	Temperatura da parede da cisterna no solo ($^{\circ}C$)
T_{pe}	Temperatura da parede externa do ambiente climatizado ($^{\circ}C$)
T_{pi}	Temperatura da parede interna do ambiente climatizado ($^{\circ}C$)
T_{ref}	Temperatura do termômetro de referência ($^{\circ}C$)
T_{refl}	Temperatura refletida pela superfície da parede ($^{\circ}C$)
T_s	Temperatura na superfície da parede ($^{\circ}C$)
T_{sa}	Temperatura de saída da água no trocador de calor ($^{\circ}C$)

T_{sensor}	Temperatura do sensor (°C)
T_{solo}	Temperatura do solo (°C)
T_{solo_ref}	Temperatura de referência do solo (°C)
U_{bat}	Tensão da bateria (V)
U_{conc}	Tensão da rede da concessionária (V)
U_{FV}	Tensão do módulo fotovoltaico (V)
U_{PMP}	Tensão no ponto de máxima potência módulo fotovoltaico (V)
\bar{U}	Tensão média (V)
U	Tensão (V)
U_{fe}	Tensão de fundo de escala (V)
V	Volume (m ³)
\bar{V}	Volume médio (m ³)
\dot{V}	Vazão volumétrica (m ³ s ⁻¹)
V_{cc}	Tensão em corrente contínua (V)
\dot{W}_{fan}	Potência do ventilador (W)
\dot{W}_{res}	Potência da Resistência (W)
Y	Produtividade do sistema (kWh/kW _{pdia})
Y_A	Produtividade média do módulo FV
Y_R	Produtividade de referência
z	Altura ou profundidade (m)

Símbolos Gregos

α	Difusividade térmica, (m ² s ⁻¹)
β	Inclinação em relação ao plano horizontal (graus)
γ	Desvio azimutal local (graus)
Γ	Período de operação (dias)
δ_{AGI}	Exatidão do Agilent (°C)
δU_{comb}	Incerteza combinada da tensão (W)
δ_{pot}	Incerteza da potência (W)
$\delta \dot{Q}_{FC}$	Incerteza da potência no trocador de calor (W)
$\delta \dot{Q}_{par}$	Incerteza da potência na parede (W)
δ_U	Incerteza da tensão (V)

ΔT	Variação da temperatura ($^{\circ}\text{C}$)
ϵ	Emitância (Wm^{-2})
ε	Emissividade
ρ	Massa específica (kgm^{-3})
ρ_{ag}	Massa específica das partículas água (kgm^{-3})
ρ_{ar}	Massa específica das partículas ar (kgm^{-3})
ρ_{pm}	Massa específica das partículas minerais (kgm^{-3})
ρ_{por}	Massa específica das partículas orgânicas (kgm^{-3})
σt_{95}	Desvio padrão para um nível de confiabilidade de 95%
σ_U	Desvio padrão da tensão (V)
σ_{SB}	Constante de Stefan Boltzmann ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$)
$\sum R_{par}$	Resistência térmica total na parede (Ω)
$\sum R_{solo}$	Resistência térmica total do solo (Ω)
ϑ	Viscosidade cinemática ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)
ω	Velocidade angular da Terra (rads^{-1})

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	21
1.1 ESTRUTURA DA PESQUISA	22
1.2 PROBLEMATIZAÇÃO	24
1.3 HIPÓTESE.....	24
1.4 OBJETIVOS	25
1.4.1 Objetivo Geral	25
1.4.2 Objetivos Específicos	25
1.5 JUSTIFICATIVA	25
1.6 ESTRUTURA DO TRABALHO.....	26
1.6 DELIMITAÇÕES DO TRABALHO.....	27
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E REFERENCIAL TEÓRICO.....	28
2.1 CONSUMO ENERGÉTICO RESIDENCIAL	28
2.2 CONSUMO DE ENERGIA RESIDENCIAL NO MUNDO.....	28
2.3 CONSUMO DE ENERGIA RESIDENCIAL NO BRASIL.....	31
2.4 DISTRIBUIÇÃO DO CALOR NO GLOBO	34
2.5 CARACTERIZAÇÃO DO SOLO	34
2.6 DINÂMICA TÉRMICA NOS SOLOS	35
2.7 GEOTERMIA	36
2.8 TROCADOR DE CALOR GEOTÉRMICO	37
2.8.1 Transferência de calor no solo.....	37
2.8.2 Equações do fluxo de calor no solo.....	38
2.8.3 Variação da temperatura no solo.....	40
2.8.4 Determinação da temperatura cíclica do solo em diferentes perfís	41
2.9 ESTADO DA ARTE EM CLIMATIZAÇÃO POR GEOTERMIA	43
2.9.1 Generalidades	44
2.9.2 Trocador de calor terra-ar (TA)	45
2.9.3 Trocador de calor terra-água	45
2.10 ENERGIA SOLAR FOTOVOLTAICA.....	48
2.10.1 Aplicações da energia solar.....	49
2.10.2 Componentes básicos de um sistema fotovoltaico isolado (SFI)	49
a) Módulo fotovoltaico	50
b) Controlador de carga	53

c) Banco de estocagem de energia.....	54
3. MATERIAL E MÉTODOS	56
3.1.1 Localização e caracterização do clima local.....	56
3.1.2 Descrição da unidade experimental	56
3.1.3 Equacionamentos das interações de energia.....	60
3.1.4 Execução do experimento	66
a) Cisterna	67
b) Bomba de circulação da água	67
c) Solo	69
d) Ambiente climatizado (AC).....	70
e) Fonte de calor.....	71
f) <i>FAN COIL</i>	72
g) Isolamento térmico.....	73
h) Câmera termográfica.....	74
i) Mangueiras de água	75
j) Sensores de temperatura RTD PT100.....	75
k) Equipamentos de aquisição e tratamento de dados	77
l) Produção de energia elétrica	78
m) Análise das incertezas	78
4. ANÁLISE DOS RESULTADOS	81
5. MODELAMENTO PARA UMA APLICAÇÃO COM BASE NOS DADOS OBTIDOS.....	99
6. CONCLUSÕES.....	101
7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	103
REFERÊNCIAS.....	104
ANEXO A - TABELA DE PROP FÍS DA ÁGUA – DENSIDADE E CALOR ESP.....	111
ANEXO B - TABELA DE PROPR. FÍSICAS DA ÁGUA – COND. TÉRM.....	112
ANEXO C - CALOR ESPECÍFICO DO AR.....	113
ANEXO D - PROPRIEDADES DO AR – COND. TÉRMICA	114
ANEXO E - CARACTERIZAÇÃO DO SOLO: ÍNDICES FÍSICOS.....	115
ANEXO F - CARACTERIZAÇÃO DO SOLO: ANÁLISE GRANULOMÉTRICA	116
ANEXO G - CARACTERIZAÇÃO DO SOLO: ANÁLISE GRANULOMÉTRICA....	117
ANEXO H – CARACTERIZAÇÃO DO SOLO: PESO ESPECÍFICO.....	118
ANEXO I – CARACTERIZAÇÃO DO SOLO: CLASSIFICAÇÃO.....	119

ANEXO J – PROPRIEDADES DA ÁGUA.....	120
ANEXO K - ESPECIFICAÇÕES DA BOMBA DE ÁGUA.....	121
ANEXO L - RELATÓRIO DO ENSAIO DE COND. TÉRMICA – P. 1 DE 2	122
ANEXO M - RELATÓRIO DO ENSAIO DE COND. TÉRMICA – P. 2 DE 2	123
ANEXO N – PROPRIEDADE TÉRMICA DO GESSO.....	124
ANEXO O – TABELA DA DISTRIBUIÇÃO DE VALORES T-STUDENT.....	125
APÊNDICE A – EQUACIONAMENTO DE AJUSTE DOS SENSORES PT100	126
APÊNDICE B – EQUACIONAMENTO DE AJUSTE DOS SENSORES PT100.....	127
APÊNDICE C – EQUACIONAMENTO DE AJUSTE DOS SENSORES PT100.....	128
APÊNDICE D – PLANILHA DE DADOS.....	129
APÊNDICE E – RELATÓRIO TERMOGRÁFICO DA PAREDE FRONTAL.....	130
APÊNDICE F – RELATÓRIO TERMOGRÁFICO DA PAREDE LAT. DIR.....	131
APÊNDICE G – RELATÓRIO TERMOGRÁFICO DA PAREDE LAT. ESQ.....	132
APÊNDICE H – RELATÓRIO TERMOGRÁFICO DA PAREDE TRASEIRA.....	133
ANEXO I – RELATÓRIO TERMOGRÁFICO DA PAREDE SUPERIOR.....	134
APÊNDICE J – RELATÓRIO TERMOGRÁFICO DA PAREDE FRONTAL - 2.....	135
APÊNDICE K RELATÓRIO TERMOGRÁFICO DA PAREDE LAT. DIR.- 2.....	136
APÊNDICE L – RELATÓRIO TERMOGRÁFICO DA PAREDE SUPERIOR -2.....	137
APÊNDICE M – GRÁFICO E EQUAÇÃO DE AJUSTE DO T_{REAL}.....	138

1. INTRODUÇÃO

A busca por um lar seguro, saudável e confortável se perde no tempo. São inúmeros os casos de construções bem-sucedidas que, para maior conforto térmico, visam o melhor aproveitamento da posição solar e do uso de materiais com características térmicas adequadas. Estas práticas remontam à introdução da arquitetura vernacular, desde quando nossos ancestrais viviam em cavernas até modelos mais recentes, onde se tem como exemplo as ruínas do povo de Mesa Verde que fica no deserto do Colorado, nos Estados Unidos (BAGNATI, 2013).

No desenvolvimento urbano, as habitações podem seguir diversos enfoques com vistas a eliminar ou reduzir os seus impactos negativos. Assim, o GBC (*Green Building Council*) sugere que o design, a construção, e a operação dos ambientes construídos estejam em harmonia com o ambiente natural. A EPA-*green buildings* (*Environmental Protection Agency*) afirma que algumas práticas, como a utilização de recursos locais e renováveis, e o design solar passivo (sistema bioclimático passivo), são práticas milenares e se mostram excelentes alternativas. Considerando ainda que a maior parte dos recursos, em especial água e energia elétrica, são consumidos durante a operação das edificações, o desenvolvimento de técnicas que minimizem o consumo dos mesmos se justifica. Neste sentido, o parlamento europeu propôs uma diretiva que tem por meta que todos os edifícios produzam sua própria energia a partir de fontes renováveis solar e geotérmica a partir de 2018 (MARQUES, 2011).

Segundo Costa (2010), a arquitetura bioclimática busca adequar o projeto e a construção das edificações ao ambiente onde estas se inserem, promovendo a melhoria das condições de conforto, enquanto minimiza o consumo de energia. Entretanto, este tipo de arquitetura impõe um desafio à criatividade e ao engenho dos seus interventores, visto que a própria disciplina se centra na busca de soluções específicas para cada contexto e situação particular, o que pode limitar sua aplicação. A partir de tal entendimento é possível concluir que a arquitetura bioclimática ainda possui limitações e desvantagens como, necessidade de áreas maiores e um maior custo na aquisição de materiais para esses tipos de construção, por exemplo (JUNIOR *et al.*, 2012).

Dentre as diversas estratégias disponíveis da arquitetura bioclimática, vários autores têm explorado o uso do sistema de troca térmica por túnel terra-ar (TA). Este sistema pode ser passivo ou ativo, ao fazer, respectivamente, uso da convecção natural (a parede trombe ou chaminé solar, por exemplo) ou de ventilação forçada. A maioria dos trocadores de calor TA consiste em dutos, ou tubos, de metal, plástico, ou concreto, enterrados, torres de admissão de

ar, sistema de proteção e controle do condensado, filtros e ventiladores (ZUKOWSKI, SADOWSKA e SAROSIEK, 2011).

Em regiões de clima extremo, o investimento em climatização e isolamento térmico é imprescindível para manter a habitabilidade das edificações. Apesar de o clima no Brasil permitir habitações com maior interação com o ambiente externo, por sacadas, varandas e janelas para ventilação natural, o Balanço Energético Nacional (EPE, 2014) mostra que houve um considerável aumento no consumo de energia, inclusive para climatização do ambiente, devido a mudanças no comportamento e ao aumento no poder de consumo, evidenciando a necessidade de se intensificar a busca por meios de reduzir o consumo de energia elétrica.

A proposta desta pesquisa é apresentar as características gerais de um sistema de climatização de edificações alimentado por energia solar fotovoltaica e geotérmica pelo uso de trocadores de calor tipo *fan coil* e trocadores de calor terra - água, visando assim a minimização do consumo de energia elétrica utilizada na climatização.

É apresentado um modelo experimental onde é avaliada a capacidade do sistema em remover determinada carga térmica de um ambiente. Além disso, objetiva-se ainda eliminar diversos fatores limitantes de caráter físico e econômico descritos por Junior *et al.* (2012), permitindo assim uma maior autonomia de projeto e construção.

1.1 ESTRUTURA DA PESQUISA

Esta pesquisa é de natureza aplicada, tem objetivo exploratório, o procedimento técnico é de caráter experimental e utiliza as abordagens qualitativa e quantitativa. A metodologia estabelecida no desenvolvimento deste trabalho divide-se em 4 etapas, que estão sintetizadas na Fig. 1.1 através de um fluxograma e são detalhadas nos itens subsequentes.

Etapa 1

Nesta etapa o tema e escopo da pesquisa foram estruturados. A pesquisa foi motivada por uma concepção empírica de se fazer uso de recursos naturais e localmente abundantes para climatizar habitações com um sistema bioclimático, sem haver necessidade do uso de energia elétrica da concessionária. A pesquisa tem início com uma análise prévia dos elementos e condicionantes envolvidos, culminando na formulação do problema. Paralelamente foram lançadas algumas hipóteses para uma possível solução, estabelecendo por fim os objetivos.

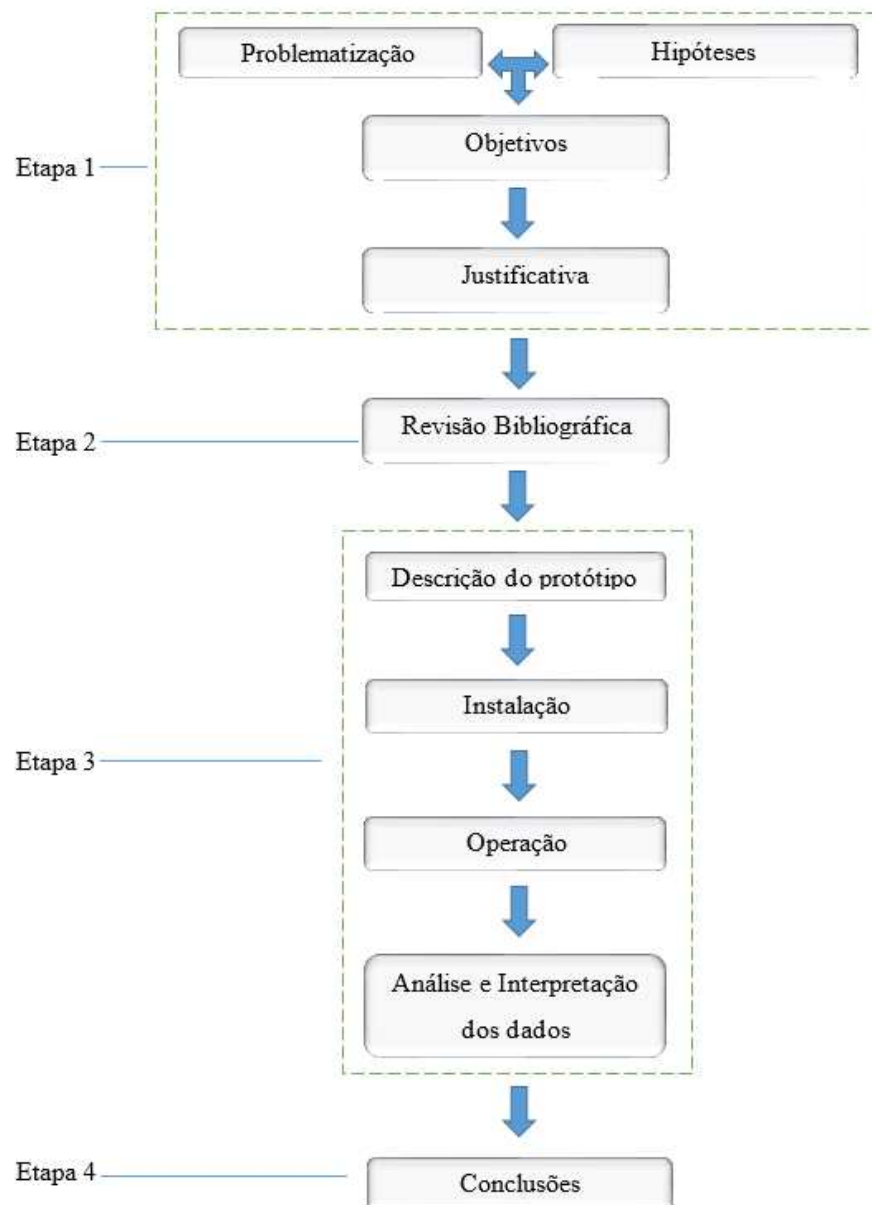


Figura 1.1 Fluxograma do trabalho

Etapa 2

Com o escopo da pesquisa definido foi realizada uma extensa revisão bibliográfica para explanação dos conceitos que envolvem o trabalho, analisando os estudos mais avançados desenvolvidos até o momento relacionados a este tema, formando o embasamento teórico e científico necessários às ações para atingir os objetivos estabelecidos.

Etapa 3

Esta etapa objetivou descrever e implementar o modelo experimental, além de apresentar os materiais utilizados para montagem e instalação da unidade experimental, descrição dos instrumentos e das metodologias utilizados para efetuar a coleta de dados para análise do desempenho do sistema.

1.2 PROBLEMATIZAÇÃO

O consumo de energia elétrica para aquecimento e refrigeração é um dos principais componentes do consumo residencial. É previsto que equipamentos de ar condicionado serão responsáveis por uma demanda insustentável por energia até 2020 (IPCC, 2014).

Neste contexto e na busca por alternativas, formulou-se a seguinte pergunta: “É possível minimizar ou mesmo eliminar o consumo de energia elétrica convencional para climatizar edificações no clima brasileiro através do uso de energias locais renováveis, como a solar fotovoltaica e geotérmica? ”.

1.3 HIPÓTESE

A temperatura do subsolo a determinada profundidade se encontra na temperatura média do clima local e sofre pouca oscilação durante o dia e ano (MIHALAKAKOU *et al.*, 1995; WU, Wang e Zhu, 2007; Chel e Tiwari, 2010). O uso desta inércia térmica como fonte potencial de energia para climatizar habitações há muito tempo tem sido objeto de estudo. Com relação ao aquecimento, Kwork e Grondzik (2007) apontam que o melhor aproveitamento é esperado em cidades com média de temperatura anual entre os 13 °C e 18 °C. Já para resfriamento, nenhuma convenção precisa foi encontrada, porém sabe-se que quanto menor for a temperatura do subsolo no período mais quente e maior a amplitude de temperatura do ar externo, melhor será o desempenho do sistema.

O território brasileiro está sujeito a diferentes condições climáticas que são divididas em diversas regiões bioclimáticas, sendo que para cada região existe uma solução adaptativa específica na busca da climatização de edifícios (LAMPERTS, DUTRA e PEREIRA, 20?). O solo tem, em cada uma destas regiões, características particulares de composição e, conseqüentemente, comportamento térmico. O conhecimento do comportamento deste em relação ao clima e a interação com sistemas de refrigeração é essencial para o estudo de seu aproveitamento como fonte ou sumidouro de calor na climatização de edificações.

O solo tem temperatura estável a determinadas profundidades devido a sua baixa condutividade térmica. Isso também limita sua capacidade de fornecer ou absorver calor nos trocadores (TA) enterrados, pois, como ambos tendem ao equilíbrio térmico, a superfície dos dutos tende a temperatura do ar. Buscando diminuir esta e outras limitações, é feito o uso de reservatórios de água enterrados que, além da água possuir maior capacidade de troca térmica que o ar, armazenam energia térmica (DINCER, 2002). A água tem uma capacidade de troca térmica muito superior à do solo, o que permite um rápido condicionamento do ambiente com menor tamanho de estrutura instalada. Ao mesmo tempo a área de troca térmica entre a cisterna e o solo deve ser grande o suficiente para dissipar o calor absorvido sem prejuízo para o desempenho do sistema.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 **Objetivo Geral**

Avaliar por meio de uma unidade experimental o potencial de climatização de um sistema terra-água-ar, que faz uso da energia geotérmica e solar fotovoltaica.

1.4.2 **Objetivos Específicos**

- a) analisar o solo do local do experimento com base nas trocas térmicas;
- b) construir uma unidade experimental para obter dados para validação do sistema;
- c) analisar o comportamento térmico no interior do AC;
- d) determinar a capacidade de troca térmica no *fan coil*;
- e) prever um sistema fotovoltaico para alimentação da bomba de circulação de água e do ventilador do experimento.

1.5 JUSTIFICATIVA

O aproveitamento da estabilidade térmica do solo poucos metros abaixo da superfície para a climatização de ambientes é uma técnica antiga para adquirir conforto térmico (MUSSKOPF, 2006). Diversos autores têm avaliado o desempenho de diferentes formas construtivas, tanto passivas quanto ativas, buscando a melhor solução para os mais diversos climas. Letti (2012) propõe a construção de uma casa protegida pela terra, e Vettorazi *et al.* (2010) avaliam o uso de ambiente subterrâneo, sendo que, estes dois são exemplos de

estratégias passivas. A maior parte das obras está, no entanto, focada no sistema de troca de calor por dutos enterrados Terra/Ar (TA), onde são adotadas técnicas passivas e ativas, ciclo de ar aberto e fechado, com trabalhos de modelamento matemático e experimentais, onde são citados os autores como Schulz (2011), Wu *et al.* (2007), Zukowski *et al.* (2011), Bansal *et al.* (2009), Lee e Strand. (2007), Tiwari *et al.* (2014), Bisoniya *et al.* (2014). Já, Choorapulakkal e Noguchi (2014) e Deng *et al.* (2011) realizaram estudos sobre a troca de calor com os tubos submersos em reservatório com água. Em síntese, os autores obtiveram resultados satisfatórios, cuja qualidade varia de acordo com o local e o método utilizados. A arquitetura passiva, apesar das inúmeras vantagens, fica restrita a locais específicos e, ou, a projetos arquitetônicos mais elaborados. Isso explica porque o aumento de trabalhos de pesquisa voltada sistema TA no método ativo. Este campo tem apresentado bons resultados, onde alguns pesquisadores desenvolveram modelos capazes de reduzir, ou até mesmo suprir, a demanda por energia elétrica para climatização. No entanto, a troca de calor por dutos enterrados é dependente da relação entre os coeficientes de transferência térmica do solo e do coeficiente térmico do ar dentro do tubo. Assim, a área de contato do ar com a parede do tubo, a velocidade do ar e a vazão volumétrica de ar são fatores críticos nesta técnica. Para aumentar a área de contato é necessário uma grande extensão de tubos, aumentando a necessidade de potência de ventiladores instalados. Outros fatores que pesam na limitação deste método são; a necessidade de grande área no terreno para os tubos, manutenção e limpeza dos tubos devido a risco de problemas patogênicos, por exemplo.

O sistema de troca térmica ativa terra-água-ar busca vencer as restrições impostas pelo modelo TA. O método faz uso da cisterna enterrada que necessita de uma área menor para ser instalada, viabilizando projetos mesmo em propriedades menores de áreas urbanas. Neste sistema não existe contato do ambiente interno com o ambiente externo como ocorre nos túneis enterrados. Diferente do ar, que tem características de isolamento térmico, a água é um excelente meio de transporte de calor e tem ainda a capacidade de armazenar uma grande carga térmica. Como os dois meios (solo e água) buscam o equilíbrio térmico por condução, a tendência é que a água se mantenha na temperatura do solo enquanto troca calor com o ambiente interno.

1.6 ESTRUTURA DO TRABALHO

Esse trabalho está estruturado em cinco capítulos. No capítulo 2 é feita uma revisão bibliográfica que apresenta um breve panorama do uso de recursos energéticos para

refrigeração, seguido por alguns conceitos em geotermia e trocadores de calor geotérmico, pelo conhecimento da distribuição do calor no globo e a transferência do calor no solo como fundamentos para o aproveitamento deste recurso, apresentando ainda as equações do fluxo de calor no solo. Apresenta o estado da arte em sistemas de troca térmica TA que trazem o embasamento necessário no aproveitamento do solo para climatização. Em seguida é feita uma breve introdução sobre geração de energia elétrica fotovoltaica para sistemas isolados.

O capítulo 3 descreve a metodologia e os materiais empregados no desenvolvimento, instalação e operação da unidade experimental. A análise dos resultados obtidos é apresentada e discutida no capítulo 4. Por fim, o capítulo 5 relata as conclusões, considerações finais e sugestões para trabalhos futuros.

1.7 DELIMITAÇÕES DO TRABALHO

O solo é considerado como uma massa homogênea e com temperatura constante. Os algoritmos que descrevem seu comportamento térmico já se encontram bem desenvolvidos e não é pretensão deste estudo elaborar novas formas de cálculos.

A importância da localização geográfica, devido a diferentes zonas bioclimáticas, assim como a importância do tipo de cobertura do solo e sua caracterização são reconhecidas, mas estas variáveis não foram inteiramente avaliadas anteriormente a construção da unidade experimental. Apenas considerou-se a temperatura média ambiente INMET, 2015 e estudos da temperatura do solo de Porto Alegre de Schulz, 2011.

A água da cisterna se encontra em estado natural e é utilizada como fluido de transporte de calor.

Não são avaliados neste estudo níveis de ocupação, renovação do ar ou outras variáveis do ambiente construído.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo são abordados os principais conceitos encontrados na bibliografia existente até o momento e considerados relevantes para o embasamento da pesquisa.

2.1 CONSUMO ENERGÉTICO RESIDENCIAL

A geração, distribuição e consumo de energia elétrica são elementos vitais para a manutenção da estrutura social moderna, tanto que o aumento do consumo de energia vem sendo associado a um cenário econômico favorável e com a melhoria da qualidade de vida das populações. Contudo, o crescimento do PIB e as conquistas sociais, ao trazerem mais qualidade de vida, trazem como ônus um maior consumo de bens e de energia com reflexos negativos, como a possibilidade do esgotamento dos recursos utilizados para a produção de energia, ou o impacto ambiental que esta produção de energia gera. Outro ponto negativo são os altos custos da construção de novas usinas hidrelétricas para geração de energia elétrica. A tendência de aumento do consumo de energia elétrica é uma realidade, e ela está evidenciada por levantamentos feitos sobre cenários a níveis global e nacional, conforme segue.

2.2 CONSUMO DE ENERGIA RESIDENCIAL NO MUNDO

No ano de 2010, o setor residencial contabilizou 117 Exajoules (EJ), ou seja, 51% do consumo global de eletricidade (LUCON, *et al.*, 2014). De acordo com o relatório, as emissões do setor residencial mais que dobraram desde 1970 alcançando 9,18 GtCO₂eq (Giga toneladas equivalentes a CO₂) em 2010, representando 19% de todas emissões globais de gás de efeito estufa (GEE). No entanto, a maior parte destas emissões (6,02 Gt) são emissões indiretas de CO₂ pelo uso de eletricidade nas edificações, sendo que no período de 1970 a 2010 estas emissões quintuplicaram para o uso residencial e quadruplicaram no uso comercial.

De acordo com a EIA (2013), em 2010, as edificações já contabilizavam 32% do total global no uso da energia final, sendo 24% no setor residencial e 8% no comercial, totalizando 32,7 PWh conforme indica a Fig. 2.1. Se a tendência atual persistir, até 2050 estima-se que o uso de energia nas edificações residenciais e comerciais aumente de duas a três vezes, especialmente devido à grande quantidade de pessoas que ainda não têm acesso a moradia e eletricidade, e à medida que essas necessidades são providas, o consumo de energia é

fortemente impactado. Além disso, migração e diminuição do tamanho das residências e do número de moradores por habitação também contribuem para o aumento da demanda.

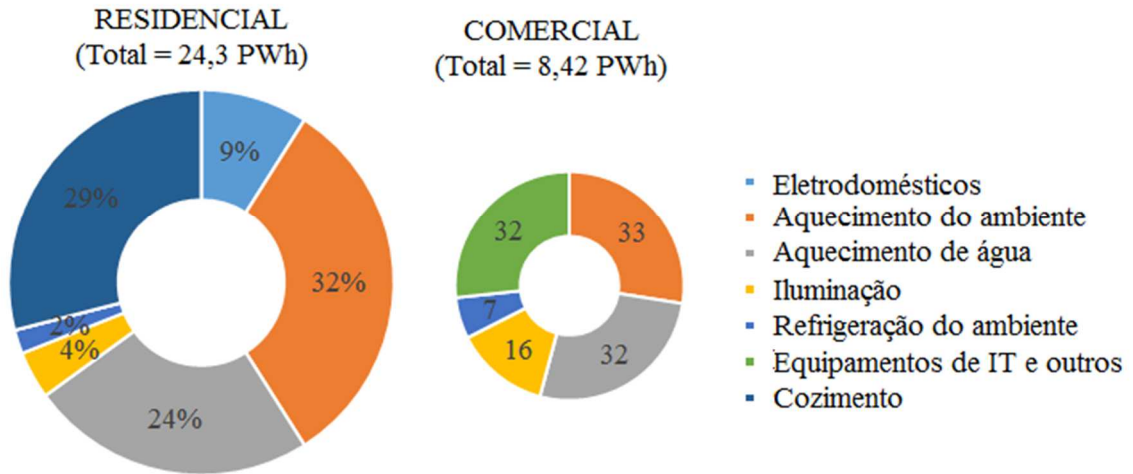


Figura 2.1: Consumo final de energia em edificações em 2010. Fonte: Adaptado de EIA, 2013

A energia utilizada para aquecimento e refrigeração em edificações residenciais e comerciais têm previsão de crescimento entre 79% e 84% no período de 2010 a 2050. Estes valores podem ser observados na Fig. 2.2, pela linha preta no gráfico, que tem como marco 100% em 2010 para ambos os casos.

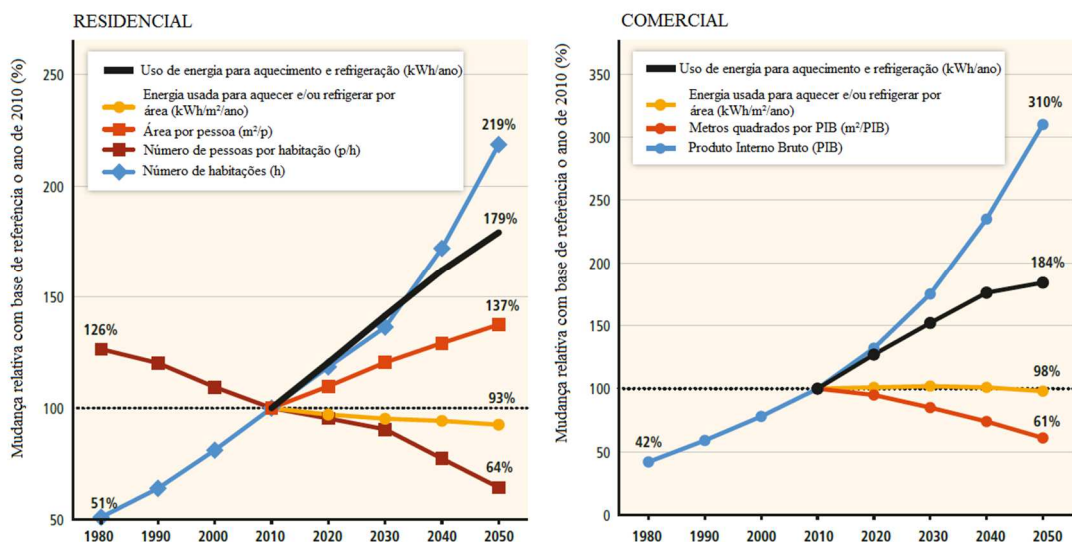


Figura 2.2: Tendências dos diferentes fatores de consumo em aquecimento e refrigeração para edificações residenciais e comerciais. Fonte: Adaptado de IPCC, 2014

O rápido desenvolvimento econômico e a urbanização vêm intensificando a construção de edificações nos países emergentes (WBCSD, 2009). A expansão urbana nessas regiões representa tanto um risco significativo quanto uma oportunidade na perspectiva da mitigação de impactos. Em resumo, planejar as edificações representa uma ferramenta crítica para um futuro de baixo carbono e um desafio global para a integração com o desenvolvimento sustentável.

A adoção de medidas mitigadoras através do planejamento estratégico com a adoção de opções tecnológicas, práticas de design e mudanças comportamentais podem apresentar uma grande redução no consumo de energia nas edificações, variando de 50% a 90% nas construções novas e 50% a 75% nas edificações existentes conforme Lucon *et al.* (2014). A Fig. 2.3 mostra dois cenários da demanda anual da energia final, sendo o da esquerda com o uso da tecnologia atual e à direita com a adoção de tecnologias mitigadoras, avaliado por diversas entidades.

O uso da energia para refrigeração está crescendo rapidamente em muitas regiões quando, pelo uso de métodos de conservação de energia, os aparelhos eletromecânicos não seriam necessários. Estudos realizados mostram que com um bom design, condições de conforto podem ser obtidas para mais de 80% do tempo (e mais próximo a 100% do tempo quando ventiladores são utilizados) sem a necessidade de condicionamento mecânico em climas relativamente quentes e úmidos como no sul da China (JI, LOMAS e COOK, 2009); (ZHANG e YOSHINO, 2010); (LIN e CHUAH., 2011).

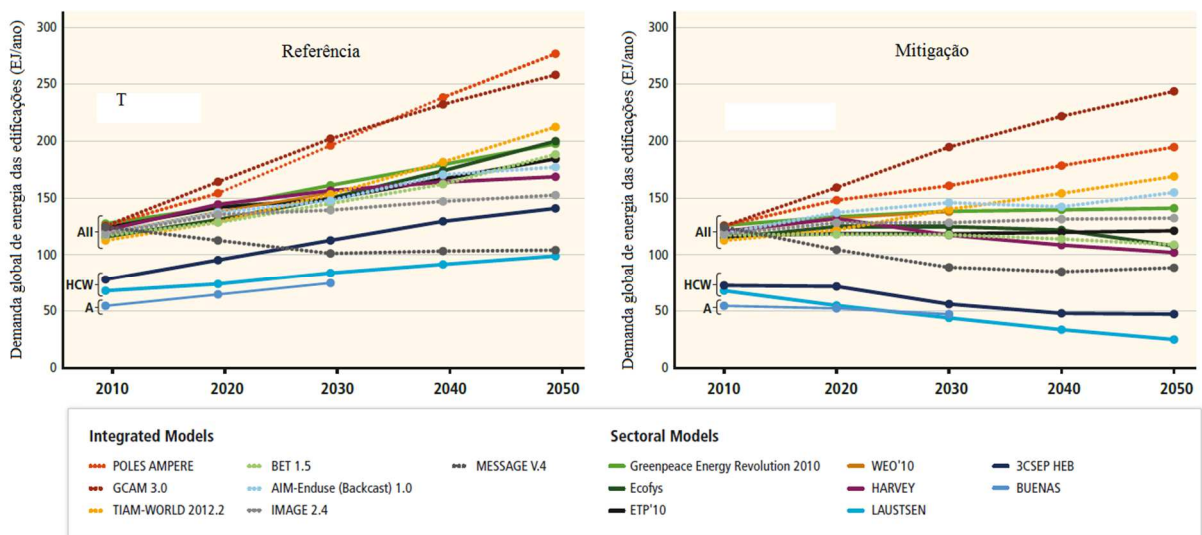


Figura 2.3: Demanda anual de energia final no setor de construção civil em 2050. Na esquerda a tendência atual e na direita projeção de cenário com melhorias. HCW=aquecimento, refrigeração e água quente; A=eletrodomésticos e iluminação. Fonte: (IPCC, 2014)

2.3 CONSUMO DE ENERGIA RESIDENCIAL NO BRASIL

Conforme mostra a Tab. 2.1 e a Fig. 2.4, o setor residencial foi o quarto em termos de maior demanda por energia em 2010, com 23.562 mil tep (toneladas equivalentes em petróleo) (ou 9,8% da demanda total) (TOLSMASQUIM, *et al.*, 2014).

Tabela 2.1: Demanda por energia residencial no Brasil Fonte: (EPE, 2013c)

Consumo de energia por segmento	1990	2000	2010	2012
Setor residencial (10 ³ tep)	18.048	20.688	23.562	23.761
Setor residencial (% da demanda total)	14,2%	12,0%	9,8%	9,4%

A Figura 2.5 representa a correlação entre consumo energético, consumo das famílias, consumo de eletricidade e número de domicílios em relação a um número índice em percentual, que no ano de 1990 equivale a 100%. Assim, o consumo de eletricidade que, por exemplo, em 1990 equivale a 100 no número índice e em 2012 equivale a 240, significa que houve um aumento de 140% no consumo de eletricidade. No gráfico, percebe-se forte correlação entre a demanda de eletricidade e o consumo das famílias. No período compreendido entre 1994 e 2000 ocorre um crescimento fora do padrão que é decorrente do lançamento do plano Real (plano econômico), onde é verificado um incremento no consumo das famílias (em 1995 o consumo das famílias já era 21% superior ao nível de 1990). Nesse período houve um aumento significativo no consumo de eletrodomésticos com consequente aumento no consumo de energia, chegando a 72 pontos acima do ponto de referência em 1990. No entanto, a partir de 2000, uma crise de eletricidade impôs um racionamento de energia, reduzindo significativamente o nível de consumo, evidenciando a correlação entre consumo das famílias e o consumo de eletricidade, apresentando após 2002 uma trajetória crescente com média de 2,1% ao ano, o que fez com que o consumo aumentasse de 128 kWh/mês/domicílio em 2003 para 156 kWh/mês/domicílio em 2012.

O uso cativo é a maior parcela no uso de eletricidade e inclui todos os eletrodomésticos de uso regular (geladeira, televisão, DVD, entre outros), além das lâmpadas incandescentes e fluorescentes. Na sequência, tem-se o uso de energia para aquecimento de água que nos dois anos avaliados representava 7% da demanda, e por último está o uso final da energia para climatização, representando 1% e 2% respectivamente para 2005 e 2010 (Fig. 2.6).

