CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS
DIRETORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**DISSERTAÇÃO**

**RENATO VINÍCIUS DOS SANTOS**

# ANÁLISE DE UM SISTEMA DE RESFRIAMENTO GEOTÉRMICO APLICADO EM CLIMAS TROPICAIS

Belo Horizonte
2024

Renato Vinicius dos santos

# Análise de um Sistema de Resfriamento Geotérmico Aplicado em Climas Tropicais

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

**Orientador:** Prof. Dr. Tiago de Freitas Paulino
**Coorientador:** Prof. Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri

**Linha de Pesquisa:** Eficiência Energética

Belo Horizonte

2024

Santos, Renato Vinícius dos
S237a Análise de um sistema de resfriamento geotérmico aplicado em climas tropicais / Renato Vinícius dos Santos. – 2024.
125 f. : il., gráfs, tabs., fotos.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.
Orientador: Tiago de Freitas Paulino.
Coorientador: Paulo Eduardo Lopes Barbieri.
Banca examinadora: Tiago de Freitas Paulino, Paulo Eduardo Lopes Barbieri, André Guimarães Ferreira e Willian Moreira Duarte.
Bibliografia: f. 89-93.
Dissertação (mestrado) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.

1. Ar condicionado – Teses. 2. Refrigeração e máquinas de refrigeração – Teses. 3. Recursos geotérmicos – Teses. 4. Condensadores (Vapor) – Teses. 5. Engenharia geotérmica – Modelos matemáticos – Teses. I. Paulino, Tiago de Freitas. II. Barbieri, Eduardo Lopes . III. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. IV. Título.

CDD 621.56

Elaboração da ficha catalográfica pela bibliotecária Jane Marangon Duarte, CRB 6ª 1592 / Cefet/MG

Renato Vinícius dos Santos

Análise de um sistema de resfriamento geotérmico aplicado em climas tropicais.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educaçáo Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte, 17 de setembro de 2024

Resultado: APROVADO

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Tiago de Freitas Paulino
Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

Próf. Dr. Paulo Eduardo Lopes Barbieri
Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

Prof. Dr. André Guimaraes Ferreira
Centro Federal de Educacão Tecnológica de Minas Gerais

Prof. Dr. Willian Moreira Duarte
Universidade Federal de Minas Gerais

## AGRADECIMENTOS

À Deus, por iluminar meus caminhos e me permitir ir tão além do que poderia imaginar um dia.

Ao meu orientador Tiago de Freitas Paulino, pela oportunidade de desenvolver este trabalho. Pela orientação, dedicação às minhas atividades, parceria, generosidade e esforços realizados para que esta pesquisa pudesse ser concretizada.

Ao coorientador de mestrado Paulo Eduardo Lopes Barbieri e todo corpo docente e administrativo do PPGEM.

À banca avaliadora, Andre Guimarães Ferreira Neto, William Moreira Duarte, Paulo Eduardo Lopes Barbieri e Tiago de Freitas Paulino por aceitarem examinar e contribuir com este trabalho.

À Assembleia Legislativa de Minas Gerais por disponibilizar a planta de refrigeração e os recursos necessários à realização dos testes experimentais.

## RESUMO

A climatização de espaços em regiões tropicais, como no Brasil, demanda um alto consumo de energia elétrica. Além disso, o crescimento populacional, econômico e as mudanças climáticas têm resultado em uma crescente demanda por refrigeração e climatização. Diante desse cenário, soluções que promovam o aumento na eficiência energética de plantas e equipamentos de climatização e refrigeração podem colaborar na redução do consumo de energia elétrica e promover a sustentabilidade ambiental do planeta. Os sistemas de climatização e refrigeração assistidos geotermicamente são mundialmente conhecidos como uma solução eficaz para melhoria na performance dos ciclos de refrigeração/aquecimento, além de ser uma energia confiável, econômica e renovável. Pelas suas vantagens, hoje é utilizada em grande escala em vários países, mas ainda pouco empregada no Brasil. Este trabalho verificou o desempenho energético, exergético, ambiental e financeiro de um sistema de refrigeração de expansão indireta de grande porte com condensador geotérmico, em comparação com o mesmo sistema com condensação convencional (torres de resfriamento evaporativo) para aplicação em climas tropicais. Dados experimentais foram obtidos em uma planta que opera com condensação convencional. Foi simulado por meio da elaboração de um modelo matemático da planta, a operação anual dos dois sistemas para quatro cidades do Brasil, avaliando a viabilidade técnica e financeira do sistema de refrigeração com condensador geotérmico para o Brasil. Foram elaborados os modelos matemáticos para o condensador, compressor, torre de resfriamento e trocador geotérmico. Os resultados para validação dos modelos variaram em até ±20% em comparação com os dados experimentais. A operação com sistema geotérmico se mostrou mais vantajosa em cidades localizadas nas regiões sul e sudeste do Brasil, com uma melhoria obtida de 10% nos valores para a energia consumida pela planta, 10% nos valores para o COP da planta, 13% na eficiência exergética, 5% no TEWI total e 10% para emissão de gases e particulados. Em todas as cidades avaliadas, a operação com sistema geotérmico proporcionou economia financeira. O melhor *payback* encontrado foi a partir do aproveitamento das fundações da edificação para implementação das estacas trocadoras com valor médio de 5 anos para retorno do investimento aplicado.



Palavras-chave: Modelo matemático; Sistema de ar condicionado; Condensador geotérmico; Refrigeração.

## ABSTRACT

*The air conditioning of spaces in tropical regions such as Brazil demands a high consumption of electrical energy. Furthermore, population and economic growth and climate change have resulted in an increasing demand for refrigeration and air conditioning. Given this scenario, solutions that promote an increase in the energy efficiency of air conditioning and refrigeration plants and equipment can help reduce electrical energy consumption and promote environmental sustainability on the planet. Geothermally assisted air conditioning and refrigeration systems are known worldwide as an effective solution for improving the performance of re-cooling/heating cycles, in addition to being a reliable, economical and renewable energy source. Due to its advantages, it is currently used on a large scale in several countries, but is still rarely used in Brazil. This work verified the energetic, exergetic, environmental and financial performance of a large indirect expansion refrigeration system with a geothermal condenser, compared to the same system with conventional condensation (evaporative cooling towers) for application in tropical climates. Experimental data were obtained in a plant that operates with conventional condensation. The annual operation of the two systems for four cities in Brazil was simulated through the elaboration of a mathematical model of the plant, evaluating the technical and financial viability of the refrigeration system with geothermal condenser for Brazil. Mathematical models were developed for the condenser, compressor, cooling tower and geothermal exchanger. The results for validating the models were around ±20% compared to the experimental data. Operation with a geothermal system proved to be more advantageous in cities located in the south and southeast regions of Brazil, with an improvement of 10% in the values for the energy consumed by the plant, 10% in the values for the COP of the plant, 13% in efficiency exergy, 5% in total TEWI and 10% for gas and particulate emissions. In all cities evaluated, the operation with a geothermal system provided financial savings. The best payback found was from the use of the building's foundations to implement exchanger piles with an average value of 5 years for return on investment.*



*Keywords: Mathematical model; Air conditioning system; Geothermal condense; Refrigeration.*

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Número de instalações geotérmicas observadas por pais em 2015..... 19

Figura 2: Principais marcos da evolução dos GSHP's na história..... 21

Figura 3: Ciclo de calor básico de uma bomba de calor..... 22

Figura 4: Esquemático de uma bomba de calor GSHP..... 23

Figura 5: Distribuição de temperaturas em várias profundidades no solo da cidade da Flórida em um ano..... 23

Figura 6: Funcionamento de uma GSPH em um sistema de climatização equilibrado..... 24

Figura 7: Exemplos de tipos de bombas de calor geotérmicas..... 25

Figura 8: Exemplos de conexões para GCHP's horizontais e verticais..... 26

Figura 9: Transferência de calor na estaca geotérmica..... 27

Figura 10: Temperatura do solo no campo experimental..... 28

Figura 12: Diagrama da planta de refrigeração experimental, com os pontos de medição e sensoresprevistos para os testes..... 36

Figura 13: Fotos do dispositivo experimental implementado em campo..... 37

Figura 14: Fotos do dispositivo experimental implementado em campo..... 37

Figura 15: Fluxograma lógica de programação implementada..... 58

Figura 16: Efeitos da redução da temperatura da água de condensação na potência e no COP do Chiller..... 61

Figura 17: Efeitos da redução da temperatura da água de condensação na pressão de condensação para cada compressor..... 62

Figura 18: Efeitos da redução da temperatura da água de condensação na temperatura de descarga para cada compressor..... 62

Figura 19: Valores para o COP da planta teste 1 e 2..... 62

Figura 20: Análise do consumo elétrico diário da planta análise do custo anual de eletricidade da planta..... 63

Figura 21: Valores obtidos na validação do modelo do condensador..... 64

Figura 22 : Valores obtidos na validação do modelo do compressor para potência.....65

Figura 23: Valores obtidos na validação do modelo do compressor para o COP..... 66

Figura 24: Valores obtidos na validação do modelo da torre de resfriamento..... 67

Figura 25: Valores obtidos na validação do modelo do trocador de calor geotérmico..68

Figura 26: Valores das médias mensais para temperatura ambiente e temperatura do solo para as cidades estudadas, referente ao ano de 2023..... 68

Figura 27: Valores das médias mensais para temperatura ambiente e umidade relativa para as cidades estudadas, referente ao ano de 2023..... 70

Figura 28: Valores da potência consumida pela planta para as cidades estudadas, referente ao ano de 2023..... 71

Figura 29: Valores do COP do chiller para as cidades estudadas, referente ao ano de 2023..... 72

Figura 30: Valores do COP da planta para as cidades estudadas, referente ao ano de 2023..... 73

Figura 31: Valor anual do consumo de energia elétrica na planta para as cidades estudadas, referente ao ano de 2023..... 74

Figura 32: Valores mensais da pressão de condensação no chiller para as cidades estudadas, referente ao ano de 2023..... 76

Figura 33: Valores da exergia destruída por equipamento e exergia destruída total para as cidades estudadas..... 78

Figura 34: Valores mensais da eficiência exergética para as cidades estudadas.....79

Figura 35: Valores anuais do TEWI indireto, TEWI direto e TEWI total para as cidades estudadas, referente ao ano de 2023..... 80

Figura 36: Valores anuais do Valores anuais do SO2, $NO_X$ ,$PM_{2,5}$ e $PM_{10}$ emitidos pela planta para as cidades estudadas, referente ao ano de 2023..... 81

Figura 37: Retorno financeiro da operação do sistema geotérmico para as cidades estudadas, referente ao ano de 2023..... 82

Figura 38: Payback da operação do sistema geotérmico com perfuração dos furos para as cidades estudadas, referente ao ano de 2023..... 83

Figura 39: Payback da operação do sistema geotérmico com aproveitamento das fundações para as cidades estudadas, referente ao ano de 2023..... 83

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 –Propriedades térmicas obtidas nos testes TRT..... 28

Tabela 2 – Resumo das referências bibliográficas estudadas para emprego de GSHP's em climas tropicais..... 31

Tabela 3 - Resumo das referências bibliográficas estudadas sobre estudo da redução da temperaturade condensação no desempenho de sistemas de refrigeração..... 33

Tabela 4 – Dados técnicos dos equipamentos e componentes da planta..... 35

Tabela 5 –Dados técnicos da instrumentação utilizada nos testes..... 36

Tabela 6 – Parâmetros monitorados e ajustados para teste 1 e teste 2..... 38

Tabela 7 – Descrição dos dados de entrada do código..... 56

Tabela 8 - Descrição dos dados de saída do código..... 59

Tabela 9- Seleção de valores para rendimentos volumétrico e global..... 66

## LISTA DE SIGLAS

| | |
|---|---|
| *ASHRAE* | American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers |
| *COP* | Coeficiente de Performance |
| *EPE* | Empresa de Pesquisa Energética |
| *GSHP* | Ground Source Heat Pump |
| GCHP | Bomba de calor acoplada ao solo |
| GSHP | Bombas de calor geotérmicas |
| GWHP | Sistema de bomba de calor de águas subterrâneas |
| GWP | Potêncial de impacto ambiental fluido refrigerante |
| SWHP | Sistema de bomba de calor por água de superfície |
| INMET | Instituto nacional de meteorologia |
| OECD/IEA | Agência Internacional de Energia |
| US ENERGY | Departamento de energia dos EUA |
| *IEA* | International Energy Agency |
| *NBR* | Norma Brasileira |
| *PEAD* | Polietileno de alta densidade |
| *TEWI* | Impacto ambiental total equivalente |
| *TRNSYS* | Transient System Simulation Tool |
| *TRT* | Thermal Response Test |

## LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|---|---|
| $\Delta T_{we}$ | Variação de temperatura entre a entrada e a saída da água do evaporador *[K]* |
| $\Delta i_e$ | Diferença de entalpia no evaporador *[J/kg]* |
| $C_{p,we}$ | Calor específico da água [*J/(kg.K)]* |
| $\rho_L$ | Massa específica do líquido *[kg/m³]* |
| $\rho_V$ | Massa específica do Vapor *[kg/m³]* |
| $\Delta h_f$ | Perda de carga na tubulação *[m.c.a]* |
| $\Delta i_c$ | Diferença de entalpia no condensador [*J/kg*] |
| $\Delta T_{wc}$ | Variação de temperatura entrada e saída da água no condensador *[K]* |
| $\mu_L$ | Viscosidade dinâmica do líquido [*N.s/m²*] |
| $A_{rc}$ | Area de contato do fluido refrigerante nos tubos [*m²*] |
| $A_w$ | Area de contato da água nos tubos [*m²*] |
| $C_{min}$ | Taxa de capacidade de calor mínima no condensador [*W/K*] |
| $Cop_c$ | Coeficiente de desempenho do *chiller* |
| $Cop_p$ | Coeficiente de desempenho da planta |
| $C_{pwc}$ | Calor específico da água do condensador [*J/(kg.K)*] |
| $C_t$ | Custo de operação anual da planta *[R$]* |
| $d$ | Número de dias de operação no mês |
| $D_e$ | Diâmetro externo dos tubos condensador *[m]* |
| $D_h$ | Diâmetro hidráulico *[m]* |
| $D_i$ | Diâmetro interno dos tubos condensador [*m*] |
| $ED_b$ | Exergia destruida na bomba *[W]* |
| $ED_{comp}$ | Exergia destruida no compressor *[W]* |
| $ED_{cond}$ | Exergia destruida no condensador *[W]* |
| $ED_{dx}$ | Exergia destruida no dispositivo de expansão *[W]* |
| $ED_{evap}$ | Exergia destruida no evaporador *[W]* |
| $ED_{torre}$ | Exergia destruida na torre *[W]* |
| $E_p$ | Energia consumida pela planta *[kWh]* |
| $Ex$ | Exergia no ponto *[W]* |
| $Ex_1$ | Exergia na entrada do compressor *[W]* |

| | |
|---|---|
| $Ex_2$ | Exergia na saída do compressor *[W]* |
| $Ex_3$ | Exergia na saída do condensador *[W]* |
| $Ex_4$ | Exergia na saída do dispositivo de expansão *[W]* |
| $f$ | Fator de atrito |
| $g$ | Aceleração da gravidade *[m/s²]* |
| $h_c$ | Coeficiente convectivo do trocador de calor geotérmico *[W/m²K]* |
| $hcond$ | Coeficiente convectivo de transferência de calor para o escoamento monofásico *[W/m²K]* |
| $h_N$ | Coeficiente convectivo de transferência de calor para o escoamento monofásico *[W/m²K]* |
| $I$ | Corrente elétrica consumida *[A]* |
| $i$ | Entalpia no ponto *[J/kg]* |
| $i_0$ | Entalpia do estado de referência *[J/kg]* |
| $i_{1ar}$ | Entalpia do ar na entrada da torre *[J/kg]* |
| $i_{1w}$ | Entalpia da água na entrada da torre *[J/kg]* |
| $I_{2ar}$ | Entalpia do ar na saída da torre *[J/kg]* |
| $I_{2w}$ | Entalpia da água na saída da torre *[J/kg]* |
| $I_{3w}$ | Entalpia da água de reposição da torre *[J/kg]* |
| $I_5$ | Entalpia na descarga do compressor *[J/kg]* |
| $I_6$ | Entalpia na aspiração do compressor *[J/kg]* |
| $i_{vL}$ | Entalpia de vaporização do fluido refrigerante [*J/kg*] |
| $k_L$ | Condutividade térmica do líquido [*W/(m²K)*] |
| $k_w$ | Condutividade térmica da água *[W/mK]* |
| $L$ | Comprimento total do tubo trocador geotermico *[m]* |
| $L_c$ | Perdas de carga localizada *[m]* |
| $L_p$ | Perda anual de fluido refrigerante *[%]* |
| $L_r$ | Comprimento linear da tubulação *[m]* |
| $L_{tc}$ | Comprimento total dos tubos do condensador *[m]* |
| $m$ | Número de meses em operação por ano |
| $\dot{m}$ | Vazão mássica *[kg/s]* |
| $\dot{m}_{3w}$ | Vazão mássica de água de reposição na torre *[kg/s]* |
| $\dot{m}_{ar}$ | Vazão mássica de ar na torre *[kg/s]* |

| | |
|---|---|
| $m_{emis}$ | Emissão de poluente *[kg],* |
| $\dot{m}_{pw}$ | Vazão mássica de água de reposição na torre *[kg/s]* |
| $\dot{m}_{r1}$ | Vazão mássica de fluido refrigerante *[kg/s]* |
| $\dot{m}_{w}$ | Vazão mássica de água na torre *[kg/s]* |
| $m_{wc}$ | Vazão mássica de água no condensador *[kg/s]* |
| $m_{we}$ | Vazão mássica de água no evaporador *[kg/s]* |
| $N$ | Número de tubos do condensador |
| $N_1$ | Rotação do compressor *[Rps]* |
| $Nu_c$ | Coeficiente de Nusselt para regime laminar |
| $Nu_{ct}$ | Coeficiente de Nusselt para regime turbulento |
| NUT | Número de unidades de transferência de calor |
| $P_r$ | Número de Prandtl |
| $P_r$ | Número de Prandtl |
| $Q_e$ | Carga térmica de refrigeração *[W]* |
| $Q_{max}$ | Taxa de transferência de calor no condensador *[W]* |
| $R_{2ar}$ | Razão de mistura do ar úmido na saida da torre *[kg ar úmido/ kg ar seco]* |
| $R_c$ | Resistividade térmica devido a convecção *[mK/W]* |
| $R_e$ | Número de Reynolds |
| $R_F$ | Resistividade termica do furo *[mK/W]* |
| S | Entropia do ponto *[J/kg.K]* |
| $S_0$ | Entropia do estado de referência *[J/kg]* |
| $T$ | Tensão de alimentação elétrica [*V*] |
| $T_0$ | Temperatura do estado de referência *[K]* |
| $T_{01}$ | Tempertura estado de referência evaporador [K] |
| $T_p$ | Temperatura da parede condensador [*K]* |
| $T_r$ | Valor da tarifa cobrada pela concessionaria de energia *[R$]* |
| $T_s$ | Temperatura do solo *[K]* |
| $T_{sat}$ | Temperatura de condensação [*K]* |
| $T_{we}$ | Temperatura da água na entrada do trocador de calor geotérmico *[K]* |
| $T_{ws}$ | Temperatura da água na saída do trocador de calor geotérmico *[K]* |

| | |
|---|---|
| $U_{(x)}$ | Incertezas das variaveis de entrada medidas |
| $U_{(\eta)}$ | Incerteza da grandeza de saída |
| $UA$ | Coeficiente global de transferência de calor e área |
| $V$ | Vazão volumétrica *[$m^3/s$]* |
| $V_c$ | Deslocamento volumétrico do compressor *[$m^3$]* |
| $V_m$ | Vazão volumétrica da água *[$m^3/s$]* |
| $\dot{W}$ | Potência elétrica consumida *[W]* |
| $W_b$ | Potência da bomba *[W]* |
| $W_{ba}$ | Potência consumida pelas bombas de água gelada *[W]* |
| $W_{bc}$ | Potência consumida pelas bombas de condensação *[W]* |
| $\dot{W}_{cc}$ | Potência consumida pelo *chiller [W]* |
| $\dot{W}_{cp}$ | Potência consumida pela central de condensação *[W]* |
| $Wp$ | Potência total consumida pela planta *[W]* |
| $W_{tor}$ | Potência consumida pela torre de resfriamento *[W]* |
| $W_{total}$ | Potência total consumida pela planta *[W]* |
| $\beta$ | Fator de emissão para produção de eletricidade *[g/kWh]*. |
| $\eta_{emiss}$ | Eficiência na transmissão da energia elétrica |
| $\eta_g$ | Rendimento global do compressor |
| $\eta_p$ | Rendimento da bomba |
| $\eta_v$ | Rendimento volumétrico do compressor |
| $\Theta$ | Fator de potência do motor do compressor |

**SUMÁRIO**


**1 INTRODUÇÃO ..... 17**

**1.1 OBJETIVO GERAL ..... 20**

**2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA ..... 21**

**2.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMENTO DAS BOMBAS DE CALOR GEOTÉRMICA ..... 22**

**2.2 TIPOS DE BOMBAS DE CALOR GEOTÉRMICAS ..... 24**

**2.3 CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS DAS ESTACAS TROCADORAS DE CALOR NAS GCHP'S VERTICAIS** 26

***2.3.1 Resposta térmica do solo ..... 26***

**2.4 CLIMATIZAÇÃO GEOTÉRMICA NO BRASIL ..... 28**

**2.5 EMPREGO DE CLIMATIZAÇÃO GEOTÉRMICA EM CLIMAS TROPICAIS ..... 29**

**2.6 ESTUDO DOS BENEFÍCIOS DA REDUÇÃO DA TEMPERATURA DA ÁGUA DE CONDENSAÇÃO EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO. ..... 31**

**3 METODOLOGIA ..... 34**

**3.1 DISPOSITIVO EXPERIMENTAL ..... 34**

**3.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL ..... 37**

***3.2.1 Avaliação dos efeitos da redução na temperatura da água de condensação no desempenho da planta ..... 39***

**3.3 MODELAGEM MATEMÁTICA ..... 40**

***3.3.1 Modelagem do condensador a água ..... 41***

***3.3.2 Modelagem do compressor ..... 43***

***3.3.3 Modelagem da torre de resfriamento ..... 44***

***3.3.4 Modelagem do trocador de calor geotérmico ..... 45***

**3.4 ANÁLISE ENERGÉTICA DA OPERAÇÃO DA PLANTA COM OS SISTEMAS GEOTÉRMICO E CONVENCIONAL ..... 47**

**3.5 ANÁLISE EXERGÉTICA DA OPERAÇÃO DA PLANTA COM OS SISTEMAS GEOTÉRMICO E CONVENCIONAL ..... 49**

**3.6 ANÁLISE AMBIENTAL DA OPERAÇÃO DA PLANTA COM OS SISTEMAS GEOTÉRMICO E CONVENCIONAL ..... 51**

**3.7 ANÁLISE FINANCEIRA DA OPERAÇÃO DA PLANTA COM OS SISTEMAS GEOTÉRMICO E CONVENCIONAL** ..... 53
**3.8 ANÁLISE DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO** ..... 54
**3.9 SIMULAÇÃO DA OPERAÇÃO DOS SISTEMAS GEOTÉRMICO E CONVENCIONAL** ..... 55
*3.9.1 Dados de entrada do código de simulação* ..... *55*
*3.9.2 Estratégia de simulação* ..... *57*
*3.9.3 Dados de saída e de processamento do código de simulação* ..... *58*
**4 RESULTADOS** ..... **61**
**4.1 RESULTADOS EXPERIMENTAIS** ..... 61
*4.1.1 Avaliação dos efeitos da redução na temperatura da água de condensação no desempenho da planta* ..... *61*
**4.2 VALIDAÇÃO DO MODELO PARA O CONDENSADOR** ..... 63
**4.3 VALIDAÇÃO DO MODELO PARA O COMPRESSOR** ..... 64
**4.4 VALIDAÇÃO DO MODELO PARA A TORRE DE RESFRIAMENTO** ..... 67
**4.5 VALIDAÇÃO DO MODELO PARA O TROCADOR DE CALOR GEOTÉRMICO** ..... 67
**4.6 RESULTADOS DA ANÁLISE CLIMÁTICA PARA AS CIDADES BRASILEIRAS ESTUDADAS** 68
**4.7 RESULTADOS DA ANÁLISE ENERGÉTICA PARA SIMULAÇÃO DA OPERAÇÃO DOS SISTEMAS GEOTÉRMICO E CONVENCIONAL PARA O BRASIL** ..... 70
*4.7.1 Análise da potência consumida pela planta* ..... *70*
*4.7.2 Análise do COP do chiller* ..... *72*
*4.7.3 Análise do COP da planta* ..... *73*
*4.7.4 Análise da Energia elétrica consumida pela planta* ..... *74*
*4.7.5 Análise da pressão de condensação do chiller* ..... *75*
**4.8 RESULTADOS DA ANÁLISE EXERGÉTICA PARA SIMULAÇÃO DA OPERAÇÃO DA PLANTA COM OS SISTEMAS GEOTÉRMICO E CONVENCIONAL** ..... 76
*4.8.1 Análise da exergia destruída por componente e exergia total destruída na planta* *77*
*4.8.2 Análise da eficiência exergética* ..... *78*
**4.9 RESULTADOS DA ANÁLISE AMBIENTAL PARA SIMULAÇÃO DA OPERAÇÃO DA PLANTA COM OS SISTEMAS GEOTÉRMICO E CONVENCIONAL** ..... 79
*4.9.1 Análise das emissões de $CO_2$ da planta pelo TEWI* ..... *79*
*4.9.2 Análise das emissões de outros gases poluentes pela planta* ..... *81*

**4.10 RESULTADOS DA ANÁLISE FINANCEIRA DA SIMULAÇÃO DA OPERAÇÃO DOS SISTEMAS GEOTÉRMICO E CONVENCIONAL PARA O BRASIL** ..... 81

***4.10.1 Análise financeira da operação do sistema geotérmico.*** ..... *82*

***4.10.2 Análise do payback do sistema geotérmico.*** ..... *83*

**5 CONCLUSÕES** ..... **85**

**5.1 CONCLUSÃO DA AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DOS EFEITOS DA REDUÇÃO NA TEMPERATURA DA ÁGUA DE CONDENSAÇÃO NO DESEMPENHO DA PLANTA** ..... 85

**5.2 CONCLUSÃO SOBRE OS MODELOS MATEMÁTICOS** ..... 85

**5.3 CONCLUSÕES DA AVALIAÇÃO COMPARATIVA DA SIMULAÇÃO DA OPERAÇÃO DOS SISTEMAS GEOTÉRMICO E CONVENCIONAL PARA O BRASIL** ..... 86

**REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS** ..... **88**

**APÊNDICE A – PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO** ..... **93**

**APÊNDICE B - TABELAS DOS DADOS EXPERIMENTAIS** ..... **120**

# 1 INTRODUÇÃO

O mundo tem experimentado um crescimento expressivo no uso de sistemas de climatização e refrigeração, sendo esperado até 2050 um crescimento de 300% no número de aparelhos de ar condicionado no planeta (OECD/IEA, 2018). No Brasil estima-se um crescimento de 700% do número de aparelhos de ar condicionado entre 1990 e 2050. Entre 2016 e 2050 esse aumento deverá ser da ordem de 350% (OECD/IEA, 2018). As razões para esse aumento deve-se principalmente ao crescimento populacional, aumento da necessidade por conforto térmico e aos efeitos do aquecimento global na elevação das temperaturas médias do planeta. No Brasil, entre 1989 e 2019, as temperaturas máximas observadas apresentaram uma elevação de 2,3°C (INMET, 2019).

Um dos grandes desafios mundiais são a escassez de recursos e o aumento dos custos das matrizes energéticas. Somente os edifícios consomem mais de 30% da energia elétrica global, nos quais 42% dessa energia são consumidas pelos sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (US ENERGY, 2020). No Brasil entre 2005 e 2017 o consumo de energia elétrica no setor residencial brasileiro passou de 83 TWh para 134 TWh, crescimento de 61% no período (EPE, 2018). Verificou-se que o consumo de energia elétrica por condicionadores de ar aumentou cerca de 237% neste período, atingindo 18,7 TWh em 2017 (EPE, 2018).

Nessa perspectiva, se torna importante pesquisar formas de produzir frio da maneira mais eficiente possível. O conceito de eficiência energética com o uso de energias limpas e renováveis vem crescendo nos últimos anos, se tornando ferramentas eficazes para o controle do consumo de energia e  a redução das emissões de gases de efeito estufa no planeta. Conforme Duarte *et al.*(2021), o emprego de energias provenientes de fonte renováveis vem crescendo nos últimos anos. O uso dessas fontes podem minimizar o impacto ambiental e promover a eficiência energética de equipamentos e sistemas com diminuição dos custos operacionais, muito disso por se tratarem em sua maioria de energias disponíveis gratuitamente.

Desta forma, pode-se melhorar o desempenho energético de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor ao se utilizar soluções técnicas capazes de proporcionar o aproveitamento de fontes de energia no processo. A ideia fundamental é utilizar essa energia disponível no circuito de compressão para diminuição da potência consumida pelo compressor, proporcionando melhoria no coeficiente de performance (COP) do equipamento. Na literatura, alguns autores afirmam que sistemas de refrigeração podem ser integrados em fontes de energia renovável como; em coletores térmicos Buker e Riffat (2016), coletores fotovoltaicos, trocadores de calor geotérmico Kharsen *et al*.(2015), ou turbinas eólicas (Li *et al*., 2018).

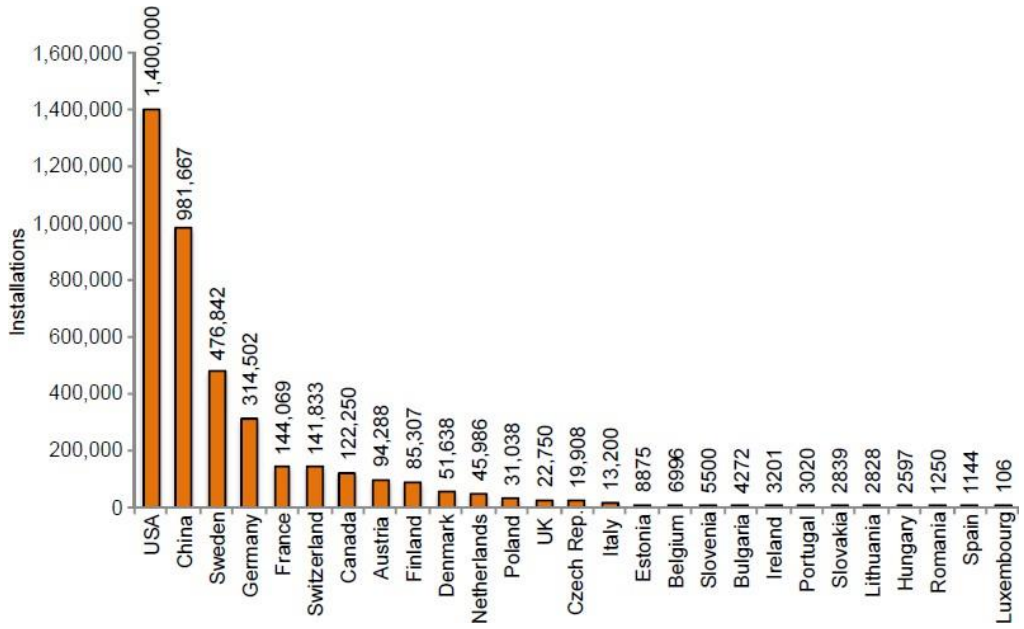
Neste contexto, o uso da energia geotérmica tem se mostrado uma excelente opção na melhoria da eficiência de sistemas de refrigeração e climatização ao redor do mundo. As bombas de calor geotérmicas (GSHP's) têm despertando grande interesse oferecendo níveis de eficiência para aquecimento e resfriamento que são teoricamente superiores as tecnologias tradicionais hoje empregadas. As GSHP's podem proporcionar alto desempenho energético com sustentabilidade ambiental, aliado a fácil integração aos sistemas existentes nas edificações.

As GSHP's trocam calor com o subsolo tomando vantagem da sua estabilidade térmica. O ambiente subterrâneo experimenta temperaturas mais baixas e com menos flutuações anuais em relação ao ar ambiente. Em sistemas de refrigeração, tal condição proporciona uma melhoria no coeficiente de troca de calor. O efeito prático observado é a aproximação entre as temperaturas de condensação e evaporação com a consequente diminuição do trabalho a ser realizado pelo compressor, gerando melhoria no COP do equipamento. Atualmente as GSHP's podem entregar uma economia de energia anual da ordem de 9,7% a 23% dependendo da temperatura do poço, com uma vida útil superior a 15 anos (Tavares *et al*., 2020).

No mundo, o emprego das bombas geotérmicas tem crescido entre 10% a 30% anualmente (Bose *et al*., 2002). Os dados do congresso geotérmico mundial de 2015 (Figura 1) mostram que entre os anos 2000 e 2015 o número de instalações geotérmicas nos Estados Unidos cresceu para 1,4 milhões de instalações. O segundo maior número pode ser encontrado na China, com quase 982.000 instalações que corresponde a um grande crescimento em 15 anos, pois nenhuma instalação geotérmica foi observada no ano 2000 naquele país (Lund *et al*., 2015). Conforme os dados, não são observados nenhuma instalação geotérmica identificada no Brasil.

Apesar das grandes vantagens observadas no uso das bombas geotérmicas pelo mundo, não há evidências de projetos comercialmente implementados de climatização geotérmica no Brasil. As instalações que se têm conhecimento são de trabalhos de pesquisa destinados para uso residencial ou de pequenos escritórios (baixa demanda térmica), sendo que não há evidências de instalações ou estudos publicados na literatura de resfriamento geotérmico para aplicação em edificações com alta demanda de climatização para o Brasil.

Figura 1 - Número de instalações geotérmicas observadas por pais em 2015.




Fonte: Lund et al.(2015).