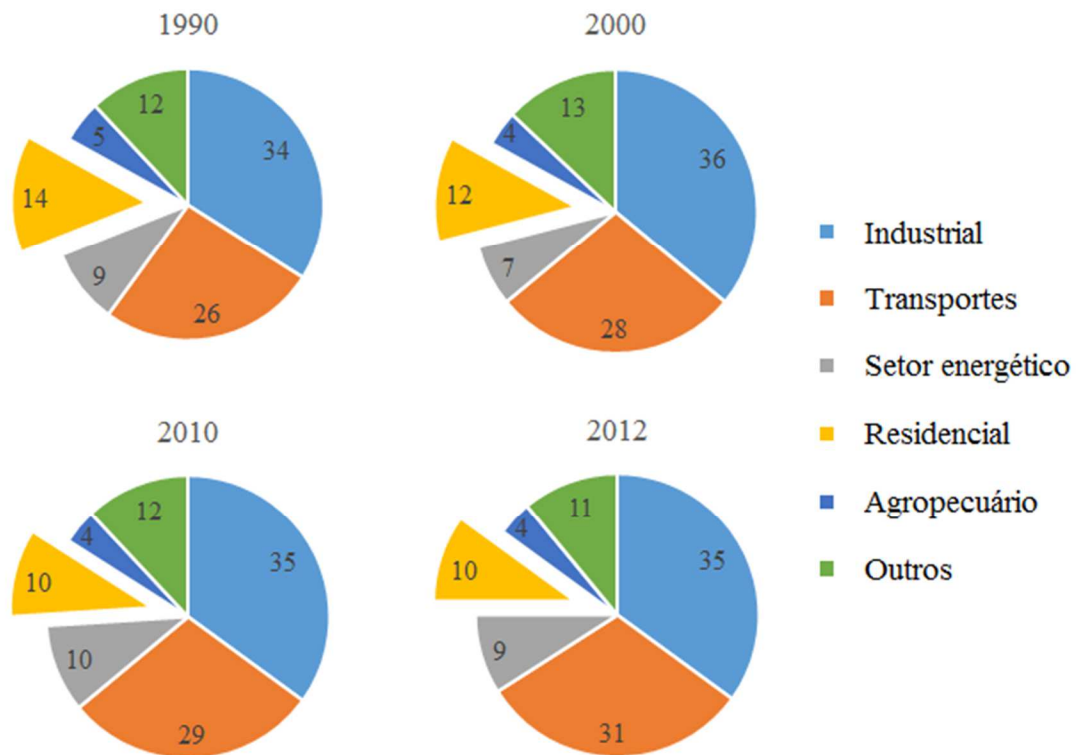


Figura 2.4: Consumo final de energia do setor residencial. Fonte: (MME, 2014)

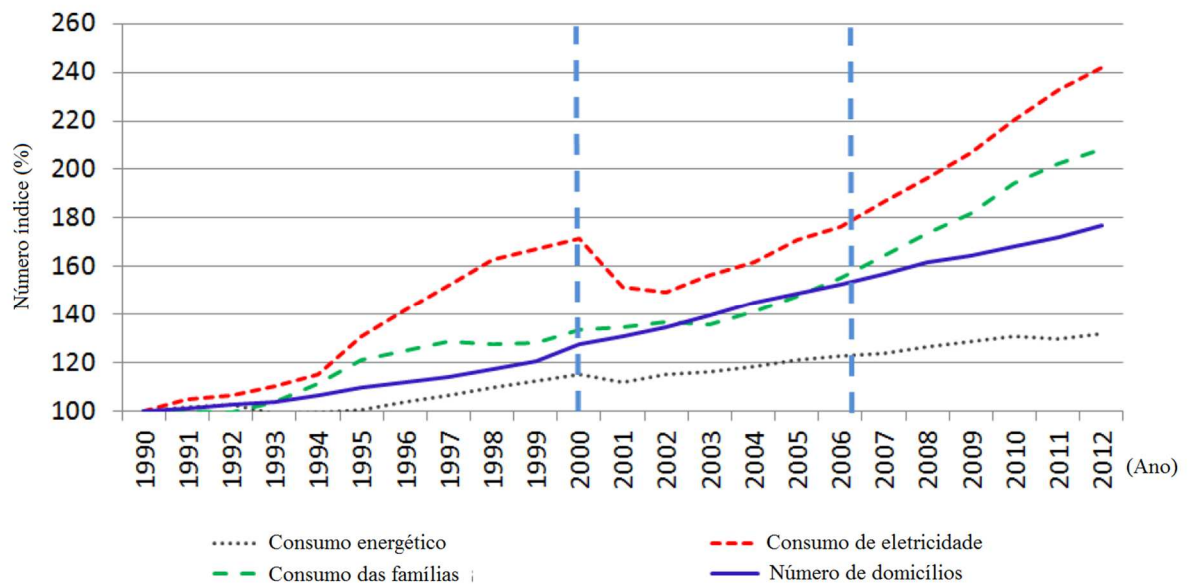


Figura 2.5: Evolução do número-índice do consumo residencial de energia e eletricidade, do consumo das famílias e do número de domicílios (1990=100%). Fonte: (MME, 2014)

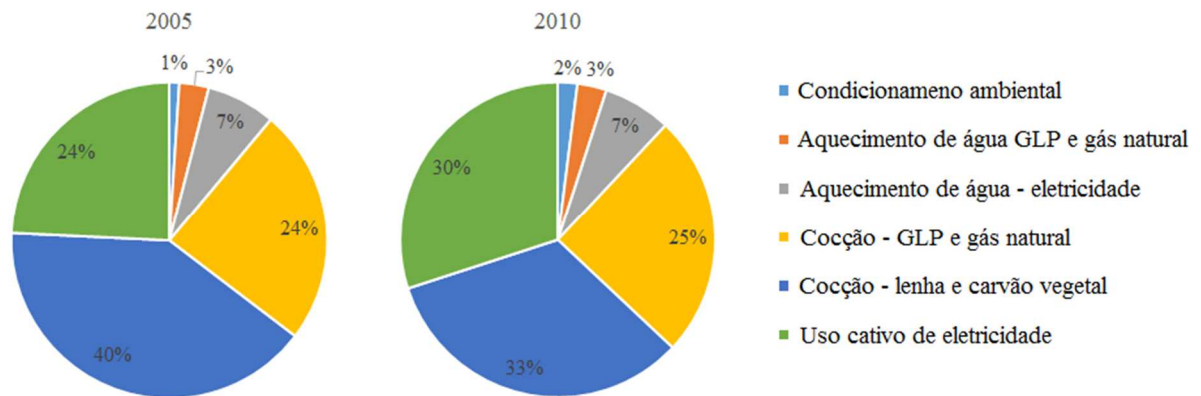


Figura 2.6: Demanda por energia residencial por uso final. Fonte: (MME, 2014, estimativa)

Em 2005, a obtenção de conforto térmico pelo uso de condicionadores de ar demandou 106 kWh/domicílio, representando 5,69% do consumo global no período. Em 2012, o consumo de energia para o mesmo fim passou para 150 kWh/domicílio, um incremento de 41,5% no segmento, com 6,91% de participação da energia total consumida em 2012 (Fig. 2.7). O condicionamento do ar envolveu um aumento médio de 44 kWh/domicílio.

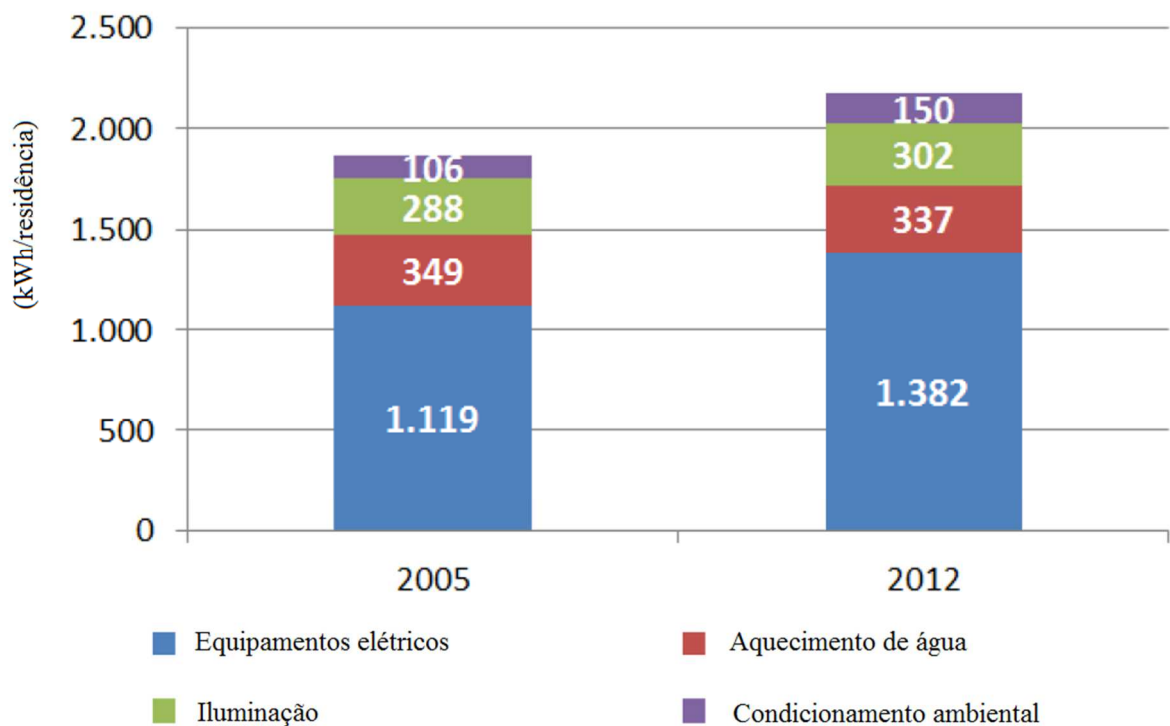


Figura 2.7: Consumo elétrico residencial por uso final. Fonte: (MME, 2014, estimativa)

2.4 DISTRIBUIÇÃO DO CALOR NO GLOBO

A temperatura do solo, como uma das componentes da distribuição do calor no globo, depende de diversos fatores como constituição física, nível de umidade, posição geográfica, quantidade de luz solar incidente e tipo de cobertura por exemplo. O entendimento dos mecanismos de distribuição da temperatura no globo faz parte do processo de avaliação das tecnologias de eficiência energética para sistemas naturais no condicionamento do ar por aquecimento, refrigeração e ventilação.

O Sol é a principal fonte de energia, a qual é transmitida até a Terra na forma de micro-ondas, sendo transformada nas outras formas de energia, como calor e cinética da circulação atmosférica. Parte desta energia é absorvida e aprisionada pelo efeito estufa e parte é dissipada de volta para o espaço, sendo este o balanço de energia que propicia a vida no planeta. Entretanto, a energia que fica no globo não é igualmente distribuída devido a diversos fatores, e essa distribuição de energia não uniforme é responsável pela variedade de climas na Terra (SILVA e SOUZA, 1999).

Silva e Souza (1999), listam os principais fatores que influenciam na variação da temperatura do globo como sendo: índice de radiação solar; advecção¹ de massas de ar; correntes oceânicas; altitude; e posição geográfica. Portanto, a temperatura observada em dada região é consequência da interação entre esses fatores, ocorrendo assim gradientes de temperatura. Pode-se afirmar que esses gradientes estão intimamente ligados a quatro elementos: a latitude, o solo, a água e o ar.

2.5 CARACTERIZAÇÃO DO SOLO

Segundo Streck *et al.* (2008), o solo é um recurso natural lentamente renovável e que é formado pela decomposição de rochas e sedimentos pela ação das intempéries e dos organismos vivos, ao longo do tempo. Nele se sustenta a flora e a fauna, e é componente vital do ecossistema onde ocorrem processos e ciclos de transformações físicas, químicas e biológicas, sendo ainda a fundação para obras de engenharia.

¹ Transmissão do calor pelo deslocamento de massa atmosférica no sentido horizontal.

A diversidade geológica, climática e de relevo deram origem aos mais variados tipos de solos, distribuídos nas diferentes paisagens (regiões) e diferentes profundidades (perfis do solo) devido aos processos pedogenéticos. A caracterização do solo é feita pela coleta de amostras do perfil, sendo submetidas a análises de laboratório padronizadas (STRECK, *et al.* 2008).

A maioria dos solos consiste em quatro componentes e três fases. Os quatro componentes incluem sólidos inorgânicos, sólidos orgânicos, água, e ar, compondo as fases sólida, líquida e gasosa. Os componentes inorgânicos são derivados do material de origem, os orgânicos derivam de plantas e animais, os líquidos consistem em uma diluição em solução aquosa dos compostos orgânicos e inorgânicos, e a componente gasosa do solo compreende o ar numa mistura principalmente de nitrogênio e oxigênio, com traços de dióxido de carbono, metano, óxido nitroso entre outros (LAL e SHUKLA, 2004).

Para melhor compreender a inter-relação entre a massa, o estado de energia dos componentes e as fases como entidades dinâmicas, são feitas as avaliações das propriedades físicas e dos processos no solo. No estudo das propriedades físicas do solo são avaliadas a textura, a estrutura, retenção de água, etc. Na caracterização dos processos são avaliados, por exemplo, a difusividade, a condutividade, e a capacidade térmica.

2.6 DINÂMICA TÉRMICA NOS SOLOS

O solo pode ser considerado um reservatório térmico, servindo como fonte ou como sumidouro de calor, dependendo das variáveis envolvidas. A capacidade do solo em transferir calor por condução depende de suas propriedades térmicas (BISONIYA *et al.*, 2014).

As propriedades diretamente envolvidas no transporte e armazenamento de calor são:

a) Condutividade térmica, que é a propriedade do meio em transferir calor, ou seja, define a quantidade de energia térmica que o solo pode transferir por segundo a uma distância de 1 metro, quando a diferença de temperatura nessa distância for de um Kelvin (1 K); e,

b) Calor específico, que é a quantidade de energia térmica que 1 kg ou 1 m³ de solo necessita para aumentar a temperatura de um Kelvin (1 K) (PREVEDELLO, 2010).

Em outras palavras, o calor específico do solo reflete a sua capacidade de atuar como um reservatório de energia, enquanto a condutividade reflete a sua capacidade de transferir calor. Conseqüentemente, o tempo requerido para um determinado solo aumentar ou diminuir a sua temperatura depende de como o calor é transferido e do calor específico de cada fase constituinte (sólida, líquida e gasosa). A Tab. 2.2 traduzida e adaptada do manual da Ashrae 2011 traz as propriedades térmicas de alguns tipos de solos.

O regime térmico do solo é inicialmente afetado pela incidência de radiação solar admitida e refletida, bem como das propriedades térmicas dos elementos que o constituem. A presença de cobertura artificial ou vegetal, irrigação e drenagem, compactação da superfície são outros fatores que influenciam a dinâmica térmica nos solos (BAVER, GARDNER e GARDNER, 1972).

Tabela 2.2: Propriedades de constituintes do solo. Fonte: Adaptado de ASHRAE Handbook, 2011

	Densidade seca kg/m ³	Condutividade W/(mK)	Difusividade x 10 ⁷ (m ² /s)
Solos			
Terra pesada, 15% água	1925	1,4 a 1,9	4,86 a 7,06
5% água	1925	1,0 a 1,4	5,44 a 7,06
Terra Leve, 15% água	1285	0,7 a 1,0	6,36 a 5,44
5% água	1285	0,5 a 0,9	6,48 a 6,48
Areia pesada, 15% água	1925	2,8 a 3,8	9,72 a 12,73
5% água	1925	2,1 a 2,3	10,76 a 16,20
Areia leve, 15% água	1285	1,0 a 2,1	5,44 a 10,71
5% água	1285	0,9 a 1,9	6,36 a 11,38
Rochas			
Granito	2650	2,3 a 3,7	9,72 a 15,04
Calcário	2400 a 2800	2,4 a 3,8	9,72 a 15,04
Arenito	2570 a 2730	2,1 a 3,5	7,23 a 12,73

2.7 GEOTERMIA

A palavra Geotermia é formada por raízes gregas e significa “o estudo do calor interno da terra”. Seus componentes léxicos são: *geo* (terra) e *thermos* (calor), mais o sufixo *-ia* (qualidade). Ainda, de acordo com a Ecoforest (2016), a energia geotérmica é uma das fontes de energia mais eficientes e menos conhecidas. Trata-se de uma energia de produção contínua que se encontra armazenada abaixo da superfície terrestre sob a forma de calor a uma temperatura constante por todo o ano.

Costa (2008) estuda o aproveitamento passivo e ativo da geotermia para aquecimento e arrefecimento de edificações. Ele sugere a utilização da capacidade térmica do solo para dissipação ou ganhos de calor, já que no período do verão, a temperatura deste se encontram inferiores em relação a temperatura do exterior e no Inverno, as temperaturas do solo são superiores permitindo o aquecimento do interior.

2.8 TROCADOR DE CALOR GEOTÉRMICO

O trocador de calor geotérmico tem sido utilizado para climatização natural tanto de edificações residenciais, bem como ambientes com fins industriais e agrícolas. Dutos subterrâneos permitem que a temperatura do ar do edifício seja controlada pela geotermia sem o uso de eletricidade ou outra fonte de energia não renovável.

Um método de climatização natural muito conhecido é o túnel canadiano, uma invenção de origem Canadense que foi adotado por diversos países da Europa central, como França por exemplo, podendo assumir diversas configurações construtivas. Este sistema de troca de calor tem sido usado para o amortecimento da oscilação diária ou anual da temperatura, evitando desta forma os picos de frio ou calor. Poço canadiano, poço provençal, permutador/trocador de calor solo - ar (ou terra - ar), ventilação geotérmica passiva são alguns nomes atribuídos a este sistema de troca térmica.

Embora derivações construtivas tenham sido aplicadas ao passar dos séculos em formas mais ou menos tradicionais, nas últimas décadas manifestações desta técnica surgem revitalizadas na Europa com construções e análises críticas de projetos pilotos e instalações demonstrativas, bem como o surgimento de ferramentas de simulação e esquemas tabelados para engenheiros (HOLLMULLE, *et al.*, 2007).

2.8.1 Transferência de calor no solo

A modelagem da temperatura do solo em função do tempo e da profundidade requer conhecimento do balanço de energia na superfície e de suas propriedades térmicas, como condutividade térmica (k) e capacidade térmica (ρC_p), que juntas representam a difusividade térmica do solo (α) (LIER e DURIGON, 2012).

Para determinar o calor específico do solo, por se tratar de um sistema multicomponente, é preciso somar os calores específicos de seus constituintes. O calor específico pode ser expresso em termos gravimétricos ou volumétricos. A soma das fases constituintes do solo para determinar o calor específico gravimétrico é dada pela Eq. 2.1.

$$C_{gs} = C_{gm}f_{gm} + C_{g_{or}}f_{g_{or}} + C_{g_{ag}}f_{g_{ag}} + C_{g_{ar}}f_{g_{ar}} \quad (2.1)$$

onde C_{gs} representa o calor específico gravimétrico do solo, f_g representa as frações gravimétricas, e g , m , or , ag , ar , representam respectivamente *gravimétrico*, *mineral*, *orgânica*,

água e ar. O componente ar na prática é desconsiderado, pois a fração gasosa é desprezível e o calor específico do ar é também relativamente baixo.

Para o calor específico volumétrico do solo, toma-se a Eq. 2.2 com base no volume, expresso por:

$$C_{vs} = C_{gm}f_{vm}\rho_{pm} + C_{g_or}f_{v_or}\rho_{p_or} + C_{g_ag}f_{v_ag}\rho_{ag} + C_{g_ar}f_{v_ar}\rho_{ar} \quad (2.2)$$

onde C_v representa o calor específico volumétrico do solo, f_v representa a fração volumétrica e ρ_p é a massa específica das partículas. A componente gasosa é desprezada pelas mesmas razões do calor específico gravimétrico.

A Tabela 2.3 traz alguns valores típicos de calor específico C_g , e peso específico ρ_p das frações constituintes do solo.

Tabela 2.3: Valores típicos para calor específico C_g das frações do solo e peso específico ρ_p .
Fonte: Adaptado de Prevedello, 2010

FRAÇÕES	C_g $Jkg^{-1}K^{-1}$	ρ_p kgm^3
Mineral	712	2650
Orgânica	1926	1400
Água	4186	1000
Ar	1005	1,3

2.8.2 Equações do fluxo de calor no solo

Prevedello, 2010 descreve a equação diferencial da densidade de fluxo de calor no solo pela análise da continuidade da energia térmica num determinado volume de controle no solo (ΔV), de área de base ($\Delta x \Delta y$), onde é considerado um regime transiente nas três dimensões conforme indicado na Fig. 2.8.

O fluxo de calor no solo para as três dimensões é dado pela equação de Fourier, que pode ser expressa pela Eq. 2.3.

$$q_{x,y,z} = -k \frac{\partial T_{solo}}{\partial x,y,z} \quad (2.3)$$

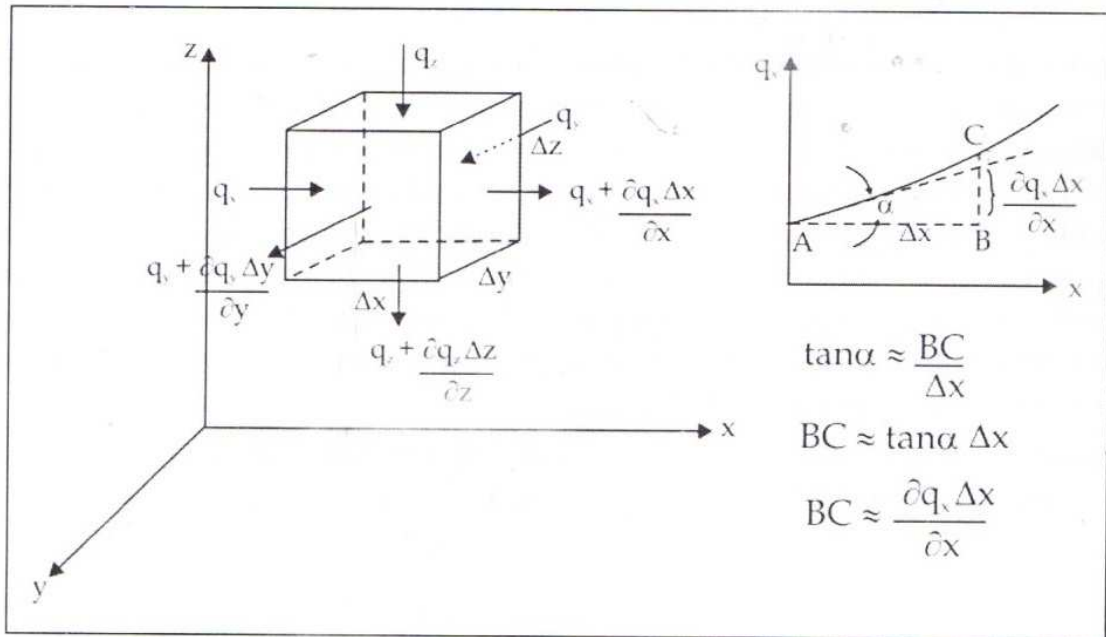


Figura 2.8: Representação dos componentes vetoriais de um solo na distribuição do fluxo de calor. Fonte: Prevedello, 2010

onde q é o fluxo de calor no solo, k é a condutividade térmica, T_{solo} é a temperatura do solo, ∂ indica a diferencial parcial da componente e os subíndices x, y e z , são as componentes que indicam as direções do fluxo de calor.

Para um solo homogêneo, isotrópico e com conteúdo de água constante, o valor da condutividade térmica independe da posição, ou seja, k é constante, e a equação diferencial geral que governa o calor no solo por meios porosos em regime transiente pode ser expressa pela Eq. 2.4

$$C_v \frac{\partial T_{solo}}{\partial t} = k \frac{\partial^2 T_{solo}}{\partial x^2} + k \frac{\partial^2 T_{solo}}{\partial y^2} + k \frac{\partial^2 T_{solo}}{\partial z^2} \text{ ou } \frac{\partial T_{solo}}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T_{solo}}{\partial x^2} + \alpha \frac{\partial^2 T_{solo}}{\partial y^2} + \alpha \frac{\partial^2 T_{solo}}{\partial z^2}, \quad (2.4)$$

pois,

$$\frac{k}{C_v} = \alpha = \frac{k}{\rho C_p}$$

(2.5)

onde α é a difusividade térmica.

Considerando que a densidade de fluxo de calor ocorre somente na direção z , a Eq. 2.6 representa a equação geral para esta componente particular, podendo ser expressa por:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = C_v = k \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}, \quad \text{ou} \quad \frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (2.6)$$

2.8.3 Variação da temperatura no solo

A variação da temperatura no solo é consequência das propriedades térmicas do meio, das condições meteorológicas, da intensidade de radiação incidente, da constituição do meio e do tipo de cobertura existente sobre o meio.

A Equação 2.3, de Fourier, ao ser rearranjada como $\frac{q_z}{-k_z} = \frac{\partial T}{\partial z}$, mostra que a variação da temperatura é diretamente proporcional à densidade do fluxo de calor, inversamente proporcional à condutividade térmica do meio e é tanto maior quanto menor a profundidade. A Fig. 2.9 mostra esquematicamente a variação da temperatura conforme a profundidade e com duas coberturas, A e B, de condutividades térmicas diferentes, em que A é um matéria de alta condutividade e B um material com baixa condutividade. Observa-se que coberturas com baixa condutividade térmica têm efeito isolante térmico e desenvolvem perfis de temperatura mais amenos em profundidade, embora possam ser grandes na cobertura. Já, os materiais com alta condutibilidade B, sofrem pouca variação na superfície e temperaturas mais altas em profundidade.

Portanto, o ganho de calor natural do solo é diretamente dependente da intensidade de radiação líquida recebida durante o dia, variando na mesma frequência daquela imposta pela radiação na superfície, de forma senoidal, podendo ainda variar de solo para solo. A amplitude da variação da temperatura, no entanto, diminui com a profundidade, sofrendo ainda um atraso na propagação, comparado à superfície. O gráfico da Fig. 2.10 evidencia essa variação para um solo homogêneo em diferentes perfis, tendendo a desaparecer em profundidades acima de 0,4 m. A condutividade térmica aumenta com o aumento do teor de umidade e com a compactação. Assim, como a capacidade térmica é constante, a difusividade é aumentada.

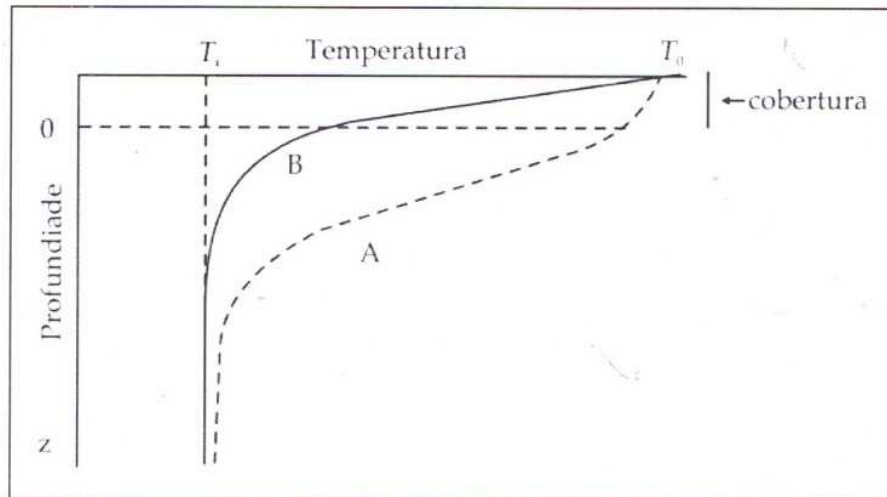


Figura 2.9: Gradiente de temperatura do solo em função da profundidade e tipo de cobertura. Fonte: Prevedello, 2010

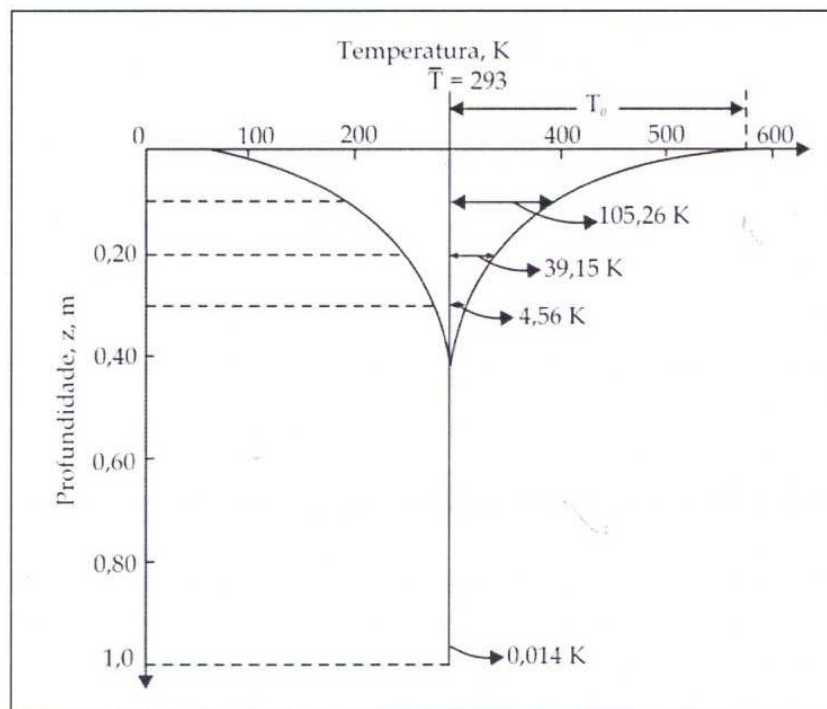


Figura 2.10: Representação gráfica da Equação 11 - Amplitude de oscilação da temperatura com a profundidade, para difusividade de $3,72 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2\text{s}^{-1}$, $T_0 = 283 \text{ K}$. Fonte: Prevedello, 2010

2.8.4 Determinação da temperatura cíclica do solo em diferentes perfis

Para determinar a temperatura do solo são feitas algumas suposições. O solo é considerado um meio homogêneo poroso semi-infinito, com conteúdo de água constante, a radiação varia no tempo em condição de dia claro de acordo com a trajetória do sol, e todo processo de transferência ocorre por condução.

De acordo com Prevedello, (2010) a temperatura no solo decresce exponencialmente com o aumento da profundidade e varia senoidalmente com o tempo, conforme demonstrado pela Eq. 2.7.

$$T_m(z, t) = \bar{T} + T_0 e^{\left[-\left(\frac{\omega}{2\alpha}\right)^{\frac{1}{2}} z\right]} \text{sen} \left[\omega t - \left(\frac{\omega}{2\alpha}\right)^{\frac{1}{2}} z - \frac{7\pi}{12} \right] \quad (2.7)$$

onde T_m é a temperatura média em torno da qual a temperatura oscila senoidalmente, \bar{T} é a temperatura média em determinado perfil do solo, T_0 é a amplitude da oscilação, ω é a velocidade angular da Terra, t é o tempo em horas e z é a profundidade.

Na Equação (2.7) o termo $T_0 e^{\left[-\left(\frac{\omega}{2\alpha}\right)^{\frac{1}{2}} z\right]}$ representa a amplitude de oscilação da temperatura com a profundidade, como representa esquematicamente a Fig. 2.11, denotado por $A(z)$, na Eq. 2.8, como,

$$A(z) = T_0 e^{\left[-\left(\frac{\omega}{2\alpha}\right)^{\frac{1}{2}} z\right]} \quad (2.8)$$

em que $A(z)$ é a amplitude de oscilação da temperatura em função da profundidade z .

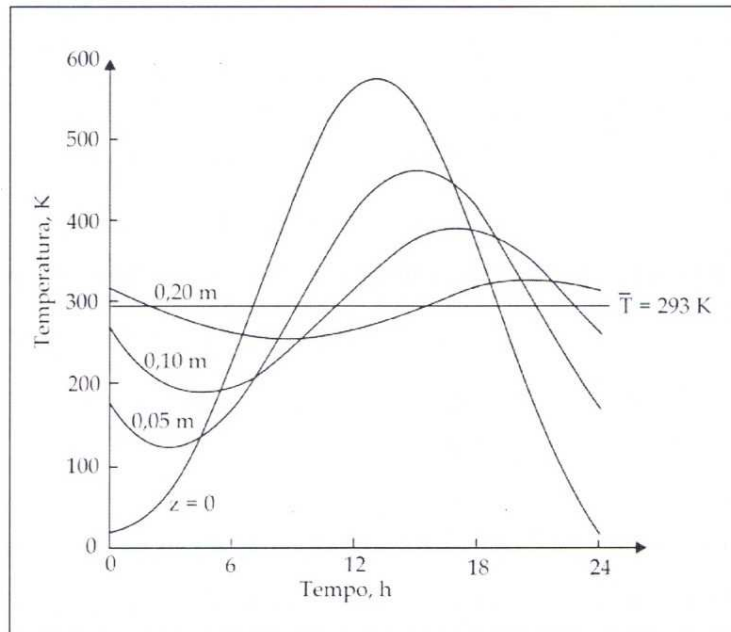


Figura 2.11: Variação senoidal da temperatura em função do tempo, com redução exponencial com a profundidade do solo. Representação da Eq. 2.7. Fonte: Prevedello, 2010

2.9 ESTADO DA ARTE EM CLIMATIZAÇÃO POR GEOTERMIA

No início da década de 1970, a crise do petróleo e o crescente interesse no aproveitamento dos recursos naturais renováveis como fonte de energia, impulsionaram uma maior quantidade de pesquisas nesse campo. Nesse período, o interesse nos estudos objetivando determinar os comportamentos termofísicos dos solos ganhou destaque, com a realização de medições e testes na predição de seus comportamentos por métodos matemáticos. Fricke *et al.*, (1997) descreve diversos autores da década de 1970 e anteriores a essa, como De Vries, 1952; Gemant, 1952; Kersten, 1949; Van Rooyen, 1975; Winterkorn, 1975 e Johansen, 1975 que elaboram algoritmos de predição da temperatura no solo (DE VRIES, 1952; GEMANT, 1952; KERSTEN, 1949; VAN ROOYEN, 1975; WINTERKORN, 1975 e JOHANSEN, 1975 apud FRICKE *et al.*, 1997). Nas décadas seguintes, métodos mais apurados são obtidos e comprovados serem mais eficientes (BECKER, MISRA e FRICKE 1992; FRICKE *et al.*, 1997; POPIEL, WOJTKOWIAK e BIERNACKA, 2001; MIHALAKAKOU, (1995, 1996, 2002); PFAFFEROTT, 2003; MIHALAKAKOU, SANTAMOURIS, TSANGRASSOULIS, 2001) dando base então para que na última década, houvesse grande quantidade de estudos mais específicos relacionados a sistemas de climatização por dutos subterrâneos, inclusive com auxílio de outros dispositivos que visam o baixo consumo de energia elétrica para climatização de ambientes (OZGENER, 2011; YILDIZ, OZGENER, O., OZGENER, L., 2011; LEE *et al.*, 2011; DENG *et al.*, 2011), como coletores solares e painéis fotovoltaicos. Recentemente vários estudos foram realizados no Brasil sobre o aproveitamento térmico do solo (MUSSKOPF, 2006; HORBACH, 2010; VETTORAZZI, 2010; SCHULZ, 2011; VAZ, 2011; ALVES, 2014) para climatização de edificações, seguindo a tendência pela busca de soluções na redução do consumo de energia elétrica. A Fig. 2.12 mostra uma construção sendo feita utilizando o sistema de tubos terra-ar (TA).



Figura 2.12: Site de construção de um sistema TA em Lamparter/USA. Fonte: Pfafferott, J., 2003

2.9.1 Generalidades

A utilização da temperatura quase constante do solo a uma certa profundidade tem sido considerada como uma forma passiva de aquecimento e refrigeração de edificações (Mihalakakou *et al.*, 1995). Santamouris e Asimakopoulos (1998) afirmam ainda que, o controle da transferência natural de calor e a interação da massa térmica das edificações com o ar e solo do entorno têm provado ser um meio muito eficiente de conservação de energia nas edificações, e acrescenta que a climatização passiva está se tornando uma tecnologia controlável de crescente interesse e tornando-se uma das estratégias tecnológicas destinadas a aumentar a eficiência energética das edificações.

De maneira geral, o uso direto ou indireto de técnicas para o aproveitamento da inércia térmica do solo requerem um conhecimento dos perfis de temperatura do solo na superfície e em várias profundidades. Neste sentido Mihalakakou *et al.* (1996), Popiel *et al.* (2001), Prangnell e McGowan (2009) e Prevedello (2010) aprimoraram técnicas de modelamento do gradiente térmico do solo nos diversos perfis. Wu, Wang e Zhu (2007) simularam o desempenho térmico de tubos enterrados para diferentes profundidades (1,6 m – 3,2 m – 5 m), obtendo temperaturas variando na saída do tubo de 27,2 a 31,7 °C para 1,6 m e de 25,7 a 30,7 °C para 3,2 m e concluem que profundidades maiores têm melhor aplicação para refrigeração em sistemas terra-ar. Chel *et al.* (2015) reforçam que a temperatura do solo na profundidade entre 5 e 8 m permanece constante durante todo o ano. Foi desenvolvida uma investigação para sistemas terra-ar e terra-água para ventilação de edificações, alinhado a meios dinâmicos de

queda de pressão para aumentar a eficiência em um sistema isolado com uso de energia FV (Chel, 2015 apud Ascione *et al.* 2011 e Chel e Tiwari, 2010).

Dos sistemas de aproveitamento da geotermia para climatização natural mais estudadas pode-se destacar os sistemas de troca térmica por tubos enterrados, descritos por trocador de calor terra-ar, e mais recentemente o sistema de troca terra-água.

2.9.2 Trocador de calor terra-ar (TA)

Horbach (2010) apresenta um estudo analítico sobre o sistema TA para a cidade de Porto Alegre através de simulação no software *Energy Plus* e conclui que este sistema apresenta resultados satisfatórios quando comparadas às temperaturas dos ambientes nas temperaturas de conforto.

Bansal *et al.* (2009) desenvolveu um modelo TA para o aquecimento de uma edificação na cidade de Ajmer, Índia, pelo uso do software *Fluent*. Neste estudo, Bansal obtém um ganho de 4,1 a 4,8 °C para tubulações de 23,42 m de comprimento. Destaca ainda que o material, plástico ou metal, não apresentam interferência significativa nos resultados, sendo que a velocidade do ar foi o que mais impactou o desempenho do sistema.

Lee e Strand (2007) avaliaram o potencial de aquecimento e refrigeração por tubos TA através de simulação computacional elaborada no software *Energy Plus*, com posterior validação. Foram avaliadas questões dimensionais dos tubos e influência da profundidade no solo, onde o comprimento dos tubos e sua profundidade no solo foram as variáveis que mais impactaram na performance do Sistema. No estudo foram investigadas 4 localidades e foi concluído que o nível de benefício do Sistema TA é fortemente dependente do clima local.

Pfafferott, J. (2003) avaliou os trocadores de calor TA através de um método padronizado para calcular a eficiência energética. Foram utilizadas diversas abordagens, onde cada opção apresentou aspectos positivos, concluindo assim, que a adoção de determinado modelo depende de critérios de design para cada situação. Ainda, na operação, as estratégias de controle têm um papel importante na busca de resultados específicos.

2.9.3 Trocador de calor terra-água

Foi mais recentemente que os sistemas de troca de calor no subsolo incorporaram a água como fluido de troca térmica. Fan *et al.* (2007) apresentaram um estudo sobre o desempenho de um permutador de calor geotérmico que atua por condução de calor e advecção nas águas

subterrâneas. No experimento, água a baixa temperatura é injetada nos dutos durante a noite para refrigerarem o ambiente durante o dia no verão, e inversamente aquecer no inverno. A Fig. 2.13 mostra um desenho esquemático do tubo, onde o tubo retilíneo é utilizado para representar o perfil U proposto. No estudo foram utilizados 37 tubos que são dispostos em poços de 50 metros, pelos quais, água foi circulada com variadas vazões, sendo que o melhor resultado em refrigeração foi obtido na condição de baixa vazão e em solo sem a presença de lençóis subterrâneos de água.

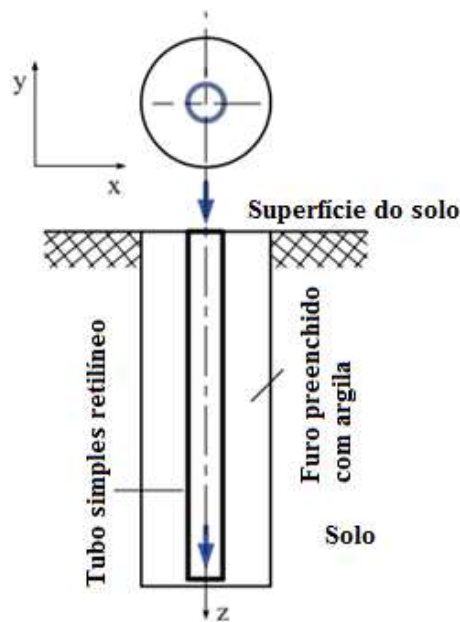


Figura 2.13: Esquema de um tubo simples usado como perfil U. Fonte: Fan *et al.*, 2007

Li *et al.* (2009) apresentaram um sistema de refrigeração com troca térmica solo-água em uma região fria no norte da China para refrigerar o ambiente nos dias quentes do verão, este sistema está representado pela Fig. 2.14. No experimento foi utilizado um tubo de 32 mm em um poço com 47 m de profundidade. Para fazer circular a água e o ar no *fan coil*, foram utilizadas uma bomba de 61 W e um ventilador de 34 W. No verão de 2006 um sistema experimental foi construído na cidade de Harbin/China e resultou em um coeficiente de performance de 9,85 com grande possibilidade de melhorias. O experimento operou na climatização de um quarto de 23 m² e manteve a temperatura deste entre 24°C e 26 °C.

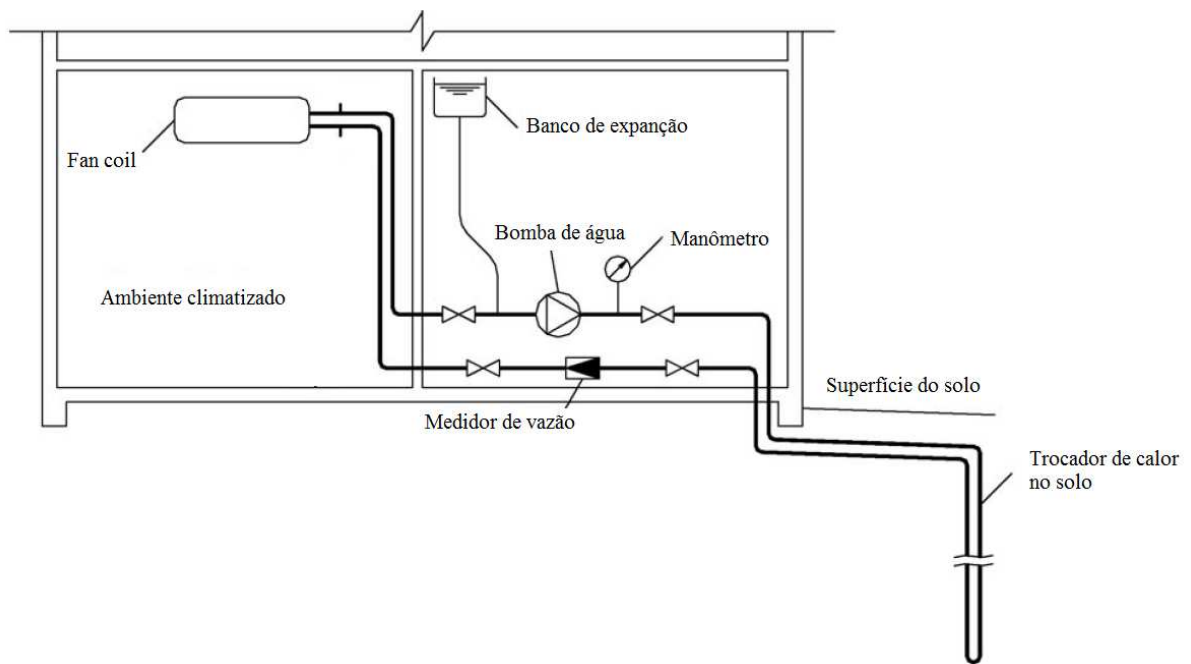


Figura 2.14: Diagrama esquemático da construção do sistema solo-água. Fonte: Adaptado de Li *et al.*, 2009

Choorapulakkal e Noguchi (2014) avaliam um sistema de refrigeração através de um trocador de calor onde um tubo é submerso em um reservatório de água (Fig. 2.15). O objetivo foi de climatizar um ambiente com $36,8 \text{ m}^3$, utilizando um reservatório de águas pluviais. O tanque tem dimensões de 11 m de comprimento, 2,4 metros de largura e 4,2 m de profundidade com capacidade de 110 m^3 . Tubos de PVC de 50 mm, com parede de 2 mm unidos por conexões foram dispostos no fundo do tanque, somando 45 m de tubo no total. Um soprador com regulador de velocidade do ar com potência de 500 W faz com que o ar passe pelos tubos com velocidade de 5 m/s. O experimento foi realizado por um período de 4 dias e foi obtida uma redução na temperatura do ar no período mais quente do dia. Sendo reportada a temperatura do ar externo, na entrada do tubo, de $30,1 \text{ }^\circ\text{C}$, e para temperatura de saída, de $21,7 \text{ }^\circ\text{C}$, ou seja, uma diferença de $8,4 \text{ }^\circ\text{C}$.

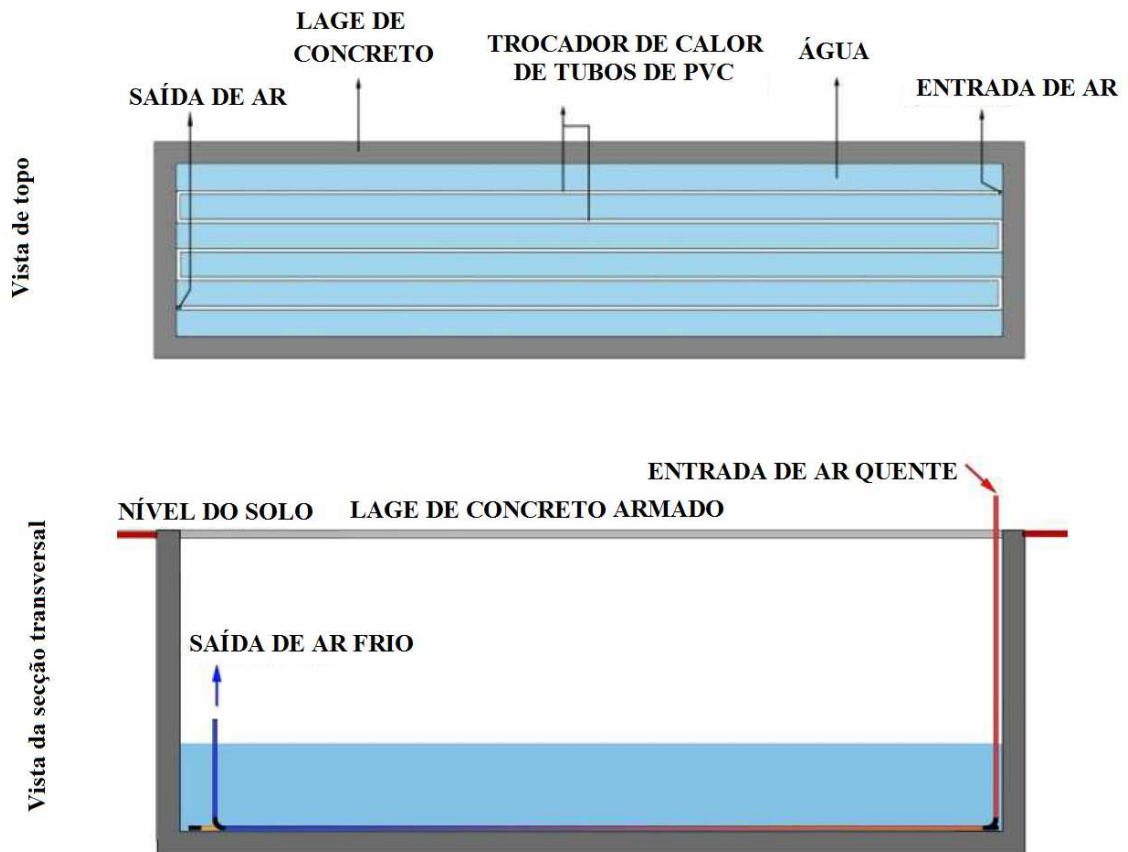


Figura 2.15: Esquema com vista de topo e corte lateral do lay-out dos tubos no tanque.
Fonte: Choorapulakkal e Noguchi, 2014

2.10 ENERGIA SOLAR FOTOVOLTAICA

A energia solar fotovoltaica trata da conversão direta da radiação solar em eletricidade pela utilização de células fotovoltaicas. Essa transformação se deve ao efeito fotovoltaico.

A energia solar é transferida à Terra na forma de radiação solar através da propagação de ondas eletromagnéticas (ou fótons). A potência radiante do céu, recebida em uma unidade de área em uma superfície horizontal, excluída a irradiância direta é definida pela norma NBR 10899 - 2013 como Irradiância Difusa G_{DIF} . A irradiância G é uma potência específica por unidade de área dada pela integral do espectro solar. Na camada externa da atmosfera terrestre seu valor aproximado adotado pelo (*World Radiation Center – WRC*) é de 1367 W/m^2 . Devido a camada atmosférica, este valor médio emitido pelo Sol é atenuado, ficando em torno de 1000 Wm^{-2} na superfície do planeta (CEPEL – CRESESB apud GALDINO, 2014).

2.10.1 Aplicações da energia solar

Sistemas fotovoltaicos são projetados para variadas aplicações como bombeamento de água, iluminação residencial e de ruas, sistemas de troca térmica terra/ar, eletrificação de vilas isoladas e sistemas fotovoltaicos conectados à rede.

Chel e Tiwari (2010) apresentam um estudo onde sugerem a aplicação da energia fotovoltaica para auxiliar os sistemas de climatização natural em edificações, elucidando a importância de energias renováveis como sistema fotovoltaico isolado, acoplados ao sistema TA, para conservação de energia e mitigação de emissões. Em outro estudo, Nayak e Tiwari (2010) desenvolveram um estudo do desempenho anual de um sistema solar fotovoltaico/térmico e trocador de calor TA integrados em estufas mostrando o ganho que esta configuração traz.

A etapa mais crítica no design do sistema fotovoltaico é a determinação do tamanho ótimo do painel solar e a capacidade da bateria em satisfazer a carga demandada com confiabilidade aceitável. O dimensionamento e metodologia de custos para sistemas fotovoltaicos integrados para residências com base em horários de céu claro e sol pleno (de 1 h dia^{-1} a 6 h dia^{-1}) foi reportado por diversos especialistas, como Chel, Tiwari e Chandra (2009).

2.10.2 Componentes básicos de um sistema fotovoltaico isolado (SFI)

Os sistemas de geração fotovoltaica podem ser divididos em dois grandes grupos; sistemas autônomos e sistemas conectados à rede. Um sistema fotovoltaico autônomo ou isolado (SFI) é empregado em locais que não são abastecidos pelas concessionárias de energia elétrica, já os sistemas fotovoltaicos conectados à rede (SFCR) necessitam obrigatoriamente de uma rede elétrica, onde toda a energia elétrica produzida é injetada diretamente na rede elétrica, não possuindo a priori um sistema de estocagem (LOPEZ, 2012).

No estudo de Lopez (2012) é prevista somente a aplicação de SFI com uso em corrente contínua para uma carga alimentada com 12Vcc. A Figura 2.16 representa esquematicamente os componentes e sua montagem.



Figura 2.16: Representação esquemática de um SFI para uma carga alimentada com 12Vcc.
Fonte: Adaptado de imagens do google

No esquema, o arranjo fotovoltaico é irradiado pela radiação solar, gerando energia elétrica que é gerenciada pelo controlador para manter o banco de baterias carregado. Este controlador evita sobrecarga do banco de baterias, assim como, ao gerenciar a energia que é entregue aos pontos de consumo, também evita a descarga total.

a) Módulo Fotovoltaico

Módulo fotovoltaico, de acordo com a terminologia estabelecida pela norma NBR 10899/2013, é um dispositivo fotovoltaico elementar especificamente desenvolvido para realizar a conversão direta de energia solar em energia elétrica. Ao se unir um conjunto de módulos tem-se um arranjo fotovoltaico.

Um módulo fotovoltaico é constituído por várias células fotovoltaicas conectadas em série, geralmente nas dimensões de 10 x 10 cm, 12,5 x 12,5 cm ou 15 x 15 cm, com tensão no ponto de máxima potência de 0,46 a 0,47 V. Operando em clima quente, entre 25 °C e 50 °C, a tensão de um módulo de 36 células pode cair 1,8 V (LABOURET e VILLOZ, 2003 apud DIAS, 2006).

Geração de energia

Os catálogos fornecem potência, tensão e corrente do módulo fotovoltaico, medidas para a condição padrão de teste (*Standard Test Condition* ou *STC*), definida pela norma IEC 61215 como apresenta (JÚNIOR, *et al.*, 2013). Na condição *STC*, a irradiância global incidente

equivale a 1000 W/m^2 , com massa de ar ⁽²⁾ AM 1.5 (*Air Mass*) e temperatura de célula de $25 \text{ }^\circ\text{C}$ (IEC 61215, 2005).

A energia produzida pelo módulo fotovoltaico \bar{E}_{ger} é determinada conforme a Eq. 2.9,

$$\bar{E}_{ger} = A_{ger} \int_{\Gamma} G(t) dt \quad (2.9)$$

onde, \bar{E}_{ger} é a energia média gerada pelo módulo, A_{ger} é a área do respectivo módulo e $G(t)$ é a irradiância no tempo.

Ao receber determinado valor de irradiância, ocorre uma diferença de potencial V_{cc} , e estando conectado ao controlador de carga, é formado um circuito fechado que gera uma corrente elétrica I_{cc} nesse circuito. O produto dessa tensão pela corrente resulta numa potência elétrica contínua P_{cc} , conforme é demonstrado na Eq. 2.10.

$$P_{cc} = \int_{\Gamma} V_{cc}(t) I_{cc}(t) dt \quad (2.10)$$

A integração dos valores de potência P_{cc} por um determinado período de tempo resulta na energia em corrente contínua E_{cc} , conforme mostra a Eq. 2.11.

$$E_{cc} = \int_{\Gamma} P_{cc}(t) dt \quad (2.11)$$

Os principais parâmetros elétricos de um módulo FV utilizados para o dimensionamento de sistemas SFV e no cálculo de produtividade energética são fornecidos pelo fabricante dos módulos e estão apontados na Fig. 2.17, sendo eles: a tensão de circuito aberto (V_{OC}); a corrente de curto-circuito (I_{SC}); a tensão no ponto de máxima potência (V_{PMP}); a corrente no ponto de máxima potência (I_{PMP}); e a potência no ponto de máxima potência (P_{PMP}).

² Indica um múltiplo do percurso da radiação solar na atmosfera para um local preciso, em determinado momento, ou seja, é uma relação entre a posição do sol e a massa de ar.

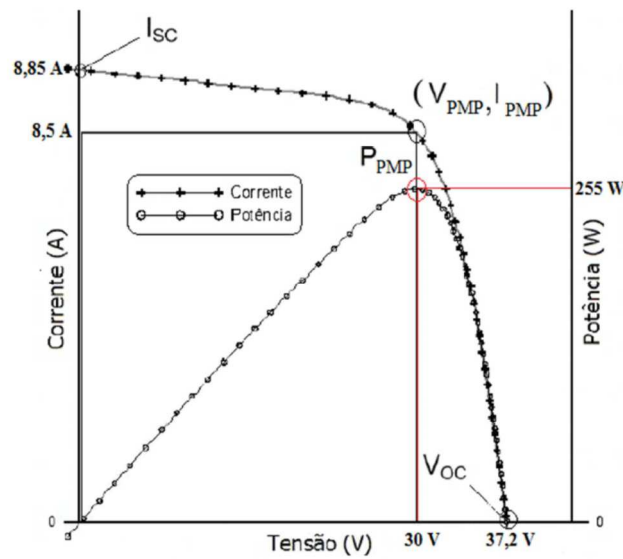


Figura 2.17: Curva característica I-V e P-V para o módulo LG255S1C de 255 W_p. Fonte: Catálogo LG

A Equação 2.12 fornece os valores da potência no ponto de máxima potência, em razão das corrente e tensão, também medidos nos respectivos pontos de máxima potência

$$P_{PMP} = I_{PMP} U_{PMP} \quad (2.12)$$

A produtividade dos módulos fotovoltaicos está diretamente ligada a irradiação solar média incidente no plano do gerador fotovoltaico. A irradiação solar média $H_{(\gamma,\beta)}$ representa o potencial energético disponível para conversão, por unidade de área, conforme a Eq. 2.13.

$$H_{(\gamma,\beta)} = \frac{1}{\Gamma} \int_{\Gamma} G(t) dt \quad (2.13)$$

onde, G representa a irradiância no plano, Γ representa o período de operação, t o intervalo de tempo de integração, γ é o desvio azimutal local e β é a inclinação em relação ao plano horizontal.

A produtividade - Y

A produtividade Y do sistema é a quantidade de energia elétrica gerada por hora em relação a potência kW_P instalada e pode ser expressa em horas por dia. Representa o tempo em

horas que o sistema deveria operar na potência real instalada, na condição padrão, para converter a mesma quantidade de energia gerada no período considerado (Dias, 2006). A produtividade média do módulo FV Y_A é a razão entre a energia produzida pelo módulo e a potência P_{PMP} . A produtividade média Y_A pode ser determinada pela Eq. 2.14 como,

$$Y_A = \frac{1}{P_{PMP}} \left[\frac{1}{\Gamma} \int_{\Gamma} P_{CC}(t) dt \right] \quad (2.14)$$

Produtividade de Referência - Y_R

A produtividade de referência é um parâmetro de avaliação que representa o número de horas de produção equivalentes a uma irradiância de 1000 Wm^{-2} (G_{STD}) durante todo o tempo de exposição ao sol, através da Eq. 2.15 como,

$$Y_R = \frac{H_{(\gamma, \beta)}}{G_{STD}} \quad (2.15)$$

b) Controlador de carga

Sistemas fotovoltaicos autônomos necessitam armazenar energia em bancos de estocagem, portanto necessitam de um controlador de carga para gerenciar esta energia. A principal função do controlador de carga é transferir a energia proveniente dos módulos para o banco de estocagem (baterias) obedecendo regras de proteção contra cargas e descargas excessivas, evitando assim danos ao equipamento e prolongando sua vida útil. Em seu dimensionamento devem ser levadas em consideração as características do sistema fotovoltaico utilizado, como a potência instalada dos módulos, tensão de trabalho e a máxima corrente drenada ou fornecida do banco de estocagem.

Os controladores podem ser classificados de duas formas, em paralelo ou em série. Ambos controladores possuem um sistema de chaveamento interno que controla o fluxo de corrente elétrica dos módulos fotovoltaicos para o banco de estocagem. No controlador paralelo esse dispositivo fica ligado em paralelo ao banco de estocagem, permitindo somente a passagem da quantidade de energia necessária para o sistema, exigindo, no entanto, um diodo em série com o fluxo de corrente com a finalidade de impedir o fluxo de corrente reversa no período de baixa irradiância. Já no controlador em série este sistema de chaveamento é ligado em série

com o fluxo de corrente. O controlador série é utilizado principalmente em sistemas com tensões mais baixas, não necessitando do diodo de proteção.

c) Banco de estocagem de energia

Sistemas fotovoltaicos dependem da radiação solar para converter energia. Assim, para garantir o fornecimento de energia nos períodos de pouca incidência de radiação solar ou durante a noite se faz necessário o armazenamento da energia em um banco de estocagem. Os bancos de estocagem de energia elétrica têm um papel fundamental em sistemas energéticos que utilizem fontes de energias renováveis, como a solar ou eólica, pois somente é possível aproveitar tal energia em curtos períodos do dia. Existem diversas formas de armazenamento de energia, sendo a mais usual o uso de baterias. Com a associação em série e em paralelo das baterias, consegue-se valores de tensão e correntes específicas, formando bancos autônomos de energia, sempre com 2 polos, um positivo (ânodo) e um negativo (cátodo), por onde circula a corrente elétrica (DAROS, 2013).

A tensão de sistema, desde os módulos, banco de baterias e fornecimento ocorre em corrente contínua, e no circuito fechado, a potência fornecida pelo banco de baterias pode ser verificado. Com o monitoramento de tensão e corrente do banco de baterias, é possível determinar o momento em que devem parar os processos de carga e de descarga, para aumentar a vida útil das mesmas. Este processo não é linear, como pode ser visto na Tab. 2.4, para uma bateria de 12 V.

Tabela 2.4: Tensões nos terminais da bateria em função da descarga

Fonte: Adaptado de Coelho (2001)

Porcentagem de descarga	Tensão sobre os terminais (V)
1%	12,91
10%	12,80
20%	12,66
30%	12,52
40%	12,38
50%	12,22
60%	12,06
70%	11,90
80%	11,70
90%	11,42
100%	10,50

Um banco de baterias pode ter sua capacidade útil C_u dimensionada para suportar um determinado número de dias (N_{dia}) para o consumo de determinada demanda diária média (D_{dia}). Esta capacidade útil pode ser determinada pela Eq. 2.16.

$$C_u = N_{dia}D_{dia} \quad (2.16)$$

Para prolongar a vida útil do banco de estocagem, é importante que um percentual de energia permaneça na mesma, pois a bateria não deve ser completamente descarregada. Denominado por profundidade de descarga P_d , em geral se adota como ponto máximo de descarga entre 70% e 80% da capacidade nominal da mesma. Aliado a isso existe o coeficiente redutor por temperatura R_t , um fator indicado pelo fabricante que determina a influência da temperatura na vida útil da bateria. Com esses parâmetros pode-se determinar a capacidade nominal da bateria C_{20} que é calculada para uma descarga de 20 h, conforme a Eq. 2.17.

$$C_{20} = \frac{C_u}{P_d R_t} \quad (2.17)$$

3. MATERIAL E MÉTODOS

Nesta etapa da pesquisa são descritos os aspectos mais relevantes no desenvolvimento da atividade experimental. É apresentada uma representação da unidade experimental que detalha seus componentes, depois são discutidos o funcionamento, o fluxo de energia e seus equacionamentos. Por fim, no item execução, cada um dos componentes é detalhado.

3.1.1 Localização e caracterização do clima local

O experimento foi instalado na Universidade do Vale do Rio dos Sinos, no Prédio C02 da escola politécnica, localizado no município de São Leopoldo no Rio Grande do Sul. O clima nesta região é subtropical úmido e, de acordo com registros do INMET (2015), a temperatura média compensada no Estado é 18,1 °C.

3.1.2 Descrição da unidade experimental

A unidade experimental foi organizada em 3 campos. No campo 1 está o fornecimento de energia elétrica; o campo 2 é composto pelos 3 compartimentos onde ocorrem as trocas térmicas - terra-água-ar; e no campo 3 é feito o controle, obtenção e análise dos dados.

O campo 1 mostra que o fornecimento de energia elétrica pode ser feito de duas formas distintas, tanto pelo uso da rede de energia das concessionárias, como por sistema fotovoltaico. A opção pela forma de energia mais adequada é feita pelo usuário, sendo que para áreas remotas e sem o fornecimento de energia da concessionária, a geração fotovoltaica autônoma é uma opção, dentre outras como eólica e moto-gerador por exemplo. Nesta pesquisa é somente previsto o dimensionamento de um sistema fotovoltaico autônomo para atender a demanda do experimento, sendo que a energia utilizada para o funcionamento durante a coleta de dados foi provida pela rede da concessionária.

No campo 2 estão os compartimentos de troca térmica, que são compostos por um ambiente climatizado (AC), uma cisterna e o solo. O AC é um ambiente termicamente isolado onde se busca remover calor para avaliar a performance do sistema. Dentro do AC foram instalados um trocador de calor *fan coil* com dois sensores PT100 na entrada T_{ea} e saída T_{sa} de água, um sensor PT100 para monitorar a temperatura do ar, uma resistência térmica como fonte de calor e nas paredes foi instalado um sensor PT100 T_{pi} na parede frontal interna e um sensor T_{pe} na parede frontal externa. Ainda, para monitorar as temperaturas externas do AC, foi

instalado um sensor PT100 T_{lab} no laboratório onde o AC está instalado e, por fim, foi coletada da estação meteorológica da Unisinos a temperatura do ar ambiente $T_{ar,amb}$.

A cisterna é fabricada em concreto, suas paredes foram isoladas com pintura de “²Neutrol”, tem altura de 1,5 m, capacidade para 400 litros de água e está enterrada na profundidade de 2 m. Na cisterna foram instalados 3 sensores PT100, um no fundo T_{cf} , onde a água é coletada para circular através do *fan coil*, um no meio T_{cm} na profundidade de 1 m da superfície do solo, e o último na superfície externa da parede da cisterna T_{cp} também a 1 m de profundidade. Uma bomba de água, instalada na caixa de inspeção da cisterna, retira a água do fundo da cisterna para o *fan coil*.

No terceiro compartimento, o solo, foram instalados dois sensores PT100. O primeiro distante 0,7 m da parede da cisterna T_{solo} e o outro distante 4 m da parede da cisterna $T_{solo,ref}$, ambos a 1 m de profundidade.

As interações térmicas que ocorrem nos compartimentos são cruciais para o experimento. Assim, no campo 3 da unidade experimental foi feita a coleta, controle e compilação dos dados. Para monitorar as interações pelos sensores PT100 descritos anteriormente, e, para monitorar estes sensores em tempo integral, foi feito uso da unidade de aquisição de dados Agilent. Em seguida, os dados lidos pelo Agilent foram processados por um software da mesma marca em um computador utilizando o sistema operacional Windows, sendo então salvos automaticamente. Por fim, estes dados foram manualmente transferidos para uma planilha Excel, organizados e ajustados, formando o conjunto de informações necessárias para a posterior análise de dados e obtenção de resultados. A Fig. 3.1 representa esquematicamente estes campos, mostrando seus principais componentes e a maneira como foram estruturados.

² É marca comercial. Produto a base de asfalto com solvente, aplicado como pintura para impermeabilizar superfícies de concreto.

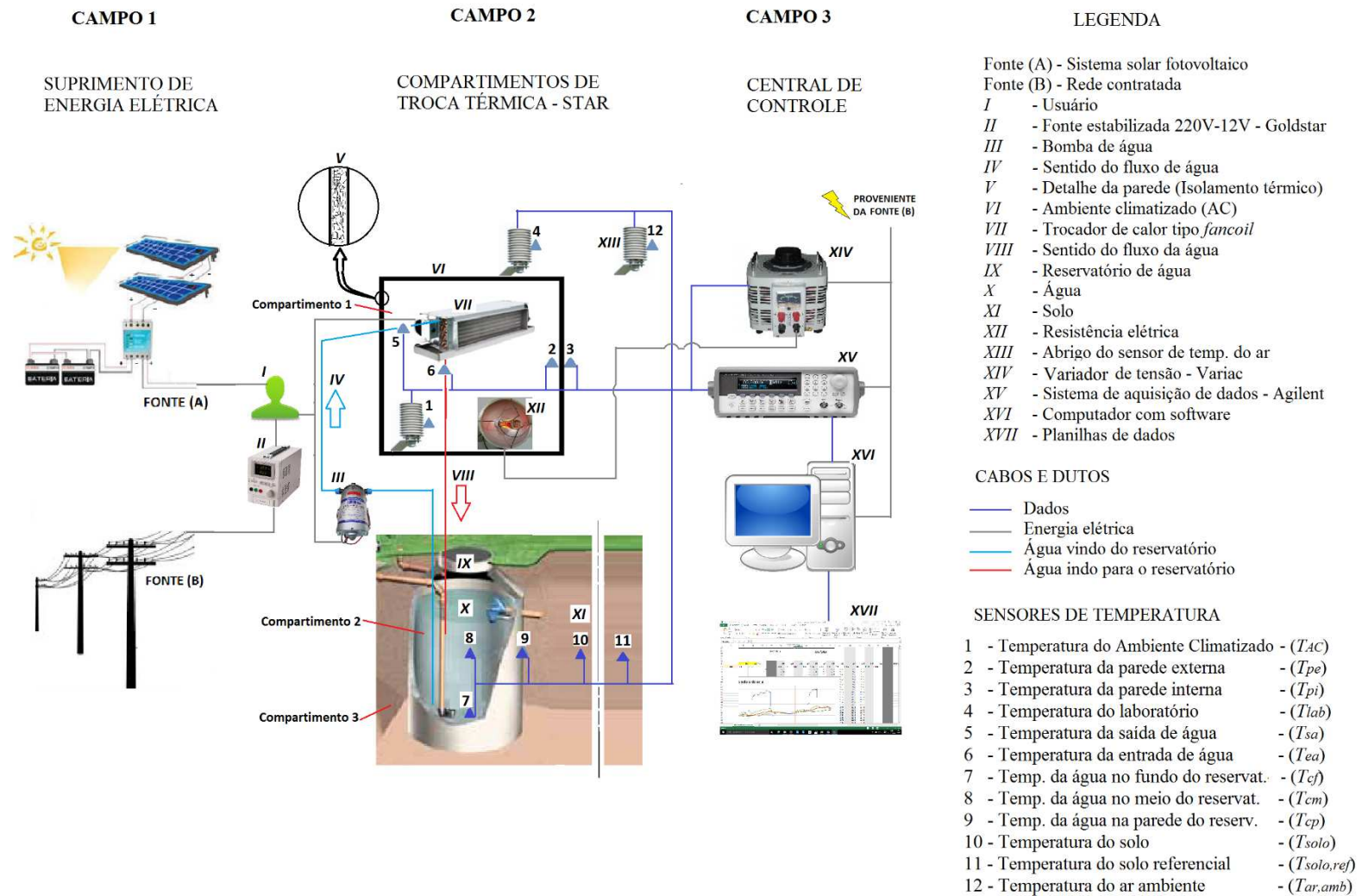


Figura 3.1: Representação esquemática da unidade experimental. Fonte: Autor, 2016

Funcionamento

Na existência de um diferencial de temperatura entre dois corpos em contato, ocorre um fluxo de calor entre eles tendendo ao equilíbrio de energia. As trocas térmicas entre a água na cisterna e o solo ocorrem de modo natural estando limitadas às características térmicas do solo. Já as trocas entre o AC e a água na cisterna não ocorrem naturalmente, elas são ativadas pela circulação dos fluidos proporcionada pela bomba de água e pelo ventilador através do *fan coil*. Assim, o diferencial de temperaturas solo/AC é proporcionada artificialmente dentro do *fan coil* resultando na troca de energia térmica entre os dois compartimentos. O fluxograma da Fig. 3.2 descreve esquematicamente a direção e sentido percorridos pelas energias térmica e elétrica no sistema.

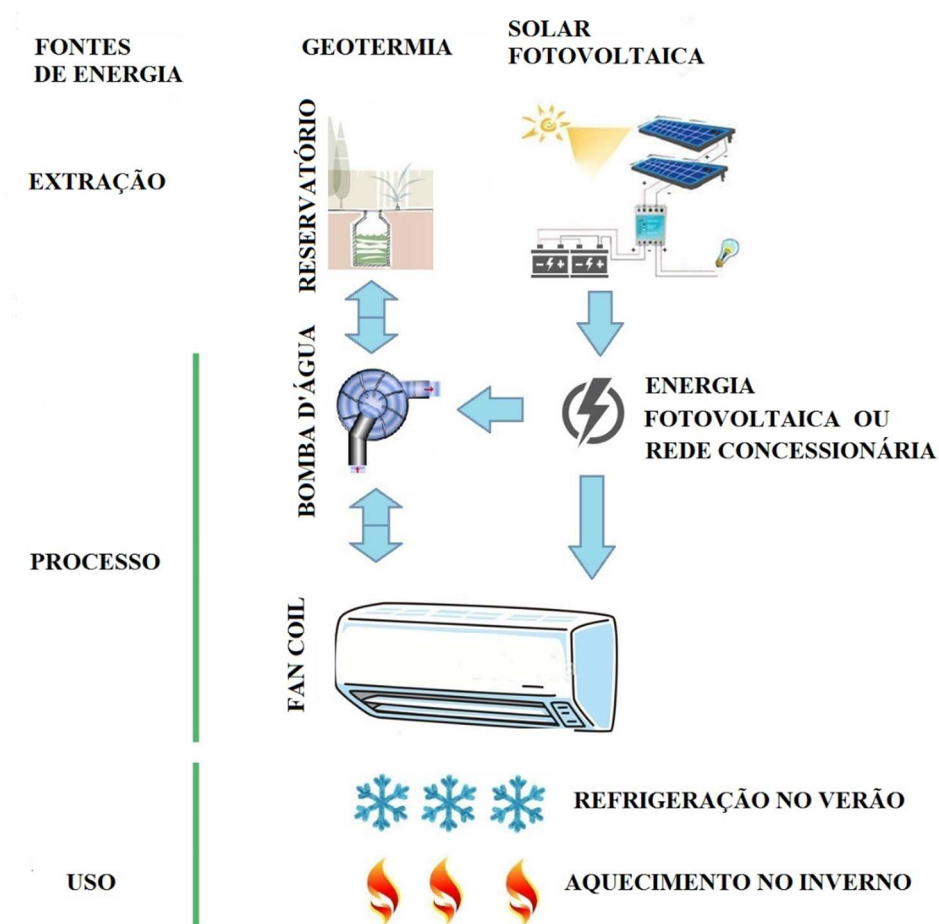


Figura 3.2: Fluxo de energia no sistema. Fonte: Autor, 2016

3.1.3 Equacionamentos das interações de energia

Neste capítulo são descritos os equacionamentos para quantificar as taxas de transferência de calor e a demanda de energia elétrica. Para isso, os equacionamentos estão separados em 3 contextos: balanço de energia no AC, balanço de energia na cisterna, e demanda de energia do sistema.

A Figura 3.3 mostra os volumes de controle utilizados para equacionar o balanço de energia entre o AC, a cisterna e o solo. Em seguida são descritas as equações utilizadas para cada um dos dois volumes de controle, e por fim é apresentado um modelamento para geração de energia fotovoltaica para atender a demanda do sistema.

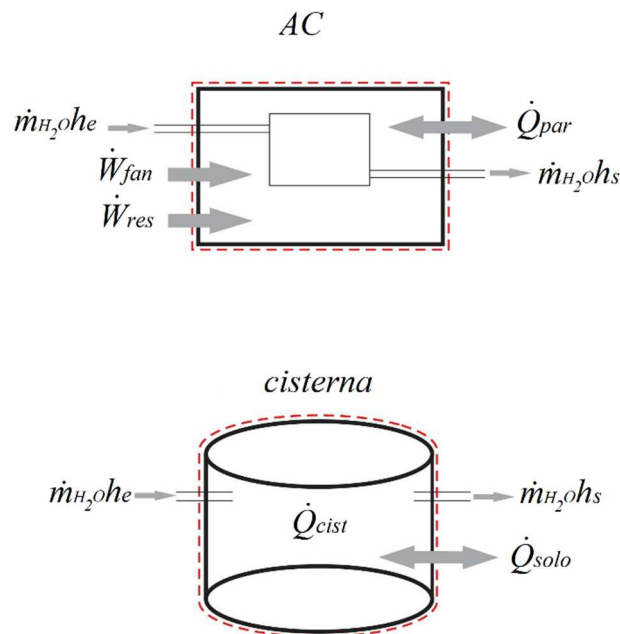


Figura 3.3: Volumes de controle do sistema com as taxas de entrada e saída de energia

Balanço de energia no AC

O equacionamento para o balanço de energia no AC pode ser obtido da primeira lei da termodinâmica, que trata do princípio de conservação de energia, onde o balanço de energia para qualquer processo pode ser expresso pela Eq. 3.1

$$\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{sai} = \frac{dE_{sis}}{dt} \quad (3.1)$$

onde $\dot{E}_{ent} - \dot{E}_{saí}$ representam a taxa de energia total líquida transferida e dE_{sis}/dt representam a taxa de variação das energias interna, potencial e cinética.

A Equação 3.2 organiza as variáveis que definem o comportamento dos fluxos de energia no sistema,

$$\frac{dE_{sis}}{dt} = \dot{W}_{res} + \dot{W}_{fan} - \dot{Q}_{FC} - \dot{Q}_{par} \quad (3.2)$$

onde \dot{W}_{res} é a potência dissipada pela resistência térmica, \dot{W}_{fan} é a potência fornecida ao *fancooler*, \dot{Q}_{FC} representa a taxa de troca de calor no trocador e \dot{Q}_{par} é o calor transferido através da parede.

A potência fornecida pela resistência térmica pode ser calculada em função da tensão, utilizando a Eq. 3.3

$$\dot{W}_{res} = \frac{U_{conc}^2}{R_{res}} \quad (3.3)$$

onde U_{conc} é a tensão da rede da concessionária e R_{res} é a resistência elétrica da fonte térmica (aquecedor).

A resistência tem valor constante para pequenas variações de tensão ou potência. Assim, para o experimento obteve-se o valor desta pela Eq. 3.4

$$R_{res} = \frac{\dot{W}_{res}}{I_{res}^2} \quad (3.4)$$

onde I_{res} é a corrente de alimentação da resistência térmica.

A potência entregue ao *fancooler* pode ser obtida pela multiplicação da tensão pela corrente do ventilador (I_{fan}), mostrado pela Eq. 3.5

$$\dot{W}_{fan} = U_{conc} I_{fan} \quad (3.5)$$

Para sistemas onde as energias cinética e potencial são desprezíveis, a taxa de troca de calor no trocador pode ser simplificada para a Eq. 3.6

$$\dot{Q}_{FC} = \dot{m}_{H_2O}(hs - he) \quad (3.6)$$

Considerando uma operação em regime permanente, $\frac{\partial E_{sis}}{\partial t} = 0$, e as quantidades de massa e energia no volume de controle constantes, obtém-se a equação geral do balanço de massa e energia que pode ser expressa pela Eq. 3.7

$$\dot{W}_{fan} + \dot{W}_{res} = \dot{Q}_{FC} + \dot{Q}_{par} \quad (3.7)$$

Ao se isolar o termo \dot{Q}_{par} pode-se obter a resistência total da parede $\sum R_{par}$, conforme ilustram as Eq. 3.8 e Eq. 3.9

$$\dot{Q}_{par} = \frac{(T_{AC} - T_{lab})}{\sum R_{par}} \quad (3.8)$$

$$\sum R_{par} = \frac{T_{AC} - T_{lab}}{\dot{W}_{fan} + \dot{W}_{res} - \dot{Q}_{FC}} \quad (3.9)$$

Com as considerações discutidas até aqui pode-se escrever a equação do balanço de energia conforme mostra a Eq. 3.10

$$\frac{U_{conc}^2}{R_{res}} + U_{cons} I_{fan} + \dot{m}_{H_2O} h_e = \frac{(T_{AC} - T_{lab})}{\sum R_{par}} + \dot{m}_{H_2O} h_s \quad (3.10)$$

onde h é a entalpia da água e os subscritos e e s significam entrada e saída, respectivamente.