Diante dessas constatações, a proposta desse trabalho é realizar um estudo técnico e de viabilidade de um sistema de resfriamento geotérmico aplicado em edificações com demanda de refrigeração intermediária para operação no Brasil. Essa proposta de estudo mostra-se bastante promissora tendo em vista os ótimos resultados obtidos no emprego da tecnologia em países com clima similar e do reconhecimento do governo brasileiro no PNE-2050 do resfriamento geotérmico como tecnologia disruptiva (EPE, 2020).

## 1.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho foi realizar a análise energética, exergética, ambiental e financeira da implementação de um sistema de ar condicionado de expansão indireta para uma edificação operando com trocador de calor geotérmico para ser aplicado em clima tropical.

Dentre os objetivos específicos do trabalho destacam-se: Realizar a elaboraração e validação experimental através de uma planta real de um modelo matemático de um compressor, condensador e torre de resfriamento de um sistema de expansão indireta de 422kW; Utilizar um modelo matemático validado para um trocador de calor geotérmico e adaptá-lo para trabalhar com eficácia em um sistema de expansão indireta de 422kW; Acoplar os modelos (sistema de refrigeração e trocador de calor geotérmico) com estabelecimento de condições de simulação que possibilite  análise comparativa térmica para quatro cidades do Brasil; Avaliar os efeitos da redução da temperatura da água de condensação no desempenho da planta de refrigeração; Realizar a análise energética, exergética, ambiental e financeira da simulação do modelo com a comparação da operação da planta de refrigeração nas duas configurações propostas para as quatro cidades do Brasil.

# 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O primeiro registro conhecido de uso do solo como fonte de calor foi encontrado em uma patente Suíça em 1912 emitida por Heinrich, (1912). Assim as pesquisas e o emprego das bombas de calor geotérmicas (GSHP) pelo mundo vêm sendo realizados a mais de um século. A primeira onda de interesse pela tecnologia começou na América do Norte e Europa após a segunda guerra mundial, durando até o início dos anos 1950 (Lund *et al*., 2015). Naquela época as bases teóricas do funcionamento moderno de um sistema GSHP foram propostas pela Ingersoll e Plass em 1948 (Lund *et al*., 2015).

Outro período de intenso desenvolvimento e uso das GSHP's ocorreu na América do Norte e na Europa na década de 1970 após a primeira crise do petróleo, tendo como ênfase o desenvolvimento do uso de sistemas com furos verticais devido à vantagem de menor uso de área de terreno para instalação e sua comprovada redução no consumo de energia (Lund *et al*., 2015). Após a segunda crise do petróleo na década de 1980 até os dias atuais o uso dos sistemas GSHP em edifícios têm crescido continuamente em uma base global (Lund *et al*., 2015). Estima-se um crescimento anual entre 10% a 30% nos últimos anos (Bose *et al*., 2002). A Figura 2 é apresentado um resumo dos principais marcos da evolução das GSHP's no mundo.

Figura 2 - Principais marcos da evolução dos GSHP's na história.



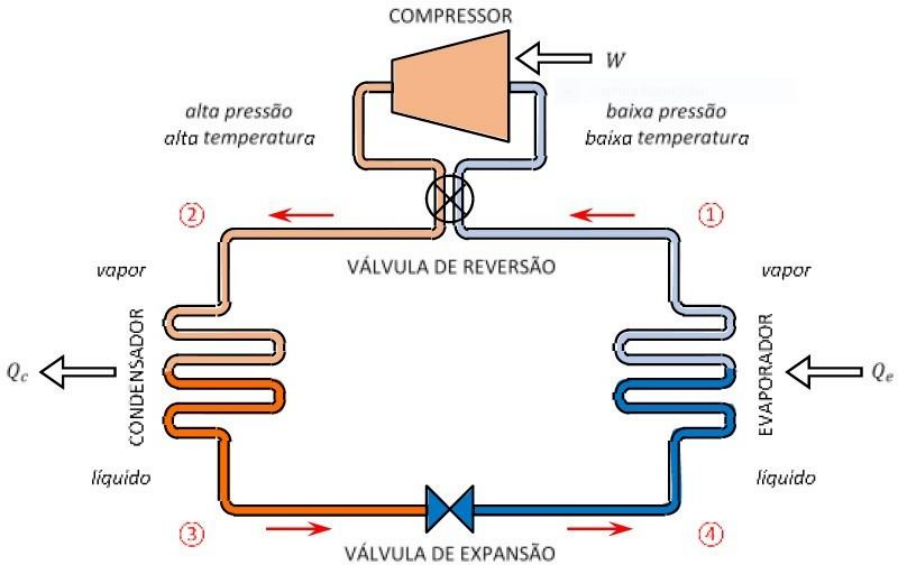

Fonte: Do autor.

## 2.1 Principio de funcionamento das bombas de calor geotérmica

As bombas de calor são máquinas baseadas em um ciclo termodinâmico de Carnot reverso, ou seja, elas movem calor de uma fonte de baixa temperatura para outra de temperatura mais elevada pela ação de uma energia motriz externa (Smith *et al*., 1975).

Uma bomba de calor pode trabalhar tanto nos modos de aquecimento (aquecedor) como de resfriamento (refrigerador) possuindo quatro componentes principais; um compressor, uma válvula de expansão e dois trocadores de calor (evaporador e condensador). Existem ainda dispositivos que possuem uma válvula de reversão para possibilitar a operação nos modos de aquecimento e refrigeração, conforme observado na Figura 3.

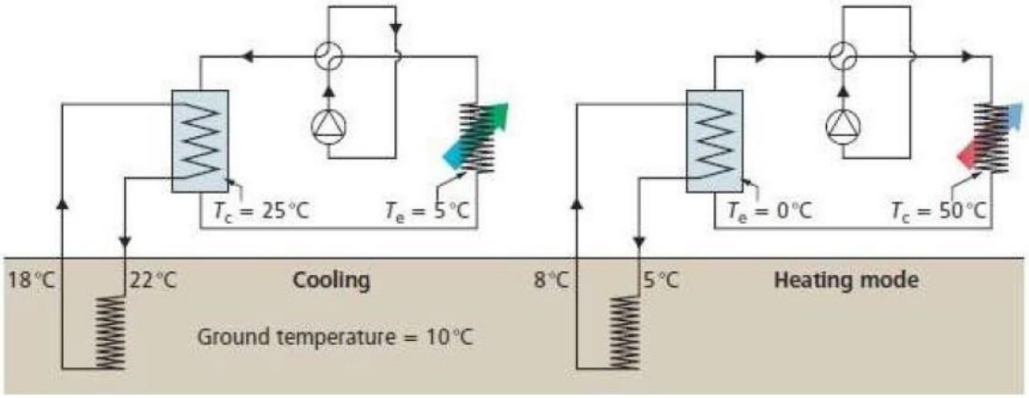
Figura 3 - Ciclo de calor básico de uma bomba de calor.




Fonte: Hübner (2018).

Bombas de calor Geotérmicas (GSHP’s) são uma modalidade de bombas de calor que trocam calor com o subsolo, utilizando-se da vantagem de sua estabilidade térmica. Na Figura 4 é apresentado representa um desenho esquemático de uma GSHP trabalhando no modo resfriamento e no modo aquecimento.

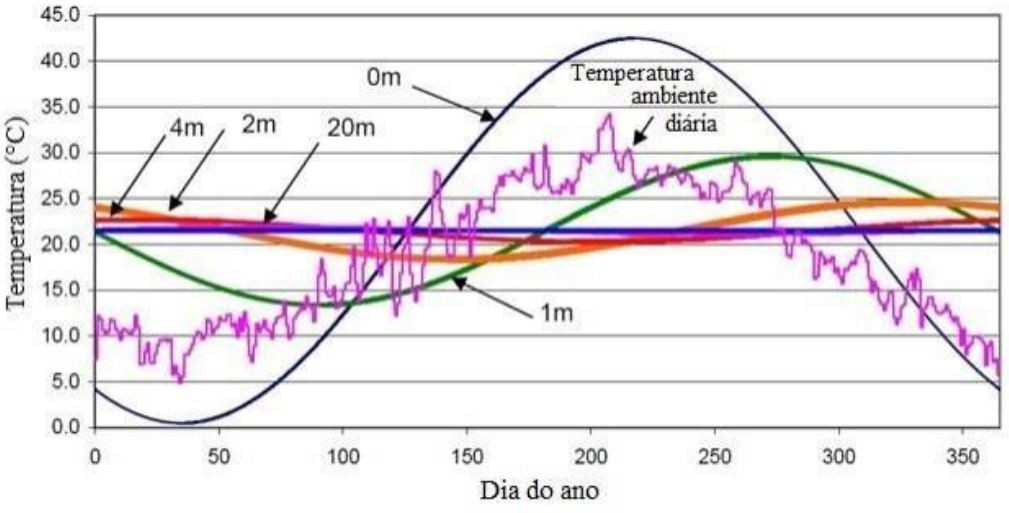
Figura 4 – Desenho esquemático de uma bomba de calor GSHP.




Fonte: Rees (2016).

De maneira básica, os sistemas de bomba de calor geotérmica usam o solo como fonte para rejeição ou absorção de calor, diferentemente dos sistemas tradicionais que usam o ar ambiente para realizar essa mesma troca. O grande diferencial consiste que o ambiente subterrâneo experimenta temperaturas mais estáveis em comparação com o ar ambiente. Na Figura 5 são apresentados os dados coletados do solo na região da Florida (EUA) conforme aprentado por Florides *et al.* (2015). Na profundidade de 4 metros, a amplitude térmica anual do solo e de aproximadamente 7°C em quanto a amplitude térmica anual na superfície e de aproximadamente 35°C, tornando o subsolo um meio mais eficiente para rejeição do calor. Essa condição proporciona as GSHP's entregarem uma performance energética superior em comparação aos sistemas tradicionais.

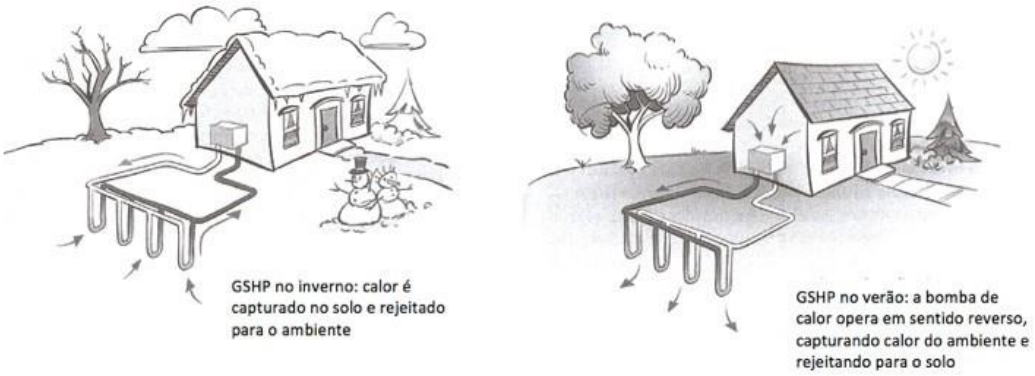
Figura 5 - Distribuição de temperaturas em várias profundidades no solo da cidade da Flórida em um ano.




Fonte: Adaptado de Florides *et al.*(2015).

Em países de clima temperado (Figura 6) as GSHP's trabalham com carga de climatização anual equilibrada operando no verão rejeitando calor para o solo no modo refrigeração enquanto no inverno, operam absorvendo calor do solo no modo aquecimento.

Figura 6 - Funcionamento de uma GSHP em um sistema de climatização equilibrado.




Fonte: Asseff (2018).

## 2.2 Tipos de bombas de calor geotérmicas

As GSHP's compreendem uma grande variedade de sistemas que podem usar águas subterrâneas ou superficiais como fonte de calor. Esses sistemas se dividem em três categorias (Figura 7):

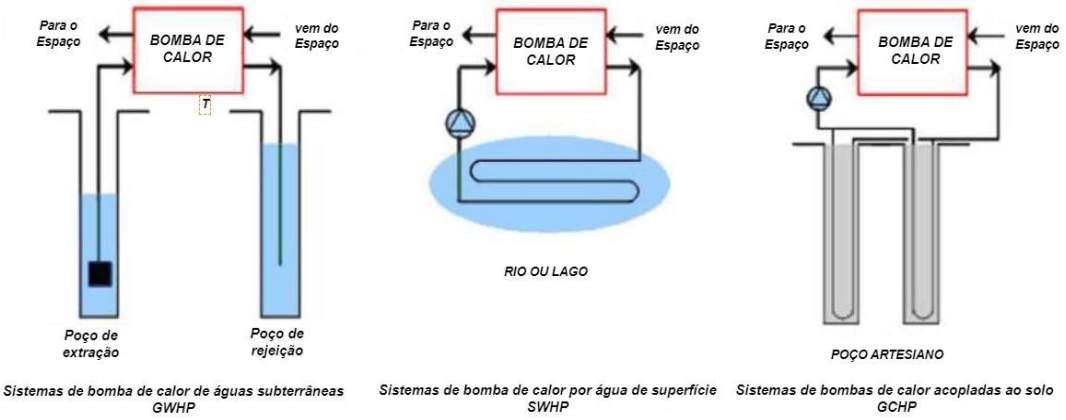
- Os sistemas de bomba de calor por água de superfície (SWHP) que utilizam águas superficiais como fonte de absorção ou rejeição de calor como sumidouros, rios ou lagos.
- Os sistemas de bomba de calor de águas subterrâneas (GWHP) que utilizam águas subterrâneas como fonte de absorção ou rejeição de calor como aquíferos, poços ou cisternas.
- Os sistemas de bombas de calor acopladas ao solo (GCHP) onde o calor é extraído ou rejeitado através de um circuito fechado fazendo uso de um trocador de calor de solo geralmente produzidos em polietileno de alta densidade (PEAD). Conforme a disposição do trocador de calor podem possuir algumas configurações conforme representado na Figura 8.

Os SWHP e os GWHP podem possuir a configuração aberta, onde à própria água da fonte é captada e utilizada para troca térmica e posteriormente rejeitada. Na configuração fechada, onde um fluido secundário circula através de um circuito formado por um tubo e um tocador de calor, onde ocorre a troca de calor de forma indireta com a fonte.

Os SWHP e os GWHP possuem algumas vantagens marcantes, como baixo investimento para implementação e melhor coeficiente de troca térmica. As suas desvantagens consistem no alto custo de manutenção devido à corrosão e incrustações nos tubos e pelas conse-

quências ambientais decorrentes do seu uso como a elevação gradual da temperatura da água da fonte. As GCHP's podem ser classificadas como horizontais e verticais.

Figura 7 - Exemplos de tipos de bombas de calor geotérmicas.

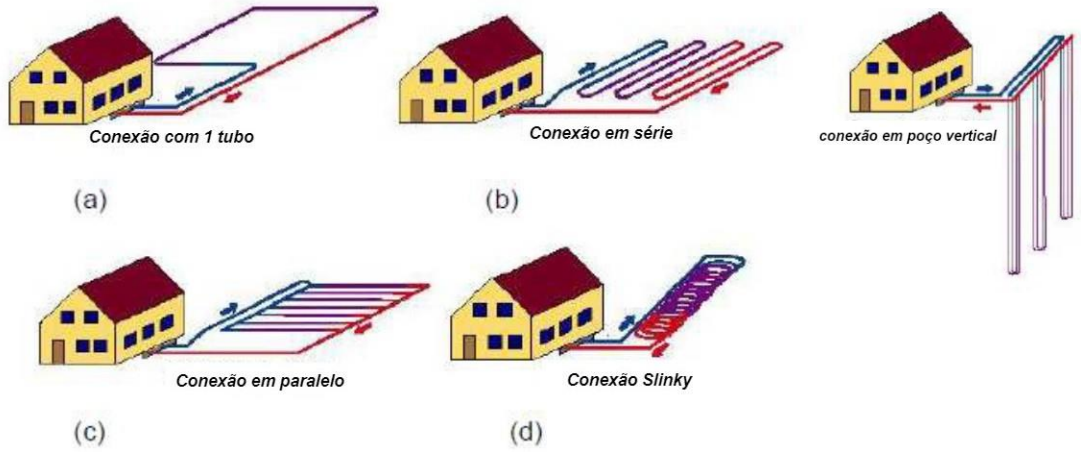



Fonte: Adaptado de Rees (2016)

Os GCHP horizontais consistem em uma série de tubos paralelos a superfície do solo dispostos em trincheiras escavadas de 1 a 3 metros abaixo da superfície, podem ser do tipo reto série, paralelo ou trecho circular *"Slinky coil".* Sua vantagem é no custo reduzido de implementação em comparação com os GCHP verticais. As desvantagens desses GCHP's é que dispostos na posição horizontal e alocados a baixa profundidade esses sistemas são mais afetados pelas flutuações da temperatura ambiente. Outra desvantagem é o uso de mais área de solo em comparação com os GCHP verticais.

Os sistemas de GCHP verticais são as GSHP's mais empregadas atualmente. São constituídas de furos verticais realizados no solo com 20 a 200 metros de profundidade com diâmetros variando entre 100 a 500 mm. São lançados tubos em U ou em hélice com diâmetros entre 19 a 40 mm através dos quais circula um fluido de troca de calor. A sua grande vantagem é que estão menos sujeitos as flutuações da temperatura ambiente proporcionando melhor desempenho que os GCHP's horizontais. A grande desvantagem está nos custos de implementação desses sistemas principalmente nos custos de escavação. O uso de GCHP verticais acoplados às fundações das edificações se executados no momento da construção constituem-se em uma boa opção para redução dos custos de implementação desses sistemas. Desta forma, neste trabalho será utilizado o emprego de GCHP's verticais, sendo este arranjo, objeto do estudo.

Figura 8 - Exemplos de conexões para GCHP's horizontais e verticais.




Fonte: Brescansi (2015).

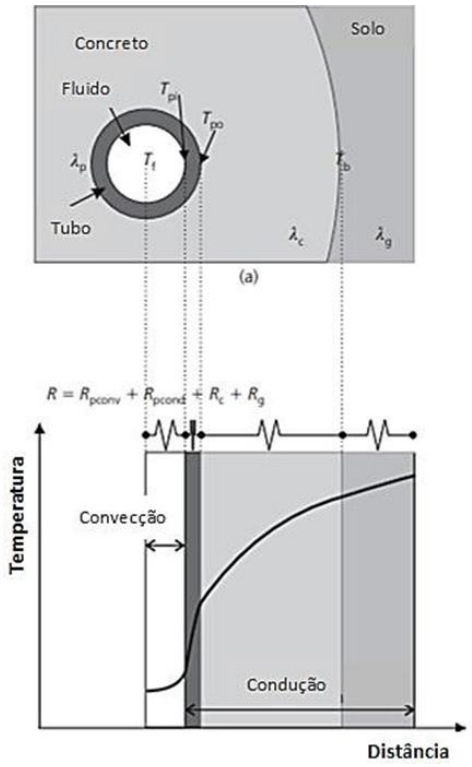
## 2.3 Características térmicas das estacas trocadoras de calor nas GCHP's verticais

A Figura 9 é ilustrado de maneira simplificada como a transferência de calor ocorre através dos componentes de uma estaca geotérmica. No interior dos tubos a transferência de calor ocorre por convecção forçada e através da parede dos tubos e do concreto para o solo por condução. No solo, a condução normalmente é dominante (Rees *et al*., 2000), mas se existe fluxo de água subterrânea, a advecção pode ser importante (Chiasson *et al*., 2000). Através dos componentes da estaca existe a resistência térmica ao fluxo de calor.

### *2.3.1 Resposta térmica do solo*

O conhecimento das propriedades térmicas do subsolo é imprescindível para dimensionar trocadores de calor geotérmicos (Zhang *et al*., 2014). A determinação das propriedades térmicas pode se dar por meio de valores publicados na literatura, ensaios de laboratório em amostras de solo ou rocha e ensaios realizados em campo. Esses tendem a ser mais representativos. O procedimento comum é medir a resposta de temperatura de um fluido circulado em um tubo em loop simples com a aplicação de uma potência térmica constante (Chiasson *et al*., 2000), conhecido como ensaio de resposta térmica (TRT).

Figura 9 - Transferência de calor na estaca geotérmica (a) componentes térmicos da estaca (b) diferenças de temperatura e resistência dos elementos.




Fonte: Adaptado de Loveridge e Powrie (2012).

O ensaio TRT (sigla derivada do inglês *Thermal Response Test*), possibilita a determinação da condutividade térmica efetiva de solos saturados e não saturados e rochas e a temperatura média do solo não perturbado, assim como a resistência térmica do furo. Em linhas gerais, o TRT mede a resposta da temperatura a uma energia térmica imposta em um furo trocador de calor (Pessin, 2021).

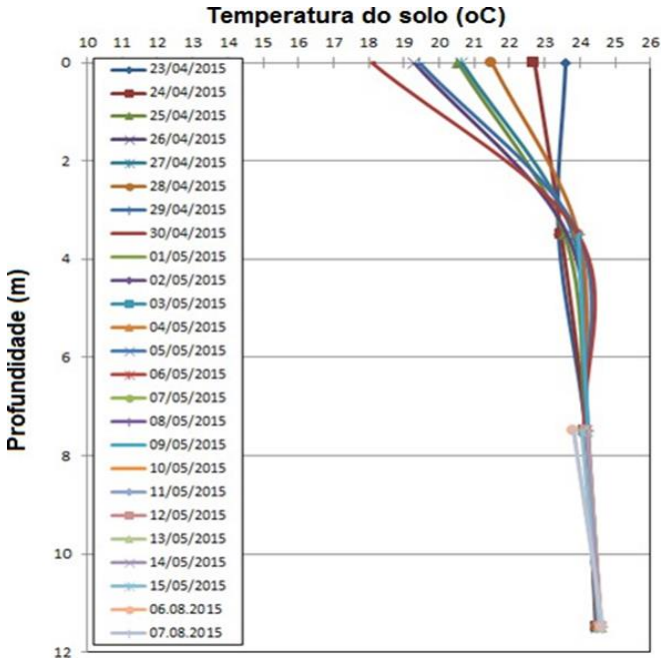
Bandeira (2015) foi pioneiro na realização de TRT's no Brasil. Os ensaios foram conduzidos no Campo Experimental de Fundações da Universidade de São Paulo em São Carlos/SP, Brasil. Os valores médios de condutividade térmica obtidos em estaca com 250 mm de diâmetro e 12 metros de profundidade ficaram em torno de 2,95 W/mK e resistividade térmica media em torno de 0,12mK/W (Tabela 1). Os valores de temperatura do solo foram registrados em três diferentes profundidades ( 3,5m, 7,5m e 11,5m) e na superfície do terreno ao longo do período entre abril e agosto de 2015 conforme mostrados na Figura 10, os valor encontrado para profundidades acima de 10 metros foi de aproximadamente 24°C.

Tabela 1 - Propriedades térmicas obtidas nos testes TRT.

| Valor médio de calor injetado (W) | Condutividade térmica (W/mK) | Taxa de troca de calor por metro (W/m) | Resistencia térmica media (mK/W) |
|---|---|---|---|
| 1213 | 2,95 | 101 | 0,12 |

Fonte: Bandeira (2015).

Figura 10 - Temperatura do solo no Campo Experimental da EESC/USP de São Carlos.




Fonte: Bandeira (2015).

## 2.4 Climatização geotérmica no Brasil

A energia geotérmica é uma fonte de energia considerada limpa e renovável, mas não possui muitos estudos no Brasil. Muito disso se deve à comodidade energética do país com sua matriz hidroelétrica e ao fato de não possuir em seu território atividades e estruturas geológicas consideradas recentes, Não há evidências de grandes projetos de climatização geotérmicos implementados no Brasil. O Recente crescimento econômico do país aumentou significantemente o uso de fontes energéticas não renováveis, o que denuncia que há espaço para expansão das atuais fontes de energia renováveis e principalmente a implementação de fontes ainda não aproveitadas, como a energia geotérmica (Arboit *et al*., 2013).

Quanto às tendências da utilização da energia geotérmica, Arboit *et al*. (2013) apresentaram o uso de bombas de calor acopladas ao solo para a climatização de residências e edifícios. A viabilidade da aplicação de tais sistemas no Brasil se deve exatamente ao fato de

grande parte do território ser geologicamente antigo e por isso considerado fonte de energia geotérmica de baixa temperatura ou de baixa entalpia.

Estudos realizados pela USP de São Carlos em conjunto com o Observatório Nacional e Instituto Nacional de Geologia em 2019 identificaram as cidades brasileiras com melhor potencial para aproveitamento da climatização geotérmica. Os estudos apontaram que devido às características de solo e clima as cidades localizadas preferencialmente nas regiões sudeste e sul do Brasil possuem condições mais favoráveis para aplicação da tecnologia (Neto, 2020).

A inclusão do resfriamento geotérmico pelo governo brasileiro no plano nacional de energia para 2050 como tecnologia disruptiva (EPE, 2020) pode promover o incentivo ao desenvolvimento em curto prazo da tecnologia no país com captação de investimentos financeiros e tecnológicos.

## 2.5 Emprego de climatização geotérmica em climas tropicais

O estudo sobre o emprego das GSHP's é bastante expressivo como apresentado por Abdul *et al*.(2023), Tianchen *et al*.(2023) e Cristina *et al*.(2023), entretanto os trabalhos aplicados a climas tropicais são raros na literatura.

Foram levantados a partir da literatura alguns artigos publicados no mundo sobre estudos e aplicações da climatização geotérmica destinada à produção de frio em regiões de clima predominantemente tropical. Muitos dos estudos realizaram a comparação de sistemas convencionais com sistemas com trocadores de calor geotérmicos. Os resultados encontrados de maneira geral foram positivos e recomendam a aplicação das bombas de calor geotérmica nas localidades em estudo.

Yujin *et al*.(2008) apresentaram uma aplicação de 10 bombas de calor geotérmica com 10 hp cada. Aplicadas em um prédio escolar universitário de 1.193$m^2$ localizado na Coreia do Sul. Foram instalados 24 poços com 175 m de profundidade para os trocadores. Para analisar o desempenho do sistema GSHP foram monitorados vários pontos de operação, incluindo a temperatura externa, a temperatura do solo e a temperatura da água de entrada e saída do trocador com o solo. Simultaneamente a capacidade de refrigeração e a potência de entrada foram avaliadas para determinar o COP do sistema. Foram comparados os resultados do sistema GSHP com um sistema convencional com as mesmas características por um período de 8 meses. Os resultados do trabalho demonstram uma economia de 74% na energia consumida pelo sistema geotérmico com um COP de 5,9.

Kharseha *et al*.(2015) apresentaram uma aplicação simulada de uma bomba de calor geotérmica operando no modo refrigeração em edifícios residenciais localizados em Doha/

Catar. Os autores compararam dois tipos de sistemas de ar condicionado, uma bomba de calor convencional ASHP a ar e uma bomba de calor geotérmica GSHP aplicadas em uma residência de 144m$^2$. Os resultados apresentados demonstram uma economia 19% de energia com o uso do sistema GSHP em comparação ao sistema convencional. Concluiu que o sistema GSHP é considerado uma solução viável para redução no consumo de energia de sistemas de refrigeração para a localidade. O tempo de retorno financeiro para o sistema proposto foi de 9 anos.

Nabiha *et al*.(2015) apresentaram uma aplicação de uma bomba geotérmica GSHP de 12,7kW operando no modo refrigeração em uma sala experimental de 12m$^2$ localizada no Norte da Tunísia. Foram instalados 100 metros de trocadores de calor horizontais a 1m de profundidade. O sistema operou por 12 meses de forma controlada e monitorada. Os resultados do trabalho demostram que o COP médio do sistema para 12 meses de operação foi de 4,46. Valor bem superior comparado com os sistemas tradicionais que se encontram em torno de 3,0.

Arif *et al*.(2019) apresentaram uma aplicação de uma bomba geotérmica GSHP de 7 kW operando no modo refrigeração em uma sala experimental de 24m$^2$ localizada na Tailândia. Foram instalados 500 metros de trocadores de calor de solo raso em 73,8m$^2$ de terreno. Os autores compararam durante 2 meses a operação de um sistema convencional com o sistema GSHP. Os resultados demostram uma economia de 18% na energia consumida pela bomba de calor geotérmica no período. Devido aos altos custos dispensado neste projeto a implementação da GSHP não obteve vantagem econômica estipulando uma vida útil para o sistema de 15 anos.

Sabrin *et al*.(2020) apresentaram uma simulação de um modelo matemático validado de uma bomba de calor geotérmica com 12,7kW operando no modo refrigeração. A GSHP foi aplicada em uma casa de 95m$^2$ localizada no deserto do Saara no sudeste da Argélia. A simulação foi realizada para fornecer resultados para 10 anos de operação. O software utilizado foi o TRNSYS. Os resultados do trabalho demostram que o COP médio para 10 anos de operação foi de 3,89, valor superior quando comparado aos sistemas tradicionais.

De forma complementar, foram levantados alguns trabalhos desenvolvidos no Brasil. Os resultados encontrados de maneira geral foram positivos e recomendam a aplicação das bombas de calor geotérmica para o país.

Nardini (2015) apresentou uma aplicação de uma GSHP de 2,7 kW operando no modo refrigeração em uma sala experimental de 9m$^2$ localizada na Cidade de Santa Maria/RS. Foram instalados 100m de trocadores de calor a 3,5m de profundidade. O autor comparou durante 2 anos os dados de operação de um sistema convencional e um sistema com bomba de

calor geotérmica GSHP. Os resultados do trabalho demostram uma economia de 80% na energia consumida pela bomba de calor geotérmica no período.

Tavares *et al*. (2020) apresentaram uma simulação de um modelo matemático validado de uma bomba de calor geotérmica com 2,7kW operando no modo refrigeração aplicada em uma sala de escritório 9m$^2$, localizada na cidade de Belo Horizonte/ MG. Foi utilizado uma bomba de calor de água subterrâneas (GWHP) acoplada a uma cisterna. Foi realizada uma simulação de 12 meses de operação com dados climáticos no período de Junho de 2019 a maio de 2020. Os dados levantados foram comparados com um sistema tradicional. Os resultados do trabalho demostram que, a depender da temperatura da água do poço, pode-se alcançar uma economia de 6,8% a 33% na energia consumida pelo sistema geotérmico com um COP médio entre 4,7 a 5,9.

Na tabela 2 é apresentado um resumo dos principais pontos observados nos trabalhos de referência estudados.

Tabela 2 - Resumo das referências bibliográficas estudadas para emprego de GSHP's em climas tropicais.

| Autor | Ano | Localidade | Tipo | Tipo Condensador | Capacidade | COP | Resultado | *Payback* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Yujin *et al.*(2008) | 2008 | Coreia do sul | Experimental | Vertical, 24 poços 175m profundidade | 80 kW prédio 1193m$^2$ | 5,9 | 74% de economia de eletricidade | ------ |
| Kharseha *et al.*(2015) | 2015 | Doha/Catar | Modelagem | Vertical, 1 poço 100m profundidade | 12,7kW Casa 144m$^2$ | 3,5 | 19% de economia de eletricidade | 9 anos |
| Nabiha *et al.*(2015) | 2015 | Tunísia | Experimental | Horizontal, tipo Série 100m comprimento | 12,7kW sala 12m$^2$ | 4,46 | Economia superior ao convencional | ------- |
| Arif *et.al.*(2019) | 2019 | Tailândia | Experimental | Horizontal, tipo Slink coil 73,8m$^2$ | 7kW sala 24m$^2$ | 3,0 | 19% de economia de eletricidade | ------ |
| Sabrin *et al.*(2020) | 2020 | Saara/ Argélia | Modelagem | Vertical, 1 poço,100m Profundidade | 12,7kW casa 95m$^2$ | 3,89 | Economia superior ao convencional | ------ |
| Tavares *et al.*(2020) | 2020 | BH/Brasil | Modelagem | Vertical, 1 Poço Circuito aberto | 2,7kW sala 9m$^2$ | 4,7 a 5,9 | 33% de economia de eletricidade | 1,7 anos |

Fonte: Do Autor

## 2.6 Estudo dos benefícios da redução da temperatura da água de condensação em sistemas de refrigeração.

A redução da temperatura do meio no qual um sistema de refrigeração troca calor pode proporcionar uma melhoria no desempenho energético desse sistema. O efeito prático observado é a aproximação entre os valores das temperaturas de condensação e de evaporação com a consequente diminuição do trabalho a ser realizado pelo compressor, gerando melhoria no COP do equipamento.

Foram levantados a partir da literatura alguns artigos publicados sobre estudos e aplicações da redução da temperatura de condensação no desempenho de sistemas de refrigeração. Os resultados encontrados de maneira geral foram positivos e recomendam a aplicação das técnicas estudadas na melhoria do COP dos equipamentos.

Zannis *et al.* (2006) apresentaram um modelo matemático de uma torre de resfriamento úmido por contra fluxo para uma unidade de refrigeração por absorção LiBr-$H_2O$ com capacidade de 722kW. Os fenômenos que ocorreram dentro da torre foram estudados é um modelo matemático foi sugerido e validado. Concluíram que o aumento da vazão de ar insuflado pela torre em uma data temperatura de bulbo úmido diminuiu a temperatura de saída da água condensada elevando a eficiência da torre proporcionando um aumento no COP da unidade de refrigeração.

Furlong *et al.* (2005) estudaram formas de otimização de um sistema de condensação de uma planta de refrigeração de um chiller centrífugo com capacidade de 1.750kW. Os efeitos do aumento e da redução do fluxo de água condensada na eficiência do chiller foram estudados. Com o emprego de alguns modelos de torres de resfriamento, concluíram que fluxos de água maiores reduzem o consumo de energia elétrica do sistema, mas diminuem a vida útil dos equipamentos. Constataram também que torres com altura e área maiores proporcionam também diminuição no consumo de energia elétrica, mas com elevação dos custos de aquisição de maneira que o projetista deve estudar cada caso separadamente.

Todeschini (2011) analisou um ciclo de refrigeração de uma cervejaria com capacidade de 1.906kW a fim de reduzir a demanda energética. Foi modelado um sistema de refrigeração e determinado a carga térmica total. As temperaturas de evaporação, as temperaturas de condensação e as curvas características dos equipamentos instalados foram determinadas. A primeira proposta de economia foi à divisão dos regimes de operação que ofereceu uma economia média de 3% na potência de compressão. A segunda proposta de economia foi à escolha de temperaturas de condensação adequadas conforme as condições externas que ofereceu uma economia média de 8% na potência de compressão.