No entanto, na Eq. 3.9 a taxa do trocador é utilizada na determinação da resistência total das paredes, fazendo-se necessário validar a troca pelas paredes para satisfazer a Eq. 3.7. A Eq. 3.11 foi utilizada para validar a taxa de troca pelas paredes

$$\dot{Q}_{par} = \frac{T_{AC} - T_{lab}}{\frac{1}{\bar{h}_{in} A_{in}} + \frac{L_g}{k_g A_{in}} + \frac{L_{iso}}{k_{iso} A_{iso}} + \frac{L_g}{k_g A_{ex}} + \frac{1}{\bar{h}_{ex} A_{ex}}} \quad (3.11)$$

onde L é a espessura da parede, \bar{h} é o coeficiente convectivo, k é a condutividade térmica, A é a área e os subscritos in , ex , g e iso são, respectivamente, interno, externo, gesso e isolante.

Para mais de uma parede, deve-se somar os diferentes valores de calor ($\dot{Q}_{p,tot}$) obtidos, conforme demonstra a Eq. 3.12

$$\dot{Q}_{p,tot} = \sum \dot{Q}_{par} \quad (3.12)$$

onde $\dot{Q}_{p,tot}$ é a taxa de calor total que passou pelas paredes.

Na Equação 3.11, a taxa de transferência de calor que atravessa a parede é uma razão entre a diferença das temperaturas interna e externa do AC com as resistências convectivas e condutivas dos componentes no caminho que essa energia percorre através dela. Para obter os valores das resistências é necessário conhecer as condutividades térmicas de cada um dos materiais envolvidos. As condutividades do gesso e do isolante constam nos Anexos L, M e N, já os valores dos coeficientes convectivos podem ser obtidos para paredes verticais e horizontais pelo uso das características físicas do ar constantes no Anexo C e D. O valor do coeficiente convectivo para paredes planas verticais é obtido a partir da Eq. 3.13, para valores do número de Rayleigh $10^5 < Ra < 10^9$, obtido pelas Eq. 3.14, conforme indica a norma ASHRAE, 2013

$$\bar{h}_{ver} = 1,33 \left(\frac{T_{AC} - T_{lab}}{L_{par}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.13)$$

$$Ra = \frac{g \left[\frac{2}{(T_s + T_{lab})} \right] (T_s - T_{lab}) L_{par}^3}{\alpha \vartheta} \quad (3.14)$$

onde g é a aceleração da gravidade, T_s é a temperatura de superfície da parede, T_∞ é a temperatura longe da parede, L_{par} é a altura da parede, α é a difusividade, ϑ é a viscosidade cinemática, Ra é o número de Rayleigh, \bar{h}_{ver} é o coeficiente convectivo vertical.

Já para paredes planas horizontais e número de Rayleigh $10^5 < Ra < 10^{10}$, o coeficiente convectivo vertical \bar{h}_{hor} pode ser obtido com as Eq. 3.15 e Eq. 3.16, conforme ASHRAE, 2013

$$Nu_L = 0,27 Ra^{\frac{1}{4}} \quad (3.15)$$

$$\bar{h}_{hor} = \frac{Nu_L}{L_c} k \quad (3.16)$$

onde L_c é o comprimento característico, Nu_L é o número de Nusselt.

Balço de energia entre a cisterna e o solo

O balanço de energia entre o solo e a cisterna se dá pela Eq. 3.17

$$\dot{Q}_{FC} = \dot{Q}_{cist} + \dot{Q}_{solo} \quad (3.17)$$

onde \dot{Q}_{cist} é a taxa de transferência de calor na cisterna e \dot{Q}_{solo} é a taxa de transferência de calor no solo. As equações destas taxas podem ser obtidas, respectivamente, pelas Eq. 3.18 e Eq. 3.19

$$\dot{Q}_{cist} = \dot{m}_{H_2O} C_p \Delta T_{cist} \quad (3.18)$$

$$\dot{Q}_{solo} = \frac{\Delta T_{cist}}{R_{solo}} \quad (3.19)$$

e posteriormente organizadas conforme mostra a Eq. 3.20,

$$\dot{m}_{H_2O} (h_e - h_s) = \dot{m}_{H_2O} C_p \Delta T_{cist} + \frac{\Delta T_{solo}}{R_{solo}} \quad (3.20)$$

onde R_{solo} é a resistência térmica do solo e ΔT_{cist} é a variação da temperatura da cisterna e ΔT_{solo} é a diferença entre as temperaturas do solo na superfície externa da cisterna T_{cp} e do T_{solo} .

Fornecimento de energia elétrica fotovoltaica

O sistema FV deve suprir a demanda do equipamento e suprir o banco de baterias. O dimensionamento do banco de baterias garante a autonomia para uma determinada demanda e número de dias, onde C_u é a carga diária requerida pelo equipamento e $C_{u,dia}$ é a carga útil do banco de baterias, onde a Eq. 3.21 pode ser utilizada para o dimensionamento do banco de baterias.

$$C_{u,dia} = \frac{D_{dia} N_{dia}}{U_{bat}} \quad (3.21)$$

onde U_{bat} é a tensão da bateria.

Para dimensionar a capacidade nominal C_n do banco de baterias, que, conforme a Eq. 2.21, é determinada para um descarga de 20 horas, pode-se usar a Eq. 3.22

$$C_n = \frac{C_u}{R_t P_d} \quad (3.22)$$

No dimensionamento da capacidade de geração dos módulos FV deve-se considerar a demanda diária mais um excedente para recarregar o banco de baterias, caso ele tenha sido usado. Portanto, tem-se para este sistema uma carga de consumo diária conforme a Eq. 3.23

$$E_{FV} = D_{dia} + (Demanda\ das\ baterias)_{dia} \quad (3.23)$$

Assim, a Eq. 3.24 descreve a energia que pode ser obtida por um sistema FV, enquanto a Eq. 3.25 fornece o valor da capacidade diária produzida pelo sistema $C_{FV,d}$.

$$E_{FV} = P_{FV} Y_R C_{perdas} \quad (3.24)$$

$$C_{FV,d} = \frac{E_{FV}}{U_{FV}} \quad (3.25)$$

onde P_{FV} é a potência fotovoltaica nominal do módulo ou arranjo na condição padrão, Y_R é a produtividade de referência, C_{perdas} são as perdas do sistema e U_{FV} é a tensão de produção do módulo ou arranjo.

A razão R_z entre $C_{FV,d}$ e $C_{u,dia}$ deve ser maior que 1, sendo, no entanto, uma decisão pessoal em definir o quanto a capacidade de geração será superior a capacidade consumida em razão do fator custo x benefício do sistema. A Eq. 3.26 pode ser utilizada para determinar esta razão

$$R_z = \frac{C_{FV,d}}{C_u} \quad (3.26)$$

3.1.4 Execução do experimento

A unidade experimental foi instalada nas dependências do prédio C02 da escola politécnica da Unisinos. O reservatório de água está localizado na fachada norte do prédio, em frente ao laboratório de energia solar fotovoltaica, entre o prédio e o passeio, conforme mostra a Fig. 3.4, e o AC e demais equipamentos ficam no interior do laboratório.



Figura 3.4: Imagem do local de instalação da cisterna

Listagem dos componentes

Os principais componentes utilizados na confecção do experimento do sistema de troca térmica terra-água-ar estão listados na Tab. 3.1 e estão descritos nos itens subsequentes.

Tabela 3.1: Especificação dos principais componentes do sistema terra-água-ar

Equipamento	Quant.	Características
AC	1	Vol. Ext= 1m ³ , Vol.int.=0,6m ³ . Material: Steel frame/dry-wall-Insulated
Cisterna	1	1,5x0,6 m em concreto Vol. Tot = 400 l
Fan coil	trocador de calor	1 0,2x0,2x0,07 m. Area sup. de troca term= 2,67 m ²
	Ventilador	1 Axial 12 V. 11 W
Bomba	1	12 V, 13 W (max), mca = 4,5 m, 650 L/h
Sensores de temperatura	4	PT100 4 canais
Sensores de temperatura	6	PT100 2 canais
Unidade de aquisição de dados	1	Agilent
Computador	1	Desktop
software	3	Windows/Agilent/DropBox
Regulador de tensão	1	Variac
Fonte estabilizada	1	Goldstar GP-4303D
Resistencia elétrica	1	400 W
módulos fotovoltaicos	2	LG255S1C - 255 Wp / Dim (L x W x H) 1632 x 986 x 42 mm
controladores de carga	2	Controlador Tracer 2210
Capacidade das baterias	4	100 Ah

Descrição dos componentes

a) Cisterna

No experimento foi utilizado um reservatório de água (Fig. 3.5) que realiza a função de uma cisterna. A cisterna utilizada para este trabalho é fabricada em concreto e é composta por 3 anéis de 0,5 m de altura e 0,6 m de diâmetro interno cada. O anel inferior é fechado na base e o fechamento na parte superior é feito por uma tampa com um furo de 0,2 m no centro. Sobre esta tampa, foi instalada uma caixa de inspeção (Fig. 3.6) com dimensões de 0,3 m de altura e 0,3 m de diâmetro, que é um acessório para facilitar o acesso para instalação, manutenção e inspeção dos sensores de temperatura e da bomba, assim como eventual limpeza.

A cisterna foi enterrada com a parte inferior a 2 metros de profundidade em uma área gramada, assim, sua profundidade média ficou em torno de 1 m. Na posição instalada ela fica diretamente exposta às intempéries e radiação solar.



Figura 3.5: Cisterna com impermeabilizante



Figura 3.6: Caixa de inspeção da cisterna

b) Bomba para circulação da água

A bomba (Fig. 3.7) da marca Solar Water Pump, modelo JT600, que opera em potência máxima na tensão de 12 V e corrente de 1,05 A. É um equipamento que pode operar de modo submerso ou externo, e, apesar da baixa potência, foi posicionada fora da água para que o calor gerado se dissipe para o ar ambiente. A bomba operou 24 h dia⁻¹ promovendo a circulação da água entre a cisterna e o *fan coil* localizado no interior do AC.

A vazão volumétrica de água provida pela bomba foi determinada experimentalmente durante a operação do sistema com uso de uma proveta de 0,01 m³ e de um cronômetro mostrados na Fig. 3.8. A água foi coletada enquanto retornava para a cisterna, após passar pelo *fan coil*.



Figura 3.7: Bomba de circulação de água instalada na caixa de inspeção da cisterna



Figura 3.8: Proveta e cronômetro para determinação da taxa volumétrica

Para o experimento foram utilizadas duas vazões diferentes conforme dados mostrados na Tab. 3.2. O ajuste da vazão da bomba foi realizado simultaneamente pelo uso de um registro hidráulico instalado após a bomba e por uma fonte com tensão regulável mostrados na Fig. 3.9.

A vazão 1, apesar de adequada para o trocador de calor, mostrou-se inadequada para a leitura dos instrumentos porque o diferencial entre as temperaturas de entrada e saída do trocador era muito pequeno, necessitando diminuir esta vazão para a vazão 2.

Para se obter o valor da vazão 2, foi definida uma potência térmica \dot{W}_{AC} de 100 W, determinou-se a variação da temperatura no FC para a vazão 1 e, utilizando-se a Eq. 3.17 foi determinada a vazão 2 teórica para se obter uma diferença de temperatura de 3 °C no FC. Com a nova vazão determinada, fez-se o ajuste da vazão pelo registro hidráulico e pela variação da



Figura 3.9: Fonte estabilizadora Goldstar e Registro hidráulico

tensão de alimentação da bomba e, através de medições com a proveta e o cronômetro, a vazão 2 foi estabelecida. Ainda, tanto na Eq. 3.17, como na conversão de \dot{V} para \dot{m} na Tab. 3.2, utilizou-se $\rho = 1000 \text{ kgm}^{-3}$.

Tabela 3.2: Vazões volumétricas. Fonte: Autor

	$\bar{V}(\text{m}^3)$	t (s)	$\dot{V} (\text{L min}^{-1})$	$\dot{m} (\text{kg s}^{-1})$
Vazão 1	0,01725	312	3,30	$5,5 \times 10^{-2}$
Vazão 2	0,001	115	0,52	$8,7 \times 10^{-3}$

c) Solo

O bom desempenho dos sistemas de climatização terra-água-ar, em termos da qualidade da temperatura no ambiente climatizado, está em função da temperatura da água na cisterna. Portanto, nestes sistemas o solo assume um papel central, pois ele opera como fonte ou sumidouro de calor. A definição inicial pelo tamanho e profundidade do tanque se deve a pesquisa bibliográfica prévia e análises mais precisas foram realizadas no andamento da pesquisa. Assim, trabalhou-se com a expectativa de uma temperatura máxima do solo em torno de $24 \text{ }^\circ\text{C}$, usando como base os dados de Horbach, (2010) e Schulz, (2011) mostrado no gráfico da Fig. 3.10.

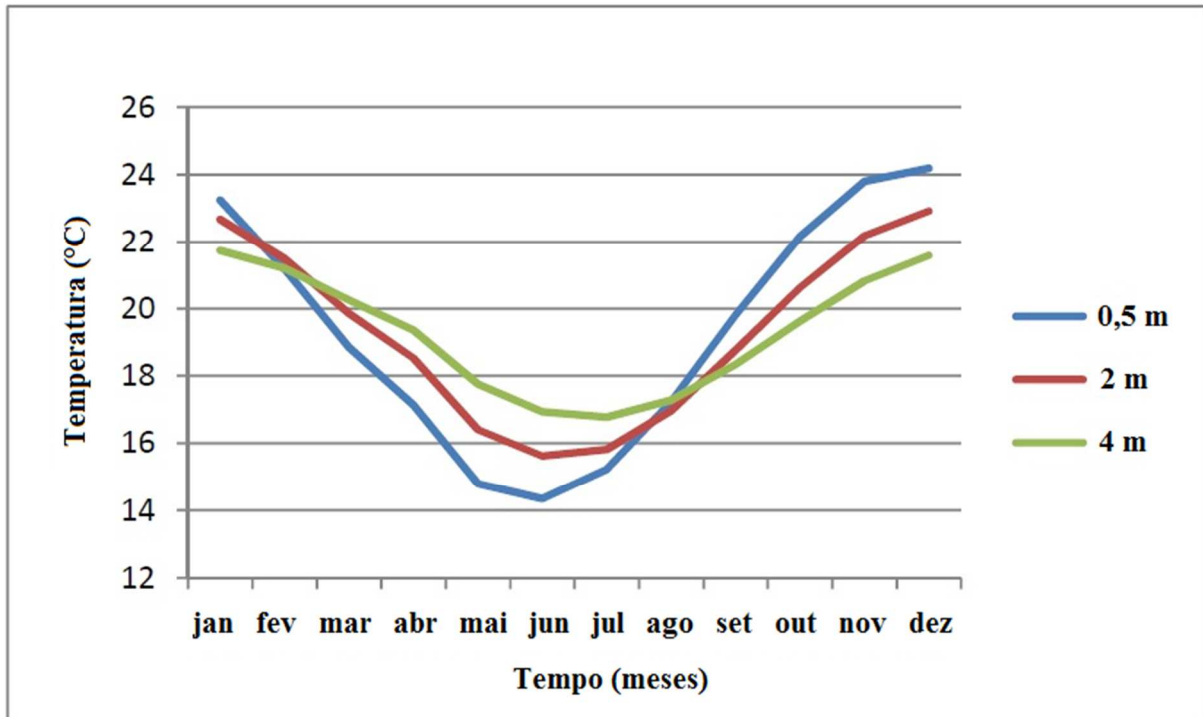


Figura 3.10: Temperaturas do solo para diferentes profundidades. Fonte: Schulz 2011

Optou-se por trabalhar nestas condições de temperatura do solo mesmo sabendo que quando a água estiver com temperatura acima de 22 °C, a temperatura no interior do AC pode ficar acima do desejado. É sabido que, para uma aplicação real, a avaliação prévia das condições térmicas do solo são essenciais para identificar a profundidade mais adequada para o aproveitamento deste tipo de recurso energético.

d) Ambiente climatizado (AC)

O ambiente climatizado (AC) é uma construção feita com placas de *drywall* montadas sobre uma estrutura em *steel frame*. As paredes são duplas com preenchimento de material isolante conforme mostra a Fig. 3.11. As 3 medidas internas (altura, largura e profundidade) são de 0,85 m, resultando em um volume interno de aproximadamente 0,6 m³. A parte superior é removível para dar acesso a parte interna.

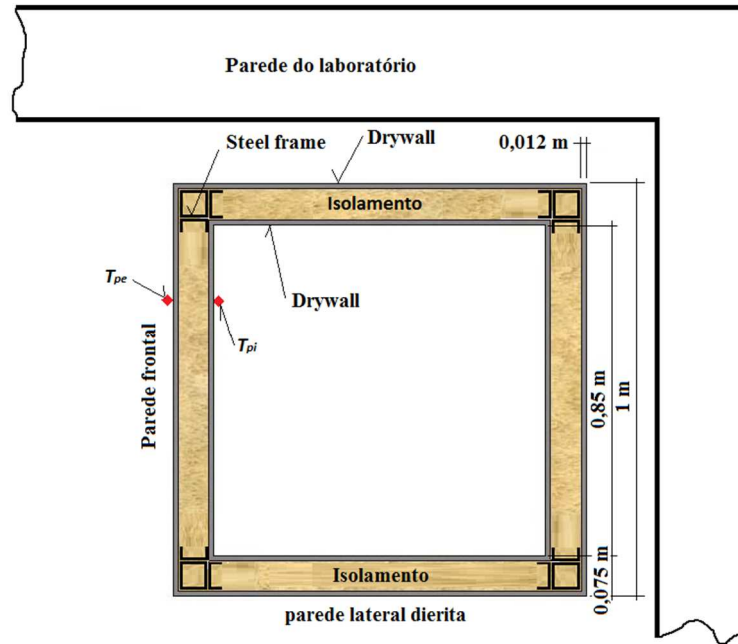


Figura 3.11: Vista em corte do AC (representação esquemática)

Dentro do AC são criadas condições controladas de temperatura, buscando atingir em determinados processos trocas térmicas em regime permanente e determinar as taxas de remoção de calor.

e) Fonte de calor

A fonte de calor do experimento tem como base uma resistência elétrica (Fig. 3.12) alimentada por um variador de tensão –Variac, (Fig. 3.13).

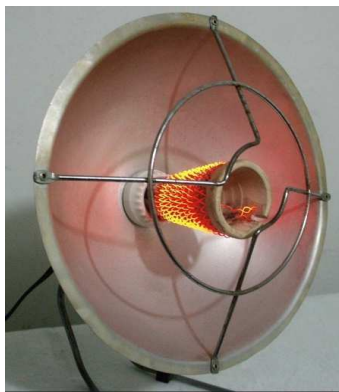


Figura 3.12: Fonte de calor por meio de uma resistência elétrica



Figura 3.13: Variador de tensão –
Variac

O valor da resistência foi determinado experimentalmente, pela medida da tensão e da corrente, conforme mostrado na Tab. 3.3. A resistência obtida foi utilizada para estimar a potência no sistema. As medidas da tensão U foram obtidas a partir de dezembro de 2015 ininterruptamente pela unidade de aquisição de dados. A partir destas medidas foi realizada uma média para o cálculo da resistência.

Tabela 3.3: Dados utilizados para determinar o valor da resistência

I_{res} (A)	U_{conc} (V)	R_{res} (Ω)
1,18	98,9	83,8

f) *Fan coil*

O *fan coil* (Fig. 3.14) utilizado foi montado especialmente para este experimento. Trata-se de um conjunto composto por um trocador de calor tipo “*Copper tube/fin coils*” (Fig. 3.15), por onde passa o fluido líquido, enquanto um ventilador “*fancooler*” (Fig. 3.16) promove a troca de calor por convecção. O trocador *fan coil* tem as medidas de 0,204 m de largura, 0,204 m de altura e 0,072 m de profundidade. É dotado de 93 aletas e 32 tubos de ¼”, somando uma área superficial de troca térmica de aproximadamente 2,67 m². O *fancooler* é essencial para um bom desempenho do trocador. Porém, sua operação colabora no aumento da temperatura do interior do AC que, conforme Çengel, (2011) demonstra, a potência do ventilador é integralmente convertida em energia térmica no interior do AC. Os dois elementos foram unidos por um duto, fabricado com papel cartão, que obriga que o ar puxado pelo ventilador, passe por entre as aletas do trocador.

O *fan coil* é o componente que promove a troca térmica entre água da cisterna e o ar do AC, fazendo com que as temperaturas deles tendam a estabilidade. No experimento, a interação entre o *fan coil* e a cisterna é analisada como um sistema aberto e com vazão mássica constante, sendo equacionado quando o sistema atinge uma condição de operação em regime permanente.

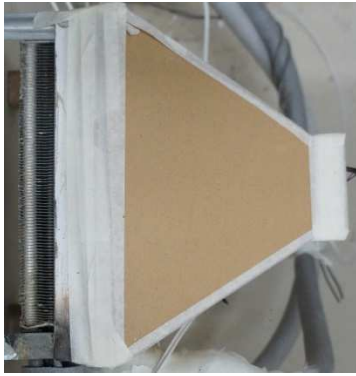


Figura 3.14: *Fan coil* montagem do trocador tubo/aleta com o ventilador

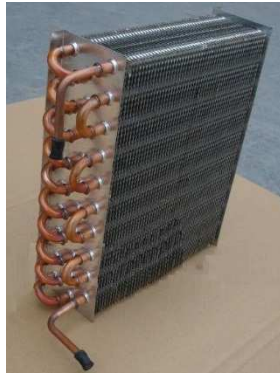


Figura 3.15: *Copper tube/fin coils* (tubo/aletas)



Figura 3.16: *Fancooler* 10x10 cm. Fonte: google

g) Isolamento térmico

A Figura 3.17 mostra uma das paredes do AC com a parte externa removida, deixando aparente a estrutura em *steel frame* e o preenchimento com um isolante térmico de celulose fabricado à partir de papel e pó de MDF reciclados. O espaço de aproximadamente 5 centímetros entre as paredes interna e externa está preenchido com o material isolante que, de acordo com Kappler *et al.* (2015) reduz significativamente as trocas térmicas. De acordo com os autores, este material pode ser utilizado para substituir materiais como fibra-de-vidro, lã-de-rocha ou espuma de PU, por exemplo, utilizados no isolamento térmico e acústico de edificações. Sua condutividade térmica foi determinada pelo Laboratório do Instituto Tecnológico ITT PERFORMANCE como $0,088 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$. No Anexo N encontram-se valores de condutividade de outros materiais, como lã de vidro e lã de rocha.



Figura 3.17: Isolante térmico no vão das paredes do AC

h) Câmera termográfica

A condução do calor através das paredes não ocorre de maneira uniforme em toda a superfície. Para determinar a temperatura média da superfície das paredes foi utilizada a câmera termográfica (Fig. 3.18).



Figura 3.18: Câmera termográfica

A câmera termográfica foi calibrada por comparação com o sensor de temperatura da parede frontal T_{pe} . Para isso utilizou-se a leitura digital da câmera, e, nas janelas do software desta, foram inseridos os valores das temperaturas: do laboratório; do sensor da parede; da emissividade da superfície da parede; a distância entre a câmera e a parede; da umidade relativa do ar; e da temperatura refletida, que pode ser obtido com as Eq. 3.27 e Eq. 3.28.

$$T_{refl} = \frac{\epsilon}{(\epsilon \sigma_{SB})^{\frac{1}{4}}} \quad (3.27)$$

e,

$$\epsilon = \sigma_{SB} T^4 \quad (3.28)$$

onde ϵ é a emitância, ϵ é a emissividade, σ é a constante de Stefan Boltzmann, T_{refl} é a temperatura refletida e T é a temperatura da superfície da parede medida em K.

i) Mangueiras de água

Para conduzir o fluido de troca térmica (água), da cisterna para o *fan coil*, e deste de volta para a cisterna, são utilizadas mangueiras flexíveis tipo “cristal”, que estão dispostas dentro de tubos de PVC 50 com isolamento de espuma de PU expansivo, mostrado na Fig. 3.19. Cada mangueira é colocada em um tubo individual para evitar a interação entre ambas e possível troca de calor, desta maneira a água pode fluir da cisterna para o trocador de calor e retornar para a cisterna carregando consigo apenas o calor removido do AC. As mangueiras para efeito de cálculo são consideradas ideais, não sofrendo interferência do ambiente externo.



Figura 3.19: Detalhe mostrando o isolante térmico nas mangueiras

j) Sensores de Temperatura RTD PT100

O monitoramento das temperaturas foi realizado com o uso de sensores de temperatura PT100 adequados a diferentes finalidades, conforme mostra a Fig. 3.21. Para monitorar a temperatura do ar, sensores PT100 foram instalados em abrigos que impedem a interferência de fontes radiantes diversas, Fig. 3.20 (b) e Fig. 3.20 (d), como radiação térmica por exemplo. Para monitorar a temperatura da água, sensores foram instalados nas conexões hidráulicas, Fig. 3.20 (a), e, para monitorar as temperaturas da água da cisterna e do solo, sensores de temperatura como o da Fig. 3.20 (c) foram fixados em tubos de PVC para garantir o posicionamento correto no local da medição. Ainda, para monitorar a transferência de calor pelas paredes foram utilizados sensores PT100 de superfície como mostrado na Fig. 3.20 (e).

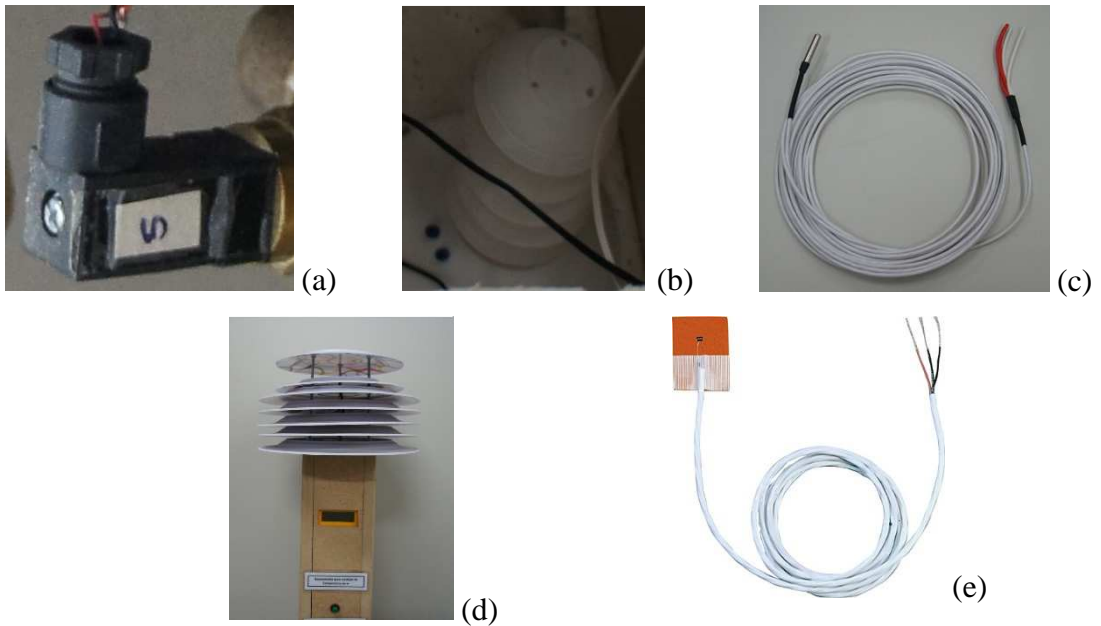


Figura 3.20: Sensores de temperatura PT100

Os sensores de temperatura foram calibrados pelo método da comparação em banho térmico. No processo de calibração foram utilizados um termômetro de referência indicado pela letra (a) na Fig. 3.21, um equipamento de banho térmico ISOCAL indicado pela letra (b) na mesma figura e, para registrar a leitura do sensor, foi utilizada a Unidade de Aquisição de Dados Agilent indicado pela letra (c). Tais sensores foram calibrados individualmente, onde, para cada um, estabeleceu-se 3 diferentes temperaturas de banho térmico que foram registrados numa planilha. Estes dados foram utilizados para gerar a curva de calibração, e consequente a equação, como mostra a Tab. 3.4. As demais tabelas encontram-se nos Apêndices A, B e C.

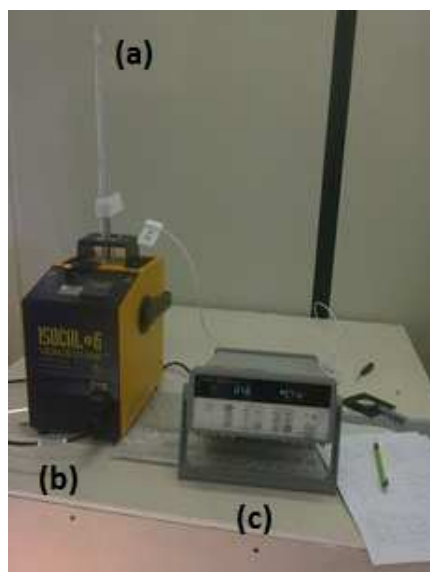


Figura 3.21: Equipamentos para calibração por banho térmico

As equações de ajuste foram obtidas com o software *CurveExpert*. Os dados da Tab. 3.4 foram inseridos nas janelas do programa, que retornam um gráfico e a equação de ajuste para a temperatura lida pelo sensor, representados no Apêndice M. Com a equação pode-se corrigir a temperatura lida pelo sensor para a temperatura de referência.

Tabela 3.4: Dados de calibração do sensor PT100 T_{AC} e sua equação de ajuste.

SENSOR 101	
T_{ref} (°C)	T_{sen} (°C)
10,0	10,05
20,0	21,08
30,0	30,11
$T_{AC} = 0,995T_{sensor} - 0,285$	

k) Equipamentos de aquisição e tratamento de dados

Os dados gerados pelos sensores e pelo variador de tensão foram lidos e registrados pela unidade de aquisição de dados Agilent 34970A (Fig. 3.22), sendo automaticamente enviados para o software do equipamento (Fig. 3.23) que os organizava em uma planilha Excel. Esta planilha era salva e atualizada a cada minuto, tornando possível visualizar as medições a partir de qualquer computador conectado à internet.



Figura 3.22: Unidade de aquisição de dados Agilent

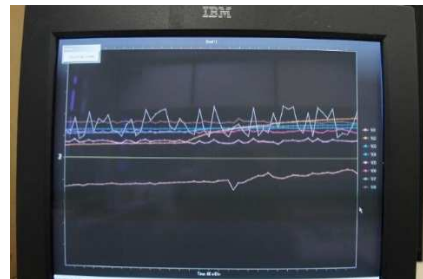


Figura 3.23: Computador com software de gerenciamento dos dados.

Os dados foram manualmente organizados em uma outra planilha Excel, onde são acrescentados os dados da temperatura do ar obtidos da estação meteorológica automática da Unisinos. Nesta nova tabela Excel são feitas as correções das temperaturas conforme as

equações de ajuste, sendo então gerados os gráficos, tabelas e por fim os dados para proceder com a análise de resultados.

l) Produção de energia elétrica

O dimensionamento teórico do sistema fotovoltaico para produção de energia elétrica tomou por base os dados da Tab. 3.5. O consumo dos equipamentos foi estimado para uma autonomia de 5 dias do banco de baterias e, para uma demanda diária de 552 Wh. Assim, tem-se uma demanda diária, com o equipamento operando em 12 V, de 46 Ah. Esta demanda em Ah deve ser suprida pelo sistema FV.

Tabela 3.5: Consumo do sistema terra-água-ar

Bomba (W)	Cooler (W)	Demanda de potência total (W)	Tempo de operação (h)	D_{dia} (Wh)	C_u (Ah)
12	11	23	24	552	46

Para suprir a demanda do sistema de climatização, foram utilizados dois módulos LG255S1C, de 255 W_p cada, ligados em paralelo. Este arranjo produz aproximadamente 62,5 Ahd^{-1} para uma condição de dia de céu claro, conforme mostra a Tab. 3.6, devendo suprir, simultaneamente, a demanda do sistema de climatização e recarga do banco de baterias.

Tabela 3.6: Geração FV

<u>Banco de baterias (5 dias)</u>		<u>Arranjo FV</u>	
$C_{u,dia}$ (Ah)	C_n (Ah)	E_{FV} (Wh)	$C_{FV,d}$ (Ah)
230	386	1.062	62,5

m) Análise das incertezas

O limite de erro da unidade de aquisição de dados Agilent HP 34970A é composto da soma dos percentuais dos erros de leitura e dos erros de fundo de escala. A soma destes percentuais inclui erros de medição, erros provenientes de chaveamentos internos do multiplexador e erros de conversão dos transdutores.

As incertezas envolvidas nas medições do experimento em questão compreendem as incertezas dos instrumentos de leitura de temperatura, da fonte de energia e da unidade de

aquisição de dados. Os equacionamentos estão organizados por fonte de geração e remoção de potência. As incertezas são as da potência elétrica, da troca térmica pelas paredes do AC e do trocador de calor.

Incerteza da potência

A incerteza da potência elétrica foi determinada, inicialmente, estimando o desvio padrão σ_U das medidas da tensão de alimentação da fonte interna de calor do AC, Eq. 3.29, e o método de distribuição t-Student, apresentado no Anexo O, foi aplicado para obter um nível de confiabilidade de 95%, conforme mostra a Eq. 3.30.

$$\sigma_U = \sqrt{\frac{\sum(U - \bar{U})^2}{n - 1}} \quad (3.29)$$

$$\delta_U = \sigma_U \sigma t_{95} \quad (3.30)$$

Onde U é a tensão medida, \bar{U} é a média das tensões medidas e n representa o número de aquisições realizadas.

A Eq. 3.31 calcula a incerteza da tensão medida pelo Agilent δ_{AGI} .

$$\delta_{AGI} = \left(\frac{0,6}{100} \bar{U} + \frac{0,08}{100} U_{fe} \right) \quad (3.31)$$

onde U_{fe} representa o fundo de escala do instrumento.

A incerteza combinada da tensão é dada pela Eq. (3.32)

$$\delta U_{comb} = \sqrt{(\delta_U)^2 + (\delta_{AGI})^2} \quad (3.32)$$

Com o valor da incerteza da tensão combinada, pode-se obter a incerteza da potência pela Eq. 3.33

$$\delta_{pot} = \frac{(\delta U_{comb})^2}{R_{res}} \quad (3.33)$$

As incertezas das taxas de transferência de calor pelas paredes $\delta\dot{Q}_{par}$ e no trocador de calor $\delta\dot{Q}_{FC}$ foram determinadas pelas Eq. 3.34 e Eq. 3.35.

$$\delta\dot{Q}_{par} = \frac{S_{\infty,ex} - S_{\infty,in}}{\frac{1}{\bar{h}_{in}A_{in}} + \frac{L_g}{k_g A_{in}} + \frac{L_{iso}}{k_{iso}A_{iso}} + \frac{L_g}{k_g A_{ex}} + \frac{1}{\bar{h}_{ex}A_{ex}}} \quad (3.34)$$

$$\delta\dot{Q}_{FC} = \rho\dot{V}(S_e - S_s) \quad (3.35)$$

onde S_{∞} é a incerteza fornecida pela software Curve expert.

A Tabela 3.7 mostra o valor das incertezas que foram usadas nas equações para calcular as trocas térmicas.

Tabela 3.7: Incertezas de medição

Sensor	Faixa de incerteza
T_{AC}	$\pm 0,81$ °C
T_{pi}	$\pm 0,04$ °C
T_{pe}	$\pm 0,04$ °C
T_{lab}	$\pm 0,02$ °C
T_{ea}	$\pm 0,07$ °C
T_{sa}	$\pm 0,04$ °C
T_{cf}	$\pm 0,04$ °C
T_{cm}	$\pm 0,8$ °C
T_{cp}	$\pm 0,00$ °C
T_{solo}	$\pm 0,04$ °C
$T_{solo,ref}$	$\pm 0,00$ °C
$T_{ar,amb}$	$\pm 0,02$ °C
δ_{pot}	$\pm 0,03$ W

4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

A unidade experimental operou ininterruptamente durante o período da coleta de dados, de setembro de 2015 a fevereiro de 2016, salvo alguns momentos de falta de energia. Neste capítulo são analisados os resultados obtidos com as leituras da unidade experimental. O processo de avaliação se divide em avaliação qualitativa e quantitativa. A avaliação qualitativa analisa o comportamento das temperaturas descritas nos gráficos de forma geral. Já, para a avaliação quantitativa, foram realizados três ensaios, denominados eventos. No primeiro evento foi verificada a operação do sistema com taxas de calor na faixa de 11 W, sendo que este evento acabou não tendo elementos para uma análise quantitativa e passou a ser avaliada também de forma qualitativa. Já, nos eventos 2 e 3, buscou-se analisar o comportamento do sistema com taxas de calor maiores, com valores em torno de 120 W e redução na vazão da bomba.

As temperaturas do solo desempenham um papel central no comportamento das demais temperaturas no sistema e são inicialmente discutidas de modo específico. Posteriormente estão as discussões sobre o sistema como um todo, onde foram avaliadas as interações térmicas entre o trocador de calor e o AC e deste com a temperatura do laboratório em condições de regime permanente, possibilitando determinar as taxas de remoção de calor no sistema e proceder com o balanço de energia.

Horbach, (2010) e Schulz, (2011) apresentaram uma análise do solo da cidade Porto Alegre, onde a temperatura no subsolo oscila entre 19 e 22 °C na profundidade de 4 m, conforme mostra a Fig. 3.10. Ao comparar as três medições em profundidades distintas, observa-se que à medida que aumenta a profundidade, diminui o intervalo de variação da temperatura. Durante o desenvolvimento da pesquisa foi feita a análise do solo e determinada a profundidade ideal para se calcular o melhor aproveitamento das condições geotérmicas para este sítio. Os laudos do solo estão nos Anexos E, F, G H e I. Os valores da condutividade térmica e do calor específico foram obtidos da análise da composição do solo e comparados com dados tabelados no Incropera, (2011). De acordo com os resultados da Eq. 2.7 de Prevedello, (2010) calculou-se a profundidade do solo para uma temperatura média anual equivalente à média da temperatura ambiente. No gráfico na Fig. 4.1, no eixo z tem-se 18 °C, e o eixo delta T_0 mostra a variação da temperatura de acordo com a profundidade, onde, quanto maior a profundidade, menor a variação. Assim, para uma temperatura média anual de 18 °C com variação máxima de ± 1 °C, a profundidade ideal para o solo avaliado é de, no mínimo, 6 m no topo do reservatório.