Azevedo (2019) apresentou um estudo para otimização de uma planta de refrigeração a partir da redução da temperatura da água de condensação. Foi simulada uma CAG padrão com um chiller centrífugo de 1.760kW de capacidade composta de uma bomba primária, uma bomba de condensação e uma torre evaporativa operando em diferentes *set-point's* de água condensada, na condição psicométrica da cidade de Brasília. Comprovou-se que o aumento da demanda da torre com a redução da temperatura da água de condensação garante uma economia de energia na operação com o aumento na eficiência do Chiller. O sistema operando na menor temperatura de condensação possível, de acordo com as condições climáticas em horá-

rio comercial, traduziu em uma redução de 28% no consumo de eletricidade na edificação e um retorno financeiro de 96 mil reais por ano.

Na tabela 3 é apresentado um resumo dos principais pontos observados nos trabalhos de referência estudados.

Tabela 3 - Resumo das referências bibliográficas estudadas sobre estudo da redução da temperatura de condensação no desempenho de sistemas de refrigeração.

| Autor | Tipo | Sistema | Capacidade | Resultado |
|---|---|---|---|---|
| Zannis *et al.* (2006) | Modelagem | Torre de resfriamento de contrafluxo<br>Chiller de absorção LiBr-H20 | 722kW | O aumento da vazão de ar fornecido pela torre a uma determinada temperatura de bulbo úmido diminuiu a temperatura de saída da água condensada, aumentando a eficiência da torre levando a um aumento do COP da unidade de resfriamento do sistema. |
| Furlong *et.al.* (2005) | Modelagem | Alguns modelos de torre de resfriamento<br>Chiller centrífugo resfriado a água | 1750kW | Maiores vazões de água nas torres reduzem o consumo de energia elétrica do sistema, mas encurtam a vida útil dos equipamentos |
| Todeschini (2011) | Modelagem | Chiller de parafuso refrigerado a ar | 1906kW | A escolha de temperaturas de condensação adequadas de acordo com as condições externas proporcionou uma economia média de 8% na potência de compressão |
| Azevedo (2019) | Modelagem | Torre de resfriamento de contrafluxo<br>Chiller centrífugo refrigerado a água | 1760kW | Ficou comprovado que o aumento da demanda da torre com a redução da temperatura da água de condensação garante uma economia de energia na operação com o aumento da eficiência do Chiller, a relação de economia operacional entre os equipamentos é de 4 ,73<br>O sistema operando na menor temperatura de condensação possível de acordo com as condições climáticas durante o horário comercial resultou em uma redução de 28% no consumo de energia elétrica do prédio e um retorno anual de 96 mil reais por ano |

Fonte: Do Autor

# 3 METODOLOGIA

A metodologia de pesquisa foi dividida em três etapas. A primeira Etapa, de procedimento experimental, foram levantadas as informações técnicas referentes aos equipamentos da planta e definidos os dados a serem coletados durante os testes. Foram definidos os pontos de medição e selecionada a instrumentação que seria utilizada. Nesta etapa também foram definidos a parametrização da planta de refrigeração e a forma como seria conduzido os testes. Na segunda etapa, de modelagem matemática dos componentes da planta, foram elaborados os modelos matemáticos para o compressor, condensador, torre de resfriamento evaporativo e trocador de calor geotérmico. Objetivando a análise energética, exergética, ambiental e financeira os modelos foram validados por meio dos dados obtidos. Nesta etapa também foram definidos a modelagem necessária para análise e elaboração da modelagem matemática para avaliação dos efeitos da redução da temperatura da água de condensação no desempenho da planta. Na terceira etapa, de Estratégia de simulação,foram realizadas as simulações da operação do sistema de refrigeração nas configurações com torre de resfriamento e trocador de calor geotérmico para as quatro cidades do Brasil.

## 3.1 Dispositivo experimental

O dispositivo experimental implementado foi composto por uma planta de refrigeração de expansão indireta com condensação a água, localizada na cidade de Belo Horizonte/Brasil. A planta é utilizada para climatização de um edifício comercial de escritórios com 5.500 $m^2$ composta por dois *chillers* modelo RTWA125, fabricante Trane, com 422kW de capacidade de refrigeração. O *chiller* é composto de dois circuitos frigoríficos possuindo dois compressores de parafuso modelo CHHN060G de 211kW de capacidade frigorífica cada. O equipamento opera com fluído refrigerante R22. O Chiller possui um evaporador e um condensador do tipo casco tubo que são compartilhados pelos dois compressores. As válvulas de expansão são do tipo eletrônica sendo uma para cada circuito. O sistema de condensação é composto por três torres de resfriamento evaporativo de fluxo em contracorrente com 450kW de capacidade cada, com acionamento individual conforme demanda. Os dados técnicos complementares dos equipamentos estão apresentados na Tabela 4.

A Figura 12 apresenta o diagrama esquemático da planta de refrigeração, onde foram indicados as posições dos sensores utilizados na medição dos parâmetros. Os sensores de temperatura de entrada e saída de água gelada e os sensores de temperatura de condensação e evaporação do fluido refrigerante foram integrados ao chiller na fábrica. Os sensores de vazão

volumétrica de água condensada e de água gelada já se encontravam incorporados na tubulação do sistema.

Tabela 4 - Dados técnicos dos equipamentos e componentes da planta.

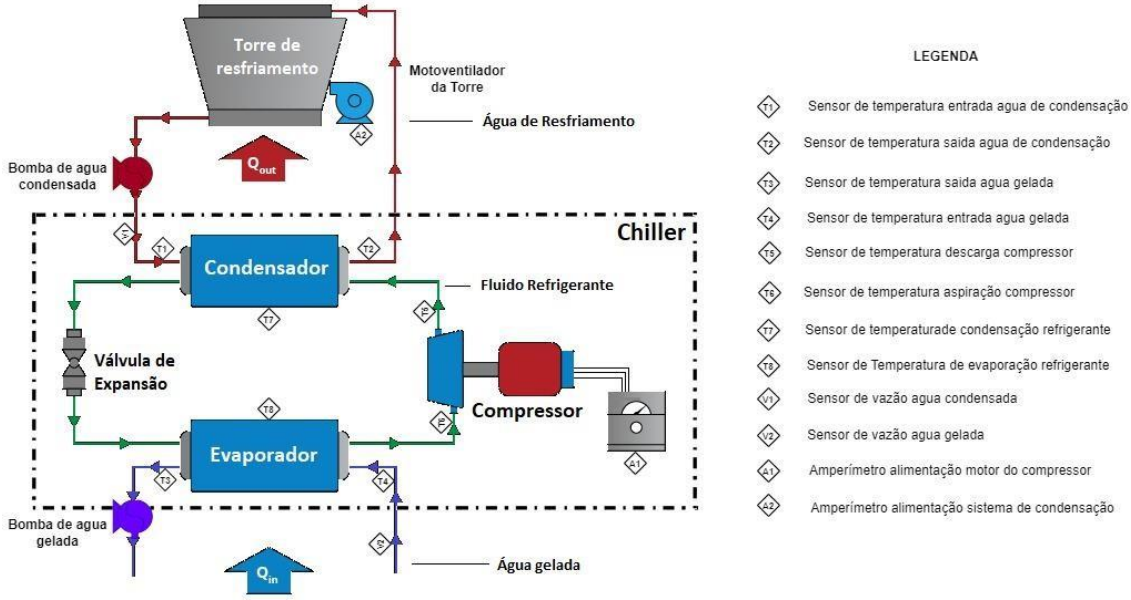
| **Chiller RTWA 125** | | **Compressor de Refrigeração** | | **Evaporador** | |
|---|---|---|---|---|---|
| Refrigerante | R22 | Rotação | 3600 rpm | dimensões | 2,3 x 0,27m |
| Carga de fluido refrigerante | 32,5kg+32,5kg | Potência elétrica | 60 kW | Material | Cobre |
| fornecimento elétrico | 3 F-220V-60 HZ | Capacidade de refrigeração | 210 kW | Número de tubos | 80 |
| Corrente nominal máxima | 190A | capacidade volumétrica | 265 $m^3/h$ | Diâmetro interno do tubo | 16mm |
| Potência elétrica | 120kW | Fator de Potência | 0,83 | Comprimento do tubo | 1,75m |
| Potência de resfriamento | 420kW | Refrigerante | R22 | Parede do tubo | 1mm |
| Compressores/ model | 2 / CHHN060 | Fabricante | Trane | | |
| Fabricante | Trane | Modelo | CHHN060G0069A | | |
| **Dados do Condensador** | | **Torre de Refrigeração** | | **Bomba de água de Condensação** | |
| Dimensões | 3,2 x 0,40m | Capacidade | 128 TR | Altura Manométrica | 25 m.c.a |
| Material | Cobre | Vazão Volumétrica | 91,0 $m^3/h$ | Vazão Volumétrica | 91,0 $m^3/h$ |
| Número de tubos | 236 | Temperatura da água quente | 35°C | Potência | 12,5 cv |
| Diâmetro interno do tubo | 19mm | Temperatura da água fria | 25°C | Modelo | D1020 |
| Comprimento do tubo | 2,5m | Perda por evaporação | 0,88% | Fabricante | Worthington |
| Parede do tubo | 1mm | Perda de arrasto | 0,01% | **Válvula de Expansão Eletrônica** | |
| **Bomba de água gelada** | | Perda de carga | 3 m.c.a | Conexão de entrada | 1 1/8" |
| Altura Manométrica | 25m.c.a | vazão volumétrica Ventilador | 300 $m^3/h$ | Conexão de saída | 1 3/8" |
| Vazão Volumétrica | 65 $m^3/h$ | Fabricante | Alfaterm | Modelo | SEHI 100 |
| Potência | 25 cv | Modelo | INS-425/5/7 | Fabricante | Sporlan/Parker |

Fonte: Do Autor

Os demais sensores foram incorporados a partir de instrumentos externos instalados na planta de refrigeração particularmente para os testes. Os dados técnicos da instrumentação empregada estão apresentados na Tabela 5.

Os valores de pressão de condensação e evaporação do fluido refrigerante foram calculados pelo software do controlador do chiller com base nos valores tabelados de temperatura de condensação e evaporação do fluido refrigerante. Fotos do dispositivo experimental implementado em campo são apresentadas nas Figuras 13 e 14.

Figura 12 - Diagrama da planta de refrigeração experimental, com os pontos de medição e sensores previstos para os testes.




Fonte: Do Autor

Tabela 5 - Dados técnicos da instrumentação utilizada nos testes.

| PARÂMETRO MEDIDO | INSTRUMENTO | FABRICANTE | FAIXA DE MEDIÇÃO | RESOLUÇÃO | INCERTEZA EXPANDIDA (Para faixa dos valores medidos) |
|---|---|---|---|---|---|
| Temperatura da água na entrada do condensador | PT 100 | Trane | -10 a 120 ° C | 0,1 ° C | ±1,0° C |
| Temperatura da água na saida do condensador | PT 100 | Trane | -10 a 120 ° C | 0,1 ° C | ±1,0° C |
| Temperatura da água na entrada do evaporador | PT 100 | Trane | -10 a 120 ° C | 0,1 ° C | ±1,0° C |
| Temperatura da água na saida do evaporador | PT 100 | Trane | -10 a 120 ° C | 0,1 ° C | ±1,0° C |
| Vazão volumétrica água gelada | Sensor ultrassonico | Vega | 0 a 1000 $m^3/h$ | 1 $m^3/h$ | ±6,4$m^3/h$ |
| Vazão volumétrica água de condensação | Sensor ultrassonico | Vega | 0 a 1000 $m^3/h$ | 1 $m^3/h$ | ±6,4 $m^3/h$ |
| Temperatura de evaporação do fluido refrigerante | PT 100 | Trane | -10 a 120 ° C | 0,1 ° C | ±1,0° C |
| Temperatura de condensação do fluido refrigerante | PT 100 | Trane | -10 a 120 ° C | 0,1 ° C | ±1,0° C |
| Temperatura do fluido refrigerante na descarga do compressor | PT 100 | EOS | -10 a 120 ° C | 0,1 ° C | ±1,0° C |
| Temperatura do fluido refrigerante na sucção do compressor | PT 100 | EOS | -10 a 120 ° C | 0,1 ° C | ±1,0° C |
| Temperatura do fluido refrigerante na entrada do dispositivo de expansão | PT 100 | EOS | -10 a 120 ° C | 0,1 ° C | ±1,0° C |
| Corrente elétrica consumida pelo motor do compressor | Alicate amperímetro | Minipa | 0 a 300 A | 1 A | ±6,4 A |
| Corrente elétrica consumida pela central de condensação | Alicate amperímetro | Minipa | 0 a 300 A | 1 A | ±6,4 A |
| Temperatura Ambiente | PT 100 | Akso | -10 a 120 ° C | 0,1 ° C | ±1,0° C |
| Umidade relativa | Sensor resistivo | Akso | 5 a 100% | 1% | ±4,3% |

Fonte: Do Autor

Figura 13 - Fotos do dispositivo experimental implementado em campo. *A* – evaporador; *B1*- compressor circuito; *B2* - compressor circuito B; *C*- Condensador.




Fonte: Do Autor

Figura 14 - Fotos do dispositivo experimental implementado em campo. *A*- evaporador; *D* – Válvula de expansão; *E* -Bombas de água gelada; *F* – Bombas de condensação; *T* – torre de resfriamento.




Fonte: Do Autor

## 3.2 Procedimento experimental

Foram realizados dois testes na planta de refrigeração. O teste 1 foi realizado no dia 03 de março de 2023 e o teste 2 realizado no dia 10 de março de 2023. Os dois testes ocorreram durante o horário comercial entre 8h00 as 17h00, sendo coletados os dados na planta de hora em hora. Os testes foram executados uma única vez em virtude da dificuldade operacional de executá-los.

Durante os procedimentos foram acionados os climatizadores *(Fancoil's)* dos ambientes totalizando 800kW de capacidade de refrigeração instalada. Os dois *chillers* da planta foram acionados para suprir a demanda de refrigeração.

No teste 1, a temperatura da água na saída da torre foi ajustada para 29,5 °C, valor operacional usualmente utilizado e definido pelo fabricante durante os testes de comissionamento da planta. No teste 2, A temperatura de ajuste foi reduzida para 27,0°C, isto é, 2,5°C a menos que o valor operacional usual. A escolha de um valor 2,5°C abaixo da temperatura de

referência teve como objetivo que os efeitos da redução da temperatura de retorno de água pudessem ser mensurados.

Observou-se entre os testes 1 e 2 uma variação pouco significativa nas condições psicométricas do ar e na carga térmica, sendo que estas variações podem ser desconsideradas para efeito de avaliação.

Na Tabela 6 são apresentados os parâmetros monitorados e ajustados na planta durante os procedimentos experimentais.

Tabela 6 - Parâmetros monitorados e ajustados para teste 1 e teste 2.

| **Parâmetros ajustados** | **Teste 1** | **Teste 2** |
|---|---|---|
| Ponto de ajuste da temperatura da água gelada do *Chiller* | 6.6 °C | 6.6 °C |
| Pressão manométrica da água gelada | 62,5 psi | 62,5 psi |
| Carga térmica de refrigeração max / min / med | 257,1 / 226,9 / 244,8 kW | 196,6 / 272,3 / 230,2 kW |
| Ponto de ajuste da temperatura da água condensada da torre | 29,5°C | 27,0°C |
| Vazão volumétrica de água gelada | 65 $m^3/h$ | 65 $m^3/h$ |
| Vazão volumétrica da água condensada | 91,0 $m^3/h$ | 91,0 $m^3/h$ |
| Pressão manométrica de água condensada | 17,0 psi | 17,0 psi |
| Pressão atmosférica para a cidade de Belo Horizonte | 688 mmHg | 688 mmHg |
| Fator de potência do motor do compressor | 0,83 | 0,83 |
| Tensão de alimentação trifásica | 220 V | 220 V |
| Temperatura ambiente max / min / med | 30,1 / 27,0 / 28,5°C | 30,0 / 27,5 / 28,7°C |
| Umidade do ar max / min / med | 64,0 / 50,0 / 54,8 % | 64,0 / 47,5 / 53,3 % |

Fonte: Do Autor

Foram acionadas duas bombas de água gelada e duas bombas de água de condensação na sequência de uma bomba por Chiller. As três torres de resfriamento da planta ficaram operantes durante os testes, sendo acionadas conforme demanda.

Foram medidos, na planta, os valores para os dados a seguir:

- Temperatura da água na entrada e na saída do condensador *[°C]*;
- Temperatura da água na entrada e na saída do evaporador *[°C]*;
- Vazão volumétrica da água na saída do condensador *[$m^3/h$]*;
- Vazão volumétrica da água na saída do evaporador *[$m^3/h$]*;
- Temperatura de evaporação do fluido refrigerante circuitos A e B *[°C]*;
- Temperatura de condensação do fluido refrigerante circuitos A e B *[°C]*;
- Temperatura do fluido refrigerante na entrada e na saída do disposto de expansão circuitos A e B *[°C]*;
- Temperatura do fluido refrigerante na aspiração e na descarga do compressor *[°C]*;
- Temperatura do fluido refrigerante na descarga do compressor *[°C]*;

- Corrente elétrica consumida pelos compressores circuitos A e B *[A]*;
- Corrente elétrica consumida pelas torres de resfriamento *[A]*;
- Tensão elétrica de alimentação para o Chiller e torres de resfriamento *[V]*;
- Temperatura de bulbo seco do ar *[°C]*;
- Umidade relativa do ar *[%];*
- Pressão atmosférica *[mmHg]*.

### 3.2.1 Avaliação dos efeitos da redução na temperatura da água de condensação no desempenho da planta

Para avaliação dos efeitos da redução na temperatura da água de condensação no desempenho da planta, foram realizados dois testes experimentais na planta. No teste 1, a temperatura da água na saída da torre foi ajustado para 29,5 °C. No teste 2 a temperatura foi reduzida para 27,0°C. Forams coletados os dados experimentais conforme estabelecido na seção 3.2, sendo posteriormente realizadas as análises energética e financeira para o experimento proposto.

O cálculo da carga térmica de refrigeração foi obtido a partir do balanço de energia no evaporador conforme apresentado na Equação 1.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{we}.C_{p,we}.\Delta T_{we} = \dot{m}_r.\Delta i_e \quad (1)$$

Onde $\dot{Q}_e$ é a taxa de transferência de calor no evaporador [*W*], $\dot{m}_{we}$ é a vazão mássica de água no evaporador [*kg/s]*, $C_{pwe}$ é o calor específico da água a pressão constante na temperatura média de entrada e saída da água do evaporador [*J/(kg.K)*], $\Delta T_{we}$ é a variação de temperatura entre a entrada e a saída da água do evaporador [K] e $\Delta i_e$ é a diferença de entalpia no evaporador [*J/kg*].

As potências consumidas pelo chiller e pela central de condensação foram calculadas a partir da equação para cálculo da potência trifásica (Marques, 2015) conforme apresentado na Equação 2. Onde $\dot{W}$ é a potência elétrica consumida [*W*], *T* é a tensão de alimentação elétrica [*V*] obtida nos testes experimentais, *I* é corrente elétrica consumida [*A*] obtida nos testes experimentais e $\Theta$ é o fator de potência conforme valores pré-estabelecidos na Tabela 6.

$$\dot{W} = \sqrt{3}.T.I.\theta \quad (2)$$

O cálculo do coeficiente de desempenho do chiller e da planta foram obtidos a partir das Equação 3, Equação 4 e Equação 5.

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{cc}} \tag{3}$$

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{cc} + \dot{W}_{cp} \tag{4}$$

$$COP_p = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_p} \tag{5}$$

Onde $Cop_c$ é o coeficiente de desempenho do *chiller*, $Cop_p$ é o coeficiente de desempenho da planta, $Q_e$ é a carga térmica de refrigeração *[W]*, $\dot{W}_{cc}$ é a potência consumida pelo *chiller [W]* e $\dot{W}_{cp}$ a potência consumida pela central de condensação *[W]*, *Wp* é a potência total consumida pela planta *[W]*.

O cálculo da energia consumida pela planta foi obtido a partir da Equação 6.

$$E_p = \int \dot{W}_p \; dt \tag{6}$$

Onde $E_p$ é a energia consumida pela planta *[kWh]* e $\dot{W}_p$ a potência total consumida pela planta *[W]*.

O cálculo do custo de operação anual da planta foi obtido a partir da Equação 7.

$$C_t = E_p \cdot d \cdot m \cdot T_r \tag{7}$$

Onde $C_t$ é o custo de operação anual da planta *[R$]*, *d* número de dias de operação no mês, *m* número de meses em operação por ano e $T_r$ o valor da tarifa cobrada pela concessionaria de energia *[R$]*. O valor utilizado para a tarifa de nergia elétrica foi de R$0,79/kWh referente ao mês de Abril de 2024 (CEMIG, 2024).

## 3.3 Modelagem matemática

Para o desenvolvimento desta pesquisa foram levantadas as equações necessárias para a elaboração dos modelos matemáticos dos componentes do sistema como o compressor, condensador a água, torre de resfriamento evaporativo e trocador de calor geotérmico. Foram levantados os modelos matemáticos para a análise energética, exergética, ambiental, financeira e a modelagem referente à avaliação dos efeitos da redução da agua de condensação conforme apresentado na seção 3.2.1.

Foi utilizada a biblioteca de propriedades termodinâmicas Cool Prop conforme Bell *et al*. (2014) usando linguagem de programação Python, para o cálculo das propriedades termodinâmicas da água e do fluido refrigerante. Para este estudo as condições do evaporador e do dispositivo de expansão foram consideradas constantes, por isso eles não foram analisados.

### *3.3.1 Modelagem do condensador a água*

Para modelagem do condensador foram avaliadas as regiões de superaquecimento, condensação e sub-resfriamento do fluido refrigerante. Foi implementado um modelo matemático de parâmetros concentrados. Para se obter o coeficiente de transferência de calor para o escoamento monofásico, tanto para o fluido refrigerante quanto da água, foi utilizado à correlação de Gnielinski (1976) conforme a Equação 8. Para se obter o coeficiente de transferência de calor para o escoamento bifásico foi utilizado à correlação de Butterworth (1977), Equações 9, 10 e 11. Para validação das correlações foram utilizados os dados técnicos construtivos do condensador e os dados coletados durante os testes. As condições adotadas para a modelagem do condensador foram:

- Processo em regime permanente;
- A vazão mássica da água é constante ao longo do condensador;
- As perdas de água podem ser desconsideradas;
- O coeficiente global de transferência de calor é constante ao longo do condensador.
- Foi desprezada a perda de calor através das paredes do condensador.

$$h_{cond} = \frac{(f/8)(\mathrm{Re}\cdot D_h - 1000)\,\mathrm{Pr}}{1+12.7(f/8)^{1/2}\cdot(\mathrm{Pr}^{2/3}-1)} \tag{8}$$

Onde *hcond* é o coeficiente convectivo de transferência de calor para o escoamento monofásico *[W/m²K]*, *f* é o fator de atrito, $R_e$ é o numero de Reynolds, $D_h$ é o diâmetro hidráulico *[m]*, $P_r$ é o número de Prandtl.

$$h_N = \left[\frac{1}{2}h_{sh}{}^2 + \left(\frac{1}{4}h_{sh}{}^4 + h_1{}^4\right)^{1/2}\right]^{1/2} x\left[N^{5/6} - (N-1)^{5/6}\right] \tag{9}$$

$$h_{sh} = 0,59\frac{k_w}{d}\mathrm{Re}^{1/2} \tag{10}$$

$$h_1 = 0,728.\left(\frac{k_L}{D_h}\right).\left[\frac{\rho_L.(\rho_L-\rho_V).g.i_{VL}.D_h{}^3}{\mu_L.(T_{sat}-T_p).k_L}\right]^{1/4} \tag{11}$$

Onde $h_N$ é o coeficiente convectivo de transferência de calor para o escoamento bifásico *[W/(m²K]*, *N* é o número de tubos do condensador, $k_L$ é a condutividade térmica do líquido *[W/(m²K)]*, $D_h$ é o diâmetro hidráulico *[m]*, $\rho_L$ e $\rho_V$ são as massas específicas do líquido e do vapor [kg/m³], respectivamente. A aceleração da gravidade *[m/s²]* é indicada por *g*, $i_{VL}$é a entalpia de vaporização do fluido refrigerante *[J/kg]*, $\mu_L$ é a viscosidade dinâmica do líquido *[N.s/m²]*, $T_{sat}$ é a temperatura de condensação e $T_p$ a temperatura da parede (que foi considerada igual à do fluido refrigerante) em *[K]*.

A vazão mássica foi obtida a partir da Equação 12.

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho \tag{12}$$

Onde $\dot{m}$ é a vazão mássica *[kg/s]*, *V* é a vazão volumétrica *[m³/s]*, $\rho$ é a massa específica *[m³/kg]*.

A taxa de transferência de calor no condensador é obtida pela Equação 13. Nela, $\dot{m}_{wc}$ é a vazão mássica de água no condensador *[kg/s]*, $\dot{m}_r$ é a vazão mássica de fluido refrigerante *[kg/s]*, $C_{pwc}$ é o calor específico da água a pressão constante na temperatura média de entrada e saída da água do condensador *[J/(kg.K)]*, $\Delta T_{wc}$ é a variação de temperatura entre a entrada e a saída da água do condensador *[K]* e $\Delta i_c$ é a diferença de entalpia no condensador *[J/kg]*.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{wc}.C_{p,wc}.\Delta T_{wc} = \dot{m}_r.\Delta i_c \tag{13}$$

O cálculo da taxa de transferência de calor no condensador $\dot{Q}_{max}$ foi obtido por meio da Equação 14, onde $C_{min}$ é a taxa de capacidade de calor mínima no condensador [*W/K*], $T_6$ e $T_{wec}$ são a temperatura [*K*] de entrada do fluido refrigerante e da água no condensador, respectivamente. O calculo do coeficiente global de transferência de calor e área *UA* foi obtida pela Equação 15, onde $A_{rc}$ é área de contato do fluido refrigerante nos tubos *[m²]*, $A_w$ é área de contato da água nos tubos [*m²*], $D_e$ e $D_i$, são os diâmetros externo e interno dos tubos [*m*], $k_c$ é a condutividade térmica do material dos tubos [*W/m.k*] e $L_{tc}$ é o comprimento total dos tubos. O cálculo do valor do número de unidades de transferência de calor (NUT) por sua vez foi obtido pela Equação 16.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}.(T_6 - T_{wec}) \tag{14}$$

$$UA = \left[\left(\frac{1}{h_{cond}.A_{rc}}\right) + \frac{log(D_e/D_i)}{2.\pi.k_c.L_{tc}} + \left(\frac{1}{h_w.A_w}\right)\right] \quad (15)$$

$$\mathrm{NUT} \equiv \frac{\mathrm{UA}}{\mathrm{C_{min}}} \quad (16)$$

A efetividade de troca de calor no condensador $\varepsilon_a$ e $\varepsilon_b$ foi calculada por duas formas que estão representadas nas Equações 17 e 18.

$$\varepsilon_a = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (17)$$

$$\varepsilon_b = 2\left\{1 + Cr + (1 + Cr^2)^{1/2} \cdot \frac{1+\exp\left[-(NTU)\cdot(1+Cr^2)^{1/2}\right]}{1+\exp\left[-(NTU)\cdot(1+Cr^2)^{1/2}\right]}\right\}^{-1} \quad (18)$$

Onde $C_r$ é a taxa de capacidade média de troca de calor no condensador [W].

### *3.3.2 Modelagem do compressor*

As condições adotadas para a modelagem do compressor foram:

- As condições de operação do dispositivo de expansão e do evaporador permanecerão constantes;
- O valor estabelecido para o fator de potência nessa aplicação será de 0,83. Valor obtido a partir da tabela de dados fornecida por WEG (2020) que estabelece a relação entre os valores do fator de potência e os valores da porcentagem de carga do motor durante a operação;
- O chiller possui dois compressores que compartilham entre si o evaporador e o condensador, Foram considerados para efeito de cálculo os valores médios dos parâmetros medidos na planta para os dois circuitos frigoríficos;
- Foi utilizado o valor de 85% para a eficiência isentrópica para os compressores;
- Foi utilizado o valor de 4°C para o subresfriamento e superaquecimento para os compressores. Valores obtidos a partir da média realizada dos dados experimentais;
- A vazão mássica de fluido refrigerante é constante ao longo dos circuitos;
- Foi desprezada a dissipação de calor através dos circuitos frigoríficos.

O chiller utilizado nesse estudo conta com uma válvula de recirculação na descarga, através da qual o controle de carga térmica é realizado. Essa recirculação do fluido refrigerante no compressor é definida pela taxa de carregamento. Em outras palavras, parte da vazão circulante pelo compressor não é direcionada aos trocadores de calor. Assim, existe uma va-

zão de fluido refrigerante que alcança os trocadores de calor ($\dot{m}_r$) e uma vazão imposta pelo compressor ($\dot{m}_{r1}$), sendo que a relação entre elas estabelece a taxa de carregamento do sistema (no chiller estudado variando entre 0% e 120%). A vazão mássica de fluido refrigerante circulante pelos trocadores foi determinada por meio do balanço de energia no evaporador conforme apresenta a Equação 1.

A vazão imposta pelo compressor é calculada pela Equação 19. Onde $\dot{m}_{r1}$ é a vazão imposta pelo compressor *[kg/s]*, $\rho_5$ é a massa específica na aspiração do compressor [*kg/m³*], *N* é a rotação do compressor [*rps*], $V_c$ é o deslocamento volumétrico do compressor [$m^3$] e $\eta_v$ é o rendimento volumétrico do compressor.

$$\dot{m}_{r1} = \rho_5 . N . V_c . \eta_v \tag{19}$$

O cálculo da potência dos compressores *(Chiller)* pelo modelo matemático é então obtido pela Equação 20. Onde $\dot{W}_{cc}$ é a potência elétrica consumida [*W*], $i_5$ e $i_6$ são as entalpias na descarga e aspiração do compressor *[J/kg]*, respectivamente e $\eta_g$ é o rendimento global do compressor.

$$\dot{W}_{cc} = \frac{\dot{m}_{r1} . (i_5 - i_6)}{\eta_g} \tag{20}$$

### *3.3.3 Modelagem da torre de resfriamento*

O modelo foi obtido através do cálculo do balanço de energia na torre de resfriamento. Foram obtidos os valores das entalpias de entrada e saída do ar na torre, os valores das entalpias de entrada e saída da água na torre os valores da entalpia de entrada da água de reposição na torre e os valores dos dados psicométricos do ar ambiente no momento dos testes.

As condições adotadas para a modelagem da torre de resfriamento foram:

- Processo em regime permanente;
- A vazão mássica da água é constante ao longo da torre;
- As perdas de água por arraste podem ser consideradas desprezíveis;
- Os valores para umidade relativa na entrada e saída da torre foram definidos em 60% e 90% respectivamente (média dos testes experimentais);
- O valor para temperatura da água de reposição foi definida em 25°C (média dos testes experimentais);
- O coeficiente global de transferência de calor é constante ao longo da torre;

- Foram desprezadas a perdas de calor através das paredes da torre.

A entalpia da água na saída da torre foi obtida a partir da Equação 21.

$$i_{2w} = \frac{\left(\dot{m}_w \cdot i_{1w}\right) - \dot{m}_{ar}\left(i_{2ar} - i_{1ar}\right) - \left(\dot{m}_{3w} \cdot i_{3w}\right)}{\dot{m}_w} \tag{21}$$

Onde $\dot{m}_w$ é a vazão mássica de água na torre *[kg/s]*, $\dot{m}_{ar}$ é a vazão mássica de ar na torre *[kg/s]*, $\dot{m}_{3w}$ é a vazão mássica de água de reposição na torre *[kg/s]*, $i_{1w}$ é entalpia da água na entrada da torre *[J/kg]*, $i_{2w}$ é entalpia da água na saída da torre *[J/kg]*, $i_{3w}$ é entalpia da água de reposição da torre *[J/kg]*, $i_{1ar}$ é entalpia do ar na entrada da torre *[J/kg]*, $i_{2ar}$ é entalpia do ar na saída da torre *[J/kg]*. A vazão mássica de água e do ar na torre foi obtida a partir da Equação 5.

O valor da vazão mássica da água de reposição obtida a partir da Equação 22.

$$\dot{m}_{pw} = \dot{m}_{ar}\left(R_{2ar} - R_{1ar}\right) \tag{22}$$

Onde $\dot{m}_{pw}$ é a vazão mássica de água de reposição na torre *[kg/s]*, $\dot{m}_{ar}$ é a vazão mássica de ar na torre *[Kg/s]*, $R_{2ar}$ é a razão de mistura do ar úmido na saida da torre *[kg ar úmido/ kg ar seco]*, $R_{1ar}$ é a razão de mistura do ar úmido na entrada da torre *[kg ar úmido/ kg ar seco]*.

### *3.3.4 Modelagem do trocador de calor geotérmico*

Foi utilizado o modelo apresentado por Incropera (2008) para se obter a temperatura da água na saída do trocador de calor geotérmico. O cálculo foi obtido a partir do balanço de energia no trocador de calor geotérmico, sendo determinados o coeficiente de troca de calor convectivo e a resistividade térmica total da estaca geotérmica.

As condições adotadas para a modelagem do trocador de calor geotérmico foram:

- Processo em regime permanente;
- A vazão mássica da água é constante ao longo do trocador de calor geotérmico;
- Foi definido o valor de 0,12 mK/W para resistividade térmica para o furo (RF) encontrado por Bandeira (2015) para estacas geotérmicas com 45 metros de profundidade e 125 mm de diâmetro a partir de ensaios de TRT realizados na localidade de São Paulo/Brasil;

- Foi definido o arranjo de trocador de calor proposto por Bandeira (2015) com 125 mm de diâmetro montadas com tubos de PEAD com diâmetro nominal interno de 26 mm (32 x 3 mm) em arranjo U simples;
- Foi definido um número de 140 estacas trocadoras de calor para o trocador de calor proposto;
- Para definição da temperatura do solo para cada localidade foi utilizada a média anual da temperatura ambiente para os anos 2021,2022 e 2023, conforme estabelecido nos trabalhos de Bandeira (2015) e Ferreira (2017);
- O coeficiente global de transferência de calor é constante ao longo do trocador de calor;
- Foi desprezada a perda/ ganho de calor através do bombeamento.