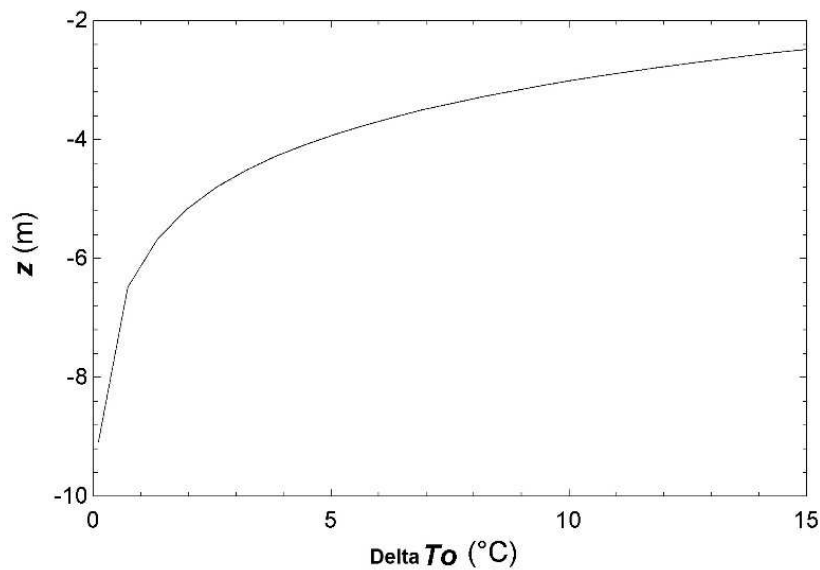


Figura 4.1: Intervalo de variação de temperatura x profundidade

Não foram encontrados trabalhos similares na região para comparar os resultados. Porém, pode-se observar comportamento similar em solos como de Guangzhou, Fig. 4.2, onde na profundidade de 3,2 m a variação anual foi em torno de 4 °C, enquanto no solo de Porto Alegre a variação para a profundidade de 4 m foi em torno de 4,5 °C.

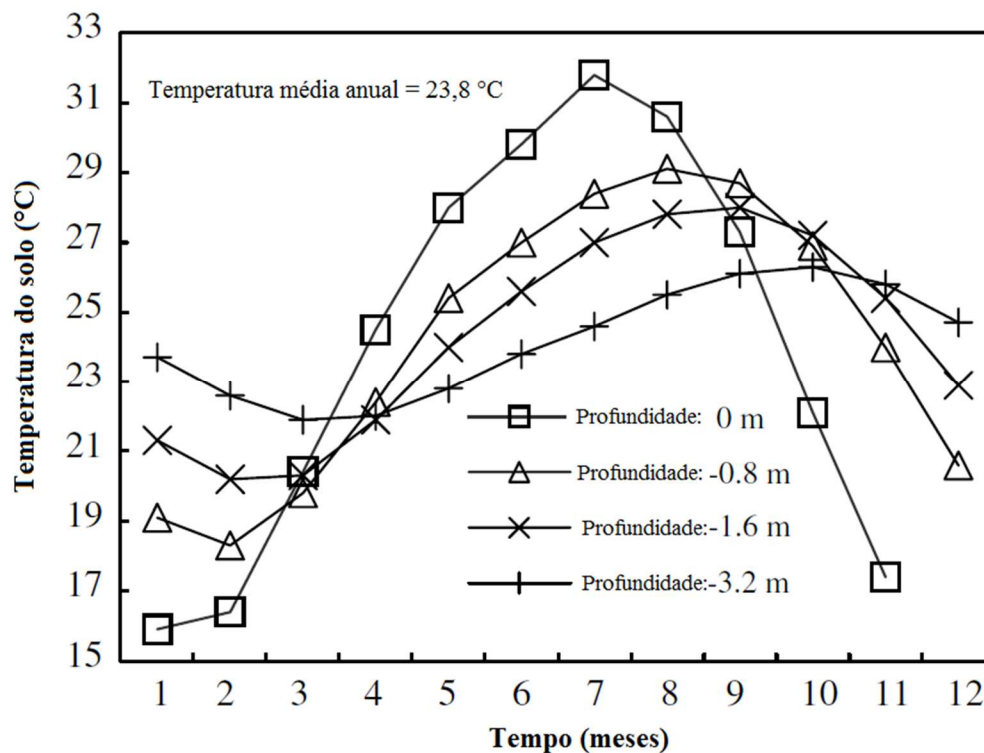


Figura 4.2: Temperaturas médias do solo para diferentes profundidades em Guangzhou, sul da China. Fonte: Wu *et al.*, 2007

Em outro experimento, realizado por Chel, Janssen e De Paepe, 2015, na cidade de Gent na Bélgica, Fig. 4.3 apresenta a temperatura do solo para diferentes profundidades do solo, onde pode-se observar que para a profundidade de 4 m, a variação anual da temperatura foi próxima a 4 °C. Ainda, corroborando com os dados do experimento feito em São Leopoldo, a variação da temperatura anual para a profundidade de 6 m fica em torno de 2 °C.

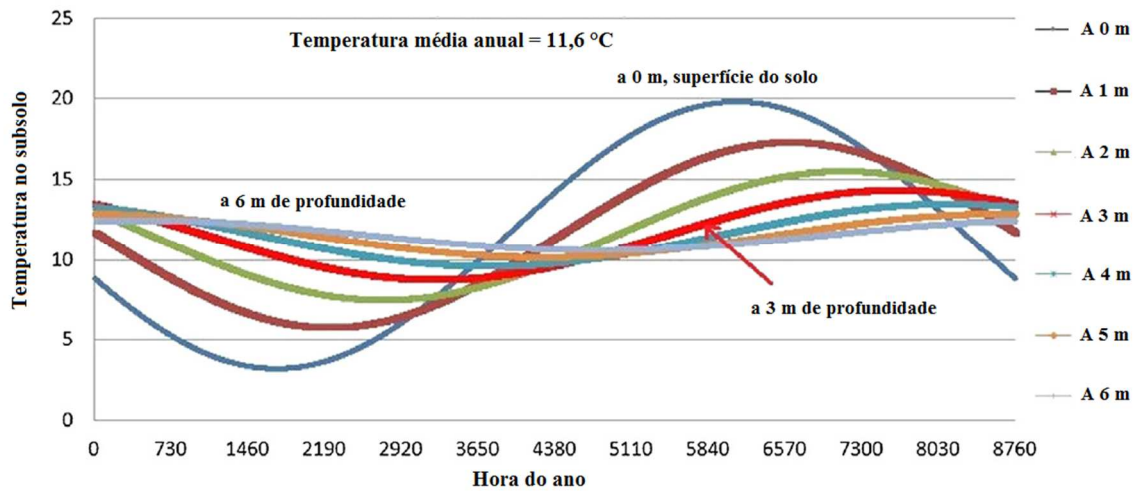


Figura 4.3: Temperaturas médias do solo para diferentes profundidades em Gent, Bélgica.
Fonte: Chel, Janssen e De Paepe, 2015

A Fig. 4.4 mostra as temperaturas do solo e do ar ambiente ao longo do tempo. As temperaturas são obtidas pelos sensores T_{solo} , $T_{ar,amb}$, sendo que a partir do mês de novembro de 2015 foi adicionado o sensor $T_{solo,ref}$, em um ponto distante 4 m da cisterna, possibilitando avaliar com melhor exatidão a interferência do calor proveniente do AC no solo próximo T_{solo} . Pode-se observar que a temperatura do solo se manteve praticamente estável quando comparada com a temperatura do ar ambiente, permanecendo próximo da média de temperatura deste. Consequentemente, a temperatura do solo oscila ao longo período, acompanhando as estações do ano. Essa oscilação fica evidenciada pelo aumento da temperatura de 20,3 °C de setembro de 2015 para 26,5 °C em fevereiro de 2016.

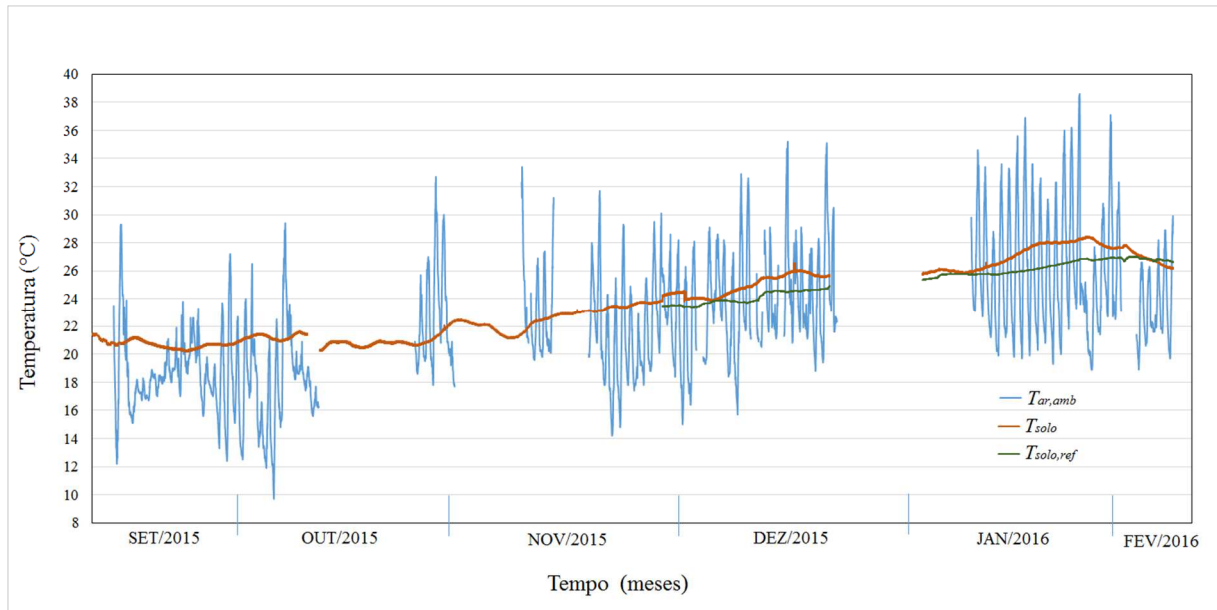


Figura 4.4: Gráfico mostrando a variação da temperatura entre os meses de setembro de 2015 a fevereiro de 2016, na profundidade de 1 metro

A temperatura do solo ficou acima do valor máximo esperado para a profundidade de 1 m que, conforme pode-se verificar ao comparar os gráficos das Fig. 3.10 e 4.4, não deveria ultrapassar os 24 °C entre dezembro e fevereiro, porém ultrapassou a marca dos 27 °C em fevereiro. A determinação do intervalo de variação da temperatura com a profundidade, mostrado na Fig. 4.1, que fornece a profundidade para a temperatura ideal, corrobora as medições mostradas pelos demais autores e evidencia a discrepância da temperatura local medida. Os valores altos da temperatura para o solo no experimento são atribuídos a sua baixa resistência térmica, que foi determinada pelos dados experimentais em aproximadamente 0,03 °C/W, potencializados pela posição solar inadequada e a total ausência de cobertura.

O solo recebe ainda calor proveniente do sistema. Ao promover remoção de calor do AC, a água transporta consigo este calor para a cisterna. Para avaliar esta remoção de calor foram criadas condições de operação específicas e selecionados três intervalos, dentro dos quais se obteve intervalos com condições de troca térmica em regime permanente. Nos eventos onde a remoção de calor do AC ocorreu de forma intermitente e com potência moderada, em torno de 11 W, não se observa alteração significativa na temperatura da água da cisterna. Entretanto, nos momentos onde houve entrada contínua de calor e com uma potência mais elevada, em torno de 118 W, pôde-se observar claramente que a água teve sua temperatura aumentada. Observa-se ainda que, após o desligamento da fonte de calor no AC, sua temperatura reduz, ficando em torno da temperatura da água, e o calor que fora transferido para a água da cisterna

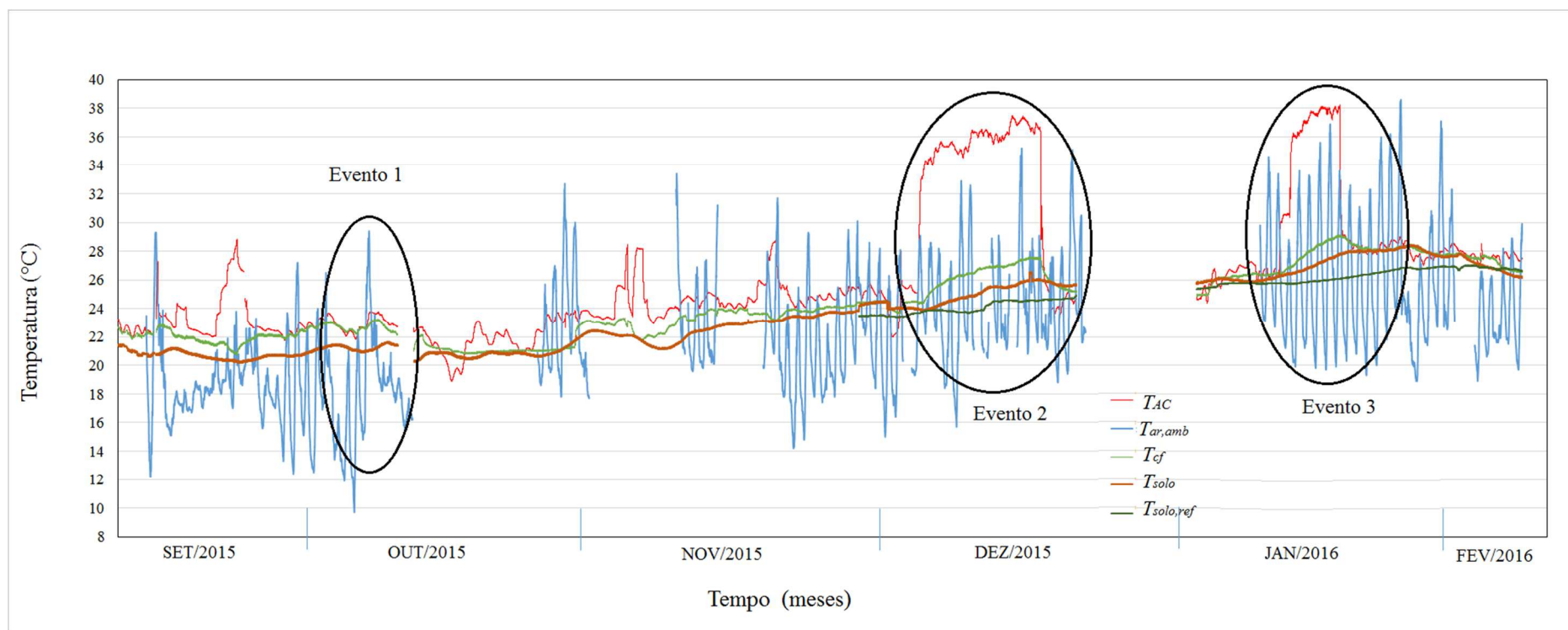


Figura 4.5: Gráfico das temperaturas do solo, solo referência, água e do ar no sistema terra-água-ar

se dissipa no solo, entrando em equilíbrio com o mesmo. Os eventos 2 e 3 caracterizam bem essas observações e estão destacados na Fig. 4.5.

Evento 1

Este evento demonstra uma condição de operação onde a única entrada de calor no AC foi a da operação do *fancooler*, aproximadamente 11 W e a vazão de água no *fan coil* é a vazão 1 descrita na Tab. 3.1.

O evento 1 se refere a uma leitura realizada no mês de outubro de 2015, entre o dia 6, com início às 10h23min, e encerrado no dia 7 às 18h23min. A Fig. 4.7 mostra as temperaturas do AC, do laboratório e do ar ambiente utilizado para a análise da remoção de calor. A Fig. 4.8 mostra as temperaturas envolvidas na avaliação da troca de calor pelas paredes do AC, a Fig. 4.9 mostra as temperaturas da água na entrada e na saída do trocador de calor e a Fig. 4.10 mostra as temperaturas da água na cisterna e do solo. A temperatura de conforto térmico é baseada na norma ANSI/ASHRAE Standard 55 - 2004, que estabelece a temperatura média mensal do ar para espaços naturalmente condicionados (Fig. 4.6), onde é avaliada a temperatura do espaço em estudo em comparação com a temperatura do ar ambiente.

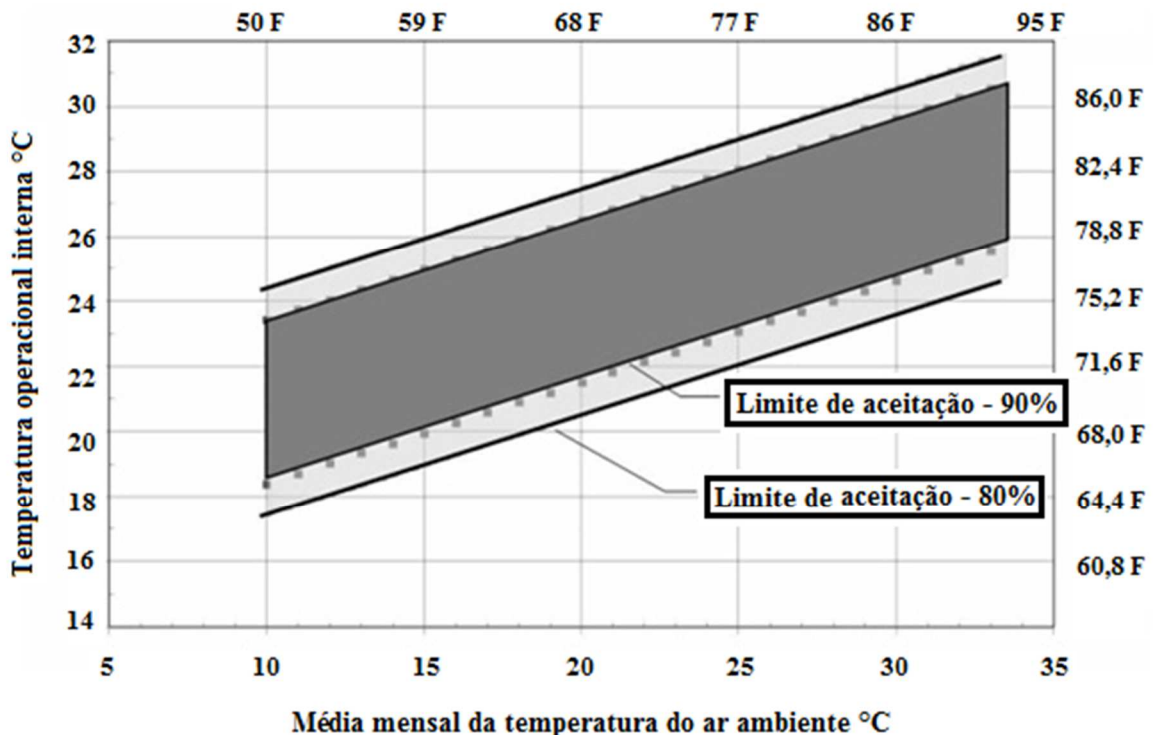


Figura 4.6: Amplitude de temperaturas aceitáveis para espaços naturalmente condicionados (adaptado de - ANSI/ASHRAE Standard 55-2004)

A leitura das temperaturas no AC neste evento apresentou um valor médio de 23,6 °C, não ficando superior 24 °C e nem inferior a 22,5 °C. Já as temperaturas médias no laboratório e do ar ambiente foram, respectivamente, 23,9 °C e 23,3 °C, com a temperatura do ar ambiente com mínima de 18,8 °C e máxima de 29,4 °C, mostardas na Fig. 4.7.

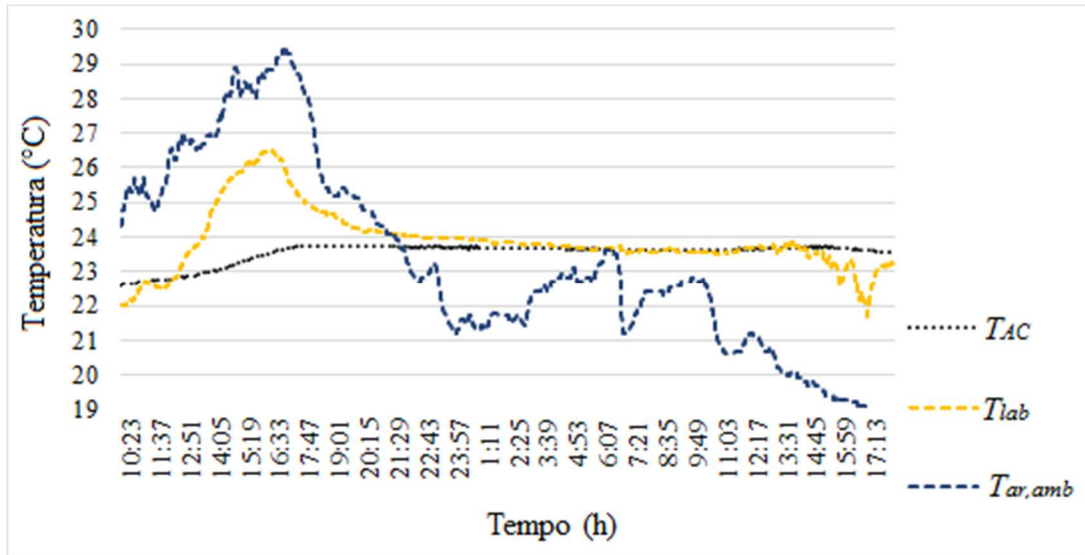


Figura 4.7: Temperaturas do ar no AC, do laboratório e do ar ambiente. Trecho tomado por regime permanente em destaque

O gráfico da Fig.4.8 mostra as temperaturas envolvidas no balanço de energias das paredes. Observa-se que entre a 13h e 20h houve um aumento nas temperaturas do laboratório e da parede externa que, após estabilizar foi lentamente diminuindo, isto é atribuído à influência do clima, que surtiu pouco efeito no interior do AC. Entre as 17h e 16h do dia seguinte as temperaturas do AC e da parede interna sofreram pouca alteração, podendo-se considerar este um período de regime permanente para efetuar o balanço de energias no sistema. Entretanto, as leituras das temperaturas estas temperaturas não são confiáveis para isto pois a diferença entre elas está muito próxima da incerteza dos sensores.

As leituras obtidas foram, na ordem T_{AC} , T_{pi} , T_{pe} e T_{lab} , as seguintes: 23,6 °C, 24 °C, 23,1 °C e 23,9 °C.

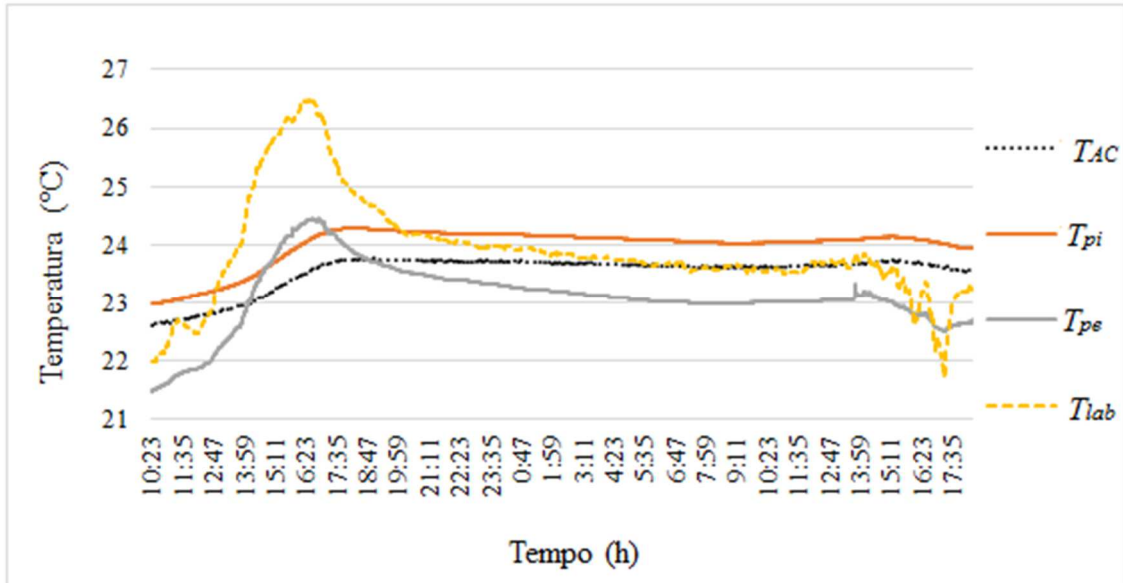


Figura 4.8: Temperaturas envolvidas nas taxas de troca térmica pela parede

A Figura 4.9 mostra as temperaturas de entrada T_{ea} e de saída T_{sa} da água no trocador de calor. Apesar de nitidamente se observar a remoção de calor pelo trocador, pelo fato da temperatura no AC se manter em equilíbrio com a água na cisterna T_{cf} , Fig. 4.10, o diferencial de temperaturas obtido nos sensores de entrada e saída foi muito pequeno para uma determinação confiável do calor removido.

As leituras obtidas nos sensores na entrada e saída da água foram, respectivamente, 23,06 °C e 23,15 °C, apresentando uma diferença medida de 0,09 °C. A incerteza combinada das temperaturas é de $\pm 0,11$ °C, portanto superior à diferença das temperaturas, inviabilizando a validação da taxa de remoção, não sendo gerado o relatório de balanço térmico para este evento. Para uma aquisição de dados mais confiáveis, que permitam a validação da taxa de remoção, decidiu-se por realizar os dois novos eventos nos quais foi definido uma diferença de temperatura no trocador de calor em torno de 3 °C.

O gráfico da Fig. 4.10 descreve as temperaturas obtidas no AC, comparadas às da cisterna e do solo. As leituras obtidas na ordem T_{AC} , T_{cf} , T_{cp} e T_{solo} , são: 23,6 °C, 23,03 °C, 22,64 °C e 21,1 °C. Neste momento ainda não é possível visualizar a influência da operação do sistema sobre a temperatura do solo. Para verificar o comportamento da temperatura do solo em relação a operação do sistema, para os próximos eventos decidiu-se instalar mais um sensor de temperatura, o $T_{solo,ref}$.

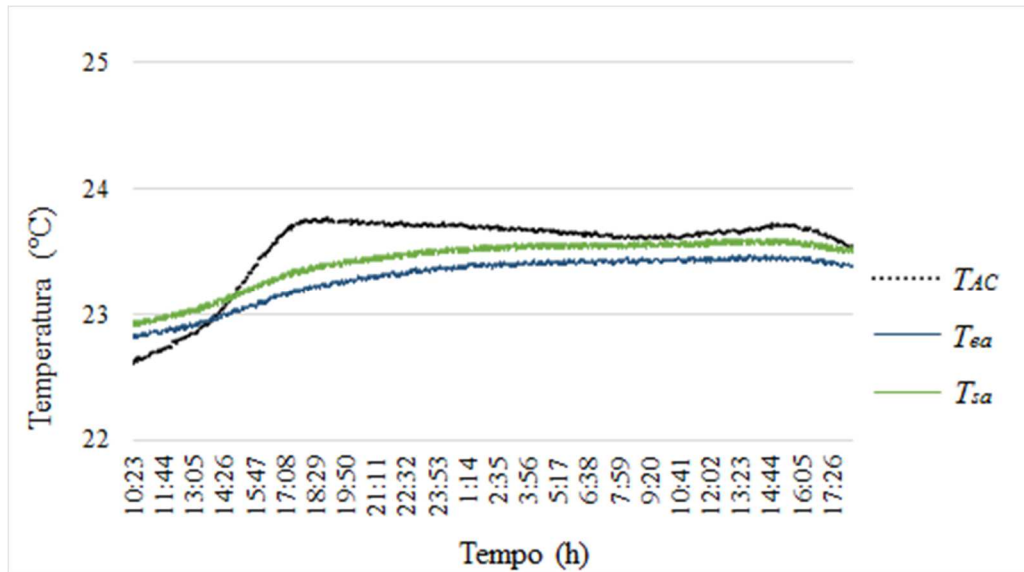


Figura 4.9: Temperaturas envolvidas na determinação das taxas de troca térmica no trocador de calor, mais a temperatura do AC

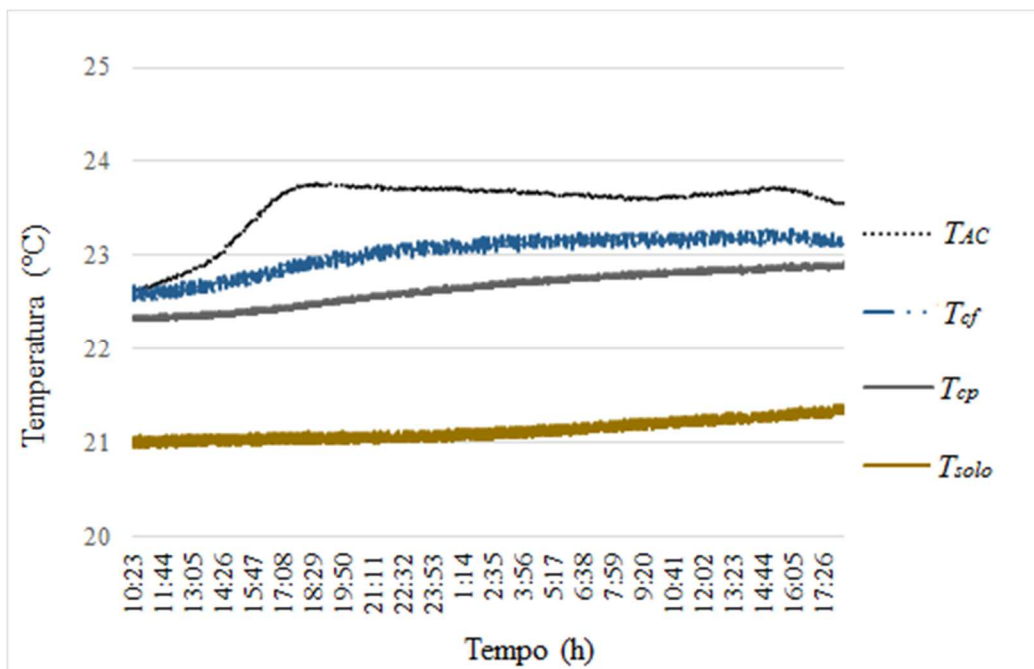


Figura 4.10: Temperaturas da cisterna e do solo, mais a do AC

Observa-se ainda que, no evento 1, a remoção de calor é verificada quando se compara a medição de todo o mês de outubro com experimentos realizados em três momentos distintos, um no mês de setembro e dois no mês de novembro, que se evidenciam por picos bem pronunciados no gráfico. Nestes, a bomba de água foi desativada, interrompendo a remoção de calor e, assim que a bomba foi reativada, a temperatura reduz para níveis próximos à T_{cf} .

As observações, tanto no evento 1, como em todo mês de outubro, trazem resultados qualitativos. Durante todo o mês a temperatura ambiente variou de 9,9 °C a 32,6 °C, enquanto que no AC a temperatura ficou entre 18,9 °C a 23,6 °C, para temperaturas do solo e água, respectivamente, em torno de 21 °C e 23 °C.

Evento 2

Para este evento, a taxa de calor adicionada no AC e a vazão de água que circula através do *fan coil* foram alteradas, respectivamente, para aproximadamente 119 W e para a vazão 2 conforme Tab. 3.2.

O evento 2 se refere a leitura de dados realizada no dia 09 de dezembro, das 11h36min às 13h36 min. A Fig. 4.11 mostra as temperaturas do AC, do laboratório e do ar ambiente, a Fig. 4.12 mostra as temperaturas da água na entrada e na saída do trocador de calor no AC, a Fig. 4.13 mostra as temperaturas envolvidas na avaliação da troca de calor pelas paredes, a Fig. 4.14 mostra a imagem termográfica da parede frontal e a Figura 4.15 mostra as temperaturas da cisterna, do solo e do ar no interior do AC. A Figura 4.11 mostra as temperaturas em regime permanente, onde tem-se 36,3 °C no AC (T_{AC}), 32,1 °C no T_{lab} e 26,3 °C no $T_{ar,amb}$.

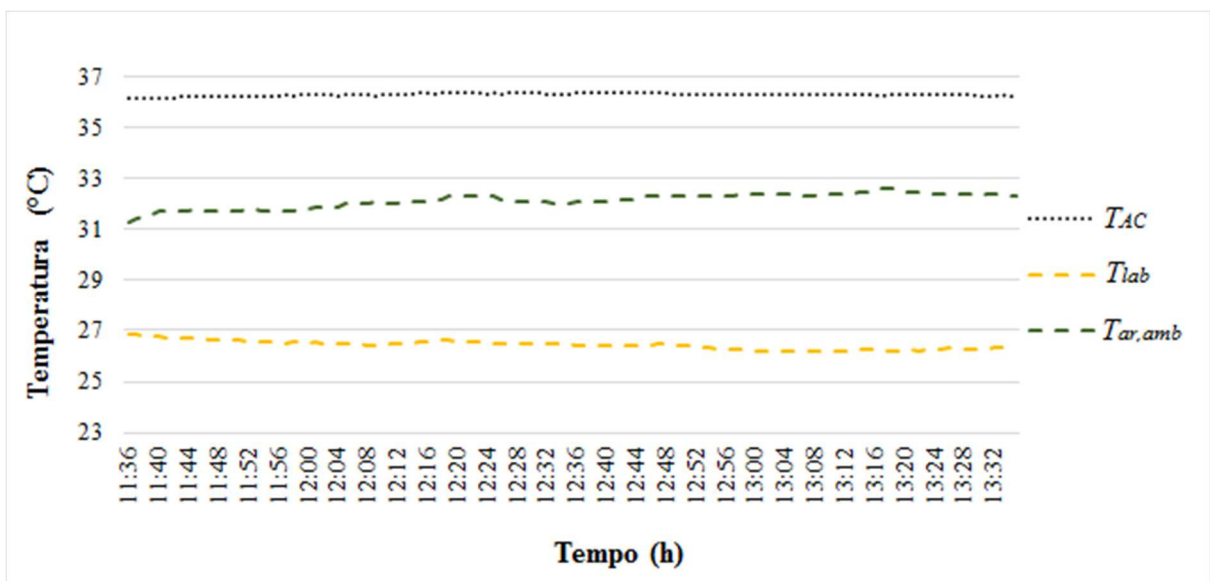


Figura 4.11: Temperaturas do AC, do ar no laboratório e do ar ambiente no trecho admitido como regime permanente

As novas taxas de calor e vazão proporcionaram uma diferença de 2,7 °C entre as temperaturas de entrada T_{ea} e saída T_{sa} do *fan coil*, como pode ser observado na Fig. 4.12. Esse aumento na diferença, em relação a outubro, se deve ao menor volume de água que passa pelo trocador e absorve uma taxa maior de calor com o aumento da potência. A partir deste procedimento foi possível determinar a taxa de remoção de calor pelo trocador de calor como sendo de 98,6 W.

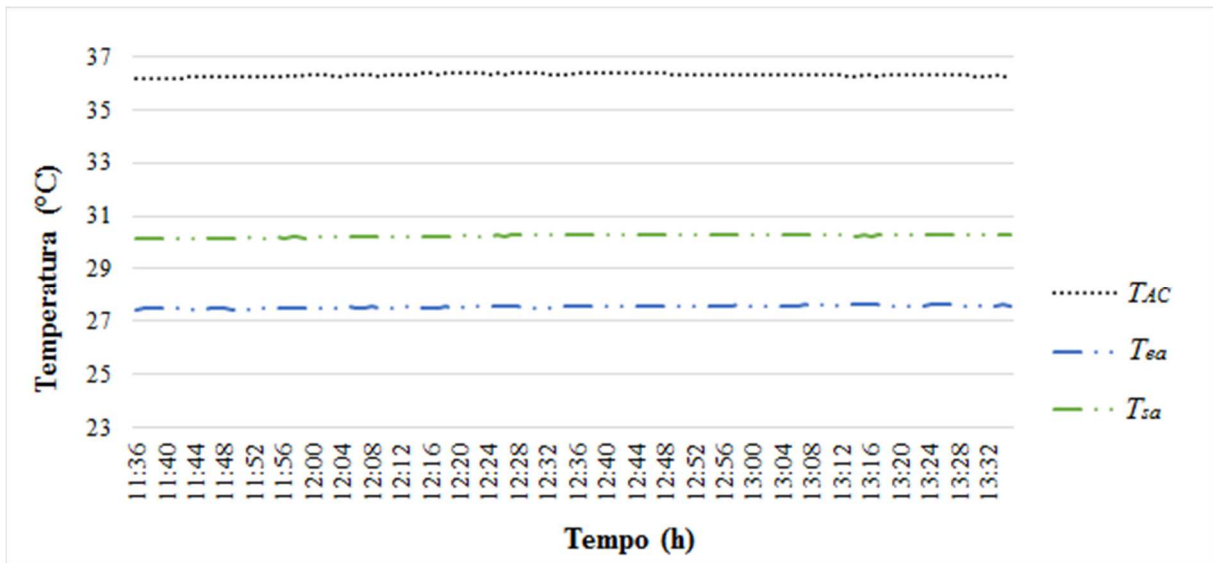


Figura 4.12: Temperaturas envolvidas na determinação das taxas de troca térmica no trocador de calor e temperatura do AC.

Na Figura 4.13 pode-se observar que as temperaturas do AC, das paredes T_{pi} e T_{pe} e do laboratório T_{lab} estão em condição de regime permanente e, em função da maior potência gerada no AC, a distribuição das temperaturas se manteve ordenada de dentro para fora, da maior temperatura para menor, diferente da condição vista no evento 1, onde as temperaturas do AC e do laboratório se confundem. Ainda, para determinar a troca térmica pelas paredes com maior exatidão, fez-se o uso da câmera termográfica conforme mostra a Fig. 4.14, obtendo a temperatura média de toda superfície. Demais imagens e relatórios da câmera termográfica do evento 2 estão nos Apêndices E até I.

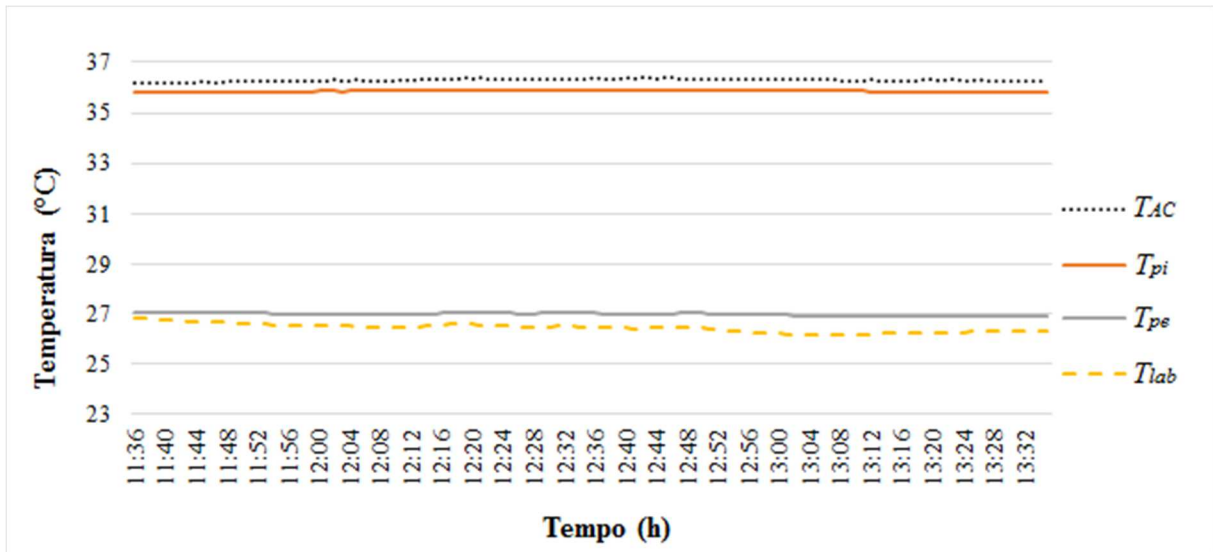


Figura 4.13: Temperaturas envolvidas nas taxas de troca térmica pela parede

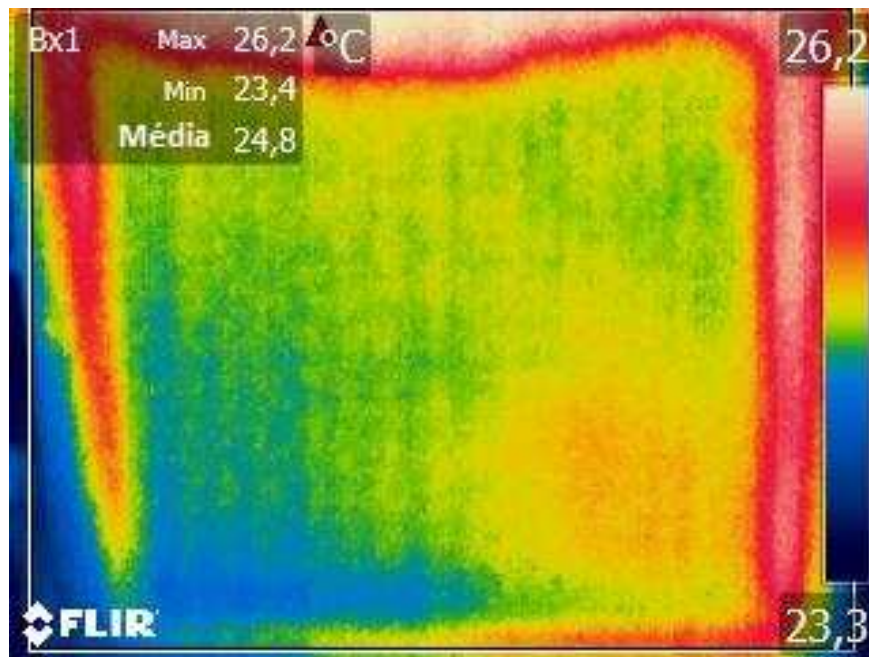


Figura 4.14: Imagem termográfica da parede frontal

Com a adoção de uma carga térmica maior foi obtido uma diferença de temperatura entre as paredes interna e externa em torno de 9 °C, minimizando a interferência da incerteza dos sensores, permitindo uma análise quantitativa. A taxa de remoção de calor total pelas paredes foi de 20,70 W.

A temperatura do solo e da cisterna tiveram seus valores aumentados em relação a outubro. Seus valores ficaram, seguindo a ordem: T_{cf} , T_{cm} , T_{cp} , T_{solo} e $T_{solo,ref}$, como: 26,78 °C, 27,84 °C, 28,67 °C, 25,08 °C e 23,87 °C, mostradas na Fig.4.15.

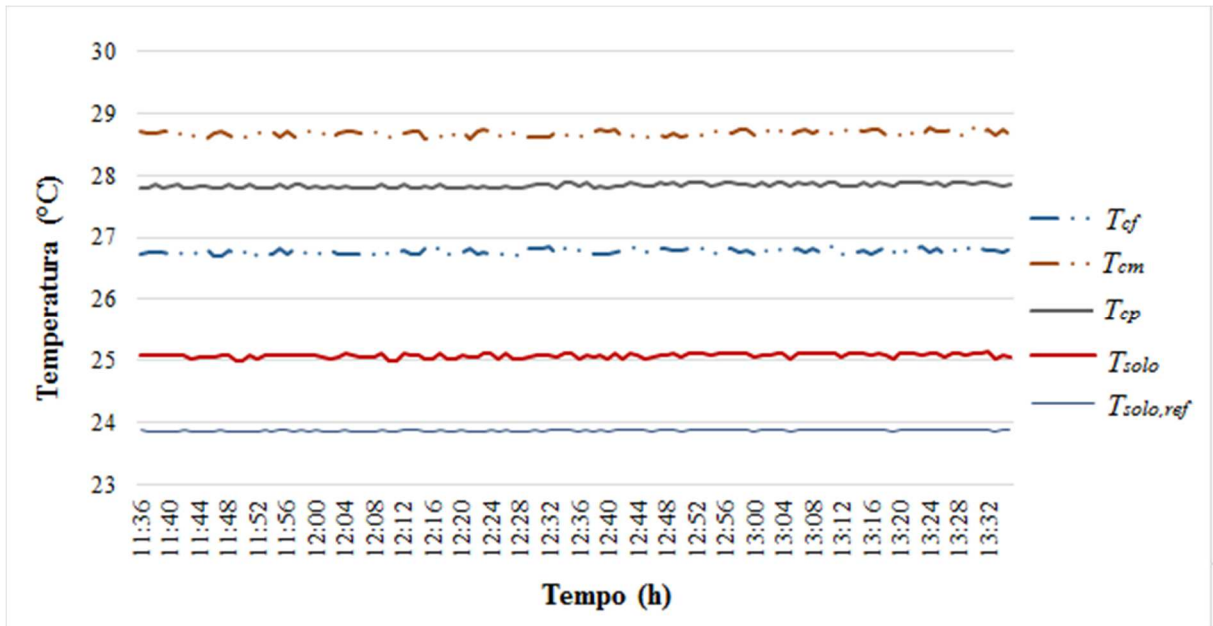


Figura 4.15: Temperaturas da cisterna e do solo

No evento 2 tem-se um novo dado que é o $T_{solo,ref}$. Ele possibilita que se verifique a variação na temperatura do solo próximo a cisterna T_{solo} em relação a variação da temperatura natural do solo.

Balanco térmico do evento 2

O balanço térmico do sistema é obtido pela Eq. 3.7. Na Tabela 4.1 são mostrados os valores obtidos no experimento que satisfazem esta equação. O valor da entrada de potência foi definido no início da operação em 111W. Percebeu-se que a tensão da rede oscila e, por não se ter realizado seu monitoramento nesta etapa, sua potência foi ajustada e validada *a posteriori* para 119,35 W. A redefinição da potência foi validada com base na resistência térmica total da parede obtida com a Eq. 3.4, que é constante para os eventos 2 e 3, e a diferença das temperaturas das paredes interna e externa.

Tabela 4.1: Balanço térmico da etapa 2

Parâmetro	Potência (W)	Incerteza (W)
$\dot{W}_{fan} + \dot{W}_{res}$	119,35 (100%)	$\pm 0,03$
\dot{Q}_{par}	20,70 (17,4%)	$\pm 0,15$
\dot{Q}_{FC}	98,60 (82,6%)	$\pm 0,50$

Evento 3

Os parâmetros utilizados neste evento repetem os parâmetros do evento 2, tendo como diferencial que neste evento foi feito o registro da tensão elétrica pela unidade de aquisição de dados. A repetição do ensaio objetiva trazer maior exatidão às leituras e validar os resultados da remoção de calor.

O evento 3 descreve um período de regime permanente, no dia 19 de janeiro de 2016, das 11h às 13h. A Figura 4.16 mostra as temperaturas do AC, do ar ambiente e do ar do laboratório, a Fig. 4.17 mostra as temperaturas envolvidas na determinação das trocas térmicas pelas paredes, a Fig. 4.18 mostra a imagem da câmera termográfica da parede frontal, a Fig. 4.19 mostra as temperaturas envolvidas na remoção de calor no trocador de calor e a Fig. 4.20 mostra as temperaturas da cisterna, do solo e do ar no interior do AC.

A temperatura no T_{AC} , mostradas na Fig. 4.16, estabilizou-se em torno de 38 °C. O aumento desta temperatura em relação ao evento 2 deve-se ao aumento natural da temperatura da água e do solo, Fig. 4.4. A inflexão na temperatura T_{lab} é devida ao acionamento do ar condicionado da universidade. O diferencial entre as temperaturas de entrada e saída no trocador de calor foi de 2,51°C, representado pela Fig. 4.17, resultando em uma remoção de calor de 91,9 W.

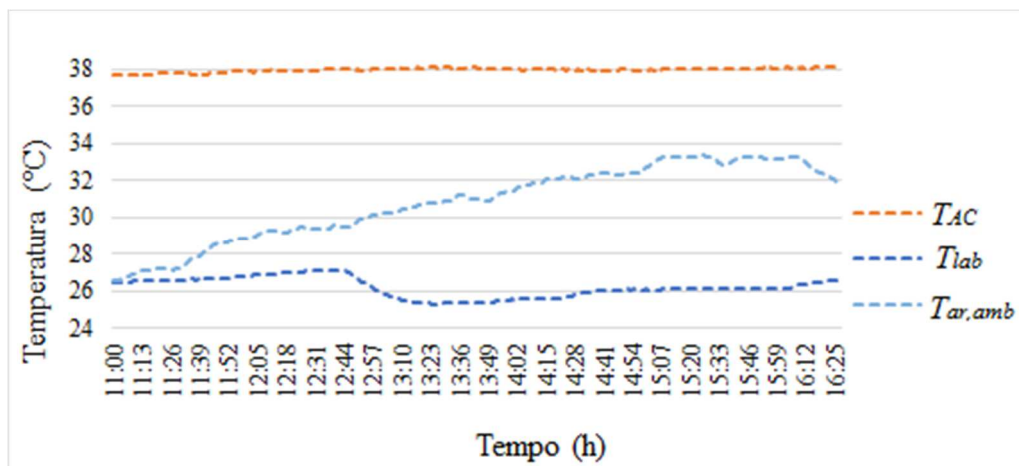


Figura 4.16: Temperaturas do AC, do ar no laboratório e do ar ambiente no trecho admitido como regime permanente

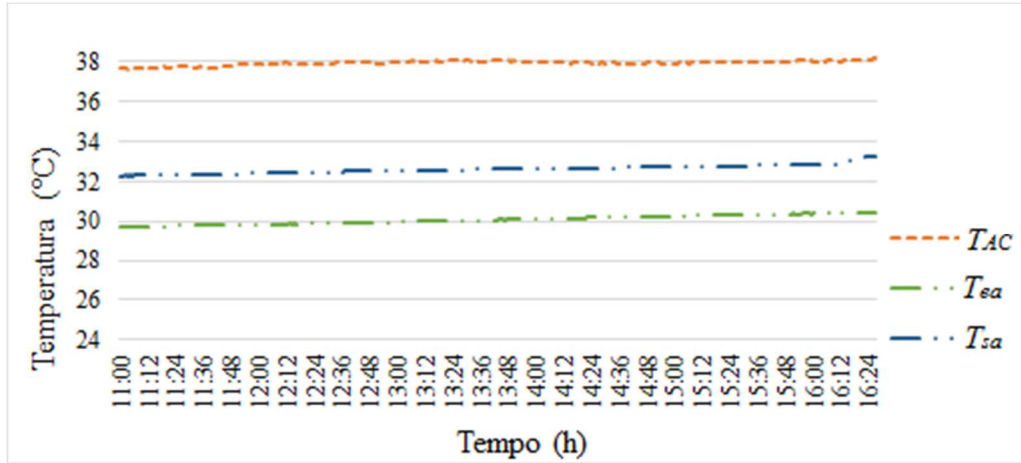


Figura 4.17: Temperaturas envolvidas na determinação das taxas de troca térmica no trocador de calor e temperatura do AC

A Figura 4.18 mostra o comportamento das temperaturas interior do AC, das paredes interna e externa, e do laboratório. Apesar das condições terem sido similares, o comportamento das paredes apresentou uma pequena variação. A variação da temperatura do AC, como já descrito, se deve à variação da temperatura do solo e será quantificado na descrição da Fig 4.20. Por volta das 13h ocorreu uma inflexão na temperatura do laboratório T_{lab} pela mesma razão já descrita anteriormente. Para determinar a remoção de calor pelas paredes, neste evento também se utilizou a temperatura média das superfícies das paredes, pelo uso de imagens termográficas, conforme mostra a Fig. 4.19. A taxa de remoção de calor total ocorrida pelas paredes foi de 25,1 W. Demais imagens e relatórios da câmera termográfica no evento 3 estão nos Apêndices J até L.

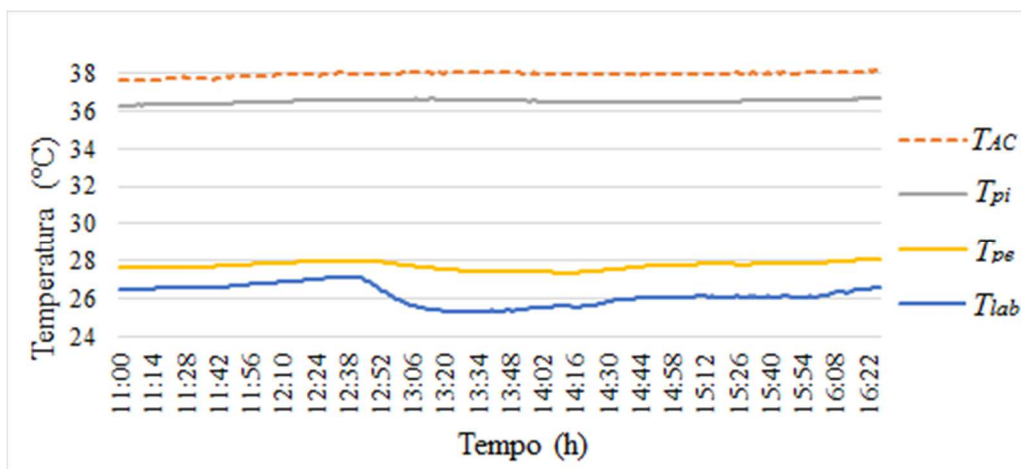


Figura 4.18: Temperaturas envolvidas nas taxas de troca térmica pela parede

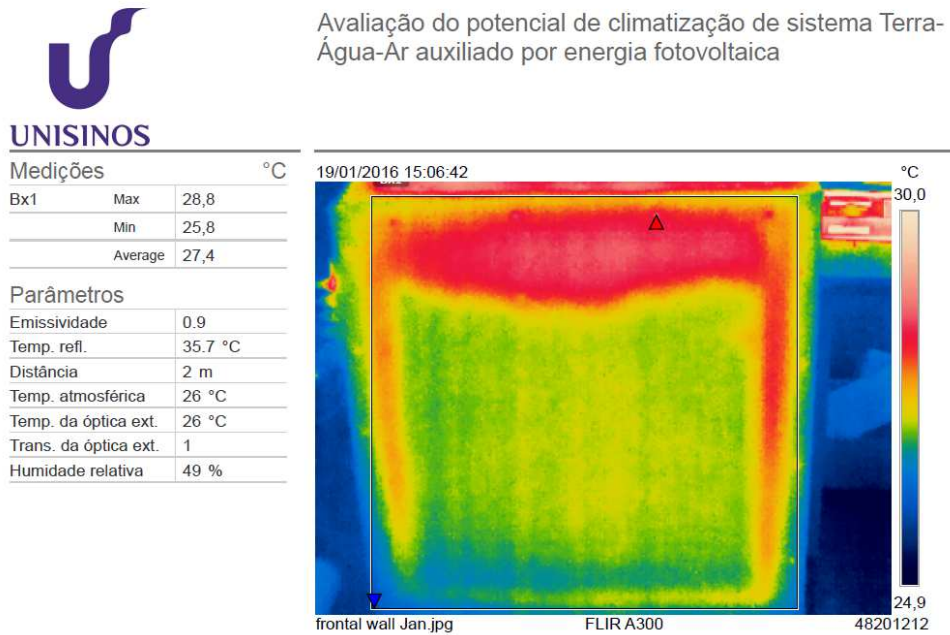


Figura 4.19: Imagem termográfica da parede frontal

A temperatura do solo e da cisterna, Fig. 4.17, continuou aumentando, o que já era esperado para este período do ano. Seus valores ficaram, seguindo a ordem: T_{cf} , T_{cm} , T_{cp} , T_{solo} e $T_{solo,ref}$, como: 29 °C, 30,5 °C, 30,5 °C, 27,8 °C e 26,1 °C.

Ao se comparar a temperatura da água T_{cf} do evento 2 com o evento 3, verifica-se que ela passou de 26,8 °C para 29 °C, respectivamente. Verifica-se ainda que a temperatura do solo $T_{solo,ref}$ também aumentou, passando de 23,9 °C para 26,1 °C, mostrando forte correlação entre o aumento da temperatura no AC, Fig. 4.5, com o aumento da temperatura do solo, que passou de 36,3 °C para 38 °C.

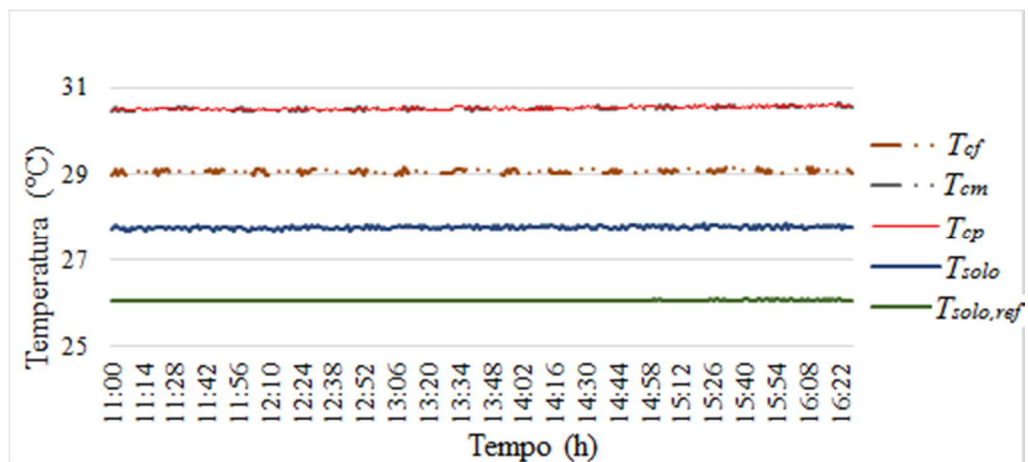


Figura 4.20: Temperaturas da cisterna e do solo

Balanço térmico do evento 3

A Tabela 4.2 mostra os valores obtidos no experimento para se efetuar o balanço térmico do sistema. Para se obter o valor da taxa de calor gerado, a tensão fornecida pelo variador de tensão Variac foi registrado pelo Agilent e posteriormente equacionado com o valor da resistência, permitindo eliminar as distorções ou erros devido a variação da tensão da rede elétrica.

Tabela 4.2: Balanço térmico da etapa 3

Parâmetros	Potência (W)	Incerteza (W)
$\dot{W}_{fan+\dot{W}_{res}}$	117,04 (100%)	$\pm 0,03$
\dot{Q}_{par}	25,10 (21,5%)	$\pm 0,20$
\dot{Q}_{FC}	91,90 (78,5%)	$\pm 0,50$

Observa-se aqui que a taxa de remoção no trocador foi menor e nas paredes foi maior, comparando com a evento 2. Esta diferença nas taxas de remoção no trocador e paredes entre os eventos 2 e 3 pode ser atribuída a sujidades (lodo) existentes nos dutos e nos tubos do trocador. Estas sujidades foram observadas após a execução dos experimentos, durante uma manutenção.

Os eventos 2 e 3 trazem resultados quantitativos. Nestes, a temperatura no AC se elevou rapidamente estabilizando em torno de 36,3 °C e 38 °C, respectivamente. Isso se deve ao pequeno volume do AC de somente 0,6 m³ e uma taxa de entrada de calor em torno de 119 W e 117 W, respectivamente. Esta condição, somada a menor vazão mássica de água, gerou um diferencial entre as temperaturas de entrada e saída no trocador de calor de 2,7 °C para o evento 2 e 2,51 °C para o evento 3, conforme mostram as Fig. 4.12 e Fig. 4.17, resultando em uma remoção de calor, no *fan coil*, de 98,6 W no evento 2 e de 91,9 W no evento 3. Com estes dois eventos pode-se observar que o *fan coil* no trocador terra-água-ar removeu 82,6% do calor gerado no interior do AC no evento 2, e no evento 3 removeu 78,5% do calor gerado. Ainda, para validar a troca de calor pelas paredes procedeu-se a comparação do resultado do balanço térmico com a equação do calor pela resistência térmica das paredes. No evento 2, a remoção pelas paredes foi de 20,7 W calculado pelo método do balanço térmico e de 24 W pela equação da resistência térmica. Já no evento 3, as remoções foram, respectivamente de 25,1 W e 25 W. Assim, o balanço e o sistema estão validados.

Pode-se ainda inferir avaliação qualitativa no comportamento térmico na cisterna e no solo. Nos eventos 2 e 3 observa-se um aumento da temperatura da água influenciado pela remoção de calor do AC, fazendo com que o solo do entorno também tenha sua temperatura aumentada. No momento em que a fonte de calor é desativada, a água tem sua temperatura reduzida ao nível próximo da do solo, enquanto o solo também começa a ter sua temperatura lentamente reduzida.

5. MODELAMENTO PARA UMA APLICAÇÃO COM BASE NOS DADOS OBTIDOS

Os resultados obtidos permitem modelar um sistema para as características da região. Para isso foram consideradas cargas térmicas com taxas equivalentes a dados de condicionadores de ar comerciais em BTUh⁻¹. As potências utilizadas foram 6.000 BTUh⁻¹, 12.000 BTUh⁻¹ e 24.000 BTUh⁻¹, que equivalem, respectivamente, a 1759 W, 3518 W e 7036 W. O tempo de operação foi considerado de 12 h e o uso de tanques enterrados na profundidade de 6 a 10 m. O solo foi considerado homogêneo e as demais constantes físicas como condutividade, difusividade como constantes em todo perfil. Para determinar a vazão mássica foi considerada uma diferença desejável da temperatura da água no trocador média de 2 °C e de 3 °C entre a cisterna e o solo. Estes valores de diferença de temperatura se mostram tangíveis e aceitáveis frente as observações no experimento.

O propósito do modelamento foi determinar o volume da cisterna e a vazão de água para que ela absorva a carga térmica na taxa mencionada. A Eq. 3.20 mostra a equação do balanço de energia aplicada ao sistema e, à partir dela foi estabelecida a Eq. 5.1 para determinar o volume da cisterna e a Eq. 5.2 para determinar a vazão de água necessária no trocador.

$$V_{cist} = \frac{\left(\dot{m}_{H_2O} (h_e - h_s) - \frac{\Delta T_{solo}}{R_{solo}} \right) \Delta t}{\rho C_p \Delta T_{cist}} \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\frac{\rho V C_p \Delta T_{cist}}{\Delta t} + \frac{\Delta T_{solo}}{R_{solo}}}{(h_e - h_s)} \quad (5.2)$$

onde m é a massa de água que cruza a fronteira do trocador, Δt é o intervalo de tempo de operação, ΔT_{troc} é a diferença das temperaturas no trocador, ΔT_{cist} é a variação da temperatura na cisterna, ΔT_{solo} é a diferença da temperatura no solo, V_{cist} é o volume da cisterna e \dot{m}_{H_2O} é a vazão mássica da bomba.

A Tabela 5.1 mostra a configuração dos valores mínimos para que o equipamento possa remover as taxas de calor mostradas. A tabela mostra ainda os comparativos da economia de energia prevista em relação a dados de condicionadores de ar comerciais com valores utilizados como referência em BTUh⁻¹.

Tabela 5.1: Configurações de operação

Potência (W)	Potência equivalente em (BTUh ⁻¹)	Tempo de operação (s)	Energia (kWhd ⁻¹)	ΔT na cisterna (°C)	Vazão (kg s ⁻¹)	Volume da Cisterna (m ³)
1759	6000	43200	21	3	0,14	6
3518	12000	43200	42	3	0,28	12
7036	24000	43200	85	3	0,56	24

Por fim foi feito um modelamento teórico para três taxas de remoção de calor para uma aplicação do sistema terra – água – ar em escala real. A primeira condição promove a remoção a uma taxa de 1759 W, a segunda uma taxa de 3518 W e uma terceira condição com potência de 7036 W. No modelamento foram realizados cálculos que determinam em que profundidade o solo apresenta condição de temperatura inalterada no período anual, buscando seu melhor aproveitamento para este fim, bem como o cálculo do tamanho mínimo da cisterna e da vazão da bomba para que se atinjam as condições de diferenças de temperatura na cisterna e no trocador. De acordo com as equações, na profundidade de 8 m a 10 m em sua base e com o topo em torno de 5 m a 6 m abaixo da superfície, a temperatura do solo se encontra na temperatura próxima a 18 °C durante todo ano. A capacidade de remoção pode ainda ser melhorada pela otimização do trocador de calor em trabalhos futuros, possibilitando ainda reduzir a vazão e consequentemente a energia de bombeamento. Foi estimada uma vazão variando de valores próximos a 0,14 kgs⁻¹ até 0,56 kgs⁻¹. Este modelamento sugere que é possível manter a temperatura do ar interno em condições de conforto térmico, atendendo a norma ASHRAE Standard 55-2004, ao se fazer uso das fontes de energia sugeridas ao invés do uso de energia elétrica das concessionárias.

6. CONCLUSÕES

A pesquisa teve com objetivo geral avaliar experimentalmente o potencial de climatização de um sistema terra-água-ar, pelo uso das energias geotérmica e solar fotovoltaica. Seus objetivos específicos foram construir uma unidade experimental para obter dados e validar o sistema, analisar o comportamento térmico no interior do AC, determinar a capacidade de troca térmica no *fan coil*, determinar a profundidade ideal do solo do experimento para o melhor aproveitamento térmico, prever um sistema fotovoltaico para alimentação da bomba de circulação de água e do ventilador da unidade experimental e prever um modelo teórico para aplicação do sistema em escala real.

O experimento possibilitou a realização de análises, tanto qualitativas quanto quantitativas. Por meio dos resultados obtidos pode-se concluir que os objetivos foram alcançados. Durante o mês de outubro as temperaturas do ambiente climatizado foram mantidas dentro dos padrões sugeridos pela norma ASHRAE de 2004 para ambientes naturalmente climatizados. Este resultado se deve a temperatura da cisterna, que no período estava em 21 °C. Já nos meses subsequentes, a temperatura desta começa a aumentar, o que fez com que a temperatura do ambiente climatizado ficasse constantemente elevada. Isso ocorreu porque a cisterna está instalada muito próxima da superfície, onde a temperatura do solo ainda é bastante afetada pela variação sazonal do clima.

Observou-se também que o trocador de calor conectado à cisterna removeu em torno de 80% da energia térmica do interior do ambiente climatizado. Os 20% restantes foram perdidos pelas paredes.

O calor removido do ambiente climatizado elevou a temperatura da água da cisterna e lentamente foi dissipado no solo. A dissipação pôde ser observada pela comparação da temperatura do sensor próximo à cisterna T_{solo} com o sensor $T_{\text{solo_ref}}$. Este comportamento mostra que o calor removido durante o período do dia tende a ser dissipado no solo durante a noite.

De acordo com a caracterização do solo, pôde-se determinar a profundidade onde o solo permanece com a sua temperatura constante durante o ano. Portanto, na profundidade de 8 metros a temperatura do solo tende a ficar próxima de 18 °C com variação natural de 2 °C. Portanto no verão a temperatura fica em torno de 20 °C, o que se mostrou um valor adequado para manter a temperatura do ambiente construído climatizado. Cabe construir um modelo em escala real, com o uso de dados reais, para então poder se prever com maior precisão o dimensionamento para aplicação em escala comercial.

Pensando em reduzir ao máximo o impacto dos sistemas de climatização sobre a geração de energia, foi proposto o uso de energia solar fotovoltaica. Tanto a bomba de água como o ventilador podem operar com tensão de 12 V, o que diminui o investimento e facilita a instalação. Este modelo é uma boa opção para quem já faz uso de sistemas fotovoltaicos.

Portanto o sistema terra-água-ar acoplado a geração de energia solar fotovoltaica pode suprir a necessidade de conforto térmico em habitações, sem aumentar a demanda de energia da rede da concessionária.

7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

As seguintes sugestões para trabalhos futuros são propostas:

- construir um modelo em escala real.
- otimizar o trocador de calor para uso em sistemas de troca térmica de climatização natural.
- planejar um controlador que selecione a melhor opção entre a operação do sistema e ventilação que utilize o ar ambiente, buscando o melhor resultado térmico e a renovação do ar.
- avaliar a performance para diferentes faixas de temperatura, considerando diferentes potências de condicionadores de ar.

REFERÊNCIAS

AGILENT TECHNOLOGIES. **Agilent 34970A/34972A Data Acquisition/ Switch Unit. User's Guide.** 3 ed. Malaysia, 2012.

ALVES, A. B. M. **Potencial de climatização por dutos subterrâneos segundo zona bioclimática, profundidade e tratamento da superfície do solo.** Universidade Fed. Paraná. Curitiba, 2014. 122 pg.

ANEEL. **Perspectivas da Energia Solar e o Apoio do BNDES ao Setor.**

www.aneel.gov.br, 2014. Disponível em:

<<http://www.aneel.gov.br/hotsite/mmgd/slides/Antonio%20Carlos%20de%20Andrada%20To var.pdf>>. Acesso em: 15 Junho 2015. 19 pg.

ANSI/ASHRAE STANDARD 55. **ANSI/ASHRAE STANDARD 55-2004 - Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy.** ANSI/ASHRAE. Atlanta, 2004. 30 pg.

ASHRAE Handbook, 2011. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. **Heating, ventilating, and air-conditioning: Applications.** 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA 30329. ISBN 978-1-936504-07-7. 2011. 1104 pg.

ASCIONE, F., BELLIA, M., MINICHIELLO, F. **Earth to air heat exchangers for Italian climates.** Renewable Energy. doi:(10.1016/j.renene.2011.01.013). 2011. 12 pg.

BAGNATI, M. M. **Zoneamento bioclimático e arquitetura brasileira: qualidade do ambiente construído.** UFRGS. POA, 2013. 133 pg.

BANSAL, V., MISRA, R., DAS AGRAWAL, G., MATHUR, J. **Performance analysis of earth-pipe-air heat exchanger for winter heating.** Energy and Buildings, Jaipur, India, 29 Maio 2009. 4 pg.

BAVER, L. D.; GARDNER, W. H.; GARDNER, W. R. **Soil physics.** New Yourk, USA: John Wiley & Sons, Inc., 1972. 529 pg.

BAKKER, M., ZONDAG, H.A., ELSWIJK, M.J., STROOTMAN, K.J., JONG, M.J.M. **Performance and costs of a roof-sized PV/thermal array combined with a ground coupled heat pump.** Solar Energy, Petten, The Neatherlands, 2005. ISSN 78 (2005) 9 pg

BECKER, B. R.; MISRA, A.; FRICKE, B. A. **Development of correlations for soil thermal conductivity.** Int. Comm. Heat mass transfer, Kansas City, 1992. 10 pg.

BISONIYA, T. S.; KUMAR, A.; BARENDAR, P. **Study on Calculation Models of Earth-Air Heat Exchanger Systems.** Journal of Energy, Bhopal, India, 04 set. 2014. 15 pg.

CHLOORAPULAKKAL, A.; NOGUCHI, M. **A proposal 'Water tube heat exchanger' space cooling system performance analysis.** Civil Engineering and Architecture, Glasgow, UK, 2014.

ÇENGEL, Y. A., GHAJAR, A. J. **Heat and Mass Transfer**. New York: Ed. McGraw Hill, 2011, 4th Ed

CHEL, A., TIWARI, G.N. **Stand-alone photovoltaic (PV) integrated with earth to air heat exchanger (EAHE) for space heating/cooling of adobe house in New Delhi(India)**. Energy Convers. Manag. 51, 2010. 6 pg.

CHEL, A., JANSSENS, A., DE PAEPE, M. **Thermal performance of a nearly zero energy passive house integrated with the air–air heat exchanger and the earth–water heat Exchanger**. Energy and Buildings. Aurangabad, India. 2015. 10 pg.

CHEL, A., TIWARI, G.N. **Thermal performance and embodied energy analysis of a passive house – Case study of vault roof mud-house in India**. Applied Energy 86(10). DOI: 10.1016/j.apenergy. India, 2010. 13 pg.

CHEL, A.; TIWARI, G. N.; CHANDRA, A. **Sizing and cost estimation methodology for stand-alone residential PV power system**. International journal of agile systems and management. New Delhi, India. v. 4. 01/2009. ISSN 10.1504/IJASM. 21 pg

CHEL, A., JANSSENS, A., DE PAEPE, M. **Thermal performance of a nearly zero energy passive house integrated with the air–air heat exchanger and the earth–water heat exchanger**. Energy and Buildings. 96. Gent, Belgium. 2015. 10 pg.

COELHO, K. D. **Estudo de uma fonte ininterrupta de corrente contínua de baixa potência gerenciada por um microcontrolador**. 2001. Dissertação de Mestrado (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), Florianópolis, 2001. 162 pg.

COSTA, C. S. F. D. **Edifícios verdes: práticas projectuais orientadas para a sustentabilidade**. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Porto, Portugal, 2010. 74 pg.

COSTA, F. A. V. **Aproveitamento passivo de energias e geotermia**. Universidade Fernando Pessoa. Porto, 2008. 76 pg.

DAROS, H. B. **Integração de Fontes de Energia Renováveis**. 2013. Projeto de Diplomação - Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, 2013. 56 pg.

DINCER, I. **On thermal energy storage systems and applications in buildings**. Energy and Building, Dhahran, Saudi Arabia, 2002. 12 pg.

DIAS, J. B. **Instalação fotovoltaica conectada à rede: Estudo experimental para a otimização do fator de dimensionamento**. 2006. Tese de Doutorado (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, 2006. 175 pg.

DENG, NA., YU, X., ZHANG, Y., MA, H., WANG, H. **Numerical analysis of three direct cooling systems using underground energy storage: A case study of Jinghai County, Tianjin, China.** Energy and Buildings, Tianjin, PR China, 26 out. 2011. 7 pg.

DINIZ, J. M. T.; DANTAS, R. T.; FILHO, J. F. **Variabilidade espaço-temporal da temperatura e difusividade térmica do solo de Lagoa Seca-PB.** Ambiente & Água - An Interdisciplinary Journal of Applied Science, Campina Grande, PB, Brasil, 30 Julho 2014. 15 pg.

ECOFORREST. **Geotermia.** <http://ecoforest.es/portugues/>, 2016. Disponível em: <<http://ecoforest.es/portugues/productos/geotermia/descripcion-geotermia.php?cur=330>>. Acesso em: 14/01/2016.

EIA. **International Energy Outlook 2013: With Projections to 2040.** U.S. Department of Energy. Washington, DC. July 2013. DOE/EIA-0484. 312 pg.

EPE. Empresa de Pesquisa Energética (Brasil). **Balço Energético Nacional 2014: Ano base 2013 / Empresa de Pesquisa Energética.** – Rio de Janeiro : EPE, 2014.

EPE. **Consumo de Energia no Brasil: Análises Setoriais.** Estudos da eficiência energética. Nota técnica DEA 10/14. MME, RJ, 2014

FAN, R., JIANG, Y., YAO, Y., SHIMING, D., MA, Z. **A study on the performance of a geothermal heat exchanger under coupled heat conduction and groundwater advection.** Energy, Shanghai, China, 29 mar. 2007. 11 pg.

FRICKE, B. A., MISRA, A., BECKER, B.R., STEWART, W. E. JR. **Soil thermal conductivity: effects of saturation and dry density.** Kansas city, 1997. 16 pg.

GALDINO, M. A., PINHO, J. T. **Manual de Engenharia para Sistemas Fotovoltaicos.** CEPTEL – CRESESB. Rio de Janeiro, 2014.

HOLLMULLE, P., CARLO, J., ORDENES, M., WESTPHAL, F., LAMBERTS, R. **Potential of buried pipes systems and derived techniques for passive cooling of buildings in brazilian climates.** Building Simulation 2007. Swizerland.: [s.n.]. 2007. 8 pg.

HORBACH, C.S. **Estudo de sistemas de ventilação por tubos enterrados.** Monografia Engenharia Mecânica. UFRGS. Porto Alegre, 2010. 23 pg.

INCROPERA, F.P.; WITT, D.P. . **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 4th. ed. Nancalpan del Juárez, Edo. de México: Prentice Hall, 2011.

IEC 61215. **Crystalline silicon terrestrial photovoltaic (PV) modules –Design qualification and type approval.** [S.l.]. 2005.

IPCC. **Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment** [Edenhofer, O.; Pichs-Madruga, R.; Sokona, Y.; E. Farahani; S. Kadner, K.]. Cambridge University Press. Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA, 2014. 1454 pg.

INMET. Instituto Nacional de Meteorologia. **Normais climatológicas do Brasil 1961-1990**. Site: <http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=clima/normaisClimatologicas>. Acesso em 20/12/2015.

JI, Y.; LOMAS, K.J.; COOK, M.J. **Hybrid ventilation for low energy building design in south China**. Building and Environment, South China, fev. 2009.

JUNIOR, J.I.D.S., RATKIEVICIUS, K.R., SILVA, K.M.P., BEZERRA, L.M., CARVALHO, M.H.C., SOUZA, S.M. **Os benefícios da arquitetura bioclimática no conforto e na economia energética**. VII CONNEPI - Congresso Norte Nordeste de Pesquisa e Inovação. Palmas - Tocantins, Brasil: [s.n.]. 2012. 8 pg.

KAPPLER, G., WASCHEVICZ, J.D., SOUZA, S.L., DIAS, J.B., MORAES, C.A., WANDER, P.R. **Uso de resíduos industriais na produção de isolante térmico e acústico para edificações sustentáveis: Uma relação simbiótica entre as empresas envolvidas**. Sexto Fórum Internacional de Resíduos Sólidos. São José dos Campos/SP: [s.n.]. 2015. 10 pg.

KWORK, A. G.; GRONDZIK, W. T. **The Green Studio Handbook: Environmental Strategies for Schematic Design**. [S.l.]: Elsevier. 2007.

LAL, R.; SHUKLA, M. K. **Principles of soil physics**. Columbus: MARCEL DEKKER, INC., 2004. 699 pg.

LAMPERTS, R.; DUTRA, L., FERNANDO, F.O.R. **Eficiência energética na arquitetura**. 3. ed. Brasília: MME, v. 1, 20? 366 pg.

LEE, C. PARK, M., NGUYEN, T., SOHN, B., CHOI, J.M., CHOI, H. **Performance evaluation of closed-loop vertical ground heat exchangers by conducting in-situ thermal response tests**. Renewable Energy, Seoul, South Korea, 29 set. 2011. 7 pg.

LEE, K. H.; STRAND, R. K. **The cooling and heating potential of an earth tube system in buildings**. Energy and Buildings, Champaign, IL, United States, 17/4/2007.

LETTI, A.A. **Simulação do desempenho termo-energético de uma casa protegida pela terra**. Monografia. UFRGS. Porto Alegre, 2012. 28 pg.

LI, Z., ZHU, W., BAI, T., ZHENG, M. **Experimental study of a ground sink direct cooling system in cold areas**. Energy and Buildings, Harbin, China, 21 jul. 2009. 5 pg.

LIER, Q.D.J.V.; DURIGON, A. **Soil thermal diffusivity estimated from data of soil temperature and single soil component properties**. Sociedade Brasileira de Ciência do Solo, Piracicaba, SP, nov. 2012. 7 pg.