O valor para o coeficiente de Nusselt para regime laminar foi obtido a partir da Equação 23, conforme Incopera (2008).

$$Nu_c = \frac{3{,}66+0{,}066\left(\frac{D_i}{L}\right)\cdot(R_e\cdot P_r)}{1+0{,}04\left[\left(\frac{D_i}{L}\right)\cdot(R_e\cdot P_r)\right]^{2/3}} \tag{23}$$

Onde $Nu_c$ é o coeficiente de Nusselt para regime laminar, $D_i$ é o diametro interno do Tubo *[m]*, $L$ é o comprimento total do tubo *[m]*, $R_e$ é o número de Reynolds e $P_r$ é o número de Prandtl.

O valor para o coeficiente de Nusselt para regime turbulento foi obtido através da correlação de Webb, Equação 24, e Equação 25, conforme Incopera (2008).

$$Nu_{ct} = \frac{f/8 \cdot \mathrm{R_e} \cdot \mathrm{P_r}}{1{,}07 + 9\left(\frac{f}{8}\right)^{0{,}5} \cdot (\mathrm{P_r}-1) \cdot \mathrm{P_r}^{1/4}} \tag{24}$$

$$f = [0{,}79 \cdot \log(\mathrm{R_e}) - 1{,}64]^{-2} \tag{25}$$

Onde $Nu_{ct}$ é o coeficiente de Nusselt para regime turbulento, $f$ é o fator de atrito.

O valor para o coeficiente convectivo do trocador de calor geotérmico foi obtido a partir da Equação 26.

$$h_c = \frac{\left(NU_c \cdot K_w\right)}{D_i} \tag{26}$$

Onde $h_c$ é o coeficiente convectivo do trocador de calor geotérmico *[W/m²K]*, $k_w$ é a condutividade térmica da água *[W/mK] e* $D_i$ é diametro interno do Tubo *[m].*

O valor para a resistividade térmica devido à convecção para o trocador de calor geotérmico foi obtida a partir da Equação 27, conforme Incopera (2008).

$$R_c = \frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot h_c} \tag{27}$$

Onde $R_c$ é a resistividade térmica devido à convecção para o trocador de calor geotérmico *[mK/W]*.

O valor para a temperatura da água na saída do trocador de calor foi obtida a partir da Equação 28, conforme Incopera (2008).

$$T_{ws} = T_s - (T_s - T_{we}) \cdot \exp\left( \frac{-L}{\dot{m}_w \cdot C_{ew} \cdot \left( R_F + R_c \right)} \right) \tag{28}$$

Onde $T_{ws}$ é a temperatura da água na saída do trocador de calor *[K]*, $T_s$ é a temperatura do solo *[K]*, $T_{we}$ é a temperatura da água na entrada do trocador de calor *[K]*, $L$ é o comprimento total do tubo *[m]*, $\dot{m}_w$ é a vazão mássica de água no trocador de calor *[kg/s]*, $C_{ew}$ é o calor específico da água *[J/kgK]*, $R_c$ é a resistividade térmica convectiva para o trocador de calor *[mK/W]* e $R_F$ é resistividade térmica do furo *[mK/W]*.

## 3.4 Análise energética da operação da planta com os sistemas geotérmico e convencional

Para o estudo da análise energética foi obtida a potência total consumida pela planta para as configurações convencional (com torre de resfriamento) e geotérmica, foram determinados os coeficientes de desempenho (COP) para o chiller e para a planta para as duas configurações. Sendo determinada posteriormente a energia elétrica consumida anualmente pela planta.

As condições adotadas para o estudo da análise energética foram:

- O valor da potência das bombas de água gelada utilizada para cálculo foi de 24kW referente a potência das duas bombas integrantes do circuito;
- Foi empregado para o rendimento das bombas o valor de 65%;
- O valor da potência elétrica da torre de resfriamento utilizada para cálculo foi de 5,5kW;

- Valor utilizado para o comprimento da tubulação de água de condensação de interligação do *chiller* a torre foi de 95m, conforme medição realizada na planta;
- O valor para o desnível da torre (em relação ao chiller) foi de 3,5m, conforme medição realizada na planta;
- O valor empregado para perda de carga no condensador foi de 2 m.c.a e a para torre de resfriamento de 3 m.c.a, conforme dados fornecidos pelo fabricante;
- Para a perda de carga localizada na tubulação foi considerado um valor de 20% do valor da perda de carga contínua;
- A planta é operada por um período de 10 horas durante 240 dias por ano.
- A potência consumida pelo chiller e pelos compressores foi obtida a partir da Equação 2 e Equação 18.

A perda de carga na tubulação e a potência elétrica consumida pelas bombas foram obtidas a partir das Equações 29 e 30.

$$\Delta h_f = f \cdot \frac{L_r + L_c}{D_i} \cdot \frac{V^2}{2g} \tag{29}$$

$$\dot{W}_B = \frac{\rho \cdot g \cdot \dot{V}_m \cdot \Delta h_f}{\eta_p} \tag{30}$$

Onde $\Delta h_f$ é a perda de carga na tubulação *[m.c.a]*, $f$ é o fator de atrito, $L_r$ comprimento linear da tubulação *[m]*, $L_c$ perdas de carga localizada *[m]*, $D_i$ diâmetro interno da tubulação *[m]*, $V$ velocidade de transporte da água *[m/s]*, $g$ aceleração da gravidade *[m/s$^2$]*, $W_b$ é a potência da bomba *[W]*, $\rho$ é a massa específica da água *[kg/m$^3$]*, $V_m$ é a vazão volumétrica da água *[m$^3$/s]*, $\eta_p$ é o rendimento da bomba.

A potência total consumida pela planta foi obtida a partir da Equação 31.

$$\dot{W}_{total} = \dot{W}_{cc} + \dot{W}_{bc} + \dot{W}_{bg} + \dot{W}_{tor} \tag{31}$$

Onde $W_{total}$ é a potência total consumida pela planta *[W]*, $W_{cc}$ é a potência consumida pelo chiller *[W]* $W_{bc}$ é a potência consumida pelas bombas de condensação *[W]*, $W_{ba}$ é a potência total consumida pelas bombas de água gelada *[W]*, $W_{tor}$ é a potência consumida pelas torres de resfriamento *[W]*.

A Energia elétrica consumida anualmente pela planta foi calculada conforme a Equação 32.

$$E_p = \frac{d \cdot h \cdot \dot{W}_{total}}{1000} \tag{32}$$

Onde $E_p$ é a energia consumida pela planta *[kWh/ano]*, *d* é o número de dias de operação da planta, *h* é número de horas de operação da planta.

Os cálculos dos coeficientes de desempenho, para o Chiller e o coeficiente de desempenho da planta foram obtidos pela Equação 3 e Equação 5 respectivamente.

## 3.5 Análise exergética da operação da planta com os sistemas geotérmico e convencional

Para o estudo da análise exergética foram levantadas as exergias destruídas para cada componente da planta de refrigeração. O cálculo foi realizado a partir da diferença da exergia de entrada e da exergia de saída para cada componente, tomando como base um estado de referência, posteriormente foram calculadas as exergias destruídas totais e a eficiência exergética para as configurações de planta com torre de resfriamento e com trocador de calor geotérmico.

Foi adotado um estado de referência para o ar ambiente (estado morto) para os cálculos. Os valores para temperatura ambiente, umidade relativa e pressão atmosférica para o ponto de referência foram 25°C, 50% e 101,3kPa, valores obtidos a partir da média obtida dos testes experimentais. Exceção se dá, para o estado de referencia no evaporador onde foi utilizada a média da temperatura da água gelada na entrada e na saída do chiller.

O cálculo da exergia na entrada ou na saída dos componentes foi obtido através da Equação 33.

$$\dot{E}x = \dot{m}_x \cdot [(i - i_0) - T_0 \cdot (S - S_0)] \tag{33}$$

Onde *Ex* é a exergia no ponto *[W]*, $m_r$ é a vazão mássica do fluido *[kg/s]*, *i* é a entalpia no ponto *[J/kg]*, $i_0$ é a entalpia do estado de referência *[J/kg]*, $T_0$ é a temperatura do estado de referência *[K]*, S é a entropia do ponto *[J/kg.K]*, $S_0$ é a entropia do estado de referência *[J/kg.K]*.

O cálculo da exergia destruida no compressor foi obtido através da Equação 34.

$$\dot{E}D_{comp} = \dot{E}x_1 - \dot{E}x_2 + \dot{W}_{cc} \tag{34}$$

Onde $ED_{comp}$ é a exergia destruida no compressor *[W]*, $Ex_1$ é a exergia na entrada do compressor *[W]*, $Ex_2$ é a exergia na saida do compressor *[W]*, $W_{cc}$ é a potência consumida pelo compressor.

O cálculo da exergia destruida no condensador foi obtido através da Equação 35.

$$\dot{E}D_{cond} = \dot{E}x_2 - \dot{E}x_3 - \dot{Q}_{cond} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{cond}}\right) \tag{35}$$

Onde $ED_{cond}$ é a exergia destruida no condensador *[W]*, $Ex_3$ é a exergia na saida do condensador *[W]*, $Q_{cond}$ é a taxa de transferência de calor no condensador *[W]*, $T_{cond}$ temperatura de condensação do fluido refrigerante *[K]*.

O cálculo da exergia destruida no dispositivo de expansão foi obtido através da Equação 36.

$$\dot{E}D_{dx} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_4 \tag{36}$$

Onde $ED_{dx}$ é a exergia destruida no dispositivo de expansão *[W]*, $Ex_4$ é a exergia na saida do dispositivo de expansão *[W]*.

O cálculo da exergia destruida no evaporador foi obtido através da Equação 37.

$$\dot{E}D_{evap} = \dot{E}x_4 - \dot{E}x_1 - \dot{Q}_{evap} \cdot \left(1 - \frac{T_{01}}{T_{evap}}\right) \tag{37}$$

Onde $ED_{evap}$ é a exergia destruida no evaporador *[W]*, $Q_{evap}$ é a taxa de transferência de calor no evaporador *[W]*, $T_{cond}$ temperatura de evaporaçãodo fluido refrigerante *[K]*, $T_{01}$ é a temperatura do estado de referência no evaporador *[K]*.

O cálculo da exergia destruida nas bombas foi obtido através da Equação 38.

$$\dot{E}D_b = \dot{E}x_{1b} - \dot{E}x_{2b} + \dot{W}_b \tag{38}$$

Onde $ED_b$ é a exergia destruida na bomba *[W]*, Ex1b é a exergia na entrada da bomba *[W]*, $Ex_{2b}$ é a exergia na saida da bomba *[W]*, $W_b$ é a potência consumida pela bomba.

O cálculo da exergia destruida na torre de resfriamento foi obtido através da Equação 39.

$$\dot{E}D_{torre} = T_0 \cdot (\dot{m}_w \cdot S_{sw} + \dot{m}_{ar} \cdot S_{sar}) - (\dot{m}_w \cdot S_{ew} + \dot{m}_{ar} \cdot S_{ear}) + (\dot{m}_{pw} \cdot S_{pw}) \tag{39}$$

Onde $ED_{torre}$ é a exergia destruida na torre de resfriamento*[W]*, $S_{sw}$ é a entropia da água na saída da torre *[J/kg.K]*, $S_{sar}$ é a entropia do ar na saída da torre *[J/kg.K]*, $S_{ew}$ é a entropia da

água na entrada da torre *[J/kg.K]*, $S_{ear}$ é a entropia do ar na entrada da torre *[J/kg.K]*, $S_{pw}$ é a entropia da água de reposição *[J/kg.K]*.

O cálculo da exergia destruida no trocador geotérmico foi obtido através da Equação 40.

$$\dot{E}D_{geo} = \dot{E}x_{1g} - \dot{E}x_{2g} - \dot{Q}_{cond} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) \tag{40}$$

Onde $ED_{geo}$ é a exergia destruida no trocador de calor geotérmico*[W]*, $Ex_{1g}$ é a exergia na entrada do trocador de calor *[W]*, $Ex_{2g}$ é a exergia na saída do trocador dor de calor *[W]*, $Q_{cond}$ é a taxa de transferência de calor no condensador *[W]*, $T_s$ temperatura do solo *[K]*.

O cálculo da exergia destruida total na planta para a configuração convencional e para a configuração geotérmica foram obtidas através da Equação 41 e Equação 42 respectivamente.

$$\dot{E}D_{total_t} = \dot{E}D_{comp} + \dot{E}D_{cond} + \dot{E}D_{dx} + \dot{E}D_{evap} + \dot{E}D_{B} + \dot{E}D_{torre} \tag{41}$$

$$\dot{E}D_{total_g} = \dot{E}D_{comp} + \dot{E}D_{cond} + \dot{E}D_{dx} + \dot{E}D_{evap} + \dot{E}D_{B} + \dot{E}D_{geo} \tag{42}$$

O cálculo da eficiência exergética $\eta_{exg}$ da planta foi obtida através da Equação 43.

$$\eta_{exg} = \frac{\dot{E}D_{total}}{\dot{W}_{total}} \tag{43}$$

## 3.6 Análise ambiental da operação da planta com os sistemas geotérmico e convencional

Para o estudo da análise ambiental foram levantados os valores das emissões de $CO_2$ produzidas pela planta a partir da análise do TEWI conforme Makhnatch *et al*. (2014). Foram levantados também os valores das emissões diretas e indiretas produzidas pela planta para dióxido de enxofre ($SO_2$), oxido de nitrogênio ($NO_X$) e particulados com diâmetros de 2,5µm ($PM_{2,5}$) e 10µm ($PM_{10}$) conforme Dai et al. (2020), para as configurações de planta com torre de resfriamento e trocador de calor geotérmico.

As condições adotadas para a análise ambiental foram:

- Para perda anual de fluido refrigerante foi adotado o valor de 3% (Makhnatch *et al.*, 2014);
- Foi adotado para massa de fluido refrigerante do *chiller* (R22) um valor de 65kg;

- Para o fator de recuperação de fluido refrigerante foi adotado um valor de 70% (Makhnatch *et al*., 2014);
- Foi adotado um valor para o fator de emissão de poluente para produção de eletricidade de 82g/kWh para o CO2, 0,36g/ kWh para o NOX, 0,39g/ kWh para o SO2, 0,20g/ kWh para o PM2,5 e 0,34g/ kWh para o PM10 (Dai *et al*., 2020);
- Para a eficiência na transmissão da energia elétrica foi adotado um valor de 92% (Dai *et al*., 2020);
- A planta é operada por um período de 10 horas por dia durante 240 dias por ano;
- O tempo adotado de vida operacional da planta foi de 15 anos (Makhnatch *et.al.*, 2014).

O cálculo para a emissão de $CO_2$ pelo TEWI direto foi obtido através da Equação 44.

$$TEWI_{direto} = \left[ GWP \cdot L_p \cdot m \cdot N + GWP \cdot m \cdot (1-\alpha) \right] \tag{44}$$

Onde $TEWI_{direto}$ é o impacto climático total equivalente direto *[kgCO₂]*, *GWP* é o potencial de aquecimento global do fluido refrigerante , $L_p$ é a perda anual de fluido refrigerante [%], *m* é a massa de fluido refrigerante do chiller *[kg]*, *N* é o tempo de vida da planta [anos], α é o fator de recuperação de fluido refrigerante [%].

O cálculo para a emissão de $CO_2$ pelo TEWI indireto foi obtido através da Equação 45.

$$TEWI_{indireto} = E_p \cdot \beta \cdot N \tag{45}$$

Onde $TEWI_{indireto}$ é o impacto climático total equivalente indireto *[kgCO₂]*, $E_p$ é o consumo de energia anual da planta *[kWh/ano]*, $\beta$ é o fator de emissão para produção de eletricidade *[g/kWh]*.

O cálculo para o TEWI total foi obtido através da Equação 46.

$$TEWI_{total} = TEWI_{direto} + TEWI_{indireto} \tag{46}$$

O cálculo para as emissões de $NO_X$, $SO_2$, $PM_{2,5}$ e $PM_{10}$ foram obtidas através da Equação 47.

$$\dot{m}_{emis} = \frac{\mu_{emis} \cdot E_p}{\beta} \tag{47}$$

Onde $m_{emis}$ é o valor de emissão de poluente *[kg]*, $E_p$ é o consumo de energia anual da planta *[kWh/ano]*, $\mu_{emis}$ é a eficiência na transmissão da energia elétrica, $\beta$ é o fator de emissão para produção de eletricidade *[g/kWh]*.

## 3.7 Análise financeira da operação da planta com os sistemas geotérmico e convencional

Foram realizadas três análises financeiras para a operação da planta. Na primeira análise realizou-se a comparação dos custos de operação dos sistemas convencional e geotérmico. Na segunda análise foi levantado o *payback* da implementação do sistema geotérmico após a contrução da edificação sendo incluida os valores para a escavação dos poços para as estacas geotérmicas. Na terceira análise foram contemplados os valores gastos com a implementação do sitema geotérmico durante a construção da edificação com o aproveitamento dos poços das fundações para montagem das estacas geotérmicas.

Para a primeira análise foram levantados os custos anuais de consumo de água e energia elétrica pela planta para as duas configurações, sendo que na configuração geotérmica não houve consumo de água devido à eliminação da torre de resfriamento. Para a segunda análise foram levantados os custos referentes à escavação dos 140 poços e os custos referentes à implementação da tubulação necessária para o sistema geotérmico. Para terceira análise foram levantados os custos referentes a implementação da tubulação necessária para o sistema geotérmico.

As seguintes condições foram adotadas para a análise financeira:

- Foi utilizado o valor de R$30,00 por m3 para a tarifa de fornecimento de água pela concessionária referente aos valores encontrados em COPASA (2024);
- Foi utilizado o valor de R$0,79 por kWh para a tarifa de fornecimento de energia elétrica pela concessionária referente aos valores encontrados em CEMIG (2024);
- Foi utilizado o valor de R$350,00 por metro escavado e instalado de estaca geotérmica para implementação de 140 furos com 125 mm de diâmetro e 45 metros de profundidade totalizando um custo total de R$2.205.000 conforme dados de Perfurarte (2024);
- Foi utilizado o valor de R$9,60 por metro instalado de Tubo em polietileno PEAD PN10 totalizando um custo de R$129.600,00 (MERC, 2024), para instalação de 13.500 metros de tubulação para as 140 estacas trocadoras de 45 metros de profundidade em arranjo simples U;

- A planta é operada por um período de 10 horas por dia durante 240 dias por ano.

O cálculo para o custo anual do consumo de água na planta foi obtido através da Equação 48.

$$C_w = (V_{wh} \cdot d \cdot h) \cdot T_{rw} \tag{48}$$

Onde $C_w$ é o custo anual do consumo de água na planta *[R$/ano]*, $V_{wh}$ é o consumo médio de água por hora de operação *[$m^3$]*, $d$ é o número de dias de operação da planta, $h$ é número de horas de operação da planta, $T_{rw}$ é o valor da taxa de fornecimento de água *[R$]*. O cálculo para o custo anual do consumo de eletricidade na planta foi obtido através da Equação 7.

O cálculo para a economia obtida na operação do sistema geotérmico foi realizada através da Equação 49.

$$EC_{geo} = (C_{tt} + C_{wt}) - C_{tgeo} \tag{49}$$

Onde $EC_{geo}$ é a economia obtida na operação do sistema geotérmico *[R$/ano]*, $C_{tt}$ é o custo do consumo de eletricidade na planta para operação com sistema convencional *[R$/ano]*, $C_{wt}$ é o custo do consumo de água na planta para operação com sistema convencional *[R$/ano]*, $C_{tgeo}$ é o custo do consumo de eletricidade na planta para operação com sistema geotérmico *[R$/ano]*.

O cálculo do *payback* para implementação do sistema geotérmico foi obtido através da Equação 50.

$$R_{geo} = \frac{C_{tub} + C_{furo}}{EC_{geo}} \tag{50}$$

Onde $R_{geo}$ é o *payback* para implementação do sistema geotérmico *[anos]*, $C_{tub}$ é o custo para implantação da tubulação dos trocadores geotérmicos *[R$]*, $C_{furo}$ é o custo para perfuração dos poços dos trocadores geotérmicos *[R$]*.

## 3.8 Análise das incertezas de medição

No presente trabalho foi realizada a análise das incertezas das medições experimentais, conforme procedimento descrito por Albertazzi (2008). Todos os instrumentos foram previamente calibrados conforme dados apresentados na Tabela 5. As incertezas expandidas apresentadas na Tabela 5 foram definidas para uma probabilidade de enquadramento de 95%, foram determinadas utilizando-se com fontes de incertezas os dados de calibração, o processo de medição e as resoluções dos sistemas de medição.

A propagação de incerteza indireta, obtida para as variáveis, foi calculada conforme sugere Albertazzi (2008) na Equação 48.

$$U(\eta) = \sqrt{\left[\frac{\partial \eta}{\partial x_1} U(x_1)\right]^2 + \left[\frac{\partial \eta}{\partial x_2} U(x_2)\right]^2 + .... + \left[\frac{\partial \eta}{\partial x_n} U(x_n)\right]^2} \quad (48)$$

Onde $\eta$ *é* a função da grandeza de saida, $x$ são as variaveis de entrada, $U_{(\eta)}$ *é* incerteza da grandeza de saida, $U_{(x)}$ são as incertezas das variaveis de entrada medidas (incerteza do instrumento).

## 3.9 Simulação da operação dos sistemas geotérmico e convencional

Foram elaborados dois códigos em linguagem de programação Python onde foi simulada a operação anual da planta de refrigeração com torre de resfriamento (sistema convencional) e com trocador de calor geotérmico (sistema geotérmico) para as cidades brasileiras de Porto Alegre, Belo Horizonte, Cuiabá e Fortaleza a partir dos dados meteorológicos de 2023, de maneira que a partir da simulação possibilitem a realização das analises energética, exergética, ambiental e financeira da operação da planta de refrigeração nas duas configurações propostas, realizando a comparação dos resultados para as quatro cidades estudadas.

Os códigos em linguagem de programação Python para simulação da operação do sistema de refrigeração com torre de resfriamento e com trocador de calor geotérmico encontram-se anexados no Apêndice A.

### *3.9.1 Dados de entrada do código de simulação*

Foram utilizados para dados de entrada do código de simulação:

- Os dados construtivos dos componentes da planta fornecidos pelos fabricantes ou levantados em loco;
- Os dados experimentais levantados durante os testes conforme descrito na seção 3.2;
- Os dados necessários para análise energética, exergética, ambiental e financeira, levantados a partir da literatura;
- Os dados meteorológicos fornecidos pelo INMET (2024) para as cidades de Porto Alegre, Belo Horizonte, Cuiabá e Fortaleza. Foram levantados os dados referentes à temperatura de bulbo seco, umidade relativa e pressão atmosférica do ar para as localidades

objeto do estudo. Utilizando-se dos dados de hora em hora das planilhas meteorológicas referenciadas, foi realizada a média dos valores mensais por hora, na faixa horária de operação da planta de 8:00 as 17:00 horas.

A descriminação dos dados de entrada com os respectivos códigos e valores utilizados no programa está apresentada na tabela 7.

Tabela 7- descrição dos dados de entrada do código.

| **Código programa** | **Descrição** | **Valor** |
|---|---|---|
| *Fluid* | *Fluido Refrigerante* | *R22* |
| *massa* | *Massa fluido p/compressor* | *32,5kg* |
| *Te_ag* | *Temperatura média de entrada de água gelada* | *11,4°C* |
| *Te_ag* | *Temperatura média de saída de água gelada* | *8,1°C* |
| *Va* | *Vazão volumétrica água condensação* | *40$m^3$/h* |
| *Ve* | *Vazão volumétrica água gelada* | *65$m^3$/h* |
| *W_bag* | *Potência consumida bombas de água gelada* | *24.000W* |
| *phi_sar* | *Umidade doa ar na saída da torre* | *90%* |
| *mv_ar* | *Vazão volumétrica de ar na entrada da torre* | *300$m^3$/h* |
| *Tevap* | *Temperatura de evaporação fluido refrigerante* | *3,0°C* |
| *deltaT_sub* | *Subresfriamento* | *4,0°C* |
| *deltaT_sup* | *superaquecimento* | *4,0°C* |
| *D_i* | *Diâmetro interno tubo do condensador* | *16mm* |
| *-----* | *Espessura do tubo do condensador* | *2mm* |
| *Lct* | *Comprimento do tubo do condensador* | *2,5m* |
| *Nc* | *Número de tubos condensador* | *70* |
| *D_c* | *Diâmetro condensador* | *0,26m* |
| *L_c* | *Comprimento casco condensador* | *3,2m* |
| *k_c* | *Condutividade térmica do cobre* | *396w/mK* |
| *p* | *Espaçamento entre os tubos* | *23mm* |
| *R* | *Rotação do compressor* | *3600rpm* |
| | *Deslocamento volumétrico compressor* | *265m3/h* |
| *eta_is* | *Eficiência isentrópica do compressor* | *85%* |
| *eta_v* | *Eficiência volúmétrica do compressor* | *50%* |
| *eta_g* | *Eficiência global do compressor* | *63%* |
| *DELTAi* | *Passo de entalpia* | *500* |
| *g* | *gravidade* | *9,81m/$s^2$* |
| *NF* | *Número de furos trocador de calor geotérmico* | *140* |
| *Lf* | *profundidade do furo* | *45m* |
| *Deg* | *Diâmetro interno do tubo trocador geotérmico* | *32mm* |
| *tg* | *Espessura tubo trocador de calor geotérmico* | *2,9mm* |
| *Tsg* | *Temperatura do solo* | *Conforme média cidade* |
| *Rtot2* | *Resistividade estaca geotérmica* | *0,12 m.K/W* |
| *Perda* | *Perda anual de fluido refrigerante* | *3%* |
| *Rec* | *Fator de recuperação* | *0,7* |
| *Tempo* | *Tempo de vida da planta* | *15 anos* |
| *Beta* | *Fator de emissão de poluente $CO_2$* | *82g/kWh* |
| *mu_so2* | *Fator de emissão de poluente SO2* | *0,39g/kWh* |
| *mu_nox* | *Fator de emissão de poluente NOX* | *0,36g/kWh* |
| *mu_pm25* | *Fator de emissão de poluente $PM_{2,5}$* | *0,20g/kWh* |
| *mu_pm10* | *Fator de emissão de poluente $PM_{10}$* | *0,34g/kWh* |
| *eta_grid* | *Eficiência da rede de transmissão elétrica* | *92%* |
| *phi_arambm* | *Umidade do ar estado morto* | *50%* |
| *Patmm* | *Pressão atmosférica estado morto* | *101300Pa* |
| *Tambm* | *Temperatura ambiente estado morto* | *25°C* |
| *eta_p* | *Rendimento das bombas* | *65%* |
| *d_tp* | *Diâmetro interno tubo de transporte de agua* | *102mm* |
| *e_ruga* | *Rugosidade da tubulação de aço* | *0,045mm* |
| *e_rugp* | *Rugosidade da tubulação da tubulação* | *0,021* |

| | | |
|---|---|---|
| | *de polietileno* | |
| *delta_hc* | *Perda de carga no condensador* | *2 m.c.a* |
| *delta_ht* | *Perda de carga na torre* | *3 m.c.a* |
| *L_to* | *Comprimento da tubulação de água de condensação usando torre* | *95m* |
| *W_vt* | *Potência consumida nos ventiladores da torre* | *5500W* |
| *L_tg1* | *Comprimento da tubulação de água de condensação usando trocador geotérmico* | *295m* |
| *Des_g* | *Desnível geométrico torre* | *3,5m* |
| *d_tg* | *Diâmetro do furo do trocador de calor geotérmico* | *125mm* |

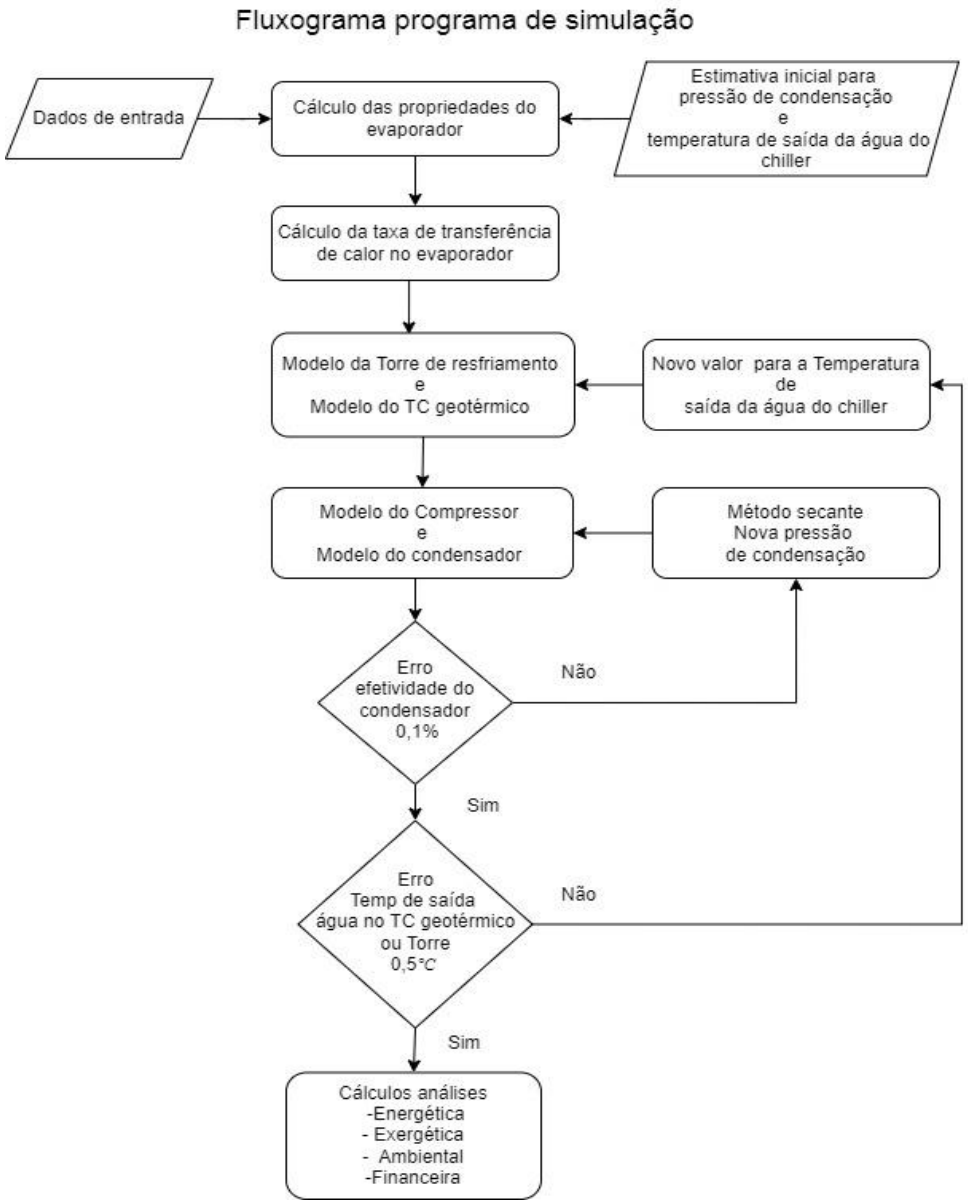
Fonte: do autor

### *3.9.2 Estratégia de simulação*

A lógica empregada para o código de simulação teve como seu ponto de partida a atribuição de valores iniciais para pressão de condensação e para temperatura de saída da água do chiller que juntamente com os valores dos dados de entrada, foram determinados às propriedades e a taxa de transferência de calor no evaporador. Posteriormente foram calculados as propriedades e os parâmetros pré- determinados nos modelos da torre de resfriamento, trocador de calor geotérmico, compressor e condensador conforme descrito na seção 3.4. Com os dados dos modelos calculados, O código verifica se o valor teórico da efetividade de troca de calor é menor que 0,1% que o valor estimado da efetividade de troca de calor, não sendo atendida a condição, é estipulado um novo valor para a pressão de condensação. O código também verifica se o valor teórico para a temperatura de saída da água da torre e do trocador de calor geotérmico é menor que 0,5°C do valor estimado para a temperatura de saída da torre e do trocador de calor geotérmico, não sendo atendida a condição, é estipulado um novo valor para a temperatura de saída da água do chiller. Atendido os requisitos, o código realiza o cálculo referente à análise energética, exergética, ambiental e financeira conforme descrito nas seções 3.5, 3.6, 3.7 e 3,8 respectivamente.

Na Figura 15 apresenta o fluxograma da lógica de programação implementada.

Figura 15 - fluxograma da lógica de programação implementada.




Fonte: Do Autor

### *3.9.3 Dados de saída e de processamento do código de simulação*

Para o código de simulação durante a realização dos cálculos foram utilizadas bibliotecas internas do Python ou foram implementadas funções a partir das equações dos modelos propostos.

Na Tabela 8 são descriminados os dados de saída e os dados de processamento interno gerados durante a simulação do código, com suas respectivas funções ou bibliotecas responsáveis pelo processamento.