LIN, J.T., CHUAH. **A study on the potential of natural ventilation and cooling for large spaces in subtropical climatic regions**. Building and Environment, China, 2011.

LUCON, O. **Buildings**. In: **Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel. IPCC**. United Kingdom and New York, NY, USA, 2014. 68 pg.

LOPEZ, R. A. **Energia solar para produção de eletricidade**. 1^o ed. São Paulo: Artiber Editora Ltda. 2012.

MACKAY, D.J.C. **Sustainable energy: without the hot air**. Cambridge, UK: UIT, 2008. 383 pg.

MARQUES, B.A.G. **O desenho urbano como potencial instrumento para a arquitetura bioclimática**. Universidade do Porto. Porto, Portugal, 2011. 463 pg.

MARTINS, N. **Manual de medição de vazão**: através de placas de orifícios, bocais, e venturis. Rio de Janeiro: Interciência: Petrobrás, 1998. 298 pg.

MIHALAKAKOU, G. **On the heating potential of a single buried pipe using deterministic and intelligent techniques**. Renewable energy, Athens, Greece, 08 set. 2002. 11 pg.

MIHALAKAKOU, G., SANTAMOURIS, M., ASIMAKOPOULOS, D., ARGIRIOU, A. **On the ground temperature below buildings**. Solar Energy, Athens, Greece, 1995. 8 pg.

MIHALAKAKOU, G., SANTAMOURIS, M., LEWIS, J.O., ASIMAKOPOULOS, D.N. **On the application of the energy balance equation to predict ground temperature profiles**. Solar Energy, Dublin, Ireland, 28 nov. 1996. 10 pg.

MIHALAKAKOU, G.; LEWIS, J. O. **The influence of different ground covers on the heating potential of earth-to-air heat exchangers**. Renewable Energy, Dublin, Ireland, 07 set. 1995. 15 pg.

MIHALAKAKOU, G.; SANTAMOURIS, M.; TSANGRASSOULIS, A. **On the energy consumption in residential buildings**. Energy and buildings, Athens, Greece, 01 nov. 2001. 10 pg.

MUSSKOPF, D. B. **Estudos exploratórios sobre ventilação natural por tubos enterrados**. UFRGS. Dissertação. Porto Alegre, 2006. 155 pg.

MME. **Consumo de energia no brasil - análises setoriais. Estudos da eficiência energética**. ed. Rio de Janeiro, RJ: [s.n.], 2014.

NAYAK, S.; TIWARI, G. N. **Energy metrics of photovoltaic/thermal and earth air heat exchanger integrated greenhouse for different climatic conditions of India**. Applied Energy, New Delhi, India, jun. 2010. ISSN 2984–2993. 10 pg.

OZGENER, L. **A review on the experimental and analytical analysis of earth to air heat exchanger (EAHE) systems in Turkey**. Renewable and Sustainable Energy Review, Manisa, Turkey, 2011. 8 pg.

PFAFFEROTT, J. **Evaluation of earth-to-air heat exchangers with a standardised method to calculate energy efficiency**. Energy and buildings, Freiburg, Germany, 10/3/2003. 13 pg.

POPIEL, C. O.; WOJTKOWIAK, J.; BIERNACKA, B. **Mesurements of temperature distribution in ground**. Experimental thermal and fluid science, Poland, 15 abr. 2001.

PRANGNELL, J.; MCGOWAN, G. **Soil temperature calculation for burial site analysis**. Forensic Science International, Queensland, Australia, 01 jul. 2009. 6 pg.

PREVEDELLO, C. L. **Energia térmica do solo**, IN: VAN LIER Q. J. (Ed.). Física do solo, Sociedade Brasileira de Ciência do Solo. 1. ed. Viçosa, MG: [s.n.], 2010. 298 pg.

SANTAMOURIS, M.; ASIMAKOPOULOS, D. **Passive cooling of buildings - book review**. Energy and Buildings, Waterside House, London, 1998. ISSN ISBN I 873936 47 8. 472 pg.

SCHULZ, E. **Eficiência no uso de tubos enterrados para ventilação de residências**. UFRGS. Porto Alegre, 2011. 25 pg.

SILVA, H. C. D.; SOUZA, A. C. D. S. **Climatologia básica**. Porto Alegre, 1999. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAABLNsAF/apostila-climatologia>>. Acesso em: 19 Março 2015.

STRECK, E.V., KAMPF, N., DALMOLIN, R.S.D, KLAMT, E., NASCIMENTO, P.C., PAULO, S., GIASSON, E., PINTO, L.F.S. **Solos do Rio Grande do Sul**. 2. ed. Porto Alegre: EMATER/RS -ASCAR, 2008.

TIWARI, G.N., SINGH, V., JOSHI, P., SHYAM, DEO, A., PRABHAKANT and GUPTA, A. **Design of an earth air heat exchanger (EAHE) for climatic condition of Chennai, India**. Open Environmental Sciences, New Delhi, India, 26 June 2014. 11 pg.

TOLMASQUIM, M.T., GUERREIRO, A., OLIVEIRA, R.G. **Estudos de eficiência energética: Consumo de energia no brasil**. Ministério de Minas e Energia. Rio de Janeiro, 2014. 116 pg.

TORCELLINI, P.; PLESS, S.; DERU, M. **Zero Energy Buildings: A Critical Look at the Definition**. National Renewable Energy Laboratory, California, USA, 18 jun. 2006. 12 pg.

VAZ, J. **Estudo experimental e numérico sobre o uso do solo como reservatório de energia para o aquecimento e resfriamento de ambientes edificadas**. UFRGS. Porto Alegre, 2011. 237 pg.

VETTORAZZI, E.; RUSSI, M.; SANTOS, J. C. P. D. **A utilização de estratégias passivas de conforto térmico e eficiência energética para o desenvolvimento de uma habitação unifamiliar. Sustentabilidade e habitação de interesse social**. Porto Alegre: UFSM. 2010. 10 pg.

WBCSD. **Towards a Low-Carbon Economy: A Business Contribution to the International Energy & Climate Debate**. World Business Council for Sustainable Development. Geneva, Switzerland. 2009.

WU, H.; WANG, S.; ZHU, D. **Modelling and evaluation of cooling capacity of earth-air-pipe systems**. Science Direct - Energy Conversion and Management, Guangzhou, P.R. China, 22 Fevereiro 2007. 10 pg.

YILDIZ, A.; OZGENER, O.; OZGENER, L. **Exergetic performance assessment of solar photovoltaic cell (PV) assisted earth to air heat exchanger (EAHE) system for solar greenhouse cooling.** Energy and Buildings, Izmir, Turkey, 08 ago. 2011. 7 pgs.

ZHANG, H.; YOSHINO, H. **Analysis of indoor humidity environment in Chinese residential buildings.** Building and Environment, China, 2010.

ZUKOWSKI, M.; SADOWSKA, B.; SAROSIEK, W. **Assessment of the cooling potential of an earth-tube heat.** Environmental engineering. The 8th International Conference, Vilnius, Lithuania, 20 Maio 2011.

ANEXOS

ANEXO A: Tabela de propiedades físicas de líquidos, com água em destaque.

Fonte: Çengel, 2011.

TABLA A-3

Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes

a) Líquidos

Sustancia	Datos de ebullición a 1 atm		Datos de congelación		Propiedades de líquidos		
	Punto de ebullición normal, °C	Calor latente de vaporización h_{fg} , kJ/kg	Punto de congelación, °C	Calor latente de fusión h_{if} , kJ/kg	Temperatura, °C	Densidad ρ , kg/m ³	Calor específico c_p , kJ/kg · K
Aceite comestible (ligero)					25	910	1.80
Agua	100	2257	0.0	333.7	0	1000	4.22
					25	997	4.18
					50	988	4.18
					75	975	4.19
					100	958	4.22
Alcohol etílico	78.6	855	-156	108	20	789	2.84
Amoniaco	-33.3	1357	-77.7	322.4	-33.3	682	4.43
					-20	665	4.52
					0	639	4.60
					25	602	4.80
Argón	-185.9	161.6	-189.3	28	-185.6	1394	1.14
Benceno	80.2	394	5.5	126	20	879	1.72
n-Butano	-0.5	385.2	-138.5	80.3	-0.5	601	2.31
Dióxido de carbono	-78.4*	230.5 (a 0°C)	-56.6	—	0	298	0.59
Etanol	78.2	838.3	-114.2	109	25	783	2.46
Etilén glicol	198.1	800.1	-10.8	181.1	20	1109	2.84
Glicerina	179.9	974	18.9	200.6	20	1261	2.32
Helio	-268.9	22.8	—	—	-268.9	146.2	22.8
Hidrógeno	-252.8	445.7	-259.2	59.5	-252.8	70.7	10.0
Isobutano	-11.7	367.1	-160	105.7	-11.7	593.8	2.28
Mercurio	356.7	294.7	-38.9	11.4	25	13,560	0.139
Metano	-161.5	510.4	-182.2	58.4	-161.5	423	3.49
					-100	301	5.79
Metanol	64.5	1100	-97.7	99.2	25	787	2.55
Nitrógeno	-195.8	198.6	-210	25.3	-195.8	809	2.06
					-160	596	2.97
Octano	124.8	306.3	-57.5	180.7	20	703	2.10
Oxígeno	-183	212.7	-218.8	13.7	-183	1141	1.71
Petróleo	—	230-384	—	—	20	640	2.0
Propano	-42.1	427.8	-187.7	80.0	-42.1	581	2.25
					0	529	2.53
					50	449	3.13
Queroseno	204-293	251	-24.9	—	20	820	2.00
Refrigerante 134a	-26.1	217.0	-96.6	—	-50	1443	1.23
Salmuera (20% de cloruro de sodio a base másica)	103.9	—	-17.4	—	20	1150	3.11
					-26.1	1374	1.27
					0	1295	1.34
					25	1207	1.43

* Temperatura de sublimación. (A presiones por debajo de la presión de punto triple de 518 kPa, el dióxido de carbono existe como un sólido o un gas. También, la temperatura de punto de congelamiento del dióxido de carbono es la temperatura de punto triple de -56.5°C.)

ANEXO B: Tabela de propriedades físicas da água.

Fonte: Incropera, 2011

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coefficient, $\beta_f \cdot 10^4$ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	664	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2		430

ANEXO C: Calor específico do ar

Fonte: Çengel, 2011.

TABLA A-2

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes

a) A 300 K

Gas	Fórmula	Constante de gas, R kJ/kg · K	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k
Aire	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argón	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butano	C ₄ H ₁₀	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Dióxido de carbono	CO ₂	0.1889	0.846	0.657	1.289
Etano	C ₂ H ₆	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Etileno	C ₂ H ₄	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helio	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hidrógeno	H ₂	4.1240	14.307	10.183	1.405
Metano	CH ₄	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Monóxido de carbono	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Neón	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrógeno	N ₂	0.2968	1.039	0.743	1.400
Octano	C ₈ H ₁₈	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxígeno	O ₂	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propano	C ₃ H ₈	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Vapor	H ₂ O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

Nota: La unidad kJ/kg · K es equivalente a kJ/kg · °C.

Fuente: *Chemical and Process Thermodynamics* 3a. ed., por Kyle, B.G., © 2000. Adaptado con permiso de Pearson Education, Inc., Upper Saddle River, Nueva Jersey.

ANEXO D: Propiedades do ar

Fonte: Çengel, 2011

TABLA A-16

Propiedades de la atmósfera a gran altitud

Altitud, m	Temperatura, °C	Presión, kPa	Gravedad g, m/s ²	Velocidad del sonido, m/s	Densidad, kg/m ³	Viscosidad μ , kg/m · s	Conductivi- dad térmica, W/m · K
0	15.00	101.33	9.807	340.3	1.225	1.789×10^{-5}	0.0253
200	13.70	98.95	9.806	339.5	1.202	1.783×10^{-5}	0.0252
400	12.40	96.61	9.805	338.8	1.179	1.777×10^{-5}	0.0252
600	11.10	94.32	9.805	338.0	1.156	1.771×10^{-5}	0.0251
800	9.80	92.08	9.804	337.2	1.134	1.764×10^{-5}	0.0250
1000	8.50	89.88	9.804	336.4	1.112	1.758×10^{-5}	0.0249
1200	7.20	87.72	9.803	335.7	1.090	1.752×10^{-5}	0.0248
1400	5.90	85.60	9.802	334.9	1.069	1.745×10^{-5}	0.0247
1600	4.60	83.53	9.802	334.1	1.048	1.739×10^{-5}	0.0245
1800	3.30	81.49	9.801	333.3	1.027	1.732×10^{-5}	0.0244
2000	2.00	79.50	9.800	332.5	1.007	1.726×10^{-5}	0.0243
2200	0.70	77.55	9.800	331.7	0.987	1.720×10^{-5}	0.0242
2400	-0.59	75.63	9.799	331.0	0.967	1.713×10^{-5}	0.0241
2600	-1.89	73.76	9.799	330.2	0.947	1.707×10^{-5}	0.0240
2800	-3.19	71.92	9.798	329.4	0.928	1.700×10^{-5}	0.0239
3000	-4.49	70.12	9.797	328.6	0.909	1.694×10^{-5}	0.0238
3200	-5.79	68.36	9.797	327.8	0.891	1.687×10^{-5}	0.0237
3400	-7.09	66.63	9.796	327.0	0.872	1.681×10^{-5}	0.0236
3600	-8.39	64.94	9.796	326.2	0.854	1.674×10^{-5}	0.0235
3800	-9.69	63.28	9.795	325.4	0.837	1.668×10^{-5}	0.0234
4000	-10.98	61.66	9.794	324.6	0.819	1.661×10^{-5}	0.0233
4200	-12.3	60.07	9.794	323.8	0.802	1.655×10^{-5}	0.0232
4400	-13.6	58.52	9.793	323.0	0.785	1.648×10^{-5}	0.0231
4600	-14.9	57.00	9.793	322.2	0.769	1.642×10^{-5}	0.0230
4800	-16.2	55.51	9.792	321.4	0.752	1.635×10^{-5}	0.0229
5000	-17.5	54.05	9.791	320.5	0.736	1.628×10^{-5}	0.0228
5200	-18.8	52.62	9.791	319.7	0.721	1.622×10^{-5}	0.0227
5400	-20.1	51.23	9.790	318.9	0.705	1.615×10^{-5}	0.0226
5600	-21.4	49.86	9.789	318.1	0.690	1.608×10^{-5}	0.0224
5800	-22.7	48.52	9.785	317.3	0.675	1.602×10^{-5}	0.0223
6000	-24.0	47.22	9.788	316.5	0.660	1.595×10^{-5}	0.0222
6200	-25.3	45.94	9.788	315.6	0.646	1.588×10^{-5}	0.0221
6400	-26.6	44.69	9.787	314.8	0.631	1.582×10^{-5}	0.0220
6600	-27.9	43.47	9.786	314.0	0.617	1.575×10^{-5}	0.0219
6800	-29.2	42.27	9.785	313.1	0.604	1.568×10^{-5}	0.0218
7000	-30.5	41.11	9.785	312.3	0.590	1.561×10^{-5}	0.0217
8000	-36.9	35.65	9.782	308.1	0.526	1.527×10^{-5}	0.0212
9000	-43.4	30.80	9.779	303.8	0.467	1.493×10^{-5}	0.0206
10,000	-49.9	26.50	9.776	299.5	0.414	1.458×10^{-5}	0.0201
12,000	-56.5	19.40	9.770	295.1	0.312	1.422×10^{-5}	0.0195
14,000	-56.5	14.17	9.764	295.1	0.228	1.422×10^{-5}	0.0195
16,000	-56.5	10.53	9.758	295.1	0.166	1.422×10^{-5}	0.0195
18,000	-56.5	7.57	9.751	295.1	0.122	1.422×10^{-5}	0.0195

Fuente: U.S. Standard Atmosphere Supplements. Oficina de Impresiones del Gobierno de Estados Unidos, 1966. Basadas en las condiciones medias anuales a una latitud de 45° y una variación de acuerdo con la época del año y con los patrones del clima. Las condiciones al nivel del mar ($z = 0$) se consideran como $P = 101.325$ kPa, $T = 15^\circ\text{C}$, $\rho = 1.2250$ kg/m³, $g = 9.80665$ m/s².

ANEXO E: Caracterização do solo: Índices físicos.



UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS
Escola Politécnica
Laboratório de Mecânica dos Solos
UMIDADE NATURAL - ÍNDICES FÍSICOS

Classificação:			Local:
Sondagem n°:	Amostra n°:	CP n°:	ABNT NBR 6457:1986
Profundidade: 1 metro		Data: 30/Abril/2015	ABNT NBR 16097:2012

DETERMINAÇÃO DA UMIDADE		ESTUFA			FRIGIDEIRA	SPEEDY	
1 - Cápsula n°		32	261	257		Peso	g
2 - Cápsula + Solo Úmido	g	29,06	28,67	28,29	Leitura	kgf/cm ²	
3 - Cápsula + Solo Seco	g	27,61	27,24	26,85	Umidade	%	
4 - Água (2 - 3)	g						
5 - Peso da Cápsula	g	10,49	10,66	10,11			
6 - Solo Seco (3 - 5)	g						
7 - Umidade (ω) (4 / 6) x 100	%						
8 - Umidade Média (ω)	0,87 %						

ÍNDICES FÍSICOS				
Altura do Corpo de Prova	cm	10,098	10,019	10,168
Diâmetro do Corpo de Prova	cm	5,195	5,201	5,283
		5,141	5,221	5,249
		5,173	5,249	5,354
Altura Média	h cm	-----		10,095
Diâmetro Médio	d cm	-----		5,230
Área do Corpo de Prova	cm ²	$(\pi \times d^2) / 4$ ou $\pi \times r^2$		
Peso do Corpo de Prova	W g	-----		452,780
Volume do Corpo de Prova	V cm ³	$(\pi \times r^2) \times h$		216,827
Peso Específico Natural	γ g/cm ³	(W / V)		2,088
Peso Específico Aparente Seco	γ_d g/cm ³	$\gamma / (1 + \omega)$		1,117
Peso Específico Real dos Grãos	γ_s g/cm ³	ver tabela ensaio		2,674
Peso Específico da Água	γ_w g/cm ³	-----		1,000
Índice de Vazios	e	$(\gamma_s / \gamma_d) - 1$		1,394
Porosidade	η %	$(e / (1 + e)) \times 100$		58,231
Grau de Saturação	S %	$\{[(\gamma_s / \gamma_w) \times \omega] / e\} \times 100$		
Peso Específico Saturado	γ_{sat} g/cm ³	$[(1 - \eta) \times \gamma_s] + \eta \times S \times \gamma_w$		

ABNT NBR 6457:1986: Amostras de solo - Preparação para ensaios de compactação e ensaios de caracterização

ABNT NBR 16097:2012: Solo - Determinação do teor de umidade - Métodos expeditos de ensaio

Para calcular os **índices físicos** utilizar o teor de **umidade médio (ω)** determinado pelo método da **estufa**.

O **peso específico real dos grãos (γ_s)** é o resultado obtido na realização de **outro ensaio** - ver tabela ensaio.

ANEXO F: Caracterização do solo: Análise granulométrica



UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS

Escola Politécnica

Laboratório de Mecânica dos Solos

ANÁLISE GRANULOMÉTRICA

Classificação:			Local:
Sondagem nº:	Amostra nº:	ABNT NBR 7181:1984 Versão Corrigida:1988	
Profundidade:	Data: / /		

UMIDADE HIGROSCÓPICA				PESO ESPECÍFICO REAL DOS GRÃOS	
1 - Cápsula nº	262	284	237	Picnômetro nº	
2 - Cápsula + Solo Úmido	33,88	32	31,73	Temperatura da Água	°C
3 - Cápsula + Solo Seco	33,69	31,83	31,55	Solo Úmido	g
4 - Água	0,19	0,17	0,18	Picnômetro + Água (Ww) (tabelado)	g
5 - Peso da Cápsula	11,94	12,08	10,81	Picnômetro + Água + Solo (Wws)	g
6 - Solo Seco	21,75	19,75	20,74	Solo Seco (Ws)	g
7 - Umidade	0,87	0,86	0,87	Peso Especifico da Água (γ_w) (tabelado)	g/cm ³
8 - Umidade Média		0,87		Peso Especifico Real dos Grãos (γ_s)	g/cm ³ 2,67

PENEIRAMENTO DA AMOSTRA TOTAL					
Peneira		Amostra Total Úmida (W):	1500 g	Amostra Total Seca (Ws):	1487,23 g
nº	mm	Material Retido (g)	Material Retido Acumulado (g)	Material Passado (%)	
2"	50	0	0	100	
1 1/2"	38	0	0	100	
1"	25	0	0	100	
3/4"	19	0	0	100	
3/8"	9,5	1,91	1,91	99,87	
4	4,8	1,23	3,14	99,79	
10	2,0	3,12	6,26	99,58	

PENEIRAMENTO DA AMOSTRA PARCIAL					
Peneira		Amostra Parcial Úmida (W):	120 g	Amostra Parcial Seca (Ws):	118,97 g
nº	mm	Material Retido (g)	Material Retido Acumulado (g)	Material Passado (%)	
16	1,2	0,04	0,04	99,55	
30	0,6	1,52	1,56	98,27	
40	0,42	5,96	7,52	93,28	
60	0,25	12,13	19,65	83,13	
100	0,15	24,09	43,74	62,97	
200	0,075	41,05	84,79	28,61	

SEDIMENTAÇÃO										
Densímetro nº:			Temp. (°C)	Leitura (L)	Ld	a e a' (cm)	γ_w (g/cm ³)	μ (g x s/cm ²)	Diâmetro dos Grãos (mm)	Q = % da Amostra Total
Data	Hora	Δt								
21/mai	14:26	0,5 mim	22	1,016	1,00284	19,230	0,9976353	9,818E-06	0,082	16,90
21/mai	14:27	1 mim	22	1,012	1,00284	19,230	0,9976353	9,818E-06	0,058	11,56
21/mai	14:28	2 mim	22	1,010	1,00284	19,230	0,9976353	9,818E-06	0,041	8,89
21/mai	14:30	4 mim	22	1,009	1,00284	18,320	0,9976353	9,818E-06	0,029	7,56
21/mai	14:34	8 mim	22	1,008	1,00284	18,320	0,9976353	9,818E-06	0,021	6,22
21/mai	14:41	15 mim	22	1,007	1,00284	18,320	0,9976353	9,818E-06	0,015	4,89
21/mai	14:56	30 mim	21,9	1,005	1,00286	18,317	0,9976557	9,842E-06	0,011	2,86
21/mai	15:26	1 h	21,9	1,005	1,00286	18,317	0,9976557	9,842E-06	0,008	2,19
21/mai	16:26	2 h	21,7	1,004	1,00289	18,310	0,9976965	9,89E-06	0,005	0,81
21/mai	18:26	4 h	21,5	1,003	1,00292	18,303	0,9977372	9,939E-06	0,004	-0,56
21/mai	22:26	8 h	21,5	1,003	1,00292	18,303	0,9977372	9,939E-06	0,003	-0,56
22/mai	14:26	24 h	21,7	1,001	1,00289	18,310	0,9976965	9,89E-06	0,002	-2,52

ABNT NBR 7181:1984 Versão Corrigida:1988: Solo - Análise granulométrica

ANEXO G: Caracterização do solo: Análise granulométrica



UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS
Escola Politécnica
Laboratório de Mecânica dos Solos
ANÁLISE GRANULOMÉTRICA

Classificação:	Local:	
Sondagem nº:	Amostra nº:	ABNT NBR 7181:1984 Versão Corrigida:1988
Profundidade:	Data: / /	

UMIDADE HIGROSCÓPICA				PESO ESPECÍFICO REAL DOS GRÃOS	
1 - Cápsula nº	262	284	237	Picnômetro nº	
2 - Cápsula + Solo Úmido	33,88	32	31,73	Temperatura da Água	°C
3 - Cápsula + Solo Seco	33,69	31,83	31,55	Solo Úmido	g
4 - Água	0,19	0,17	0,18	Picnômetro + Água (Ww) (tabelado)	g
5 - Peso da Cápsula	11,94	12,08	10,81	Picnômetro + Água + Solo (Wws)	g
6 - Solo Seco	21,75	19,75	20,74	Solo Seco (Ws)	g
7 - Umidade	0,87	0,86	0,87	Peso Específico da Água (γ_w) (tabelado)	g/cm ³
8 - Umidade Média		0,87		Peso Específico Real dos Grãos (γ_s)	g/cm ³ 2,67

PENEIRAMENTO DA AMOSTRA TOTAL					
Peneira		Amostra Total Úmida (W):		Amostra Total Seca (Ws):	
		1500	g	1487,23	g
nº	mm	Material Retido (g)	Material Retido Acumulado (g)	Material Passado (%)	
2"	50	0	0	100	
11/2"	38	0	0	100	
1"	25	0	0	100	
3/4"	19	0	0	100	
3/8"	9,5	1,91	1,91	99,87	
4	4,8	1,23	3,14	99,79	
10	2,0	3,12	6,26	99,58	

PENEIRAMENTO DA AMOSTRA PARCIAL					
Peneira		Amostra Parcial Úmida (W):		Amostra Parcial Seca (Ws):	
		120	g	118,97	g
nº	mm	Material Retido (g)	Material Retido Acumulado (g)	Material Passado (%)	
16	1,2	0,03	0,03	99,55	
30	0,6	1,73	1,76	98,11	
40	0,42	6,24	8,00	92,88	
60	0,25	12,26	20,26	82,62	
100	0,15	23,37	43,63	63,06	
200	0,075	40,67	84,30	29,02	

SEDIMENTAÇÃO										
Densímetro nº:			Temp. (°C)	Leitura (L)	Ld	a e a' (cm)	γ_w (g/cm ³)	μ (g x s/cm ²)	Diâmetro dos Grãos (mm)	Q = % da Amostra Total
Data	Hora	Δt								
21/mai	14:15	0,5 mim	21,8	1,021	1,00287	19,223	0,9976761	9,866E-06	0,082	24,20
21/mai	14:16	1 mim	21,8	1,016	1,00287	19,223	0,9976761	9,866E-06	0,058	17,53
21/mai	14:17	2 mim	21,8	1,014	1,00287	19,223	0,9976761	9,866E-06	0,041	14,86
21/mai	14:19	4 mim	21,8	1,012	1,00287	18,313	0,9976761	9,866E-06	0,029	12,19
21/mai	14:23	8 mim	21,8	1,011	1,00287	18,313	0,9976761	9,866E-06	0,021	10,85
21/mai	14:30	15 mim	21,8	1,010	1,00287	18,313	0,9976761	9,866E-06	0,015	9,52
21/mai	14:45	30 mim	21,8	1,010	1,00287	18,313	0,9976761	9,866E-06	0,011	8,85
21/mai	15:15	1 h	21,7	1,008	1,00289	18,310	0,9976965	9,89E-06	0,008	6,82
21/mai	16:15	2 h	21,7	1,007	1,00289	18,310	0,9976965	9,89E-06	0,005	5,49
21/mai	18:15	4 h	21,7	1,007	1,00289	18,310	0,9976965	9,89E-06	0,004	4,82
21/mai	22:15	8 h	21,7	1,005	1,00289	18,310	0,9976965	9,89E-06	0,003	2,82
22/mai	14:15	24 h	21,7	1,005	1,00289	18,310	0,9976965	9,89E-06	0,002	2,15

ABNT NBR 7181:1984 Versão Corrigida:1988: Solo - Análise granulométrica

ANEXO H: Caracterização do solo: Peso específico



UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS
Escola Politécnica
Laboratório de Mecânica dos Solos
PESO ESPECÍFICO REAL DOS GRÃOS

Classificação:		Local:
Sondagem n°:	Amostra n°:	ABNT NBR 6508:1984
Profundidade:	Data: / /	

PESO ESPECÍFICO REAL DOS GRÃOS				
Ensaio n°		1	2	3
Picnômetro n°		2	2	2
Temperatura da Água	°C	21,9	21,8	21,5
Solo Úmido	g	60	60	60
Picnômetro + Água (Ww)	(valor tabelado) g	628,15	628,14	628,13
Picnômetro + Água + Solo (Wws)	g	665,42	665,33	665,45
Solo Seco (Ws)	solo úmido x 100 / (100 + ω%) g	59,48	59,48	59,48
Água Deslocada	(Ws + Ww - Wws) g	22,21	22,29	22,16
Peso Específico da Água (γ _w)	(valor tabelado) g/cm ³	0,99882	0,99884	0,99891
Peso Específico Real dos Grãos (γ _s)	g/cm ³	2,67	2,67	2,68
Média	g/cm ³		2,67	

O Peso Específico Real dos Grãos (γ_s) é calculado através da fórmula:

$$\gamma_s = \frac{W_s}{(W_s + W_w - W_{ws})} \times \gamma_w$$

DETERMINAÇÃO DA UMIDADE				
		1	2	3
1 - Cápsula n°		262	284	237
2 - Cápsula + Solo Úmido	g	33,88	32	31,73
3 - Cápsula + Solo Seco	g	33,69	31,83	31,55
4 - Água	(2 - 3) g	0,19	0,17	0,18
5 - Peso da Cápsula	g	11,94	12,08	10,81
6 - Solo Seco	(3 - 5) g	21,75	19,75	20,74
7 - Umidade	(4 / 6) x 100 %	0,87	0,86	0,87
8 - Umidade Média	%		0,87	

ABNT NBR 6508:1984: Grãos de solos que passam na peneira de 4,8 mm - Determinação da massa específica

O peso específico da água (γ_w) é um valor tabelado e varia de acordo com a temperatura do ensaio.

A fórmula utilizada para calcular o peso específico real dos grãos (γ_s) é uma fórmula simplificada da norma e o resultado obtido é o mesmo. A fórmula abaixo é a especificada na norma sendo o teor de umidade (ω) em porcentagem.

$$\gamma_s = \frac{\text{Solo Úmido} \times \left(\frac{100}{100 + \omega} \right)}{\text{Solo Úmido} \times \left(\frac{100}{100 + \omega} \right) + W_w - W_{ws}} \times \gamma_w$$

ANEXO J: Propiedades da água

Fonte: Çengel, 2011.

915
APÊNDICE 1

TABLA A-4

Agua saturada. Tabla de temperaturas (conclusión)

Temp., T °C	Pres. sat., P _{sat} kPa	Volumen específico, m ³ /kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Líqu.	Vapor	Líqu.	Evap.,	Vapor	Líqu.	Evap.,	Vapor	Líqu.	Evap.,	Vapor
		sat., v _f	sat., v _g	sat., u _f	sat., u _{fg}	sat., u _g	sat., h _f	sat., h _{fg}	sat., h _g	sat., s _f	sat., s _{fg}	sat., s _g
205	1724.3	0.001164	0.11508	872.86	1723.5	2596.4	874.87	1920.0	2794.8	2.3776	4.0154	6.3930
210	1907.7	0.001173	0.10429	895.38	1702.9	2598.3	897.61	1899.7	2797.3	2.4245	3.9318	6.3563
215	2105.9	0.001181	0.094680	918.02	1681.9	2599.9	920.50	1878.8	2799.3	2.4712	3.8489	6.3200
220	2319.6	0.001190	0.086094	940.79	1660.5	2601.3	943.55	1857.4	2801.0	2.5176	3.7664	6.2840
225	2549.7	0.001199	0.078405	963.70	1638.6	2602.3	966.76	1835.4	2802.2	2.5639	3.6844	6.2483
230	2797.1	0.001209	0.071505	986.76	1616.1	2602.9	990.14	1812.8	2802.9	2.6100	3.6028	6.2128
235	3062.6	0.001219	0.065300	1010.0	1593.2	2603.2	1013.7	1789.5	2803.2	2.6560	3.5216	6.1775
240	3347.0	0.001229	0.059707	1033.4	1569.8	2603.1	1037.5	1765.5	2803.0	2.7018	3.4405	6.1424
245	3651.2	0.001240	0.054656	1056.9	1545.7	2602.7	1061.5	1740.8	2802.2	2.7476	3.3596	6.1072
250	3976.2	0.001252	0.050085	1080.7	1521.1	2601.8	1085.7	1715.3	2801.0	2.7933	3.2788	6.0721
255	4322.9	0.001263	0.045941	1104.7	1495.8	2600.5	1110.1	1689.0	2799.1	2.8390	3.1979	6.0369
260	4692.3	0.001276	0.042175	1128.8	1469.9	2598.7	1134.8	1661.8	2796.6	2.8847	3.1169	6.0017
265	5085.3	0.001289	0.038748	1153.3	1443.2	2596.5	1159.8	1633.7	2793.5	2.9304	3.0358	5.9662
270	5503.0	0.001303	0.035622	1177.9	1415.7	2593.7	1185.1	1604.6	2789.7	2.9762	2.9542	5.9305
275	5946.4	0.001317	0.032767	1202.9	1387.4	2590.3	1210.7	1574.5	2785.2	3.0221	2.8723	5.8944
280	6416.6	0.001333	0.030153	1228.2	1358.2	2586.4	1236.7	1543.2	2779.9	3.0681	2.7898	5.8579
285	6914.6	0.001349	0.027756	1253.7	1328.1	2581.8	1263.1	1510.7	2773.7	3.1144	2.7066	5.8210
290	7441.8	0.001366	0.025554	1279.7	1296.9	2576.5	1289.8	1476.9	2766.7	3.1608	2.6225	5.7834
295	7999.0	0.001384	0.023528	1306.0	1264.5	2570.5	1317.1	1441.6	2758.7	3.2076	2.5374	5.7450
300	8587.9	0.001404	0.021659	1332.7	1230.9	2563.6	1344.8	1404.8	2749.6	3.2548	2.4511	5.7059
305	9209.4	0.001425	0.019932	1360.0	1195.9	2555.8	1373.1	1366.3	2739.4	3.3024	2.3633	5.6657
310	9865.0	0.001447	0.018333	1387.7	1159.3	2547.1	1402.0	1325.9	2727.9	3.3506	2.2737	5.6243
315	10556	0.001472	0.016849	1416.1	1121.1	2537.2	1431.6	1283.4	2715.0	3.3994	2.1821	5.5816
320	11284	0.001499	0.015470	1445.1	1080.9	2526.0	1462.0	1238.5	2700.6	3.4491	2.0881	5.5372
325	12051	0.001528	0.014183	1475.0	1038.5	2513.4	1493.4	1191.0	2684.3	3.4998	1.9911	5.4908
330	12858	0.001560	0.012979	1505.7	993.5	2499.2	1525.8	1140.3	2666.0	3.5516	1.8906	5.4422
335	13707	0.001597	0.011848	1537.5	945.5	2483.0	1559.4	1086.0	2645.4	3.6050	1.7857	5.3907
340	14601	0.001638	0.010783	1570.7	893.8	2464.5	1594.6	1027.4	2622.0	3.6602	1.6756	5.3358
345	15541	0.001685	0.009772	1605.5	837.7	2443.2	1631.7	963.4	2595.1	3.7179	1.5585	5.2765
350	16529	0.001741	0.008806	1642.4	775.9	2418.3	1671.2	892.7	2563.9	3.7788	1.4326	5.2114
355	17570	0.001808	0.007872	1682.2	706.4	2388.6	1714.0	812.9	2526.9	3.8442	1.2942	5.1384
360	18666	0.001895	0.006950	1726.2	625.7	2351.9	1761.5	720.1	2481.6	3.9165	1.1373	5.0537
365	19822	0.002015	0.006009	1777.2	526.4	2303.6	1817.2	605.5	2422.7	4.0004	0.9489	4.9493
370	21044	0.002217	0.004953	1844.5	385.6	2230.1	1891.2	443.1	2334.3	4.1119	0.6890	4.8009
373.95	22064	0.003106	0.003106	2015.7	0	2015.7	2084.3	0	2084.3	4.4070	0	4.4070

Fuente: Las tablas A-4 a A-8 fueron generadas utilizando el programa para resolver ecuaciones de ingeniería (EES) desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. La rutina utilizada en los cálculos es la altamente precisa Steam_IAPWS, que incorpora la Formulación 1995 para las Propiedades Termodinámicas de la Sustancia Agua Ordinaria para Uso Científico y General, editada por The International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS). Esta formulación reemplaza a la formulación de 1984 de Haar, Gallagher y Kell (NBS/NRC Steam Tables, Hemisphere Publishing Co., 1984), la cual está también disponible en EES como la rutina STEAM. La nueva formulación se basa en las correlaciones de Saul y Wagner (J. Phys. Chem. Ref. Data, 16, 893, 1987) con modificaciones para ajustarla a la Escala Internacional de Temperaturas de 1990. Las modificaciones están descritas por Wagner y Pruss (J. Phys. Chem. Ref. Data, 22, 783, 1993). Las propiedades del hielo están basadas en Hyland y Wexler, "Formulations for the Thermodynamic Properties of the Saturated Phases of H₂O from 173.15 K a 473.15 K", ASHRAE Trans., Part 2A, Paper 2793, 1983.

ANEXO K: Especificações da bomba de água

> CONTEÚDO DA EMBALAGEM

1 Bomba 12v 1/2"

> ESPECIFICAÇÕES

Dimensions: Approx 9cm x 5cm x 7cm (L x W x H)

Color: Black

Rated voltage: 12V DC.

Rated current: 1050mA.

Diameter of Outlet: 20.3mm

Diameter of Inlet: 20.3mm

Food-grade: Yes

Capacidade: 600 Litros por Hora

Bombeia até 4Mts de altura

Noise: <=40dBA/0.5M.

Working temperature: 0°C ~ +100°C

Service life: 20000 hours up.

Motor: DC brushless motor.

Pump: Centrifugal pump.

Waterproof Rate: IP68

Suitable for: Aquarium, solar-panel circulate system, fountain, electronic refrigerator, water heater etc.

This water pump can be amphibious.

> FRETE

ANEXO L: Relatório do ensaio de condutividade térmica – p. 1 de 2



UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS
Institutos Tecnológicos

Equipamentos utilizados no ensaio de condutividade térmica

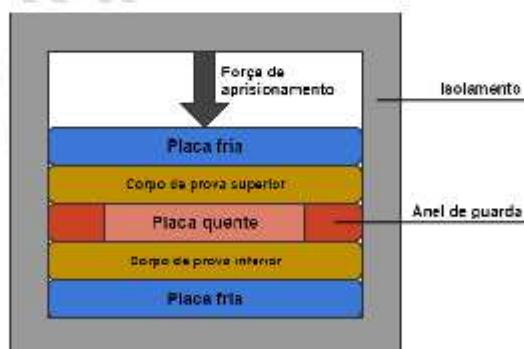
Descrição	Fabricante	Modelo	Capacidade
Forno de Condutividade Térmica	Unidigital	PE 0877-0213	3x380 Vac, 60Hz 5KVA

O ensaio foi realizado no laboratório de desempenho térmico do it Performance/Unisinos, seguindo os procedimentos prescritos pela norma ASTM C 177 para determinação da condutividade térmica pelo método da placa quente protegida com equipamentos em concordância com as premissas da referida norma.

A determinação da condutividade térmica por este método consiste em submeter o corpo-de-prova a um gradiente de temperatura constante e estável, a partir de um fluxo de calor em regime permanente. O sistema consiste em uma fonte de calor, aquecida por resistências elétricas e denominada placa quente, onde duas amostras são colocadas em contato com cada uma de suas faces. A outra face das amostras está em contato com uma fonte de resfriamento, denominada placa fria, nas quais ocorre a circulação de água de modo a manter a temperatura da placa constante.

A placa quente é formada por duas seções de aquecimento independentes, sendo uma a fonte central e outra o anel de guarda. O conjunto formado pela placa quente e o anel de guarda é quadrado e possui largura de 280 mm. O anel de guarda é aquecido na mesma temperatura da fonte central, de modo a evitar perdas de calor lateral, estabelecendo assim um fluxo de calor unidimensional sobre as amostras.

Para garantir a estabilidade do sistema e minimizar as perdas de calor, o conjunto é colocado em uma câmara constituída por material isolante, que é selada durante a realização dos ensaios, conforme apresentado na figura a seguir.



Montagem do conjunto

Revisão XX (Data da Revisão: XX/XX/XXXX) – Data da impressão: 02/10/2015

Instituto Tecnológico it PERFORMANCE

Av. Unisinos, 950 – São Leopoldo(RS) – Acesso pelo Portão E

Fone: 51 3590 – 8887 – e-mail: itperformance@unisinos.br

www.unisinos.br/ http://www.unisinos.br/it/itperformance/

ANEXO M: Relatório do ensaio de condutividade térmica - p. 2 de 2



UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS
Institutos Tecnológicos

Termopares do tipo T são posicionados nas duas faces de cada corpo-de-prova, em contato com as placas, indicando a variação de temperatura na qual a amostra é submetida. Com as placas frias controladas a uma temperatura apropriada, fornece-se uma potência elétrica na placa quente de modo a estabelecer o regime de temperatura pré-definido.

O sistema é considerado em equilíbrio permanente a partir do momento que o valor da potência dissipada pela placa quente não varia mais. O valor da potência é utilizado para a determinação do fluxo de calor que a amostra está submetida e com a variação de temperatura estabelecida sobre as faces do corpo-de-prova são determinadas as propriedades térmicas do material.

Os resultados obtidos ocorreram após o sistema ser considerado em equilíbrio permanente, a partir do momento que o valor da potência dissipada pela placa quente não variou mais. A partir deste momento foram registrados os valores de condutividade térmica dos corpos-de-prova superior e inferior em quatro intervalos de 30 min. A Tabela 2 apresenta os valores de condutividade térmica registrados durante o ensaio.

Valores de condutividade térmica registrados

Medição	Condutividade térmica (W/m ² *K)	
	Corpo-de-prova superior	Corpo-de-prova inferior
1	0,095	0,095
2	0,079	0,079
3	0,079	0,079
4	0,093	0,093
5	0,096	0,095
Média	0,088	0,088
Média final	0,088W/m ² *K	

A média aritmética dos valores apresentados na correspondem aos valores da condutividade térmica para o material ensaiado, que resultou em 0,088W/m²*K.

ANEXO N: Propriedade térmica do gesso

lamberts, dutra e pereira

11.4 APÊNDICE 4: TABELAS DE PROPRIEDADES TÉRMICAS

Valores de propriedades térmicas para diversos materiais de construção, citados no capítulo 7.

Tabela 11-1: Densidade de massa aparente (ρ), condutividade térmica (λ) e calor específico (c) de materiais de uso corrente no Brasil

Concretos		ρ (kg/m ³)	λ (W/m K)	c (kJ/kg K)
com agregados de pedra	• normal	2.200 – 2.400	1,75	1,00
	• cavemoso	1.700 – 2.100	1,40	1,00
com pozolana ou escória expandida	• com finos	1.400 – 1.600	0,52	1,00
		1.200 – 1.400	0,44	1,00
	• sem finos	1.000 – 1.200	0,35	1,00
com argila expandida		1.600 – 1.800	1,05	1,00
dosagem cimento > 300 kg/m ³ e massa inertes > 350 kg/m ³		1.400 – 1.600	0,85	1,00
		1.200 – 1.400	0,70	1,00
		1.000 – 1.200	0,46	1,00
com argila expandida dosagem cimento < 250 kg/m ³ e massa inertes < 350 kg/m ³		800 – 1.000	0,33	1,00
		600 – 800	0,25	1,00
		< 600	0,20	1,00
com argila expandida de vermiculite ou perlite expandida		600 – 800	0,31	1,00
dosagem cimento / areia	• 1/3	700 – 800	0,29	1,00
	• 1/6	600 – 700	0,24	1,00
		500 – 600	0,20	1,00
concreto celular autoclave		400 – 500	0,17	1,00

Gesso		ρ (kg/m ³)	λ (W/m K)	c (kJ/kg K)
projetado ou de massa volumétrica elevada		1.100 – 1.300	0,50	0,84
gesso tradicional; gesso cartonado		750 – 1.000	0,35	0,84
com agregado leve		700 – 900	0,30	0,84
		500 – 700	0,25	0,84

Isolantes Térmicos		ρ (kg/m ³)	λ (W/m K)	c (kJ/kg K)
lã de rocha		20 – 200	0,045	0,75
lã de vidro		10 – 100	0,045	0,70
poliestireno expandido moldado		15 – 35	0,040	1,42
poliestireno expandido		25 – 40	0,035	1,42
espuma rígida de poliuretano extrudado		30 – 40	0,030	1,67
materiais granulares leves ou fibras soltas		20 – 100	0,050	

ANEXO O: Tabela da distribuição de valores t-Student, adaptado de Martins, 1998

Grau de liberdade (ν)	Distribuição t-Student (%)					
	68,27	90	95	95,45	99	99,73
1	1,84	6,31	12,71	13,97	63,66	253,8
2	1,32	2,92	4,3	4,53	9,92	19,21
3	1,2	2,35	3,18	3,31	5,84	9,22
4	1,14	2,13	2,78	2,87	4,60	6,62
5	1,11	2,02	2,57	2,65	4,03	5,51
6	1,09	1,94	2,45	2,52	3,71	4,90
7	1,08	1,89	2,36	2,43	3,50	4,53
8	1,07	1,86	2,31	2,37	3,36	4,28
9	1,06	1,83	2,26	2,32	3,25	4,09
10	1,05	1,81	2,23	2,28	3,17	3,96
11	1,05	1,80	2,2	2,25	3,11	3,85
12	1,04	1,78	2,18	2,23	3,05	3,76
13	1,04	1,77	2,16	2,21	3,01	3,69
14	1,04	1,76	2,14	2,20	2,98	3,64
15	1,03	1,75	2,13	2,18	2,95	3,59
16	1,03	1,75	2,12	2,17	2,92	3,54
17	1,03	1,74	2,11	2,16	2,90	3,51
18	1,03	1,73	2,10	2,15	2,88	3,48
19	1,03	1,73	2,09	2,14	2,86	3,45
20	1,03	1,72	2,09	2,13	2,85	3,42
40	1,02	1,68	2,02	2,06	2,79	3,20
50	1,01	1,68	2,00	2,05	2,70	3,16
100	1,005	1,66	1,984	2,025	2,626	3,077
∞	1,000	1,645	1,960	2,000	2,576	3,000

APENDICES

APENDICE A: Equacionamento de ajuste dos sensores PT100

SENSOR 101		
T_{ban} (°C)	T_{ref} (°C)	T_{sen} (°C)
10	10,0	10,80
20	20,0	20,88
30	30,0	30,95
$T_{pe} = 0,992T_{sen} - 0,721$		

SENSOR 102		
T_{ban} (°C)	T_{ref} (°C)	T_{sen} (°C)
10,0	10,0	9,99
20,0	20,0	20,12
30,0	30,0	30,21
$T_{lab} = 0,989T_{sen} + 0,112$		

SENSOR 103		
T_{ban} (°C)	T_{ref} (°C)	T_{sen} (°C)
10,0	-0,1	-0,15
20,0	25,1	25,06
30,0	50,2	50,34
$T_{ea} = 0,986T_{sen} + 0,068$		

SENSOR 104		
T_{ban} (°C)	T_{ref} (°C)	T_{sen} (°C)
10,0	-0,1	-0,05
20,0	25,1	25,22
30,0	50,2	50,49
$T_{sa} = 0,985T_{sen} - 0,044$		

APENDICE B: Equacionamento de ajuste dos sensores PT100

SENSOR 105		
T_{ban} (°C)	T_{ref} (°C)	T_{sen} (°C)
10	10,1	10,1
20	20,1	20,1
30	30,1	30,2
$T_{cf} = 0,995T_{sen} + 0,067$		

SENSOR 106		
T_{ban} (°C)	T_{ref} (°C)	T_{sen} (°C)
10	10,0	10,1
20	20,1	20,1
30	30,1	30,2
$T_{cm} = 0,999T_{sensor} - 0,066$		

SENSOR 107		
T_{ban} (°C)	T_{ref} (°C)	T_{sen} (°C)
10	10,0	10,0
20	20,1	20,1
30	30,1	30,1
$T_{pc} = T_{sensor}$		

SENSOR 108		
T_{ban} (°C)	T_{ref} (°C)	T_{sen} (°C)
10	10,0	9,9
20	20,1	20,0
30	30,1	30,1
$T_{solo} = 0,995T_{sen} + 0,166$		

APENDICE C: Equacionamento de ajuste dos sensores PT100

SENSOR 109		
T_{ban} (°C)	T_{ref} (°C)	T_{sen} (°C)
10,0	10,0	10,05
20,0	20,0	21,08
30,0	30,0	30,11
$T_{AC} = 0,994T_{sen} - 0,285$		

SENSOR 111		
T_{ban} (°C)	T_{ref} (°C)	T_{sen} (°C)
10,0	10,0	10,96
20,0	20,0	21,03
30,0	30,0	31,10
$T_{pi} = 0,993T_{sen} - 0,884$		

APENDICE D: Planilha de dados

Gráfico de temperaturas V5.xlsx - Excel (Falha na Ativação do Produto)

FERRAMENTAS DE GRÁFICO

ARQUIVO PÁGINA INICIAL INSERIR LAYOUT DA PÁGINA FÓRMULAS DADOS REVISÃO EXIBIÇÃO DESIGN FORMATAR

Calibri (Corpo) 10

Fonte Alinhamento Número Estilo

Gráfico 3

Temperaturas do Sistema (C)

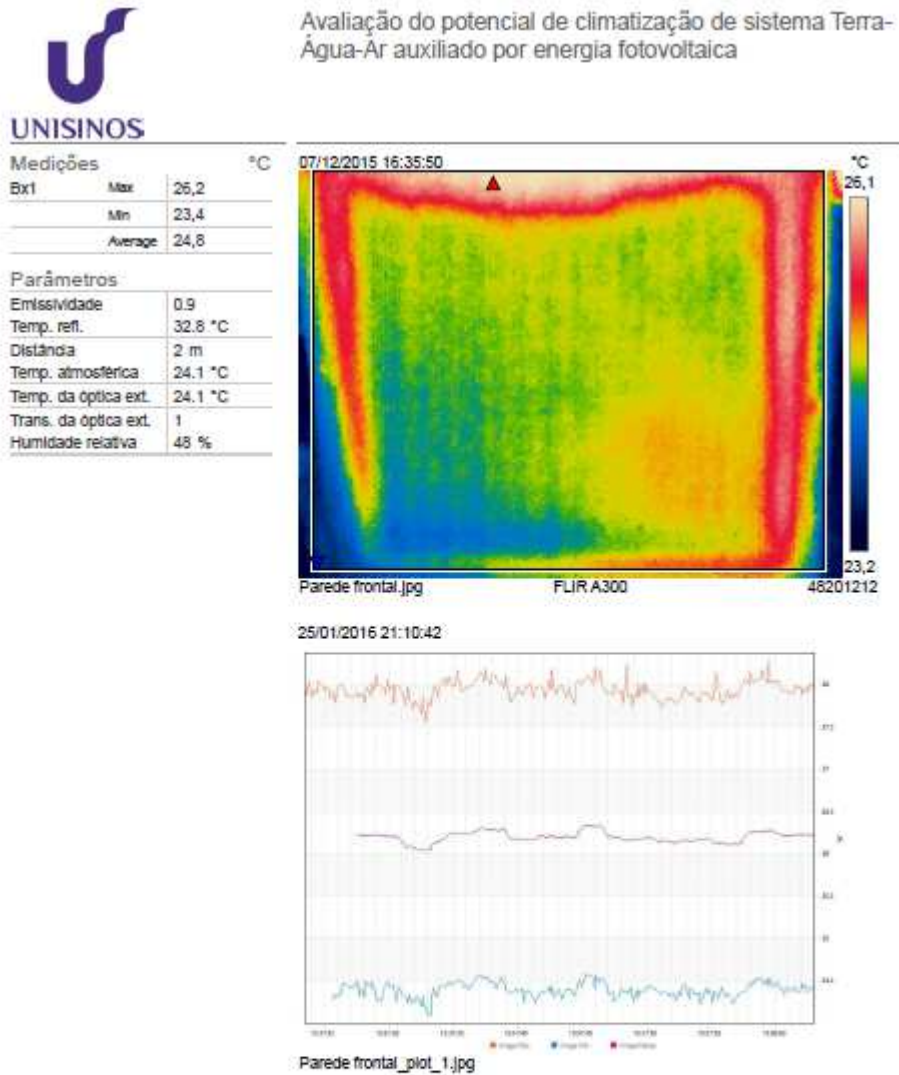
Tempo (h)

Scan Order:	101	102	103	104	105	106	107	108	101	102	103	104	105	106	107	108	INMET	0,7 m ³	120 m ³	120 m ³	razão		
T ar amb	T_sala	T_e_tr (C)	T_s_tr (C)	T_oist_f (C)	T_oist_l (C)	T_oist_p_e (C)	T_solo (C)	T_oist (C)	T_sala	T_e_tr (C)	T_s_tr (C)	T_oist_f (C)	T_oist_l (C)	T_oist_p_e (C)	T_solo (C)	T ar amb	h_sentr	h_saj	Q (W)	Tasa	BTU	kWh-BTU	
19/08/2015 16:36	29,591	31,424	23,933	24,395	23,477	23,674	22,334	22,473	29,10	29,11	23,92	24,18	23,43	23,54	22,33	22,53	0,00	101,397	100,293	60,64	10,4 kW	35491,6	3,413
19/08/2015 16:37	29,597	31,431	23,942	24,332	23,438	23,685	23,311	22,618	29,13	29,11	23,92	24,18	23,39	23,60	23,31	22,67	0,00	101,385	100,330	57,90	9,9 kW	33876,0	3,413
19/08/2015 16:38	29,584	31,431	23,933	24,334	23,524	23,688	23,323	22,548	29,12	29,11	23,92	24,18	23,47	23,60	23,32	22,60	0,00	101,393	100,293	60,41	10,4 kW	35347,9	3,413
19/08/2015 16:39	29,605	31,444	23,936	24,339	23,53	23,689	23,332	22,529	29,14	29,12	23,92	24,18	23,48	23,60	23,33	22,58	0,00	101,414	100,305	60,87	10,4 kW	35614,9	3,413
19/08/2015 16:40	29,592	31,438	23,938	24,343	23,54	23,696	23,334	22,510	29,13	29,12	23,92	24,19	23,49	23,61	23,33	22,57	0,00	101,430	100,316	61,33	10,5 kW	35952,0	3,413
19/08/2015 16:41	29,591	31,438	23,938	24,344	23,553	23,696	23,345	22,454	29,12	29,12	23,92	24,19	23,50	23,60	23,35	22,51	0,00	101,435	100,313	61,55	10,6 kW	36095,7	3,413
19/08/2015 16:42	29,577	31,441	23,939	24,347	23,534	23,647	23,361	22,436	29,11	29,12	23,92	24,19	23,48	23,56	23,38	22,49	0,00	101,447	100,318	62,01	10,6 kW	36283,0	3,413
19/08/2015 16:43	29,577	31,434	23,949	24,349	23,468	23,658	23,321	22,52	29,11	29,12	23,93	24,19	23,42	23,57	23,32	22,57	0,00	101,455	100,359	60,18	10,3 kW	35212,1	3,413
19/08/2015 16:44	29,572	31,431	23,951	24,348	23,477	23,652	23,332	22,448	29,11	29,11	23,93	24,19	23,43	23,56	23,33	22,53	0,00	101,451	100,368	59,49	10,2 kW	34910,7	3,413
19/08/2015 16:45	29,557	31,421	23,955	24,35	23,467	23,651	23,351	22,443	29,09	29,10	23,94	24,19	23,44	23,56	23,35	22,50	0,00	101,460	100,384	59,04	10,1 kW	34542,8	3,413
19/08/2015 16:46	29,57	31,431	23,957	24,351	23,528	23,688	23,355	22,45	29,11	29,11	23,94	24,20	23,48	23,60	23,38	22,50	0,00	101,464	100,393	58,81	10,1 kW	34408,8	3,413
19/08/2015 16:47	29,573	31,431	23,955	24,355	23,534	23,678	23,358	22,437	29,11	29,11	23,94	24,20	23,48	23,59	23,38	22,49	0,00	101,480	100,384	60,18	10,3 kW	35211,3	3,413
19/08/2015 16:48	29,578	31,441	23,962	24,355	23,49	23,709	23,318	22,611	29,12	29,12	23,94	24,20	23,44	23,62	23,32	22,66	0,00	101,480	100,413	58,58	10,0 kW	34274,4	3,413
19/08/2015 16:49	29,579	31,434	23,957	24,362	23,545	23,689	23,365	22,429	29,12	29,12	23,94	24,21	23,49	23,58	23,37	22,48	0,00	101,509	100,393	61,32	10,5 kW	36979,5	3,413
19/08/2015 16:50	29,575	31,444	23,97	24,362	23,475	23,717	23,375	22,604	29,11	29,12	23,95	24,21	23,42	23,63	23,32	22,66	0,00	101,509	100,447	58,35	10,0 kW	34159,7	3,413

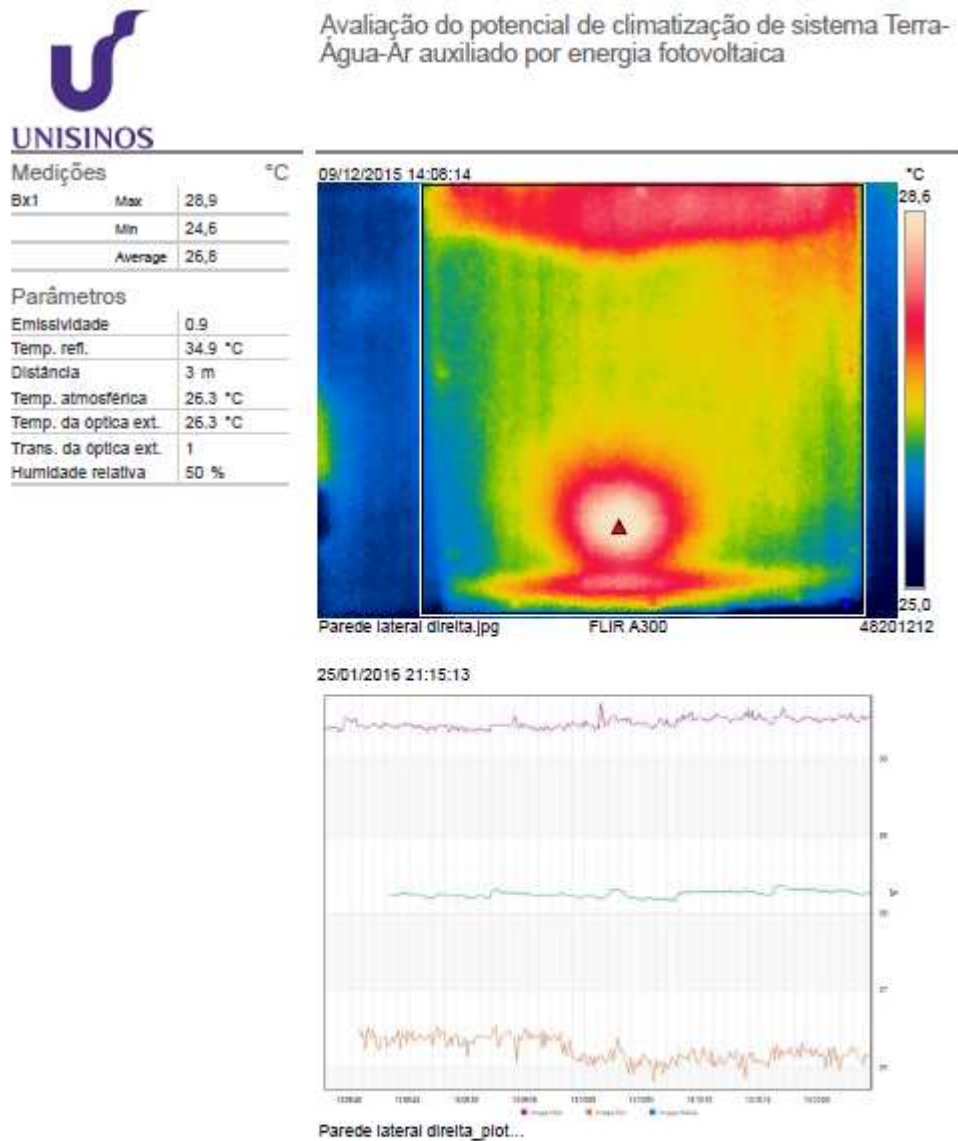
PRONTO

10:51 27/08/2015

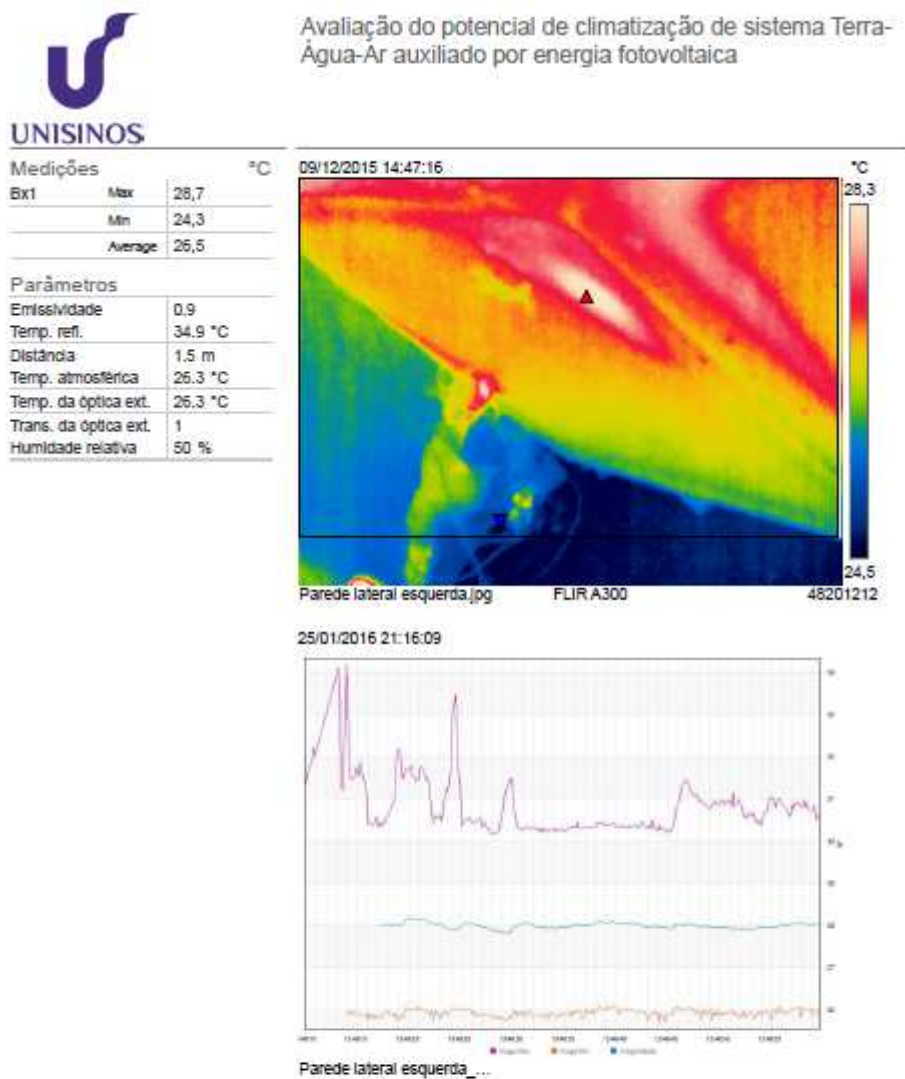
APENDICE E: Relatório termográfico da parede frontal



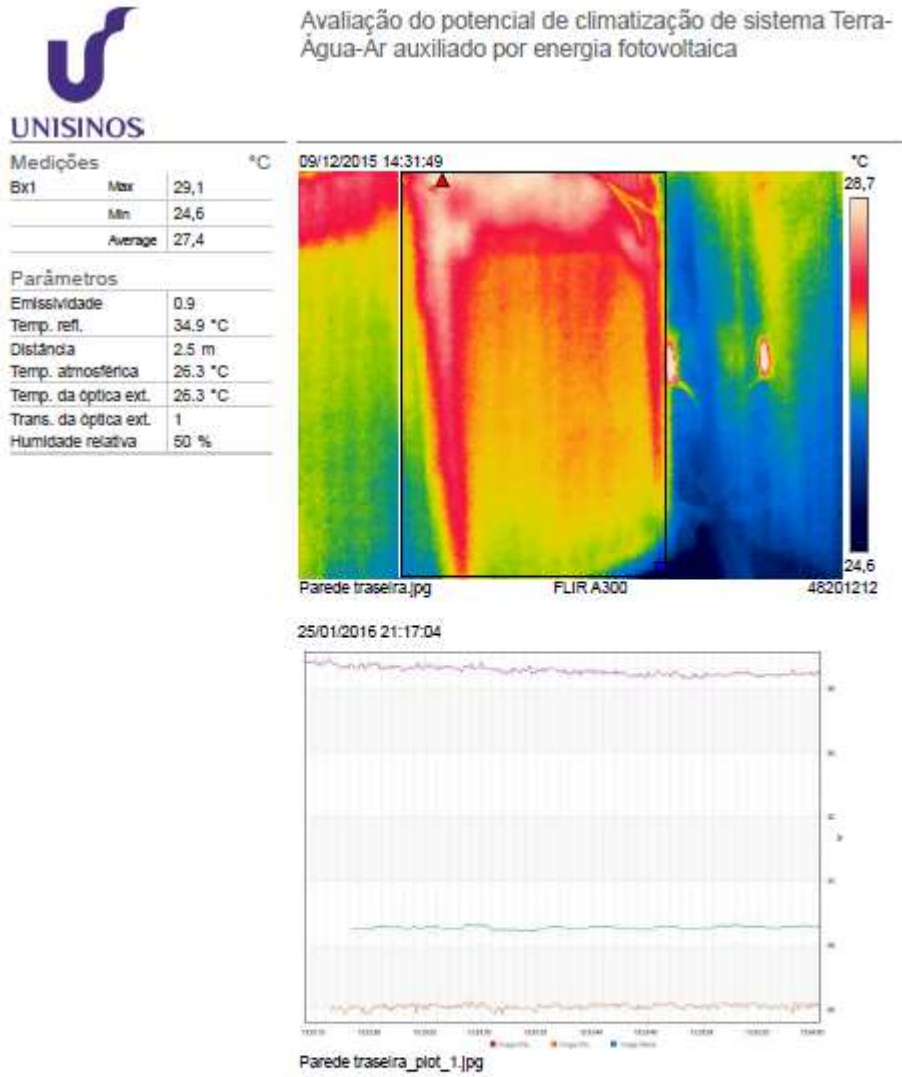
APENDICE F: Relatório termográfico da parede lateral direita



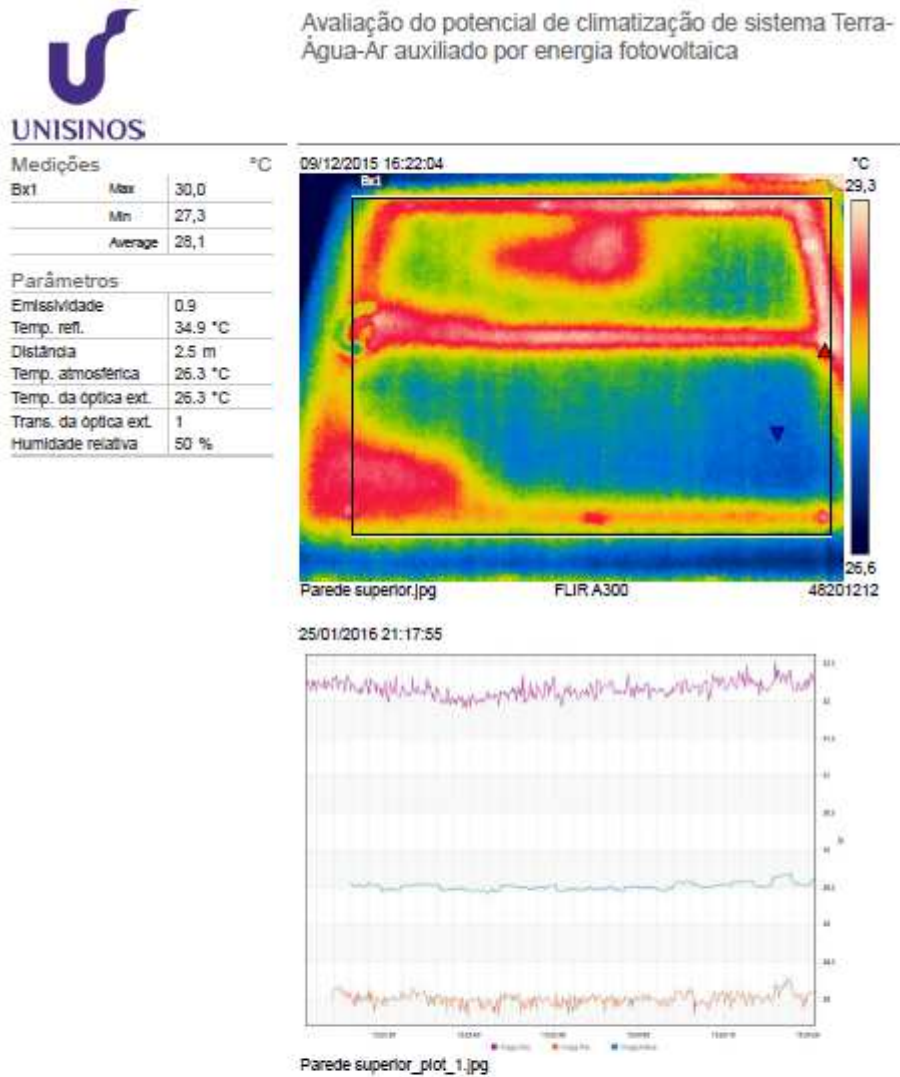
APENDICE G: Relatório termográfico da parede lateral esquerda



APENDICE H: Relatório termográfico da parede traseira



APENDICE I: Relatório termográfico da parede superior



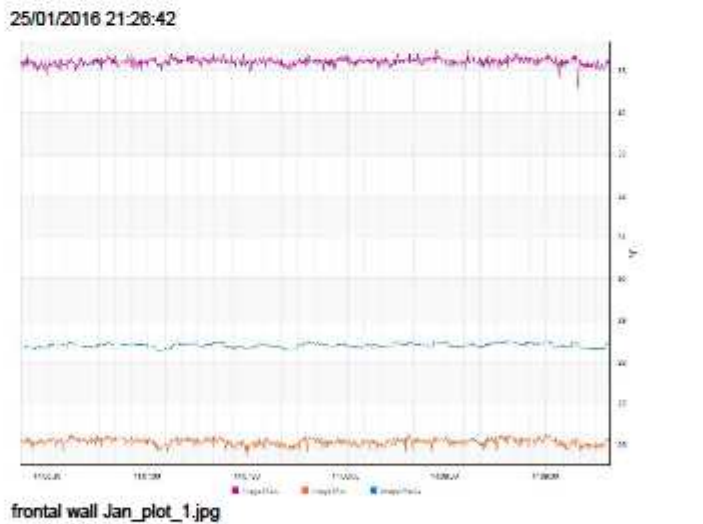
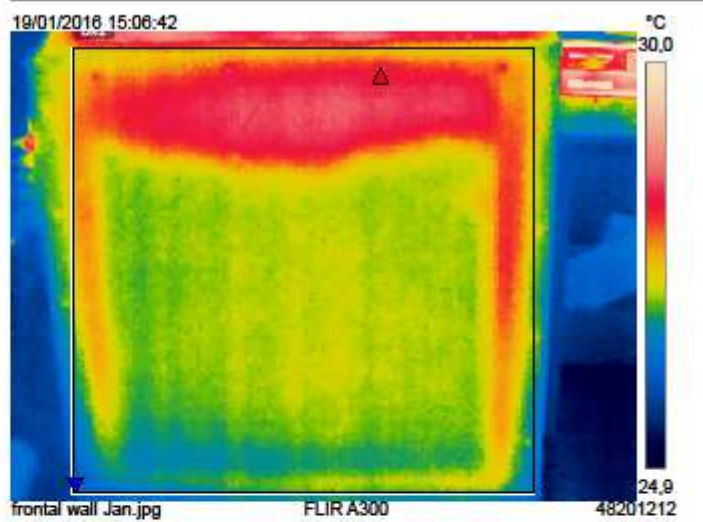
APENDICE J: Relatório termográfico da parede frontal - 2



UNISINOS

Avaliação do potencial de climatização de sistema Terra-Água-Ar auxiliado por energia fotovoltaica

Medições		
Bx1	Max	28,8
	Mn	25,8
	Average	27,4
Parâmetros		
Emissividade	0,9	
Temp. refl.	35,7 °C	
Distância	2 m	
Temp. atmosférica	26 °C	
Temp. da óptica ext.	26 °C	
Trans. da óptica ext.	1	
Humidade relativa	49 %	



APENDICE K: Relatório termográfico da parede lateral direita - 2

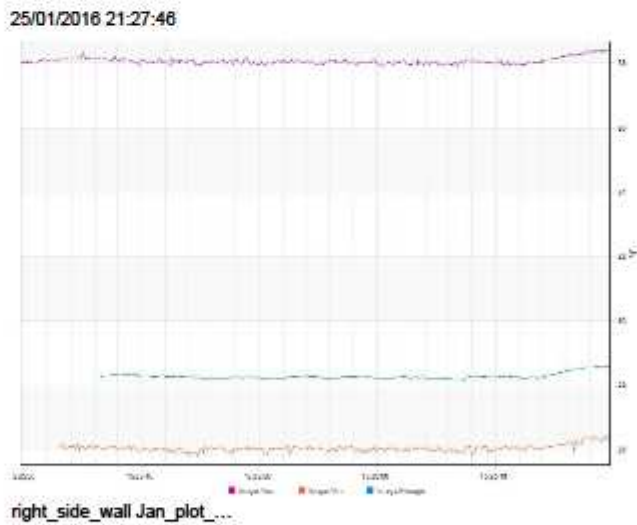
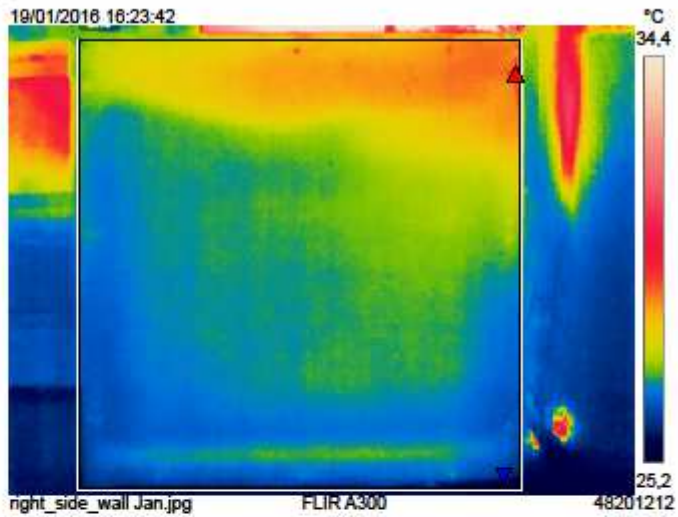


Avaliação do potencial de climatização de sistema Terra-Água-Ar auxiliado por energia fotovoltaica

UNISINOS

Medições		
°C		
Bx1	Max	29,5
	Min	25,1
	Average	27,3

Parâmetros	
Emissividade	0,9
Temp. refl.	35,7 °C
Distância	3 m
Temp. atmosférica	26 °C
Temp. da óptica ext.	26 °C
Trans. da óptica ext.	1
Humidade relativa	49 %



APENDICE L: Relatório termográfico da parede superior - 2

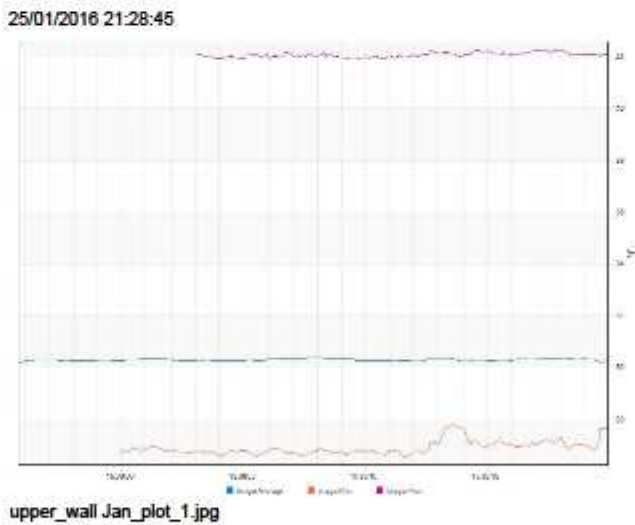
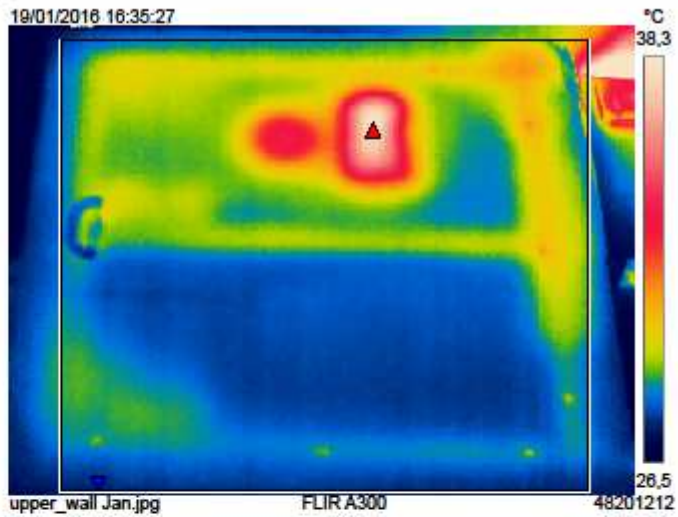


Avaliação do potencial de climatização de sistema Terra-Água-Ar auxiliado por energia fotovoltaica

UNISINOS

Medições			°C
Bx1	Max	38,0	
	Min	27,3	
	Average	29,1	

Parâmetros	
Emissividade	0,9
Temp. refl.	35,7 °C
Distância	3 m
Temp. atmosférica	26 °C
Temp. da óptica ext.	26 °C
Trans. da óptica ext.	1
Humidade relativa	49 %



APENDICE M: Gráfico e equação de ajuste do T_{real} feitos no software CurveExpert