Tabela 8 - descrição dos dados de saída do código.

| Código programa | Tipo /unidade | Descrição | Função/biblioteca p/processamento |
|---|---|---|---|
| *Tmw* | *Interno/ °C* | *Temperatura média da água no condensador* | *transf de calor condensador* |
| *rho_w* | *Interno/ kg/m³* | *Massa especifica media da água* | *transf de calor condensador /CoolProp* |
| *mu_w* | *Interno/ Pa.s* | *viscosidade media da água* | *transf de calor condensador /CoolProp* |
| *Pr_w* | *Interno* | *Numero de Prandtl* | *transf de calor condensador /CoolProp* |
| *Cp_w* | *Interno/ J/kgK* | *calor específico da água* | *transf de calor condensador /CoolProp* |
| *k_w* | *Interno/W/m.K* | *condutividade térmica media da agua* | *transf de calor condensador /CoolProp* |
| *m_w* | *Interno/ kg/s* | *Vazão mássica de água no condensador* | *transf de calor condensador* |
| *Rew* | *Interno* | *Número de Reynolds* | *transf de calor condensador* |
| *h_sar* | *Interno/ J/kg* | *Entalpia do ar na saída da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *s_sar* | *Interno/ J/kg.K* | *Entropia do ar na saída da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *omega_sar* | *Interno/ J/kg.K* | *Entropia da água na saída da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *rho_ar* | *Interno/ kg/m³* | *Massa específica do ar na entrada da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *hea* | *Interno/ J/kg* | *Entalpia da água na entrada da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *sea* | *Interno/ J/kg.K* | *Entropia da água na entrada da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *h_ear* | *Interno/ J/kg* | *Entalpia do ar na entrada da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *s_ear* | *Interno/ J/kg.K* | *Entropia do ar na entrada da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *h5* | *Interno/ J/kg* | *Entalpia da água de reposição da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *s5* | *Interno/ J/kg.K* | *Entropia da água de reposição da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *omega_ear* | *Interno/ kg agua/kg ar* | *Razão de mistura do ar entrada da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *omega_sar* | *Interno/ kg agua/kg ar* | *Razão de mistura do ar entrada da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *h_sar* | *Interno/ J/kg* | *Entalpia do ar na saida da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *T_sar* | *Interno/ J/kg.K* | *Entropia do ar na saida da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *m_ar* | *Interno/ kg/s* | *Vazão mássica de ar na torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *hsw* | *Interno/ J/kg* | *Entapia da água na saída da torre* | *torre de resfriamento* |
| *s_ws* | *Interno/ J/kg.K* | *Entropia da água na saída da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *Tws* | *Saida/ °C* | *Temperatura da água na saída da torre* | *torre de resfriamento/ CoolProp* |
| *m_makeup* | *Saida/ kg/s* | *Vazão mássica de agua de reposição* | *torre de resfriamento* |
| *S_g_torre* | *Saída/ W/K* | *Geração de entropia na torre* | *torre de resfriamento* |
| *k_L* | *Interno/W/(m.K)* | *Condutividade térmica da agua* | *Butterworth/ CoolProp* |
| *mu_V* | *Interno/Pa.s* | *Viscosidade do vapor de água* | *Butterworth/ CoolProp* |
| *rho_v* | *Interno/kg/m³* | *Massa espécifica vapor de água* | *Butterworth/ CoolProp* |
| *h_1* | *Saída/ W/(m2K)* | *Coeficiente convectivo de troca de calor* | *Butterworth* |
| *Ed_comp* | *Saída /W* | *Exergia destruída compressor* | *Análise exergética* |
| *Ed_cond* | *Saída /W* | *Exergia destruída condensador* | *Análise exergética* |
| *Ed_evap* | *Saída /W* | *Exergia destruída evaporador* | *Análise exergética* |
| *Ed_dx* | *Saída /W* | *Exergia destruída dispositivo de expansão* | *Análise exergética* |
| *Ed_torgeo* | *Saída /W* | *Exergia destruída trocador de calor geotérmico* | *Análise exergética* |
| *Ed_bac* | *Saída /W* | *Exergia destruída bomba de condensação* | *Análise exergética/ CoolProp* |
| *Ed_bag* | *Saída /W* | *Exergia destruída bomba de agua gelada* | *Análise exergética/ CoolProp* |
| *i_ebac* | *Interno/ J/kg* | *Entalpia na entrada da bomba de condensação* | *Análise exergética/ CoolProp* |
| *s_ebac* | *Interno/ J/kg.K* | *Entropia na entrada da bomba condensação* | *Análise exergética/ CoolProp* |
| *P_sbac* | *Interno/ Pa* | *pressão na saída da bomba condensação* | *Análise exergética/ CoolProp* |
| *i_sbac* | *Interno/ J/kg* | *Entalpia na saída da bomba de condensação* | *Análise exergética/ CoolProp* |
| *s_sbac* | *Interno/ J/kg.K* | *Entropia na saída da bomba de condensação* | *Análise exergética/ CoolProp* |
| *i_ebag* | *Interno/ J/kg* | *Entalpia na entrada da bomba agua gelada* | *Análise exergética/ CoolProp* |
| *s_ebag* | *Interno/ J/kg.K* | *Entropia na entrada da bomba agua gelada* | *Análise exergética/ CoolProp* |
| *P_sbag* | *Interno/ Pa* | *pressão na saída da bomba agua gelada* | *Análise exergética/ CoolProp* |
| *i_sbag* | *Interno/ J/kg* | *Entalpia na saída da bomba agua gelada* | *Análise exergética/ CoolProp* |
| *s_sbag* | *Interno/ J/kg.K* | *Entropia na saída da bomba de condensação* | *Análise exergética/ CoolProp* |
| *Ed_tot* | *Saída /W* | *Exergia destruída na planta* | *Análise exergética* |
| *eta_ex* | *Saída /W* | *Eficiencia exergética da planta* | *Análise exergética* |
| *Tewi_d* | *Saída /Ton* | *impacto climático total equivalente direto* | *Análise ambiental* |
| *Tewi_i* | *Saída /Ton* | *impacto climático total equivalente indireto* | *Análise ambiental* |
| *Tewi* | *Saída /Ton* | *impacto climático total equivalente total* | *Análise ambiental* |
| *em_so2* | *Saída /kg* | *Emissão de dióxido de enxofre por ano* | *Análise ambiental* |
| *em_nox* | *Saída /kg* | *Emissão de dióxido de NOX por ano* | *Análise ambiental* |
| *em_pm25* | *Saída /kg* | *Emissão de dióxido de $PM_{2,5}$ por ano* | *Análise ambiental* |
| *em_pm10* | *Saída /kg* | *Emissão de dióxido de $PM_{10}$ por ano* | *Análise ambiental* |
| *f* | *Interno* | *Fator de atrito* | *Colebrook* |
| *W_p* | *Saída /W* | *Potência consumida pela bomba* | *Potência consumida pela bomba* |
| *deltaPf_1* | *Interno/ m* | *Perdas localizadas na tubulação* | *Potência consumida pela bomba* |
| *P_evap* | *Interno/Pa* | *Pressão de evaporação* | *CoolProp* |
| *P1* | *Interno/Pa* | *Pressão sucção compressor* | *CoolProp* |
| *I1* | *Interno/ J/kg* | *Entalpia sucção compressor* | *CoolProp* |
| *s1* | *Interno/ J/kg.K* | *Entropia sucção compressor* | *CoolProp* |
| *P2* | *Interno/Pa* | *Pressão de condensação* | *CoolProp* |
| *I2* | *Interno/ J/kg* | *Entalpia descarga compressor* | *CoolProp* |
| *S2* | *Interno/ J/kg.K* | *Entropia descarga compressor* | *CoolProp* |
| *P3* | *Interno/Pa* | *Pressão saída condensador* | *CoolProp* |
| *I3* | *Interno/ J/kg* | *Entalpia saída condensador* | *CoolProp* |
| *S3* | *Interno/ J/kg.K* | *Entropia saída condensador* | *CoolProp* |
| *P4* | *Interno/Pa* | *Pressão saída dispositivo expansão* | *CoolProp* |
| *I4* | *Interno/ J/kg* | *Entalpia saída dispositivo expansão* | *CoolProp* |

| | | | |
|---|---|---|---|
| *S4* | *Interno/ J/kg.K* | *Entropia saída dispositivo expansão* | *CoolProp* |
| *V_w* | *Interno/ $m^3$/s* | *Vazão volumétrica de agua furo geot* | |
| *m_r* | *Interno/ kg/s* | *Vazão mássica de refrigerante* | |
| *V_r* | *Interno/ $m^3$/s* | *Vazão volumétrica aspiração compressor* | |
| *Qf* | *Interno/ W* | *Transferência de calor fluido refri condensador ( teórico)* | |
| *q* | *Interno/ W* | *Transferência de calor fluido refri condensador ( experimental)* | |
| *W_c* | *Saida/W* | *Potência consumida no compressor* | |
| *Qe* | *Saida/W* | *Transferência de calor no evaporador* | |
| *Cop* | *saida* | *COP do chiller* | |
| *Cop_s* | *saida* | *COP da planta* | |
| *W_tot* | *Saída/W* | *Potência consumida na planta* | |

Fonte: do autor

# 4 RESULTADOS

## 4.1 Resultados experimentais

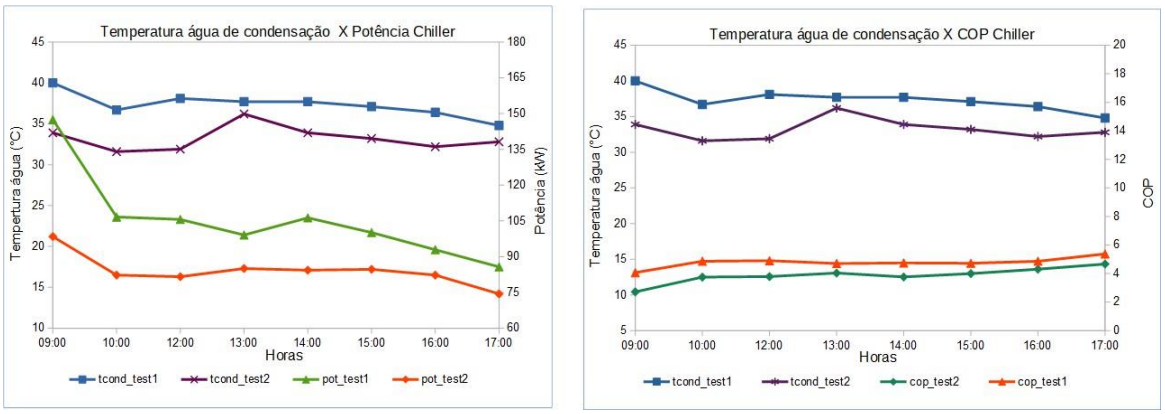
As planilhas com os valores dos dados medidos na planta durante os testes 1 e 2 encontram-se anexados no Apêndice B.

### *4.1.1 Avaliação dos efeitos da redução na temperatura da água de condensação no desempenho da planta*

Nesta subseção são apresentados os resultados relativos à redução na temperatura da água de condensação no desempenho energético e financeiro da planta conforme procedimento descrito na seção 3.2.1.

Na Figura 16 mostra os efeitos da redução da temperatura da água de condensação na potência consumida e no COP do chiller. Como resultados finais obteve-se para o teste 2 uma redução média de 13% na potência elétrica consumida pelo chiller e a melhoria de 28% no valor no COP médio do chiller. Os maiores percentuais de melhoria foram encontrados nas faixas de maior demanda do equipamento como as 9:00 horas durante a partida do sistema onde ocorre maior demanda de refrigeração (momento no qual as temperaturas do ciclo são maiores, bem como a temperatura da água de condensação).

Figura 16 - Efeitos da redução da temperatura da água de condensação na potência do chiller (à esq) e no COP do chiller (à dir).

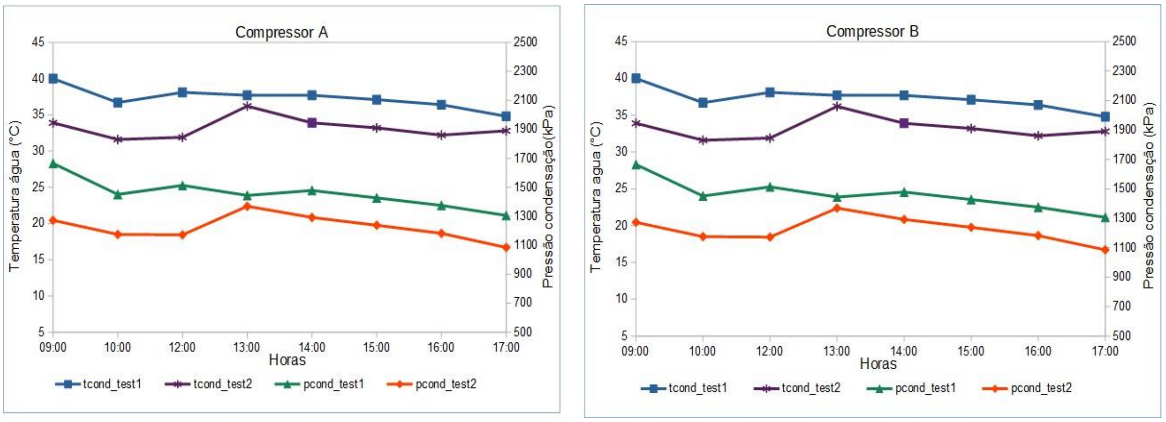



Fonte: Do Autor

Analisando a Figura 17, percebe-se que ao reduzir a temperatura da água de condensação (teste 2) obteve-se uma redução média de 15% na pressão de condensação do fluido refrigerante para os compressores A e B. Analisando a Figura 18, percebe-se que ao reduzir a temperatura da água de condensação (teste 2) obteve-se uma redução média de 8% na temperatura do fluido refrigerante na descarga para os compressores A e B. A redução da pressão e da temperatura do fluido refrigerante na descarga dos compressores de refrigeração resulta em

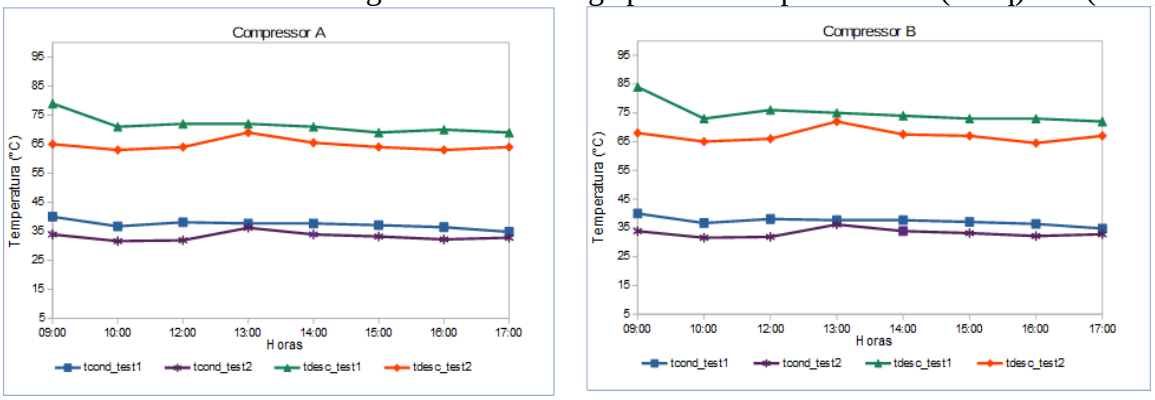
uma redução no consumo de energia elétrica e no aumento da vida útil dos equipamentos devido à redução das cargas mecânicas aplicadas.

Figura 17 - Efeitos da redução da temperatura da água de condensação na pressão de condensação compressores A (à esq) e B (à dir).




Fonte: Do Autor

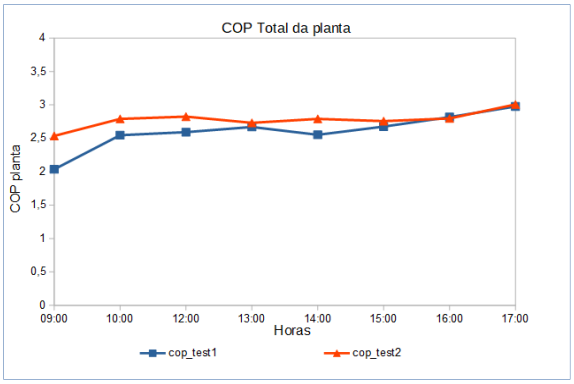
Figura 18 - Efeitos da redução da temperatura da água de condensação na temperatura do fluido refrigerante na descarga para os compressores A (à esq) e B (à dir).




Fonte: Do Autor

A Figura 19 mostra os efeitos da redução da temperatura da água de condensação no COP total da planta. Obteve-se um aumento médio de 7% no COP. A redução na temperatura da água de condensação se mostrou mais vantajosa justamente em pontos de maior demanda do sistema com uma elevação no COP total da planta em torno de 20%.

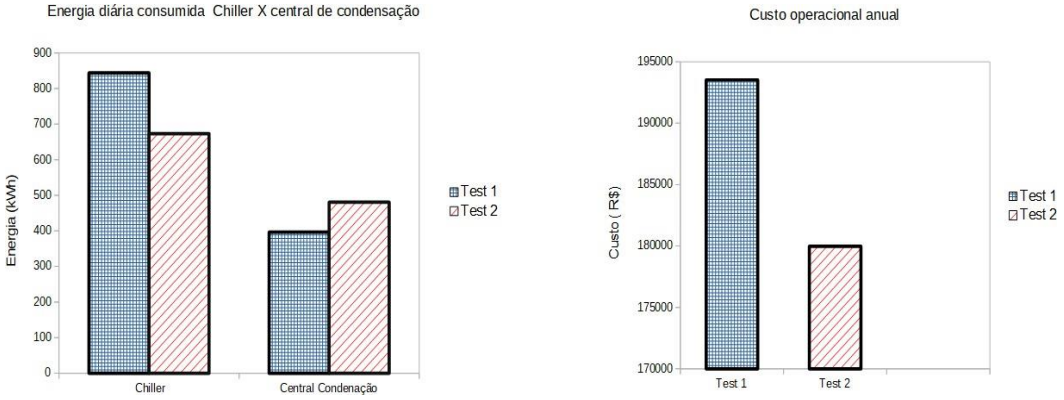
Figura 19 - Valores para o COP total da planta teste 1 e teste 2.




Fonte: Do Autor

Analisando a Figura 20, para o Teste 2 obteve-se uma redução de 7% na energia elétrica consumida pela planta, correspondendo uma economia de R$ 16.300,00 por ano de operação.

Figura 20 - Análise do consumo elétrico diário do chiller e da central de condensação para os testes 1 e 2 (à esq); Análise do custo anual do consumo de eletricidade na planta para os testes 1 e 2 (à dir).



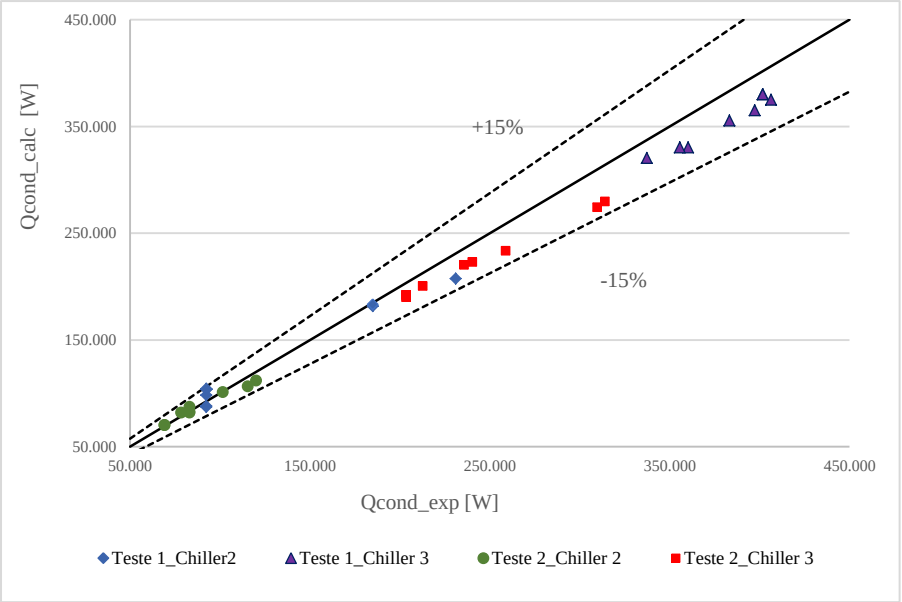

Fonte: Do Autor

## 4.2 Validação do modelo para o condensador

A validação do modelo para o condensador foi obtida a partir da comparação dos valores experimentais e teóricos, obtidos a partir do procedimento apresentado na seção 3.3.1 para os dois chiller's nos testes 1 e 2.

Na Figura 21 são apresentados os resultados referentes à validação do modelo. Os resultados indicam que os valores calculados em relação aos valores experimentais para o calor transferido no condensador ficaram dentro da faixa de erro de ±15%. Para o modelo proposto, observa-se que os valores para a quantidade de calor transferido no condensador possuem uma variação uniforme independente da faixa de demanda do chiller, sendo que a maioria dos valores calculados se encontra acima dos valores experimentais dentro da faixa de erro.

Figura 21- Valores obtidos na validação do modelo do condensador para os testes 1 e 2.




Fonte: Do Autor

## 4.3 Validação do modelo para o compressor

Após a validação do uso das correlações para o condensador, conforme apresentado na seção 4.2, deu-se a validação do modelo do compressor conforme procediemnto apresentado na seção 3.3.2. Um esforço inicial foi realizado na busca por correlações que pudessem representar os rendimentos volumétrico e global do compressor, entretanto com o uso desse método não foi possível lograr êxito a partir dos resultados experimentais. Buscou-se então encontrar valores para os rendimentos que pudessem descrever com assertividade o comportamento do compressor. Foram feitas simulações e verificados alguns valores para os rendimentos global e volumétrico a partir do uso do modelo matemático e dos dados experimentais levantados, sendo comparados os resultados para o COP experimental e teórico para cada valor de rendimento estipulado. Como critério de análise de sensibilidade, foram seleciondos os valores de rendimentos globlal e volumétrico que os resultados para o COP experimental e teórico mais se enquadravam na faixa de ±20%. As simulações realizadas com diferentes rendimentos estão apresentadas na Tabela 9. Assim, o rendimento volumétrico foi selecionado como sendo igual a 0,5 e o rendimento global igual a 0,63.

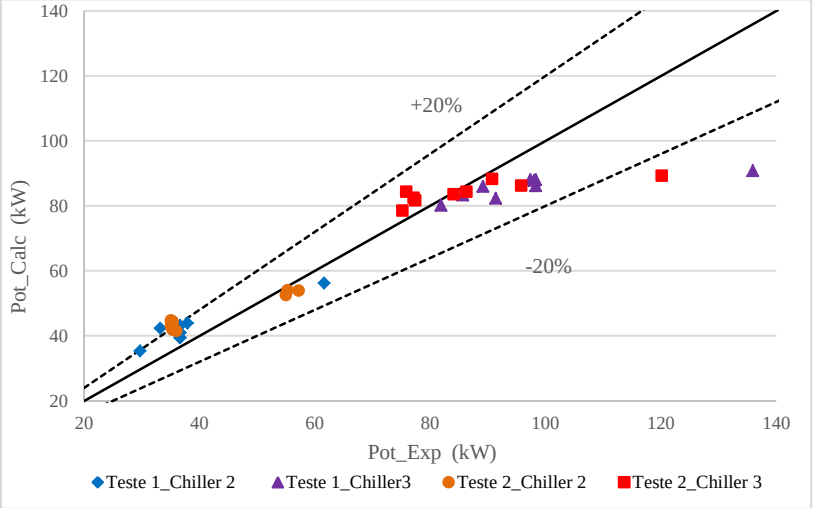
Os resultados comparativos entre os valores experimentais e calculados para a potência consumida pelo compressor e COP do compressor para os dois chiller's nos testes 1 e 2 são apresentados nas Figuras 22 e 23, respectivamente.

Na Figura 22, os resultados indicam que a maioria dos valores calculados quando comparados com os valores experimentais para a potência consumida pelo compressor fica-

ram dentro da faixa de erro de ±20%. Cinco pontos estão fora da faixa, três desses estão próximos à faixa estabelecida e dois estão distantes dos valores estabelecidos. No modelo proposto, a melhor correlação dos resultados foi observada na faixa de potência entre 50kW e 100kW onde se encontrou o menor erro percentual. O maior erro percentual foi encontrado na faixa entre 30kW e 40kW.

Por sua vez, na Figura 23 os resultados indicam que a maioria dos valores calculados quando comparados com os valores experimentais para o COP do compressor ficaram dentro da faixa de erro de ±20%. Cinco pontos estão fora da faixa, três desses estão próximos à faixa estabelecida e dois estão distantes dos valores estabelecidos. A melhor faixa de trabalho para o modelo proposto encontra-se entre os COP de 2,5 e 3,5 onde a melhor correlação para os resultados foi obtida.

Figura 22 - Valores obtidos na validação do modelo do compressor para a potência consumida.



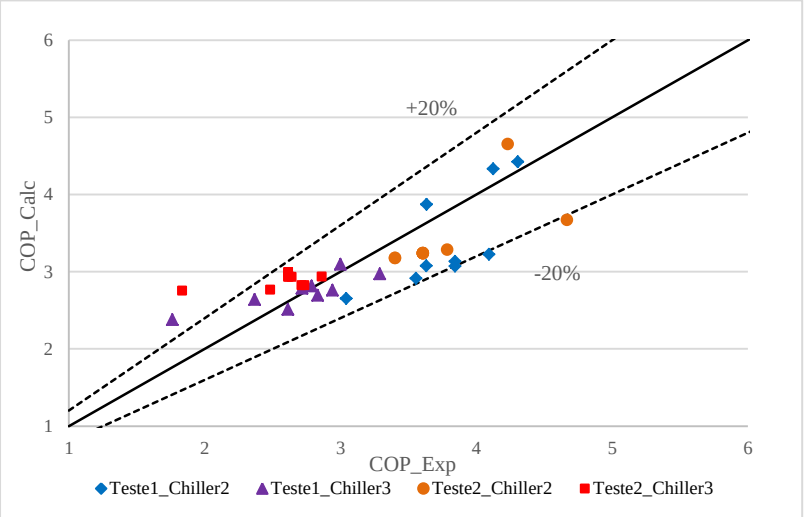

Fonte: Do Autor

Tabela 9 - Seleção de valores para rendimentos volumétrico e global do compressor.

| $\eta_v$ | $\eta_g$ | Teste | Chiller | COP Acima + 20% | COP Abaixo - 20% | Total de Pontos |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,5 | 0,8 | 1 | 3 | 9 | 0 | 20 |
| 0,5 | 0,8 | 2 | 3 | 7 | 0 | |
| 0,5 | 0,8 | 1 | 2 | 1 | 0 | |
| 0,5 | 0,8 | 2 | 2 | 3 | 0 | |
| 0,5 | 0,7 | 1 | 3 | 6 | 0 | 9 |
| 0,5 | 0,7 | 2 | 3 | 2 | 0 | |
| 0,5 | 0,7 | 1 | 2 | 1 | 0 | |
| 0,5 | 0,7 | 2 | 2 | 0 | 0 | |
| 0,5 | 0,63 | 1 | 3 | 1 | 0 | 5 |
| 0,5 | 0,63 | 2 | 3 | 1 | 0 | |
| 0,5 | 0,63 | 1 | 2 | 0 | 1 | |
| 0,5 | 0,63 | 2 | 2 | 0 | 2 | |
| 0,5 | 0,6 | 1 | 3 | 1 | 0 | 7 |
| 0,5 | 0,6 | 2 | 3 | 1 | 0 | |
| 0,5 | 0,6 | 1 | 2 | 0 | 1 | |
| 0,5 | 0,6 | 2 | 2 | 0 | 4 | |
| 0,5 | 0,5 | 1 | 3 | 0 | 0 | 18 |
| 0,5 | 0,5 | 2 | 3 | 0 | 4 | |
| 0,5 | 0,5 | 1 | 2 | 0 | 8 | |
| 0,5 | 0,5 | 2 | 2 | 0 | 6 | |
| 0,4 | 0,6 | 1 | 3 | 9 | 0 | 22 |
| 0,4 | 0,6 | 2 | 3 | 9 | 0 | |
| 0,4 | 0,6 | 1 | 2 | 1 | 0 | |
| 0,4 | 0,6 | 2 | 2 | 3 | 0 | |
| 0,6 | 0,6 | 1 | 3 | 0 | 0 | 14 |
| 0,6 | 0,6 | 2 | 3 | 0 | 0 | |
| 0,6 | 0,6 | 1 | 2 | 0 | 8 | |
| 0,6 | 0,6 | 2 | 2 | 0 | 6 | |

Fonte: Do Autor

Figura 23 - Valores obtidos na validação do modelo do compressor para o COP .



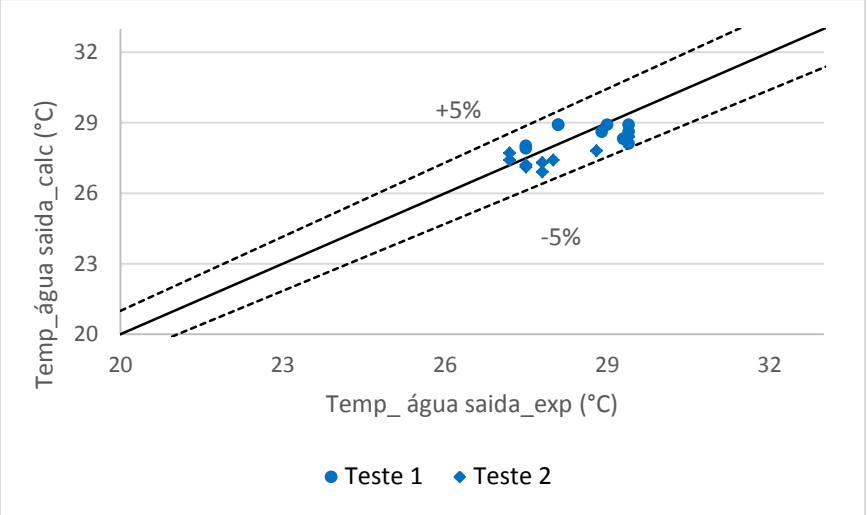

Fonte: Do Auto

## 4.4 Validação do modelo para a torre de resfriamento

A validação do modelo para a Torre de resfriamento foi obtida a partir da comparação dos valores experimentais e teóricos, obtidos a partir do procedimento apresentado na seção 3.3.3 para a planta de refrigeração nos testes 1 e 2.

Na Figura 24, os resultados indicam que a maioria dos valores calculados quando comparados com os valores experimentais para a temperatura de saida da torre ficaram dentro da faixa de erro de ±5%.

Figura 24: Valores obtidos na validação do modelo da torre de resfriamento para os testes 1 e 2.



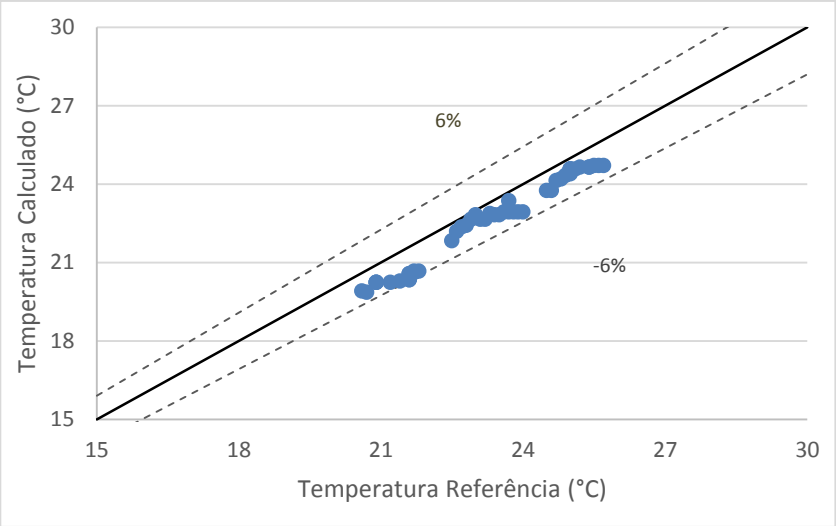

Fonte: Do Autor

## 4.5 Validação do modelo para o trocador de calor Geotérmico

A validação do modelo para a trocador de calor geotérmico foi obtida a partir da comparação dos valores experimentais obtidos por Mensha *et al*. (2017) e os valores teóricos obtidos a partir do procedimento apresentado na seção 3.3.4.

Na Figura 25, os resultados indicam que a maioria dos valores calculados quando comparados com os valores experimentais para a temperatura de saida do trocador de calor geotérmico ficaram dentro da faixa de erro de ±6%.

Figura 25 - Valores obtidos na validação do modelo do trocador de calor geotérmico.

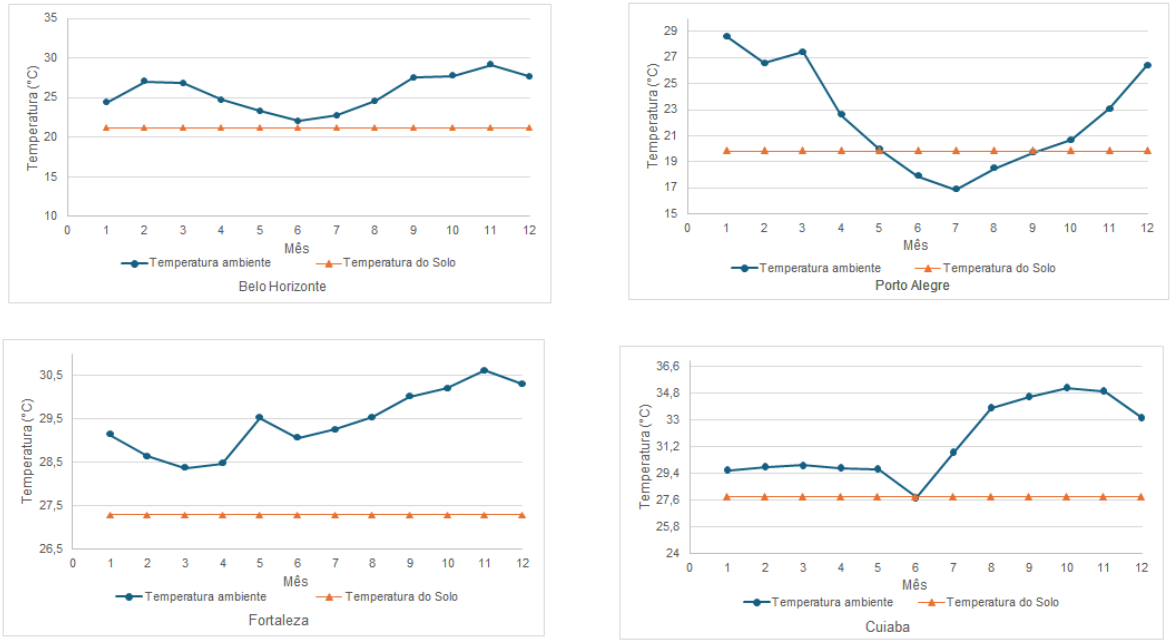



Fonte: Do Autor

## 4.6 Resultados da análise climática para as cidades brasileiras estudadas

Na Figura 26 são apresentados os valores médios mensais para a temperatura ambiente e temperatura do solo para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá ao longo do ano de 2023, conforme procedimento levantado na seção 3.9.1.

Figura 26 - Valores das médias mensais para a temperatura ambiente e temperatura do solo para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá referente ao ano de 2023.




Fonte: Do Autor

As cidades que apresentaram as temperaturas de solo mais baixas foram Porto Alegre e Belo Horizonte com 19,7ºC e 21,2ºC respectivamente. As cidades que apresentaram a temperatura de solo mais altas foram às cidades de Fortaleza e Cuiabá com 27,2ºC e 27,8ºC respectivamente.

As temperaturas ambientes mais baixas foram observadas entre os meses de Maio a Agosto para todas as cidades, exceto para a cidade de Fortaleza que apresentou as temperaturas mais baixas nos meses de Janeiro a Abril. A cidade de Porto Alegre apresentou as temperaturas mensais mais baixas seguida das cidades de Belo Horizonte, Fortaleza e Cuiabá respectivamente.

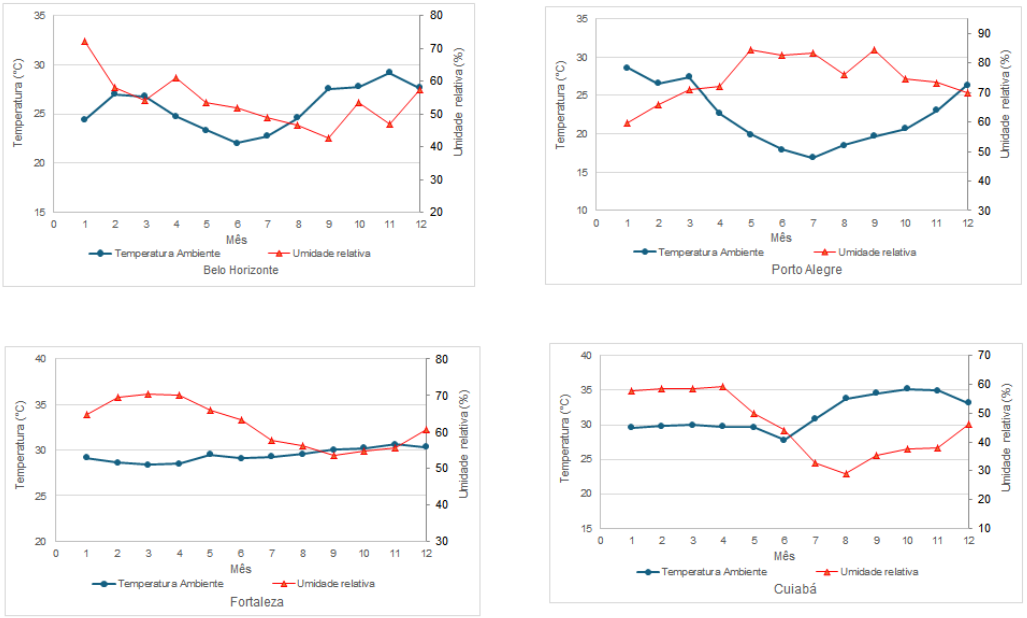
As temperaturas ambientes mais altas foram observadas entre os meses de Outubro a Fevereiro para as cidades de Belo Horizonte e Porto Alegre. Para as cidades de Fortaleza e Cuiabá as temperaturas ambientes mais altas foram observadas entre os meses de Julho a Dezembro. A cidade de Cuiabá apresentou as maiores médias mensais para temperatura ambiente, seguida das cidades de Fortaleza, Belo Horizonte e Porto Alegre respectivamente.

Para todas as cidades analisadas ao longo do ano obteve-se para a temperatura do solo um valor inferior à temperatura ambiente analisada, exceto para os meses de Maio a Setembro para a cidade de Porto Alegre. As cidades de Porto Alegre e Cuiabá foram que apresentaram os maiores diferenciais de valor entre temperatura ambiente e temperatura do solo ao longo do ano.

Na Figura 27 são apresentados os valores médios mensais para a temperatura ambiente e umidade relativa para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá ao longo do ano de 2023.

A partir da análise, as cidades litorâneas apresentaram os maiores valores de umidade relativa. As médias de umidade relativa mais altas foram observadas entre os meses de Janeiro a Abril para todas as cidades, exceto para a cidade de Porto Alegre que apresentou os maiores valores de umidade relativa nos meses de Maio a Setembro. A cidade de Porto Alegre apresentou as médias mensais mais altas, seguida das cidades de Fortaleza, Belo Horizonte e Cuiabá respectivamente.

Figura 27 - Valores das médias mensais para a temperatura ambiente e umidade relativa para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá referente ao ano de 2023.




Fonte: Do Autor

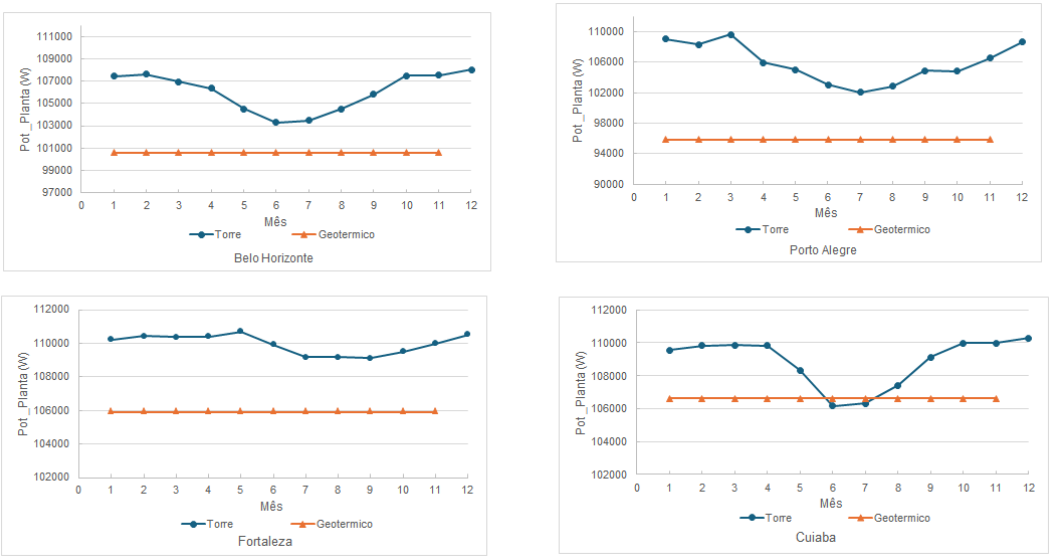
## 4.7 Resultados da análise energética para simulação da operação dos sistemas geotérmico e convencional para o Brasil

Nesta seção será avaliada a performance energética da planta de refrigeração a partir da operação simulada das configurações com torre de resfriamento (sistema convencional) e com trocador de calor geotérmico (sistema geotérmico) para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Cuiabá e Fortaleza ao longo do ano 2023. Serão analisados os dados referentes à potência total consumida pela planta, COP do chiller, COP da planta, energia elétrica anual consumida e pressão de condensação para cada configuração de operação em cada localidade.

### *4.7.1 Análise da potência consumida pela planta*

Na Figura 28 são apresentados os resultados dos valores para a potência total consumida pela planta nas configurações convencional e geotérmica para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá ao longo do ano de 2023.

Figura 28 - Valores mensais da potência consumida pela planta para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá referente ao ano de 2023.




Fonte: Do Autor

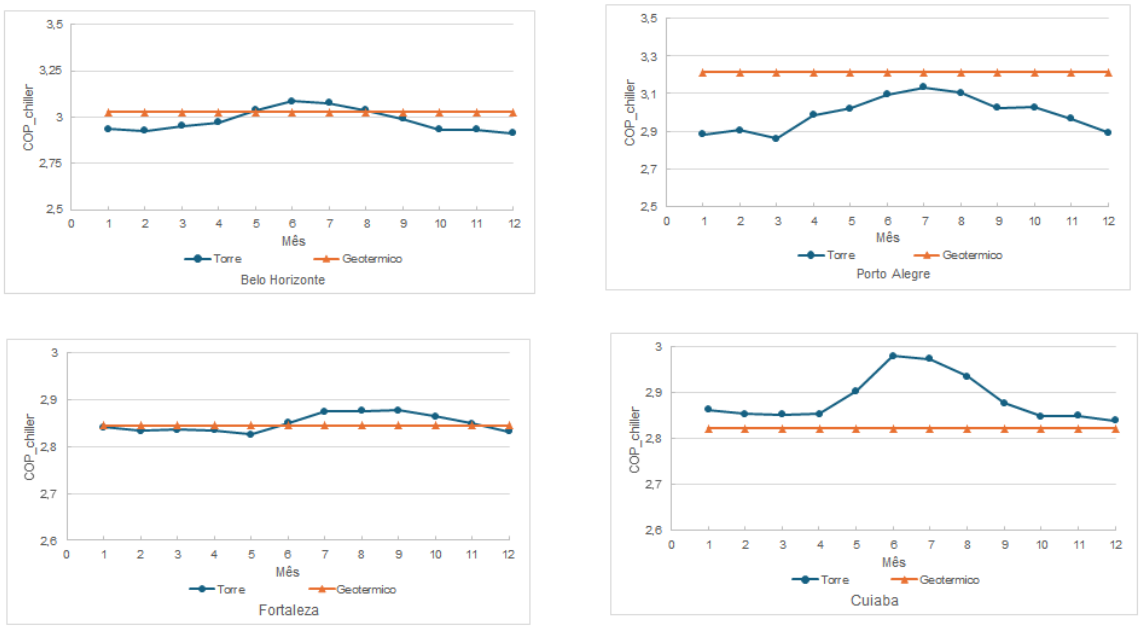
Os maiores valores para a potência consumida pela planta para as duas configurações foram encontradas nas cidades que apresentaram as maiores médias de temperatura ambiente e umidade relativa ao longo do ano, que foram as cidades de Fortaleza e Cuiabá com consumo mensal médio de 109,4kW e 108,8kW para o sistema convencional e 105,9kW e 106,6kW para o sistema geotérmico respectivamente. O menor valor de potência consumida pela planta foi encontrada para a cidade de Porto Alegre que apresentou as menores médias para as temperaturas ambiente e do solo ao longo do ano, com consumo mensal médio de 105,8kW para o sistema convencional e 95,8kW para o sistema geotérmico, seguida da cidade de Belo Horizonte com consumo mensal médio de 106kW para o sistema convencional e 100kW para o sistema geotérmico.

Para todas as cidades analisadas ao longo do ano a potência consumida pela planta para a operação com o sistema geotérmico foi inferior em comparação com a operação com o sistema convencional, no melhor cenário, a redução chegou a 10% para a cidade de Porto Alegre. Exceção ocorre nos meses de Junho e Julho para a cidade de Cuiabá cuja operação com o sistema convencional se mostrou mais vantajosa, principalmente pelo aumento da eficiência da torre em função da baixa umidade relativa observada no período.

### *4.7.2 Análise do COP do chiller*

Na Figura 29 são apresentados os resultados para o COP do chiller nas configurações convencional e geotérmica para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá ao longo do ano de 2023.

Figura 29 - Valores mensais do COP do chiller para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá referente ao ano de 2023.




Fonte: Do Autor

Analisando os valores para o COP do chiller, a operação com sistema geotérmico apresentou-se mais eficiente que o sistema convencional ao longo de todos os meses do ano para a cidade de Porto Alegre. Para as cidades de Belo Horizonte e Fortaleza mostrou-se mais eficiente em alguns meses do ano. Para Porto Alegre o sistema geotérmico se mostrou mais eficiente devido à baixa temperatura do solo observada para o período, nesta cidade, os valores para o COP médio mensal para o sistema convencional foi de 3,0 e para o sistema geotérmico 3,2. Para as cidades de Belo Horizonte e Fortaleza a operação com o sistema convencional mostrou-se mais eficiente nos meses de Maio a Agosto devido à baixa umidade observada neste período, os valores para o COP médio mensal para o sistema convencional foram de 2,96 e 2,84 e para o sistema geotérmico de 3,0 e 2,84 respectivamente para estas cidades.

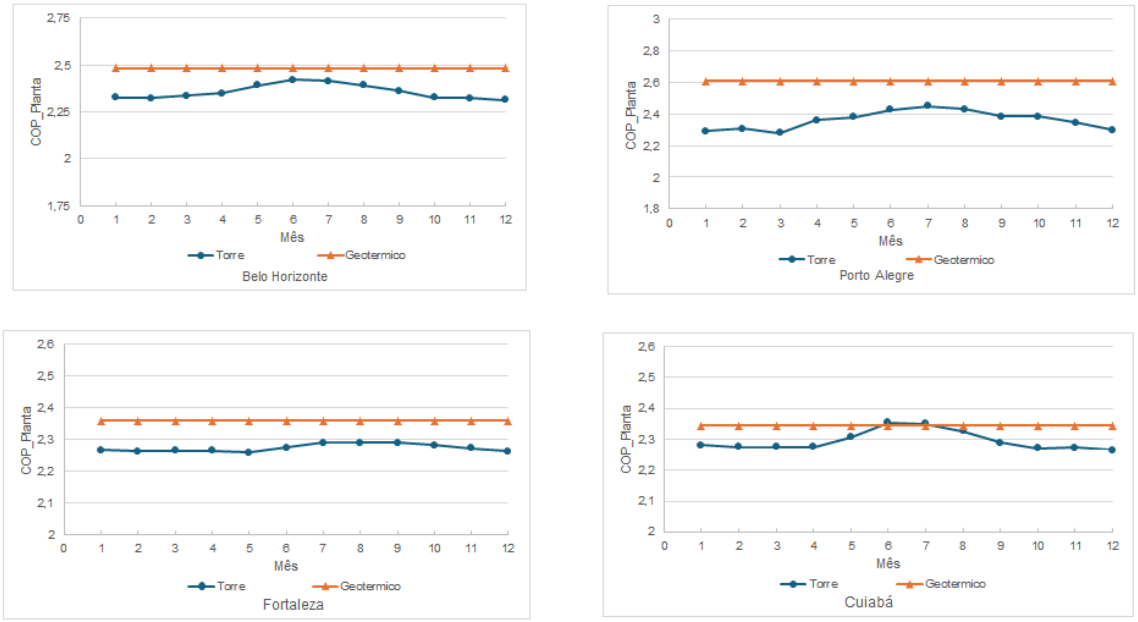
Para a cidade de Cuiabá a operação com o sistema convencional se mostrou mais eficiente ao longo de todos os meses do ano devido principalmente a baixa umidade relativa e alta temperatura do solo observada no período, os valores para o COP médio mensal para o sistema convencional foi de 2,85 e para o sistema geotérmico de 2,82.

Para o melhor cenário observado, os valores para o COP do chiller na operação com sistema geotérmico foi em média 6,5% superior comparado com os valores para operação com sistema convencional.

### *4.7.3 Análise do COP da planta*

Na Figura 30 são apresentados os resultados para o COP da planta nas configurações convencional e geotérmica para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá ao longo do ano de 2023.

Figura 30 - Valores mensais do COP da planta para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá referente ao ano de 2023.




Fonte: Do Autor

Analisando os valores para o COP da planta, a operação com sistema geotérmico apresentou-se mais eficiente ao longo do ano em comparação com a operação com o sistema convencional para todas as cidades avaliadas, devido principalmente pela supressão da torre de resfriamento e ao maior COP do chiller em cidades com solos mais frios. A cidade que se observou a maior eficiência foi em Porto Alegre com valores para o COP médio mensal para o sistema convencional de 2,36 e para o sistema geotérmico de 2,6, seguida das cidades de Belo Horizonte, Fortaleza e Cuiabá com valores para o COP médio mensal para o sistema convencional de 2,34, 2,26 e 2,27 e para o sistema geotérmico de 2,48, 2,35 e 2,34 respectivamente. Somente nos meses de Junho e Julho para a cidade de Cuiabá os valores de COP para a operação com sistema o convencional se igualou com a operação com sistema geotér-

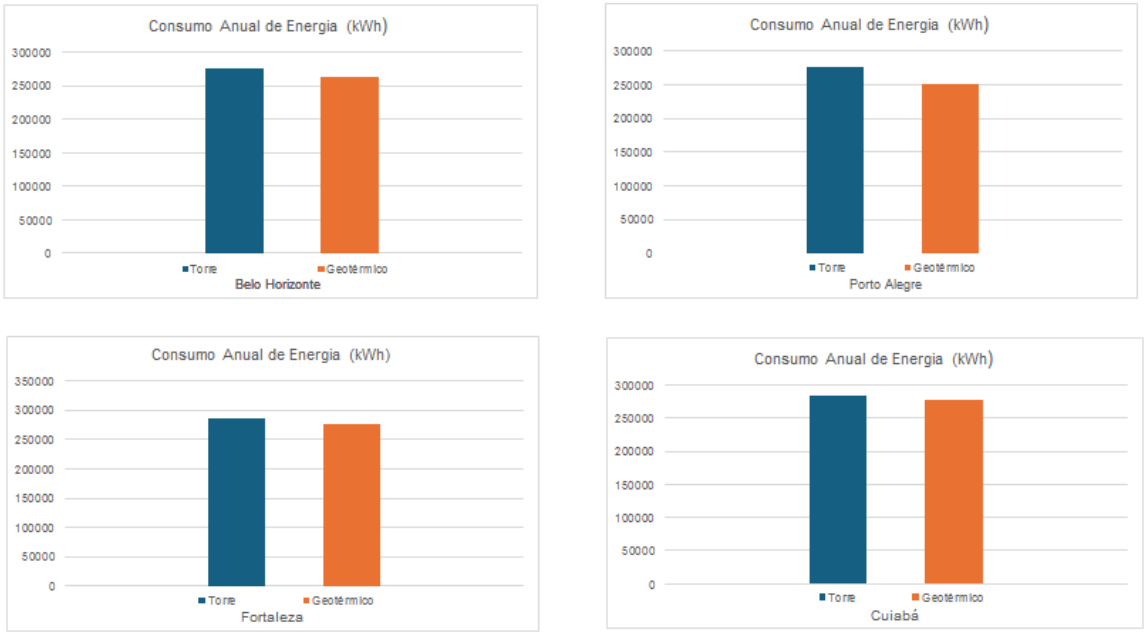
mico, proporcionada pelo aumento da eficiência da torre de resfriamento em virtude da baixa umidade relativa observada no período.

Para o melhor cenário observado, os valores para o COP da planta na operação com sistema geotérmico foi em média 10%superior comparado com os valores para operação com sistema convencional.

### *4.7.4 Análise da Energia elétrica consumida pela planta*

Na Figura 31 são apresentados os resultados para o consumo anual de energia elétrica da planta nas configurações convencional e geotérmica para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá referente ao ano de 2023.

Figura 31 - Valor anual do cosumo de energia elétrica na planta para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá referente ao ano de 2023.




Fonte: Do Autor

Os maiores valores para o consumo de energia elétrica da planta foram identificados nas cidades com as maiores médias de temperatura ambiente e umidade relativa como nas cidades de Fortaleza e Cuiabá cujo valores anuais encontrados foram de 2,86GWh e 2,84GWh para o sistema convencional e 2,76GWh e 2,78GWh para o sistema geotérmico respectivamente. Os menores valores foram identificados nas cidades com menores médias de temperatura ambiente como nas cidades de Porto Alegre e Belo Horizonte cujo valores anuais encontrados foram de 2,76GWh e 2,76GWh para o sistema convencional e 2,49GWh e 2,62GWh para o sistema geotérmico respectivamente.

A operação com o sistema geotérmico apresentou-se mais eficiente em comparação com a operação com o sistema o convencional para todas as cidades avaliadas, devido principalmente pela supressão da torre de resfriamento e ao maior COP do chiller em cidades com solos mais frios. A cidade que se observou a maior eficiência foi em Porto Alegre seguida das cidades de Belo Horizonte, Cuiabá e fortaleza respectivamente.

Para o melhor cenário observado, os valores para a energia elétrica consumida pela planta para operação com sistema geotérmico foi em média 10% menor comparado com os valores para operação com o sistema convencional.

### *4.7.5 Análise da pressão de condensação do chiller*

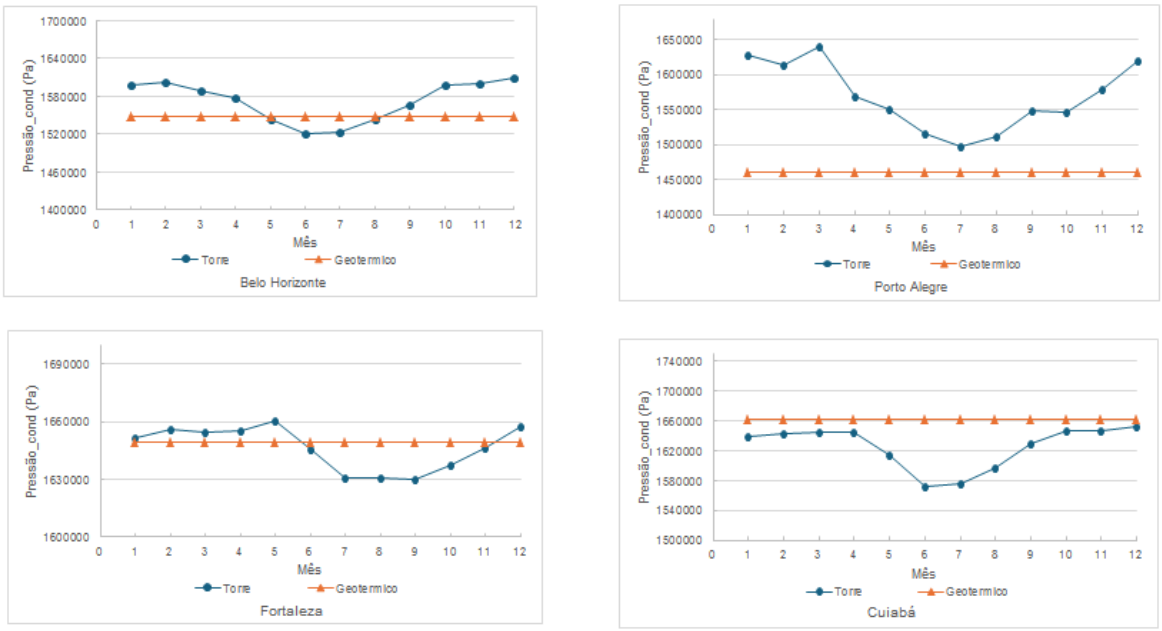
Na Figura 32 são apresentados os resultados para os valores para a pressão de condensação no chiller nas configurações convencional e geotérmica para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá ao longo do ano de 2023.

Os maiores valores para a pressão de condensação foram encontrados nas cidades com as maiores médias de temperatura ambiente e temperatura do solo, como nas cidades de Cuiabá e Fortaleza respectivamente. Os menores valores foram encontrados nas cidades com as menores médias para temperatura ambiente e temperatura do solo, como nas cidades de Porto Alegre e Belo Horizonte respectivamente.

Ao analisar os valores para pressão de condensação do chiller a operação com o sistema geotérmico apresentou valores inferiores em comparação com os valores para operação com o sistema convencional para as cidades de Porto Alegre, Belo Horizonte e Fortaleza respectivamente.

Para a cidade de Porto Alegre o sistema geotérmico apresentou os menores valores ao longo de todos os meses do ano. Para as cidades de Belo Horizonte e Fortaleza a operação com o sistema convencional apresentou valores inferiores nos meses de Junho a Agosto, devido principalmente a baixa umidade observada neste período com a maior eficiencia da torre. Para a cidade de Cuiabá os valores para pressão de condensação para a operação com o sistema convencional se mostraram inferiores em comparação com o sistema geotérmico ao longo de todos os meses do ano.

Figura 32 - Valores mensais da pressão de condensação no chiller para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá referente ao ano de 2023.




Fonte: Do Autor

Para a cidade de Porto Alegre o sistema geotérmico apresentou os menores valores ao longo de todos os meses do ano. Para as cidades de Belo Horizonte e Fortaleza a operação com o sistema convencional apresentou valores inferiores nos meses de Junho a Agosto, devido principalmente a baixa umidade observada neste período com a maior eficiencia da torre. Para a cidade de Cuiabá os valores para pressão de condensação para a operação com o sistema convencional se mostraram inferiores em comparação com o sistema geotérmico ao longo de todos os meses do ano. Esse comportamento foi devido principalmente à baixa umidade e alta temperatura do solo observada no período.

Para o melhor cenário observado, os valores para a pressão de condensação no chiller na operação com sistema geotérmico foi em média 7% menor comparado com os valores para operação com sistema convencional.

## 4.8 Resultados da análise exergética para simulação da operação da planta com os sistemas geotérmico e convencional

Nesta seção foi avaliada a performance exergética da planta de refrigeração a partir da operação simulada nas configurações com torre de resfriamento (sistema convencional) e com trocador de calor geotérmico (sistema geotérmico) para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Cuiabá e Fortaleza ao longo do ano 2023. Foram analisados os dados referentes à e-

xergia destruida para cada componente da planta e a eficiência exergética para cada configuração de operação e para cada localidade estudada.

### *4.8.1 Análise da exergia destruída por componente e exergia total destruída na planta*

Na Figura 33 são apresentados os resultados para a exergia destruida em cada componente e exergia total destruida na planta, nas configurações convencional e geotérmica para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá.

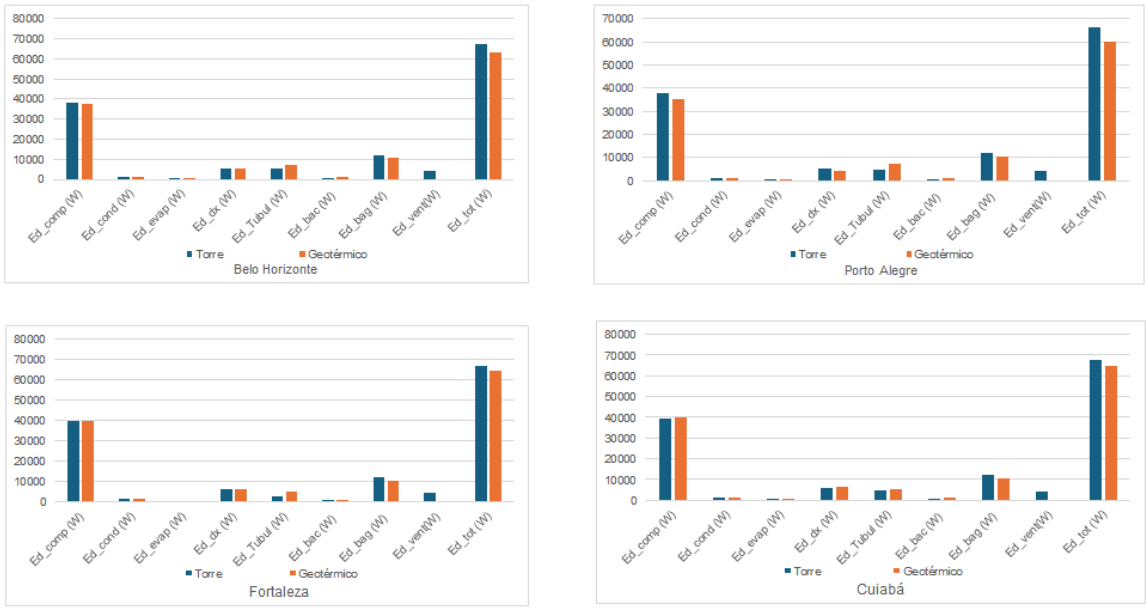
Os maiores valores para a exergia destruida em cada componente em comparação com a exergia destruida total na planta foram encontrados nos compressores de refrigeração (Ed_comp) 57%, nas bombas de água gelada (Ed_bag) 18%, no dispositivo de expansão (Ed_dx) 8%, na torre de resfriamento (Ed_Tubul) 7% e no trocador de calor geotérmico (Ed_Tubul) 11%. Os menores valores foram encontrados no evaporador (Ed_evap) 0,1%, nas bombas de água de condensação (Ed_bac) 1,5%, no condensador (Ed_cond) 2% e no ventilador da torre de resfriamento (Ed_vent) 6,5%.

A exergia destruida foi menor na operação com sistema geotérmico em comparação com a operação com o sistema convencional para o compressor, condensador e para a torre de resfriamento (que foi eliminada nesta configuração). A exergia destruida foi maior na operação com sistema geotérmico em comparação com a operação com o sistema convencional nas bombas de água de condensação e nos trocadores de calor geotérmicos devido à expansão da tubulação para atender ao número de furos do projeto. A exergia destruida no dispositivo de expansão, nas bombas de água gelada e no evaporador ficaram iguais para as duas configurações.

A exergia total destruida na planta foi maior para as cidades de Cuiabá e Fortaleza com valores de 67,9kW e 67,0kW para o sistema convencional e 64,6kW e 64,4kW para o sistema geotérmico respectivamente. Os menores valores encontrados foram para as cidades de Porto Alegre e Belo Horizonte com valores de 66,2kW e 67,1kW para o sistema convencional e 60,1kW e 62,8kW para o sistema geotérmico respectivamente. Os valores para exergia total destruida na planta foram menores na operação com o sistema geotérmico em comparação com a operação com o sistema convencional para todas as cidades avaliadas.

Para o melhor cenário observado, os valores para exergia total destruida para operação com sistema geotérmico foi em média 9,2% menor comparado com os valores para a operação com sistema convencional.

Figura 33 - Valor da exergia destruida por equipamento da planta e exergia destruida total para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá.




Fonte: Do Autor

### *4.8.2 Análise da eficiência exergética*

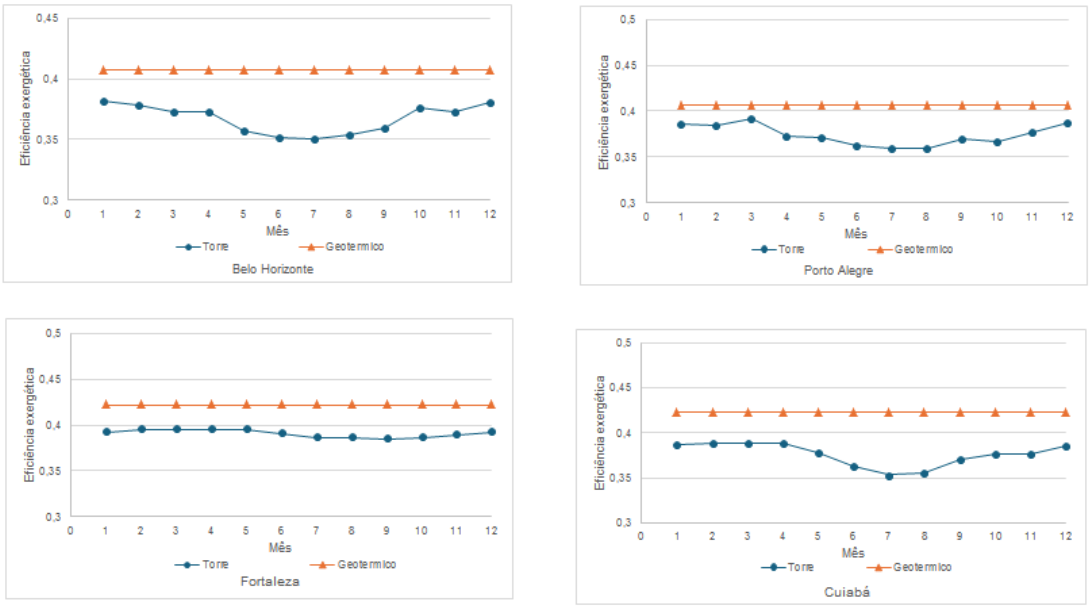
Na Figura 34 são apresentados os resultados para eficiência exergética nas configurações convencional e geotérmica para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá ao longo do ano de 2023.

Os maiores valores para a eficiência exergética foram encontrados nas cidades com maior potência consumida e menor umidade relativa, como nas cidades de Fortaleza e Cuiabá cujos valores médios mensais foram de 0,39 e 0,37 para o sistema convencional e 0,42 e 0,42 para o sistema geotérmico respectivamente. Os menores valores foram identificados nas cidades com menor potência consumida, como nas cidades de Belo Horizonte e Porto Alegre cujos valores médios mensais foram de 0,37 e 0,36 para o sistema convencional e 0,40 e 0,40 para o sistema geotérmico respectivamente.

A operação com o sistema geotérmico apresentou-se mais eficiente em comparação com a operação com o sistema convencional para todas as cidades avaliadas, sendo a maior eficiência exergética foi encontradas para a cidade de Fortaleza e a menor eficiencia exergética para a cidade de Belo Horizonte.

Para o melhor cenário observado, os valores para eficiência exergética total para operação com sistema geotérmico foi em média 13% superior comparado com os valores para operação com sistema convencional

Figura 34 - Valores mensais da eficiência exergética para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá referente ao ano de 2023.




Fonte: Do Autor

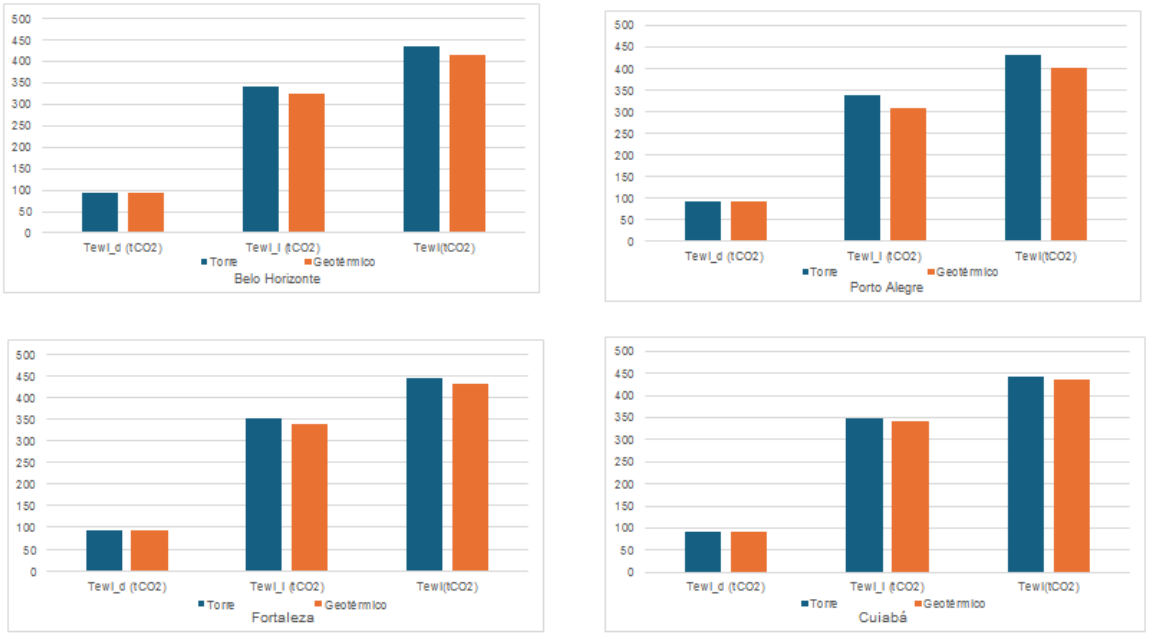
## 4.9 Resultados da análise ambiental para simulação da operação da planta com os sistemas geotérmico e convencional

Nesta seção foi avaliada o impacto ambiental da planta de refrigeração na operação simulada nas configurações com torre de resfriamento (sistema convencional) e com trocador de calor geotérmico (sistema geotérmico) para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Cuiabá e Fortaleza referente ao ano de 2023. Foram analisados os valores anuais para emissão de $CO_2$ pelo TEWI indireto, TEWI direto e TEWI total. Tambem serão analisados os valores das emissões anuais para dioxido de enxofre ($SO_2$), oxidos de nitrogênio ($NO_X$), particulado de diâmetro 2,5µm ($PM_{2,5}$) e particulado de diâmetro 10µm ($PM_{10}$).

### *4.9.1 Análise das emissões de $CO_2$ da planta pelo TEWI*

Na Figura 35 são apresentados os resultados para o TEWI indireto (TEWI_I), TEWI direto (TEWI_d), TEWI total (TEWI_T) da planta nas configurações convencional e geotérmico para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá referente ao ano de 2023.

Figura 35 - Valores anuais do TEWI indireto, TEWI direto, TEWI total da planta para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá referente ao ano de 2023.




Fonte: Do Autor

Os maiores valores para emissão de $CO_2$ para o TEWI indireto, TEWI direto, TEWI total da planta foram encontrados nas cidades com os maiores valores de energia elétrica consumida, como nas cidades de Fortaleza e Cuiabá, cujo valores para o TEWI total foram de 445,4 toneladas de $CO_2$ e 442,0 e toneladas de $CO_2$ para o sistema convencional e 432,5 toneladas de $CO_2$ e 434,6 toneladas de $CO_2$ para o sistema geotérmico respectivamente. Os menores valores foram encontrados nas cidades com os menores valores de energia elétrica consumida, como nas cidades de Porto Alegre e Belo Horizonte, cujo valores para o TEWI total foram de 432,3 toneladas de $CO_2$ e 433,0 toneladas de $CO_2$ para o sistema convencional e 400,1 toneladas de $CO_2$ e 415,4 toneladas de $CO_2$ para o sistema geotérmico respectivamente.

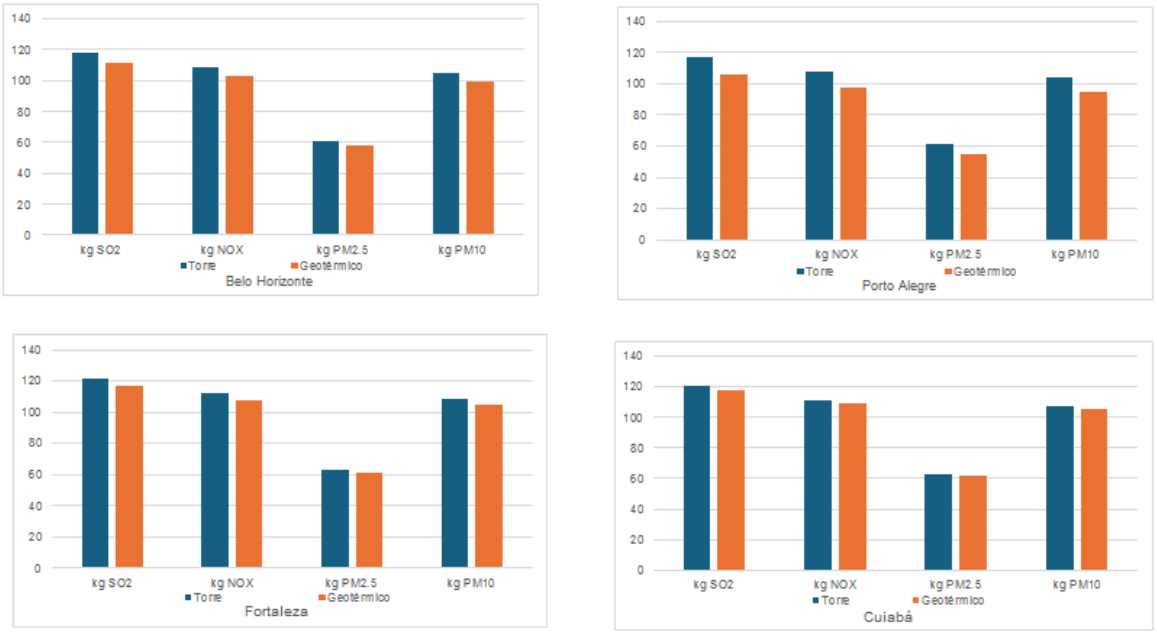
A operação com o sistema geotérmico apresentou-se menos poluente em comparação com a operação com o sistema convencional para todas as cidades avaliadas. Os valores para o TEWI indireto foram iguais para a operação nas duas configurações para todas as cidades.

Para o melhor cenário observado, os valores para o TEWI total para operação com sistema geotérmico foi em média 7,5% inferior comparado com os valores para operação com sistema convencional.

### *4.9.2 Análise das emissões de outros gases poluentes pela planta*

Na Figura 36 são apresentados os resultados para os valores das emiisões de dioxido de enxofre ($SO_2$), oxidos de nitrogênio ($NO_X$), particulado $PM_{2,5}$ e particulado $PM_{10}$ emitidos pela planta para operação nas configurações convencional e geotérmico, para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá referente ao ano de 2023.

Figura 36 - Valores anuais do SO2, $NO_X$ ,$PM_{2,5}$ e $PM_{10}$ emitidos pela planta para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá referente ao ano de 2023.




Fonte: Do Autor

Os maiores valores para emissão dos poluentes estudados foram encontrados nas cidades com os maiores valores de energia elétrica consumida como em Fortaleza e Cuiabá respectivamente. Os menores valores foram identificados nas cidades com os menores valores de energia elétrica consumida como em Porto Alegre e Belo Horizonte respectivamente.

A operação com o sistema geotérmico apresentou-se menos poluente em comparação com a operação com o sistema convencional para todas as cidades avaliadas, sendo em média 10% menos poluente. Os maiores valores para as emissões foram encontrados para a cidade de Fortaleza e os menores valores para a cidade de Porto Alegre.

## 4.10 Resultados da análise financeira da simulação da operação dos sistemas geotérmico e convencional para o Brasil

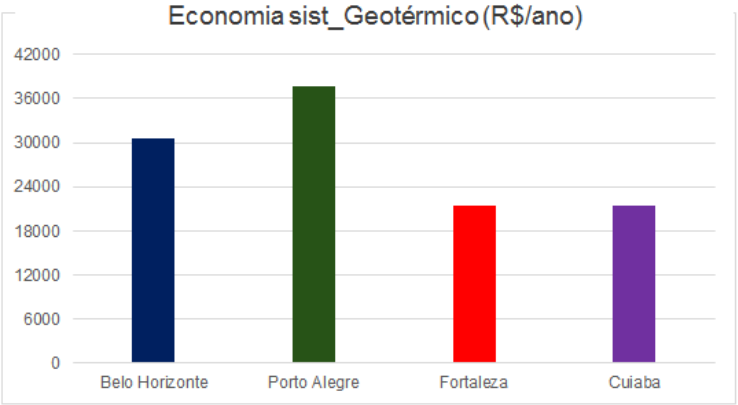
Nesta seção foram analisados os resultados finaceiros da operação da planta nas configurações com torre de resfriamento (sistema convencional) e com trocador de calor geotérmi-

co (sistema geotérmico) para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Cuiabá e Fortaleza referente aos dados do ano de 2023, conforme descrito na seção 3.7. Foram considerados os valores para a economia no consumo de energia elétrica e no consumo de água pela planta, para a operação com sistema geotérmico comparativamente com a operação com sistema convencional. Foram realizadas duas análises para o payback. A primeira análise, contemplando os valores gastos com a implementação do sistema geotérmico a partir da escavação dos poços para as estacas geotérmicas e a segunda análise contemplando os valores gastos com a implementação do sistema geotérmico a partir do aproveitamento dos poços da fundação da edificação.

### *4.10.1 Análise financeira da operação do sistema geotérmico.*

Na Figura 37 são apresentados os resultados para o retorno financeiro da operação do sistema geotérmico comparativamente com o sistema convencional para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá referente ao ano de 2023.

Figura 37: Retorno financeiro da operação do sistema geotérmico na planta para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá referente ao ano de 2023.



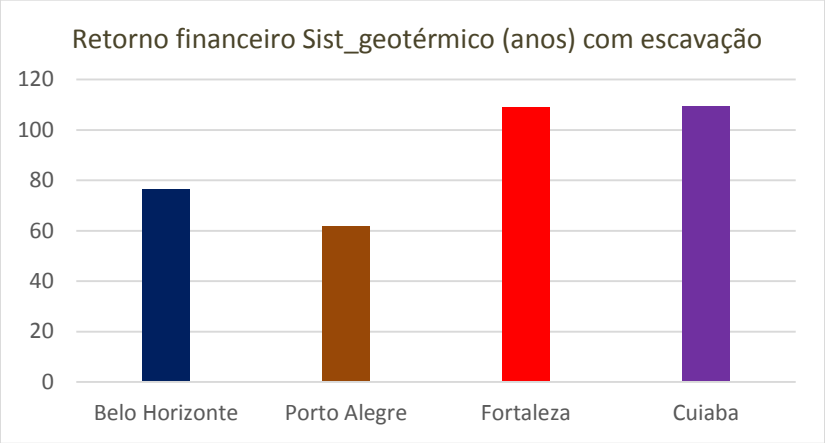

Fonte: Do Autor

Os melhores retornos financeiros encontrados foram para as cidades de Porto Alegre e Belo Horizonte, com os valores de R$37.741,7 e R$30.574,4 por ano de operação respectivamente. Os piores retornos financeiros encontrados foram para as cidades de Cuiabá e Fortaleza com os valores de R$21.319,4 e R$21.457,2 por ano de operação respectivamente.

### *4.10.2 Análise do payback do sistema geotérmico.*

Na Figura 38 são apresentados os resultados para o payback para implementação do sistema geotérmico na planta com a execução dos furos para as estacas geotérmicas. A análise foi realizada para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá.

Figura 38: Payback da operação do sistema geotérmico com perfuração dos furos para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá.

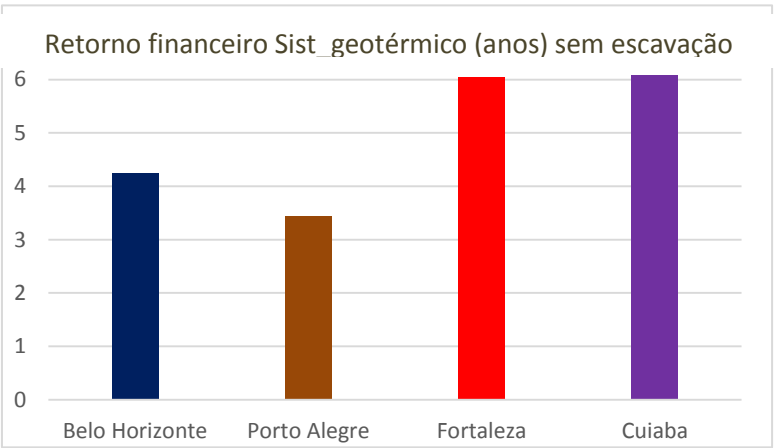



Fonte: Do Autor

Os melhores *payback's* encontrados foram para as cidades de Porto Alegre e Belo Horizonte com retorno de investimento previsto para 62 e 76 anos respectivamente. Os piores payback's encontrados foram para as cidades de Cuiabá e Fortaleza com retorno de investimento previsto para 109 anos.

Na Figura 39 são apresentados os resultados para o payback para implementação do sistema geotérmico na planta com aproveitamento dos furos das fundações da edificação. A análise foi realizada para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá.

Figura 39: Payback da operação do sistema geotérmico com aproveitamento das fundações para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Fortaleza e Cuiabá.




Fonte: Do Autor

Os melhores *payback's* encontrados foram para as cidades de Porto Alegre e Belo Horizonte com retorno de investimento previsto para 3 e 4 anos respectivamente. Os piores *payback's* encontrados foram para as cidades de Cuiabá e Fortaleza com retorno de investimento previsto para 6 anos.

# 5 CONCLUSÕES

Este trabalho propôs verificar o desempenho de um sistema de refrigeração de expansão indireta de grande porte com condensador geotérmico em comparação com o mesmo sistema com condensação convencional (torres de resfriamento evaporativo), para aplicação em climas tropicais. Foram coletados dados experimentais obtidos em uma planta que opera com condensação convencional, os quais possibilitaram a validação dos modelos matemáticos para o condensador, compressor e torre de resfriamento. Para o modelo matemático do trocador de calor geotérmico a validação foi realizada partir de dados disponíveis na literatura. Foi avaliada a performance energética, exergética, ambiental e financeira do sistema geotérmico comparativamente com o sistema convencional, para as cidades de Belo Horizonte, Porto Alegre, Cuiabá e Fortaleza.

## 5.1 Conclusão da Avaliação experimental dos efeitos da redução na temperatura da água de condensação no desempenho da planta

Foram estudados os ganhos técnicos e financeiros da redução na temperatura da água de condensação em sistemas de refrigeração com torre de resfriamento evaporativo tendo como base a planta de refrigeração objeto do estudo. Foram realizados dois testes reduzindo entre eles a temperatura da água de saída da Torre de resfriamento em 2,5°C em condições psicométricas semelhantes. Foi demonstrado que ao se reduzir a temperatura da água de condensação é possível obter uma melhoria no COP médio do chiller em 28% e uma elevação do COP médio da planta em 7% sendo que a redução na temperatura da água de condensação se mostrou mais vantajosa em pontos de maior demanda do sistema. Como resultados obteve-se uma redução no consumo de energia elétrica na planta em torno de 7% gerando uma economia de R$16.300,00 por ano de operação. Valor pouco inferior ao verificado por Azevedo (2019) que foi da ordem de 28% para redução no consumo de eletricidade. Conclui-se que a implementação da redução da temperatura de condensação em plantas de refrigeração operadas por chiller’s proporciona redução no consumo de energia elétrica na planta com possível aumento na vida operacional do chiller devido à redução nas temperaturas e pressões na descarga dos compressores.

## 5.2 Conclusão sobre os modelos matemáticos

Para o modelo do condensador demonstrou-se que o uso das correlações de Gnielinki (fluido monofásico) e Butterworth (fluido bifásico) possibilitaram que os valores calculados para a quantidade de calor trocado no condensador em função dos valores experimentais fi-

cassem na faixa de erro de ±15%. Observou-se ainda, que os resultados obtidos pelo modelo se comportassem de maneira uniforme em todas as faixas de demanda do chiller.

Para o modelo do compressor, os rendimentos volumétrico e global foram fixados em 0,50 e 0,63 respectivamente. Com esses valores de rendimento para maioria dos pontos estudados, os resultados para a potência consumida no compressor e COP teórico e experimental ficaram na faixa de erro de ±20%.

Para o modelo da Torre de resfriamento, demostrou-se que a partir do cálculo do balanço de energia, possibilitou que os valores calculados quando comparados com os valores experimentais para a temperatura de saida da torre ficassem dentro da faixa de erro de ±5%. Para o modelo do trocador de calor geotérmico, ao compará-lo com os dados experimentais obtidos a partir da literatura, possibilitou que os valores calculados quando comparados para a temperatura de saida do trocador ficassem dentro da faixa de erro de ±6%. Conclui-se que os modelos dos equipamentos propostos foram adequados para a simulação da operação da planta em estudo.

## 5.3 Conclusões da avaliação comparativa da simulação da operação dos sistemas geotérmico e convencional para o Brasil

Foi avaliada a viabilidade técnica e financeira da planta de refrigeração estudada com trocador de calor geotérmico comparativamente com a planta com torre de resfriamento. Foram elaborados dois códigos de programação, um código para operação da planta com torre de resfriamento e um código para operação da planta com trocador de calor geotérmico. Foi simulada a operação com as duas configurações para quatro cidades brasileiras: Belo Horizonte, Porto Alegre, Cuiabá e Fortaleza a partir dos dados meteorológicos do ano de 2023.

Os resultados para análise energética e exergética indicam que operação da planta com o trocador geotérmico é mais eficiente que a operação com sistema convencional. O sistema geotérmico performou melhor nas cidades localizadas nas regiões sul e sudeste do país (Porto Alegre e Belo Horizonte) cujos solos se apresentaram mais frios e umidades relativas mais elevadas. Analisando os melhores cenários para operação da planta com o sistema geotérmico em comparação com o sistema convencional, houve melhoria em média de 10% nos valores para energia consumida pela planta. Valor pouco inferior ao verificado por Kharseha *et al*. (2015) e Arif *et al*. (2019) que foi da ordem de 19% e 18% para redução no consumo de eletricidade, respectivamente. Houve melhoria em média de 10% nos valores do COP da planta e 13% na eficiência exergética. Um fator contribuinte para melhoria da performance energética e exergética do sistema geotérmico foi à eliminação da torre de resfriamento nesta configura-

ção. Para a cidade de Cuiabá o sistema geotérmico apresentou os piores resultados, devido primordialmente à alta temperatura do solo e baixa umidade relativa ambiente que proporcionou melhoria na eficiência do sistema com torre de resfriamento.

Os resultados para análise ambiental indicam que a operação da planta com o sistema geotérmico representa menor impacto ambiental comparativamente com a operação com o sistema convencional. Analisando os melhores cenários, foi observada uma melhoria de 7,5% no TEWI total e 10% na emissão de gases e particulados. Os melhores resultados foram encontrados nas cidades de Porto Alegre e Belo Horizonte respectivamente.

Em todas as cidades avaliadas a operação com sistema geotérmico proporcionou economia financeira. O melhor payback encontrado foi a partir do aproveitamento do uso das fundações para implementação das estacas trocadoras de calor, já que o custo da escavação dos poços onera sobremaneira a implementação do sistema. O melhor retorno financeiro encontrado foi para cidade de Porto Alegre com 3 anos seguido de Belo Horizonte com 4 anos.

Conclui-se que a operação da planta de refrigeração estuda com trocador de calor geotérmico pode proporcionar ganhos na eficiência energética e exergética com significativa economia financeira além de ser ambientalmente mais correta. Foi observada uma melhoria na vida útil do chiller a partir da diminuição nas pressões de condensação no compressor. Comprovou-se que a implementação do sistema geotérmico torna-se mais viável no momento da construção da edificação, com o aproveitamento das fundações para montagem dos trocadores de calor. A implementação do sistema em plantas e edificações existentes não se torna viável financeiramente devido aos altos custos envolvidos na escavação de novos poços.

A análise deste estudo, não considerou o potencial de saturação térmica do solo a partir do uso dos trocadores de calor geotérmico. Como proposta de estudos futuros, seria relevante verificar a viabilidade de implementação de um sistema híbrido (trocador geotérmico e torre de resfriamento) apartir  da avaliação do nível de saturação térmica do solo advindo da operação da planta.

Por fim, observa-se que os resultados desse trabalho foram importantes para avaliar novas formas de otimização operacional de plantas similares operadas em países com clima tropical com alta demanda de refrigeração anual, como a incorporação de um trocador de calor geotérmico a planta.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS


ABDUL,G.O; MONTASER,M; KHALED,O; MOHAMAD, R. Ground source heat pumps: Recent progress, applications, challenges, barriers, and role in achieving sustainable development goals based on bibliometric analysis. Thermal Science and Engineering Progress. 2023.

ALBERTAZZI,A.; SOUSA,A.R. Fundamentos de metrologia científica e industrial. Barueri: Manole, 2008. 407p.

APS. Energy future, Energy Efficiency Report. p122, September 2008.

ARBOIT, N.K.S.; DECEZARO, S.T.; AMARAL, G.M.; LIBERALESSO, T.; MAYER, V.M. e KEMERICH, P.D.C. Potencialidade do uso da Energia Geotérmica no Brasil – Uma revisão da literatura. Revista do Departamento de Geografia – USP, 2013.

ARIF,W.; SASIMOOK,C.; ISAO,T. Ground-Source Heat Pumps with Horizontal Heat Exchangers for Space Cooling in the Hot Tropical Climate of Thailand. Energies, 2019.

ASSEFF,G.S. *et al*. Estudo de implementação de um sistema de climatização geotérmico utilizando o método Ashare. São Mateus (ES), 2018.

ASHARE. ASHRAE Handbook,HVAC Applications. cap 34, 2015.

AZEVEDO, V. *et al*. Efeito da baixa temperatura da água do condensador na operação de uma CAG. XIV Conbrava. São Paulo, 2019.

BANDEIRA,N. L.A. Estudo experimental da resposta térmica de fundações por estacas trocadoras de calor em solo não saturado. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2015.

BAOMIN,D.; PU,Z.; SHENGCHUN,L.; MINGQIANG,S.Assessment of heat pump with carbon dioxide/low-global warming potential working fluid mixture for drying process: Energy and emissions saving potential. Energy Conversion and Management, 2020

BELL, I. H.; WRONSKI,J.; LEMORT,V. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. Industrial & Engineering Chemistry Research, 2014.

BENDAPUDI, S.; BRAUN J.E.; GROLL,E.A. A. dynamic model of a vapor compression liquid chiller. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, 2002.

BOSE, J.E. *et al*. Earth coil/heat pump research at Oklahoma State University. Oklahoma State University, Tulsa, 1982.

BRESCANSIN, R.A.; ALCANTARA, D.S. Projeto e dimensionamento de sistema de climatização comercial utilizando resfriamento geotérmico. 2015.

BROWNE, M.W.; BANSAL, P.K. Transient simulation of vapor-compression packaged liquid chillers. Int. J. Refrigeration, 2002.

BUKER, M.S.; RIFFAT, S.B.; Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: a systematic review Renew Sustain. Energy, 2016.

BUTTERWORTH,D. et al. Developments in the design of shell and tube condenser. winter annual meering, Atlanta, 1977.

CANDIDO, R.L. *et al*. Modelagem fenomenológica do desemenho de Torres evaporativas de água. São Paulo, 2011.

CASTRO, J. *et al*. Apostila de Refrigeração. UNIVASF, Itajubá, 2006.

CEMIG. Disponível em: https://www.cemig.com.br/atendimento/valores-de- tarifas-e-servicos/, acesso Abril 2024.

CLEISON,H.P.;DUARTE,W.M.;TORRES,T.M.R.;OLIVEIRA,R.N,MAIA,A.A.T.; Optimal design and environmental, energy and exergy analysis of a vapor compression refrigeration system using R290, R1234yf, and R744 as alternatives to replace R134a. International Journal of Refrigeration, 2020.

CHIASSON, A.; REES, S.; SPITLER, J. A. preliminary assessment of the effects of groundwater flow on closed-loop ground source heat pump systems. ASHRAE Transactions, v. 106, p. 380–393, 2000.

COPASA. Disponível em: https://copasaportaprd.azurewbsites.net/copasa.portal/services/taskandprice.acesso junho 2024

CORTINOVIS, G.F. *et al.* Modelagem e otimização de um sistema de água de resfriamento e validação experimental. Escola Politécnica de São Paulo, 2004.

CRISTINA, S.B; IGNACIO, M.N; JAVIER, C.G. Comparative Analysis of Ground Source and Air Source Heat Pump Systems under Different Conditions and Scenarios. January 2023 Energies 16(3):1289. 2023

DOE EUA. Building Energy Data Book Technology Programs, Silver springs, 2012.

DUARTE, W. *et al*. Feasibility of solar geothermal hybrid source heat pump for producing domestic hot water in hot climates. International Journal of Refrigeration, 2021.

DUPONT. folha de dados Freon 22 de acordo com a directiva CE 2001/58/CE. versão 3.4, 2006.

EPE. Nota técnica 030/2018 - uso de ar condicionado no setor residencial. 2018.

EPE. Plano nacional brasileiro de energia para 2050 (PNE 2050). 2020.

FERREIRA, M.S; resposta termomecânica de estaca geotérmica. Universidade estadual do Norte Fluminense, Rio de Janeiro, 2017.

FLORIDES, G. *et al*. Annual Ground Temperature Measurements at Various Depths. Higher Technical Institute, Paper reference,2015.

FURLONG,W.; MORRISON, J. Otimização de Água – Cooler Chiller – Combinações de Torre de Resfriamento.Institute Journal , Vol 26 (1), 2005.

FU, L.; DING, G.; ZHANG. C. Dynamic simulation of air-to-water dual-mode heat pump with screw compressor, Appl. Therm. Eng, 2003.

GRACE, I.N., TASSOU, S.A. Dynamic simulation of liquid chillers, in: Proceedings of the 2000. International Refrigeration Conference, Purdue, 2000.

QUERESHI, B.A.;ZUBAIR, S.M. Previsão de perdas por evaporação em resfriadores de fluido evaporative. Applied Thermal Engenharia, 2007.

GNIELINSKI,V. *et al*. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. Int. Chem. Eng, 1976.

INCROPERA, F.P. *et al*. Fundamentos de transferência de calor e massa. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

INMET. Relatorio anual de temperaturas médias Brasil. 2019.

INMET. Disponível em: https://portal.inmet.gov.br/dadoshistoricos, acesso em Abril 2024.

GORDON, JM.; NIG ,K.C. A general thermodynamic model for liquid coolers; theory and experiment, Heat Recovery Syst, 1995.

KHARSEH, M.; KHAWAJA,A. M.; SULEIMAN, M.T. Potential of ground source heat pump systems in cooling-dominated environments residential buildings. Geothermics, 2015.

LI, H.; CAMPANA, P.E.; TAN,Y.; YAN, J. Feasibility study about using a stand-alone wind power driven heat pump for space heating. Appl. Energy, 2018.

LUND, J.W. *et al*. Proceedings of the World Geothermal Congress 2015. International Geothermal Association. Melbourne Austrália, 2015.

MAKHNATCH, P.; KHODABANDEH, R. The role of environmental metrics (GWP,TEWI,LCCP) in the selection of GWP refrigerante.Energy Procedia, v64, p2460-2463, 2014

MARTÍNEZ, J.C.; MARTINEZ P.J.; LUIS, A.B. Development and experimental validation of a simulation model to reproduce the performance of a 17.6 kWLiBrewater absorption chiller. Renewable Energy, 2015.

MENSAH, K.; JANG, Y.S.; CHOI, J. K. Assessment of design strategies in a ground source heat pump system. Energy and Buildings, v. 138, p. 301-308, 2017.MARQUES, L.S.B.; *et al*. Sistemas trifásicos. Instituto Federal de Santa Catarina, 2015.

MERC.Disponível.em:https://www.lojamerc.com.br/tubo-pe80-pead-pn10-20mm-50m-azul---tigre---10101395/p). Acessado em Junho 2024.

MOHAMAD, K. et al. Potential of ground source heat pump systems incooling-dominate denvironments. Residential. buildings,Geothermics, 2015.

NABIHA, N.; MAJDI, H.; ISSAM, A. Assessment of surface geothermal energy for air conditioning in northern Tunisia: Direct test and deployment of ground source heatpump system. Energy and Buildings, 2015.

NARDINI, C.R. Estudo comparativo entre o condicionamento de ar geotérmico e o convencional. São Paulo, 2015.

NETO, A. F. Cics Talk, Sistema de resfriamento geotérmico conceitos e aplicações no Brasil. São Paulo,2020

OECD/IEA. The Future of Cooling Opportunities for energy efficient air conditioning. 2018.

PESSIN, J. Estudo experimental do desempenho de fundações por estacas hélice contínua trocadoras de calor em solo arenoso saturado. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2021.

PERFURARTE.Disponível.em:https://www.perfurarte.com.br/post/poco-artesiano-preco. Acessado em junho 2024

REES, S.J. *et al*. An introduction to grounds our ceheat pump technology, in advansin Ground Source Heat Pump Systems. Woodhead Publishing, 2016.

REES, S. J. *et al*. Ground heat transfer effects on the thermal performance of earth-contact structures. Renewable & sustainable energy reviews, v. 4, p. 213–265, 2000.

RIVA, D.E. Performance of a semi-hermetic reciprocating compressor with propane and mineral oil. Int. Journal Refrig, 2011.

SABRIN,K.; BACHIR, B.; NABIHA,N.; MESSAOUDA,A. Performance analysis of horizontal ground source heat pump for building cooling in arid Saharan climate: thermal-economic modeling and optimization on TRNSYS. Energy Environ, 2020.

SADIK, K. *et al*. Heat Exchang ersSelection, Rating and Thermal Design, Fourth Edition, 2020.

SHAH, M.M. *et al*. Comprehensive correlation for heat transfer during condensation in conventional and mini/micro channels in all orientations. Int. J. Refrig, 2016.

SHAH, M.M. *et al*. Unified correlation for heat transfer during boiling in plain mini/micro and conventional channels. Int. J. Refrig, 2017.

SVENSSON, M.C. *et al*. Non-steady-state modeling of a water-to-water heat pum unit. 20t International Congress of Refrigeration, Sydney, 2000.

SCARPIN, B. *et al*. Eficiência energética do chiller em edifícios. Energia do cubo. setembro de 2020.

SCHNEIDER, F.M, Comportamento e propriedades térmicas do solo santa maria. Universidade de Santa Maria, RS, Brasil, 1979.

SMITH, J.M.; *et al*. Introductionto Chemical Engineering. Thermodynamics. McGraw-Hill, 1975.

TAVARES, S.G.;DUARTE,W.M.;PAULINO,T.F.;OLIVEIRA,A.O.; MACHADO,L. Estudo comparativo de ar Geotérmico e convencional um caso de estudo para aplicações em um escritório. ABCM, 2020.

TAYLOR, J.R.; et al. Introdução a análise de erro. Bookman, 2012.

TIAN, C.; ZIWEN, X.; XI, P.; YAFEN, T. A method for COP prediction of an on-site screw chiller applied in cinema. International Journal of Refrigeration, 2018.

TIANCHEN, X; JUHA, J; RISTO, K. Design of High-Performing Hybrid Ground Source Heat Pump (GSHP) System in an Educational Building. Buildings 2023, 13(7), 1825. 2023

TODESCHINI, A. Propostas de economia de energia em um sistema de refrigeração. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

U.S ENERGY. Office of Energy Efficiency and Renewable Energy, Buildings Technologies Program. Buildings energy data book, Silver Spring, 2012.

WEI,J.Z. *et al*. Transient modeling of an air-cooled chiller.with economized compressor.Part I: Model development and validation. Applied Thermal Engineering, 2008.

WEG. W22 IR3 Premium three-phase motor data catalog 2020. Disponível em: https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h5f/h54/WEG_W22_IE3_premium_50103150_brochure_english_web.pdf, 2020.

YUJIN, H.; JAE,K. L.; YOUNG,M. Cooling performance of a vertical ground-coupled heat pump system installed in a school building, Renewable Energy, 2009.

ZANNIS, T.Y.C.; PAPAEFTHIMIOUN,V.D.; ROGDAKIS,E.D. Thermodynamic study of wet cooling tower performance. International Journal of Int Energy Research, 2006.

ZHANG,D. *et al*. Effects of refrigerant charge and struc- tural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system. Therm. Eng, 2014.

ZHANG, C. *et al*. A review on thermal response test of ground-coupled heat pump systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 40, p. 851–867, 2014.

# APÊNDICE A – PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO

## Código para simulação da operação da planta na configuração com torre de resfriamento

```
# -*- coding: utf-8 -*-
"""
Created on Tue Julh  2 10:16:54 2024
Programa simulação planta de refrigeração configuração torre de resfriamento
Chiller Trane -model RTAWA 125 - 420Kw de refrigeração
@author: Renato
"""
from math import pi, log, exp, fabs
from CoolProp.CoolProp import  PropsSI
from CoolProp.HumidAirProp import HAPropsSI
from ht import turbulent_Gnielinski, turbulent_Webb
from openpyxl import load_workbook
import colebrook

################################################################################
"Dados de entrada"
#Abrir a pasta
workbook = load_workbook('Torre_Porto Alegre.xlsx')
sheet = workbook.active
#Para operar o código é preciso atualizar as linhas 93 e XXX a XXX
"Parametros da planta"
Fluid='R22' #definição do fluido refrigerante
massa=2*32.5 #32,5 kg por compressor
"Dados da água no condensador"
Tea=273.15+(27.5) #K, temperatura de entrada da água no condensador, chute inicial
Tsa=273.15+(33) #K, temperatura de saída da água no condensador, chute inicial
Va=40/3600 #m³/s, vazão volumetrica total de água de condensacao
"Dados da água no evaporador - valores próximos a 120% de carregamento"
#Foi utilizado o valor com maior taxa de carregamento nos experimentos.
Te_ag=11.4+273.15
Te_sg=8.1+273.15
deltaT_w= (Te_ag-Te_sg) #K, água no evaporador
Ve=65/3600 #m³/s, vazão volumetrica total de água de gelada
Tmag=(Te_ag+Te_sg)/2 #K, média da temperatura da agua gelada
W_bag=24000*0.6 #W, potência consumida na bomba de água gelada
"Dados do ar atmosférico na região da torre"
mv_ar=300/60 #m³/s, vazão volumétrica do ar na torre de resfriamento

"Parametros do ciclo"
Tevap=273.15+(3) #K, temperatura de evaporação
deltaT_sub= 4 #K, subresfriamento - média dos testes experimentais
deltaT_sup= 4 #K, superaquecimento - média dos testes experimentais

"Dados condensador"
#Dados condensador a água - Tipo casco tubo
#Água escoa no tubo interno
D_i=16/1000 #m, diametro interno do tubo
D_e=(16+2*2)/1000 #m, diametro externo do tubo
Lct=2.5*2 #m, comprimento do tubo - 02 trocadores
Nc=70 # número de tubos no condensador
D_c=0.26 #m, diametro do condensador
L_c= 3.2*2 #m, comprimento do casco do condensador
k_c=396 #W/(m.K), condutividade térmica do cobre
p=0.023 #m, espaçamento entre centros dos tubos
p_l=p
pt=p
```

```
Ncolunas=12

"Parametros do Compressor"
# Modelo CHHN060G0069, Fabricante Trane
R=3600/60 #rev/s, rotação do compressor
Vc=(2)*(265/3600)/(R) #m³/rev, cilindrada para 1 compressor

"Eficiências do compressor"
eta_is=0.85 #eficiência isentrópica
eta_v=0.5 #eficiência volumétrica
eta_g=0.63 #eficiência global

"Parametros de simulação"
DELTAi=500 # Passo de entalpia para as propriedades
NP=10*12 #número de pontos de simulação

"Parametros adicionais"
g=9.81 #m/s²

"Parametros de entrada trocador de calor geotérmico"
NF=140
Lf=45 #m, comprimento do furo
L_g=Lf #m, tubo duplo U
#V_g=(40/3600)/NF #m³/s
Deg=32/1000 #m, diametro interno do tubo
tg=2.9/1000 #m, espessura do tubo
Dig=Deg-2*tg
#Tewg=33+273.15 #K, temperatura de entrada da água no solo
Tsg=19.7+273.15 #K, temperatura do solo
Rtot2=(0.14+0.13+0.10+0.12)/4 #m.K/W, resistividade conjunto, referencia do trabalho de São Paulo

"Parametros para análise ambiental"
Perda=3/100 #Perda anual de fluido refrigerante, Makhnatch,2014
Rec=0.7 #fator de recuperação. Best practice, 2012
Tempo=15# anos, tempo de vida. Makhnatch,2014
Beta=0.082 #kgCO2/kWh
T_ope=8 #h, tempo de operação diário
D_ope=240 #1/ano, dias de operação no ano
D_mes=20 #1/ano, dias de operação no mês
GWP=1900
mu_so2=0.39/(10**3) #kg por kWh de SO2, Dai et al. (2020)
mu_nox=0.36/(10**3) #kg por kWh de NOx , Dai et al. (2020)
mu_pm25=0.2035/(10**3) #kg por kWh de PM2.5 , Dai et al. (2020)
mu_pm10=0.348/(10**3) #kg por kWh de PM10 , Dai et al. (2020)
eta_grid=0.92 #eficiencia da rede de transmissão elétrica , Dai et al. (2020)

"Dados do ambiente para análise exergética - estado morto"
phi_arambm=0.5 #umidade do ar ambiente
Patmm=101300 #Pa, pressão atmosférica, considerando Belo Horizonte
Tambm=25+273.15 #K, temperatura ambiente

"Extrair os valores das colunas da planilha de dados de entrada"


Patm = [] #mB, temperatura de entrada da água condensador
Tamb = [] #°C, temperatura de bulbo seco ambiente
phi_aramb= [] #%, umidade relativa do ar

for row in range(10, 130): #linhas 10 a 129
    cell_value_pa = sheet[f'C{row}'].value #Pressão atmosférica
```

```
    Patm.append(cell_value_pa)

    cell_value_ta = sheet[f'D{row}'].value #Temperatura ambiente
    Tamb.append(cell_value_ta)

    cell_value_phi = sheet[f'E{row}'].value # Umidade
    phi_aramb.append(cell_value_phi)

"Dados relativos ao sistema de transporte de água"
eta_p=0.65 #rendimento da bomba
d_tp=0.1023 #m, tubo de aço carbono 4" SCH40
e_ruga=0.045 #mm, Rugosidade da tubulação de aço
e_rugp=0.0247 #mm, Rugosidade da tubulação de polietileno

#Dados de entrada torre
delta_hc=2 #mca, perda de carga no condensador
L_to=95*2 #m, comprimento da tubulação de água de condensação usando torre
Des_g=3.5 #m, desnível geométrico torre
eta_torre=0.7
W_vt=5500 #W, potência consumida nos ventiladores da torre

#Dados de entrada trocador de calor geotérmico
delta_ht=3 #mca, perda de carga na torre
L_tg1=(95+200)*2 #m, comprimento da tubulação de água de condensação usando trocador geotérmico trecho comum
L_tg2=Lf*2 #m, comprimento da tubulação de água de condensação usando trocador geotérmico trecho comum
d_tg=0.125 #m, diâmetro trocador de calor geotérmico

"Funções"
"Calculo transferencia de calor no condensador"
"Função para o trocador de calor geotérmico"
def geotermico(Patm,Tewg, Tsg, V_w):
    global NF, L_g, Dig, Deg, Rtot2
    Tmw=(Tewg+Tsg)/2
    rho_w=PropsSI('D','T',Tmw,'P', Patm,'Water')  #kg/m³, massa especifica media da agua
    mu_w=PropsSI('V','T',Tmw,'P', Patm,"water")  #Pa.s, viscosidade media da água
    Pr_w=PropsSI('PRANDTL','T',Tmw,'P', Patm,'Water')  #Numero de Prandtl
    Cp_w=PropsSI('C','T',Tmw,'P', Patm,'Water')  #J/(kgK), calor específico a pressão constante
    k_w=PropsSI('CONDUCTIVITY','T',Tmw,'P', Patm,'Water')  #W/(m.K), condutividade térmica media da agua

    m_w=V_w*rho_w

    Rew=4*m_w/(pi*Dig*mu_w)
    f=(0.79*log(Rew)-1.64)**(-2)
    if Rew>2300:
        Nu_d= turbulent_Webb(Rew, Pr_w, f)
        h=Nu_d*k_w/Dig
    else:
        Nu_d=3.66+(0.0668*(Dig/L_g)*Rew*Pr_w)/(1+0.04*((Dig/L_g)*Rew*Pr_w)**(2/3))
        h=Nu_d*k_w/Dig

    Rtotl=1/(pi*Dig*h)
    Rtot=Rtotl+Rtot2
    Tow=Tsg-(Tsg-Tewg)*exp(-L_g/(m_w*Cp_w*Rtot))

    m_makeup = 0
    S_g_torre=0
    T_sar=0
    m_ar=0
    omega_sar=0
```

```
    return Tow, m_makeup, S_g_torre, T_sar, m_ar, omega_sar

"Função para a torre de resfriamento"
def Torre(Tea,Tamb,m_ag,phi_aramb,Patm):
    global mv_ar, eta_torre, W_vt

    T4=(Tea-1.5) #K, temperatura do ar úmido, ponto 4
    phi_sar=0.90 #umidade relativa do ar úmido, ponto 4
    h_sar=HAPropsSI('H','T',T4,'R',phi_sar,'P',Patm) #J/kg, entalpia máxima no ponto 4
    s_sar=HAPropsSI('S','T',T4,'R',phi_sar,'P',Patm) #J/kg.K, entropia do fluido no ponto 4
    omega_sar=HAPropsSI('W','T',T4,'R',phi_sar,'P',Patm) #J/kg.K, entropia do fluido no ponto 4
    T_sar=T4

    rho_ar=PropsSI('D','T',Tamb,'P', Patm, "air")  #kg/m³, massa específica do ar na entrada da torre

    hea=PropsSI('H','T',Tea,'P', Patm, "water") #J/kg, entalpia do fluido no ponto 1
    h_ear=HAPropsSI('H','T',Tamb,'R',phi_aramb,'P',Patm) #J/kg, entalpia do fluido no ponto 3
    h5=PropsSI('H','T',Tamb,'P', Patm, "water") #J/kg, entalpia do fluido no ponto 5
    sea=PropsSI('S','T',Tea,'P', Patm, "water") #J/kg.K, entropia do fluido no ponto 1
    s_ear=HAPropsSI('S','T',Tamb,'R',phi_aramb,'P',Patm) #J/kg.K, entropia do fluido no ponto 3
    s5=PropsSI('S','T',Tamb,'P', Patm, "water") #J/kg.K, entropia do fluido no ponto 5

    omega_ear=HAPropsSI('W','T',Tamb,'R',phi_aramb,'P',Patm) #kg(agua)/kg(ar seco), razão de mistura ponto 3

    #omega_sarmax=HAPropsSI('W','T',Tamb,'R',1,'P',Patm) #kg(agua)/kg(ar seco), razão de mistura máxima no ponto 4
    #omega_sar=omega_ear+ eta_torre*(omega_sarmax-omega_ear)#kg(agua)/kg(ar seco), razão de misutura ponto 4

    #h_sarmax=HAPropsSI('H','T',Tamb,'R',1,'P',Patm) #J/kg, entalpia máxima no ponto 4
    #h_sar=h_ear+eta_torre*(h_sarmax-h_ear) #j/kg, entalpia do fluido no ponto 4
    #s_sar=HAPropsSI('S','H',h_sar,'W',omega_sar,'P',Patm) #J/kg.K, entropia do fluido no ponto 4
    #T_sar=HAPropsSI('T','H',h_sar,'W',omega_sar,'P',Patm) #J/kg.K, entropia do fluido no ponto 4

    m_ar=rho_ar*mv_ar #kg/s, vazão mássica de ar

    hsw=hea-(m_ar/m_ag)*(h_sar-h_ear-(omega_sar-omega_ear)*h5)

    Tws=PropsSI('T','H',hsw,'P', Patm, "water") #K, Temperatura da água no ponto 2
    s_ws=PropsSI('S','H',hsw,'P', Patm, "water") #J/kg.K, entropia da água no ponto 2

    m_makeup=m_ar*(omega_sar-omega_ear)

    S_g_torre=(m_ag*s_ws+m_ar*s_sar)-(m_ag*sea+m_ar*s_ear+m_makeup*s5) # W/K, geração de entropia na torre

    return Tws, m_makeup, S_g_torre, T_sar, m_ar, omega_sar

"Função para calcular o coeficiente de transferência de calor (escoamento monofásico)"
def tc1fase(Fluid, T, P, m_dot, D):

    mu=PropsSI('V','T',T,'P', P, Fluid)  #Pa.s
    Pr=PropsSI('PRANDTL','T',T,'P', P, Fluid)  #Numero de Prandtl
    k=PropsSI('CONDUCTIVITY','T',T,'P', P,Fluid)  #W/(m.K)
    Re=m_dot*4/(mu*pi*D)
    f=(0.79*log(Re)-1.64)**(-2)
    if Re>2300:
        return turbulent_Gnielinski(Re, Pr, f)*k/D
    else:
        return 4.354*k/D

"""Função p/ calcular o coeficiente de transferência de calor durante a condensação(escoamento Bifásico)"""
def cond_butterworth(Fluid, m_dot, x, Tsat, D_h_cond, q):
```

```
    global p_l, pt, Lct, g, Nc
    #Propriedades
    k_L=PropsSI('CONDUCTIVITY','Q',0,'T',Tsat,Fluid)  #W/(m.K), condutividade térmica líquido
    mu_L=PropsSI('V','Q',0,'T', Tsat, Fluid) #Pa.s, viscosidade líquido
    #mu_V=PropsSI('V','Q',1,'T', Tsat, Fluid) #Pa.s, viscosidade vapor
    i_vl=PropsSI('H','Q',1,'T', Tsat, Fluid)-PropsSI('H','Q',0,'T', Tsat, Fluid)
    #Cp_w=PropsSI('C','T',Tsat,'Q', 0,'Water')  #J/(kgK), calor específico a pressão constante
    #Pr_L=PropsSI('PRANDTL','Q',0,'T',Tsat,Fluid) #Numero de Prandtl
    rho_L=PropsSI('D','Q',0,'T', Tsat, Fluid)  #kg/m³, massa especifica do líquido
    rho_v=PropsSI('D','Q',1,'T', Tsat, Fluid)  #kg/m³, massa especifica do vapor
    #Calculos
    w=(p_l*pt-(pi*D_h_cond**2)/4)/p_l
    Am=w*Nc*Lct
    u_v=m_dot/(rho_v*Am)
    Re=(rho_L*u_v*D_h_cond)/mu_L
    h_sh=0.59*(k_L/D_h_cond)*Re**0.5 #W/m²K
    "Loop para cálculo da temperatura na parede"
    erro_p=100 #erro temperatura da parede
    i=0 #contador temperatura da parede
    deltaT_rp=3.0
    T_par=Tsat-deltaT_rp
    while erro_p>0.01 and i<100:
        h_1=0.728*(k_L/D_h_cond)*(((rho_L*(rho_L-rho_v))*g*i_vl*D_h_cond**3)/(mu_L*(deltaT_rp)*k_L))**0.25 #W/m²K
        N=Nc
        #h_n=h_1*Ncolunas**(-1/6)
        h_n=((0.5*h_sh**2)+(0.25*h_sh**4+h_1**4)**0.5)**0.5*(N**(5/6)-(N-1)**(5/6))
        Tant=T_par
        T_par=(q)/h_n+Tsat
        deltaT_rp=Tsat-T_par
        if  deltaT_rp<0:
            deltaT_rp=1
        i=i+1
        erro_p=abs(T_par-Tant)
    return h_n

"""Função para calcular as propriedades médias do condesador"""
def condensador(Fluid, i_in, i_out, P, m_dot, D_h_cond, L, q):
    global DELTAi
    N_max=(1E6)/DELTAi
    #G=m_dot/(pi*D**2/4)
    i_l=PropsSI('H','P',P,'Q',0,Fluid)  #J/kg, entalpia do líquido
    i_v=PropsSI('H','P',P,'Q',1,Fluid)  #J/kg, entalpia do vapor
    #rho_L=PropsSI('D','P',P,'Q',0,Fluid)  #kg/m³, densidade líquido
    #rho_v=PropsSI('D','P',P,'Q',1,Fluid)  #kg/m³, densidade vapor
    #mu_L=PropsSI('V','Q',0,'P', P, Fluid) #Pa.s, viscosidade líquido
    #mu_v=PropsSI('V','Q',1,'P', P, Fluid) #Pa.s, viscosidade vapor
    T_sat=PropsSI('T','Q',1,'P', P, Fluid) #K, temperatura saturação
    h_bar=0
    #rho_bar=0
    k=0
    i=i_in
    while (i>=i_out) and (k<N_max):
        if (i>i_v):
            T=PropsSI('T','H',i,'P', P, Fluid)
            if abs(T-T_sat)<0.1:
                T=T+0.1
            h=tc1fase(Fluid, T, P, m_dot, D_h_cond)
            h_bar=h+h_bar
            #rho_bar=rho_bar+PropsSI('D','H',i,'P', P, Fluid)
        else:
```

```
            if (i<i_l):
                T=PropsSI('T','H',i,'P', P, Fluid)
                if abs(T-T_sat)<0.1:
                    T=T+0.1
                h=tc1fase(Fluid, T, P, m_dot, D_h_cond)
                h_bar=h+h_bar
                #rho_bar=rho_bar+PropsSI('D','H',i,'P', P, Fluid)
            else:
                x=(i-i_l)/(i_v-i_l)
                #T=PropsSI('T','H',i,'P', P, Fluid)  #calculo da temperatura media
                #T_bar=T+T_bar #calculo da temperatura media
                h=cond_butterworth(Fluid, m_dot, x, T_sat, D_h_cond, q)
                h_bar=h+h_bar
                #alpha=fv(x,rho_L,rho_v,G,D,mu_L,mu_v)
                #rho_bar=rho_bar+alpha*rho_v+(1-alpha)*rho_L
            i=i-DELTAi
            k=k+1
        h_bar=h_bar/k
        #rho_bar=rho_bar/k
        h_avg=h_bar
        return h_avg


    "Função para análise exergética"
    def exergetica(Tcond,Tevap, W_c, Qe, Qc, i1, i2, i3, i4, s1, s2, s3, s4, m_r, m_r1, m_a, Tea, Tsa, Pa, Sistema, delta_P, W_bac, S_g_torre,
m_gelada, T_sar, m_ar, omega_sar):
        global Tmag, phi_arambm, Patmm, Tambm, Tsg, Te_sg, W_bag
        T0_e=Tmag
        T0_c=Tambm #temperatura do estado de referência
        #Componentes principais do ciclo
        Ed_comp=m_r1*((i1-i2)-T0_c*(s1-s2))+W_c #W, exergia destruída no compressor
        Ed_cond=m_r*((i2-i3)-T0_c*(s2-s3))-Qc*(1-(T0_c/Tcond)) #W, exergia destruída no condensador
        Ed_evap=fabs(m_r*((i4-i1)-T0_e*(s4-s1))+Qe*(1-(T0_e/Tevap))) #W, exergia destruída no evaporador
        Ed_dx=m_r*((i3-i4)-T0_c*(s3-s4)) #W, exergia destruída no dispositivo de expansão
        i_ent=PropsSI('H','P',Pa,'T',Tea,'water')  #J/kg, entalpia na entrada da água
        s_ent=PropsSI('S','P',Pa,'T',Tea,'water')  #J/kgK, entropia na entrada da água

        #Torre ou trocador de calor geotérmico
        if Sistema == 1: #torre
            Ed_torgeo=T0_c*S_g_torre
            #Ventilador
            Deltap_v=250 #Pa, pressão no ventilador
            i_ev=HAPropsSI('H','T',T_sar,'R',omega_sar,'P',Pa) #J/kg, entalpia na entrada do ar no ventilador
            i_sv=HAPropsSI('H','T',T_sar,'R',omega_sar,'P',Pa+Deltap_v) #J/kg, entalpia na saída do ar no ventilador
            s_ev=HAPropsSI('S','T',T_sar,'R',omega_sar,'P',Pa) #J/kg.K, entropia na entrada do ar no ventilador
            s_sv=HAPropsSI('S','T',T_sar,'R',omega_sar,'P',Pa+Deltap_v) #J/kg.K, entropia na saída do ar no ventilador
            Ed_vent=m_ar*((i_ev-i_sv)-T0_c*(s_ev-s_sv))+W_vt #W, exergia destruída na torre
        if Sistema == 2: #geotérmico
            i_sai=PropsSI('H','P',Pa,'T',Tsa,'water')  #J/kg, entalpia na saída da água
            s_sai=PropsSI('S','P',Pa,'T',Tsa,'water')  #J/kgK, entropia na saída da água
            Ed_torgeo=m_a*((i_ent-i_sai)-T0_c*(s_ent-s_sai))-Qc*(1-(T0_c/Tsg))  #W, exergia destruída no trocador de calor geotérmico
            Ed_vent=0

        #Bombas
        #Bomba de água de condensação
        i_ebac=i_ent #J/kg, entalpia na entrada da bomba de água de condensação
        s_ebac=s_ent #J/kgK, entropia na entrada da bomba de água de condensação
        P_sbac=Pa+delta_P # pressão na saída da bomba de água de condensação
        i_sbac=PropsSI('H','P',P_sbac,'T',Tea,'water')  #J/kg, entalpia na saída da água
        s_sbac=PropsSI('S','P',P_sbac,'T',Tea,'water')  #J/kg, entalpia na saída da água
```

```
    Ed_bac=m_a*((i_ebac-i_sbac)-T0_c*(s_ebac-s_sbac))+W_bac #W, exergia destruída na bomba de água de condensação
    #Bomba de água de condensação
    i_ebag=PropsSI('H','P',Pa,'T',Te_sg,'water')  #J/kg, entalpia na entrada da bomba água gelada
    s_ebag=PropsSI('S','P',Pa,'T',Te_sg,'water')  #J/kgK, entropia na entrada da bomba água gelada
    i_sbag=PropsSI('H','P',P_sbac,'T',Te_sg,'water')  #J/kg, entalpia na saída da bomba de água gelada
    s_sbag=PropsSI('S','P',P_sbac,'T',Te_sg,'water')  #J/kgK, entropia na saída da bomba de água gelada
    Ed_bag=m_gelada*((i_ebag-i_sbag)-T0_c*(s_ebag-s_sbag))+W_bag #W, exergia destruída na bomba de água de condensação

    Ed_tot=Ed_comp+Ed_cond+Ed_evap+Ed_dx+Ed_torgeo+Ed_bac+Ed_bag+Ed_vent #W, exergia destruída total
    Perc_comp=Ed_comp/Ed_tot # percentual da exergia do compressor na exergia total
    W_tot=W_c+W_vt+W_bac+W_bag
    eta_ex=1-(Ed_tot/W_tot)     #eficiência exergética
    return Ed_comp, Ed_cond, Ed_evap, Ed_dx, Ed_torgeo, Ed_bac, Ed_bag,Ed_vent, Ed_tot, eta_ex, Perc_comp

def ambiental(E_a):
    global massa, Perda, Rec, Tempo,  Beta, T_ope, D_ope, GWP, mu_so2, mu_nox, mu_pm25, mu_pm10, eta_grid
    #Análise TEWI - CO2
    Tewi_d=(GWP*massa*Perda*Tempo+GWP*massa*(1-Rec))/1000 #tCO2, emissões diretas
    #E_a=(D_ope*T_ope)*(W_c/1000)/eta_grid #kWh/ano, na operação
    Tewi_i=(E_a*Beta*Tempo)/1000 #tCO2, emissões indiretas
    Tewi=Tewi_d+Tewi_i #tCO2
    Perc_d=(Tewi_d/Tewi)*100 #Percentual da emissão direta no TEWI

    #Análise SO2
    em_so2= mu_so2*E_a/eta_grid #kgSO2 emitidas por ano

    #Análise NOx
    em_nox= mu_nox*E_a/eta_grid #kgNOx emitidas por ano

    #Análise PM2.5
    em_pm25 = mu_pm25*E_a/eta_grid #kgPM2.5 emitidas por ano

    #Análise PM10
    em_pm10= mu_pm10*E_a/eta_grid #kgPM10 emitidas por ano

    return Tewi_d, Tewi_i, Tewi, Perc_d, em_so2, em_nox, em_pm25, em_pm10

"Potência consumida na bomba"
def potenciabomba(Tea,Tsa,P_bac):
    global delta_hc, L_to, Des_g, delta_ht, L_tg1, L_tg2, eta_p, Va, d_tg, d_tp, e_ruga, e_rugp, W_vt, NF

    T_wm=(Tea+Tsa)/2

    if Sistema == 1: #torre

        mu_w=PropsSI('V','T',T_wm,'P',P_bac,'water') #Pa.s, viscosidade da água
        rho_w=PropsSI('D','T',T_wm,'P', P_bac,'water')  #kg/m³,  massa específica da água
        V=4*Va/(pi*d_tp**2)
        Re_w=(rho_w*V*d_tp)/mu_w

        if Re_w>2300:
            f = colebrook.sjFriction(Re_w, e_ruga) #fator de atrito

        else:
            f=64/Re_w
        deltaPf_1=(f*(L_to/d_tp)*rho_w*(V**2)/2)*1.2 #20% de perda localizada

        delta_P=deltaPf_1+delta_ht+delta_hc

        W_p=Va*(delta_P)/(eta_p) # W, potência consumida pela bomba d'água
```

```
    W_torre=W_vt

  if Sistema == 2: #geotérmico

    mu_w=PropsSI('V','T',T_wm,'P',P_bac,'water') #Pa.s, viscosidade da água
    rho_w=PropsSI('D','T',T_wm,'P', P_bac,'water')  #kg/m³,  massa específica da água

    #Parte comum
    V=4*Va/(pi*d_tp**2)
    Re_w=(rho_w*V*d_tp)/mu_w

    if Re_w>2300:
      f = colebrook.sjFriction(Re_w, e_ruga) #fator de atrito

    else:
      f=64/Re_w
    deltaPf_1=(f*(L_tg1/d_tp)*rho_w*(V**2)/2)*1.25 #25% de perda localizada


    #Em cada furo
    V2=4*(Va/NF)/(pi*d_tg**2)
    Re_w2=(rho_w*V2*d_tg)/mu_w

    if Re_w2>2300:
      f = colebrook.sjFriction(Re_w2, e_rugp) #fator de atrito

    else:
      f=64/Re_w
    deltaPf_2=(f*(L_tg2/d_tg)*rho_w*(V**2)/2)*1.2 #20% de perda localizada

    #Cálculo da potência
    delta_P=deltaPf_1+deltaPf_2+delta_hc

    W_p=Va*(delta_P)/(eta_p) # W, potência consumida pela bomba d'água
    W_torre=0
  return W_p, W_torre, delta_P


#############################################################################


"""---------- Modelo Compressor - Condesador --------"""


"Cálculos Geométricos do condensador"
A_rc=(pi*D_e*Lct)*Nc          #m², Area do tubo externo do condensador - contato com fluido refrigerante
A_w=(pi*D_i*Lct)*Nc           #m², Area do tubo interno do condensador - contato com água
A_ri=(pi*D_i**2)/4
A_tc=A_rc

"Criando arrays para iteração"
P_c=[0]*NP #Pressão de condensação
T_a=[0]*NP #Temperatura de retorno da água
Dx=[0]*NP
Da=[0]*NP
k=0 #contador para variar dados ambientes
erro_m=100 #erro balanço de energia condensador
erro_t=100 #temperatura de retorno da água (trocador geotérmico ou torre)
E_h=0
```

```
Volume_wd=0

"Criando vetores para gravar os valores"
aa=[]
ab=[]
ac=[]
ad=[]
ae=[]
af=[]
ag=[]
ah=[]
ai=[]
aj=[]
ak=[]
al=[]
am=[]
an=[]
ao=[]
ap=[]
aq=[]
ar=[]
at=[]
au=[]
av=[]
aw=[]
ax=[]
ay=[]
az=[]
ba=[]
bb=[]
bc=[]
bd=[]
be=[]
bf=[]
bg=[]
bh=[]
bi=[]
bj=[]
bk=[]
bl=[]
bm=[]
bn=[]
bo=[]
bp=[]
bq=[]
br=[]

for k in range(NP):
    j=0 #contador para sistema de refrigeração
    b=0 #contador para calcular temperaturas (torre e geotérmico)
    erro_t=100
    Tea=273.15+(27.5) #K, temperatura de entrada da água no condensador, chute inicial
    Tsa=273.15+(33) #K, temperatura de saída da água no condensador, chute inicial
    T_a[k]=Tea #vetor para o cálculo da temperatura de saída (torre ou TC geotérmico)

    "Taxa de transferência de calor no evaporador de referência"
    Cp_wg=PropsSI('C','T',Tmag,'P', Patm[k]*100,'Water')  #J/(kgK), calor específico da agua da pressão constante
    rho_ag=PropsSI('D','T',Tmag,'P', Patm[k]*100,'Water')  #kg/m³, massa específica da água
    m_gelada=rho_ag*Ve
    Qevap1=(m_gelada)*Cp_wg*deltaT_w
```

```
"Calculando parametros do evaporador"
T1=Tevap+deltaT_sup
P_evap=PropsSI('P','T',Tevap,'Q', 1, Fluid)  #Pa, pressao de evaporacao
P1=P_evap #Pa, pressão sucção compressor
rho1=PropsSI('D','T',T1,'P', P1, Fluid)  #kg/m³, massa especifica sucçao compressor
i1=PropsSI('H','T',T1,'P', P1, Fluid)  #J/kg, entalpia na sucçao compressor
s1=PropsSI('S','T',T1,'P', P1, Fluid)  #J/(kgK), entropia sucçao compressor
P4=P_evap #Pa, pressão saída dispositivo de expansão

while b<100 and erro_t>0.5:

   #Calculos temperatura de retorno da água
   "Cálculo da vazão mássica de água"
   if b>0:
      Tma=(T_a[b-1]+Tsa)/2
   else:
      Tma=(T_a[b]+Tsa)/2

   Cp_w=PropsSI('C','T',Tma,'P', Patm[k]*100,'Water')  #J/(kgK), calor específico da agua da pressão constante
   rho_a=PropsSI('D','T',Tma,'P', Patm[k]*100,'Water')  #kg/m³, massa específica da água
   m_a=Va*rho_a #kg/s, vazão mássica de água no condensador

   V_w=Va/NF #vazão volumétrica por furos para o trocador geotérmico

   Tiw=Tsa # temperatura de entrada da água na torre ou no trocador de calor geotérmico

   "Retirar o comentário se operação no modo geotérmico"
   #[Tow,m_makeup, S_g_torre, T_sar, m_ar, omega_sar]=geotermico(Patm[k]*100, Tiw, Tsg, V_w) # temperatura de saída da água do trocador de calor geotérmico
   #Sistema=2
   "Retirar o comentário se operação com torre de resfriamento"
   [Tow, m_makeup, S_g_torre, T_sar, m_ar, omega_sar]=Torre(Tiw,Tamb[k]+273.15,m_a,phi_aramb[k]/100,Patm[k]*100) # temperatura de saída da água na torre
   Sistema=1

   T_a[b]=Tow

   "Estimativa inicial de pressão"
   P_c[0]=PropsSI('P','T',T_a[b]+10,'Q', 0, Fluid)          #"chute inicial da pressão de condensação"
   #P_c[0]=PropsSI('PCRIT',Fluid)  #Pressao critica
   P_c[1]=P_c[0]*0.9

   if j>2:
     P_c[0]=P_c[j]
     P_c[1]=P_c[0]*0.9
     j=0

   while j<100 and erro_m>0.1:
      P2=P_c[j] #Pa, pressão de condensação
      r_c=P2/P1 #razão de compressão
      "Propriedades pontos 2 e 3"
      i2s=PropsSI('H','S',s1,'P', P2, Fluid)  #J/(kgK), processo isentropico
      i2=(i2s-i1)/eta_is+i1 #J/(kgK), entalpia descarga compressor
      T2=PropsSI('T','P',P2,'H', i2, Fluid)  #K, temperatura descarga compressor
      s2=PropsSI('S','P',P2,'H', i2, Fluid)  #J/(kgK), entropia descarga compressor
      T_cond=PropsSI('T','P',P2,'Q', 0, Fluid)  #K,temperatura condensação
      P3=P2
      T3=T_cond-deltaT_sub #K,temperatura saída condensador
      rho3=PropsSI('D','T',T3,'P', P3, Fluid)  #kg/m³, massa especifica entrada DE
```

```
    i3=PropsSI('H','T',T3,'P', P3, Fluid)  #J/(kgK), processo isentropico
    s3=PropsSI('S','T',T3,'P', P3, Fluid)  #J/(kgK), entropia na entrada do dispositivo de expansão
    i4=i3 #processo isentropico
    s4=PropsSI('S','H',i4,'P', P4, Fluid)  #J/(kgK), entropia na saída do dispositivo de expansão

    "Vazão mássica de fluido refrigerante"
    m_r1=rho1*R*Vc*eta_v #vazão mássica gerada pelo compressor
    m_r=Qevap1/(i1-i4) #vazão mássica circulante
    V_r=m_r*rho1 #m³/s, vazão volumétrica na aspiração do compressor
    Carr=100*(1-(m_r1-m_r)/m_r1) #Carregamento

    Qf=m_r*(i2-i3) #W, Transferencia de calor do fluido refrigerante no condensador
    #Qf=m_a*Cp_w*(Tsa-T_a[b]) #W, Transferencia de calor do fluido refrigerante no condensador
    q=Qf/A_tc #W/m² # Taxa de transferencia de calor no condensador (experimental)

    if T3==T2:
       Cp=10**12
    else:
       Cp=abs((i2-i3)/(T2-T3)) #Cp do R22
    C_dot_1=m_a*Cp_w
    C_dot_2=m_r*Cp
    C_min=min(C_dot_1,C_dot_2)
    C_max=max(C_dot_1,C_dot_2)
    Cr=C_min/C_max
    Q_max=C_min*(T2-T_a[b])
    xi_a=Qf/Q_max
    "Cálculo do coeficiente de transferência de calor da água"
    h_w=tc1fase('water',Tma, Patm[k]*100, m_a/Nc, D_i) # coeficiente convectivo da água
    "Cálculo do coeficiente de transferência de calor do fluido refrigerante"
    D_h=D_e+(p-D_e) #m, diâmetro hidráulico do fluido refrigerante
    h_cond=condensador(Fluid, i2, i3, P2, m_r, D_h, Lct, q)
    "Calculo do coeficiente global no evaporador"
    Ua=((1/(h_cond*A_rc))+(log(D_e/D_i)/(2*pi*k_c*Lct))+(1/(h_w*A_w)))**(-1)
    Ntu=Ua/C_min
    xi_b=2*(1+Cr+((1+Cr**2)**0.5)*((1+exp(-Ntu*(1+Cr**2)**0.5))/(1-exp(-Ntu*(1+Cr**2)**0.5))))**(-1) #Incropera
    Dx[j]=xi_a-xi_b
    erro_m=abs(Dx[j]/xi_a*(100))
    j=j+1
    P_crit=PropsSI('PCRIT',Fluid)  #Pressao critica
    #Utilizando um método matemático para acelerar a convergência do modelo
    if j>1:
       P_c[j]=P_c[j-1]-((P_c[j-1]-P_c[j-2])*(Dx[j-1]/(Dx[j-1]-Dx[j-2]))) #Método da secante
    if P_c[j]>P_crit:
       P_c[j]=P_crit*0.95
    if P_c[j]==P_c[j-1]:
       j=101

  if T_a[b]==T_a[b-1]:
    b=101

  #Ajuste na temperatura de saída da água
  Tsa_a=Tsa
  Tsa=T_a[b]+Qf/(m_a*Cp_w)
  Da[b]=Tsa_a-Tsa
  erro_t=Da[b]
  b=b+1
  j=0
  erro_m=100

P_bac=Patm[k]*100 #Estimativa de pressão para cálculo das propriedades
```

```
"Cálculo do COP, potencia compressor e taxas de transferência de calor"
Tea=T_a[b-1] #Temperatura de entrada da água no condensador

"Cálculo da potência consumida na bomba de água de condensação"
#P_bac=Patm[k]*100 #Estimativa de pressão para cálculo das propriedades
[W_bac, W_torre, delta_P]=potenciabomba(Tea,Tsa,P_bac)
W_c=m_r1*(i2-i1)/eta_g # W, potência consumida pelo compressor
Qe=m_r*(i1-i4) # W, taxa de transferência de calor no evaporador
Qc=m_r*(i2-i3) # W, taxa de transferência de calor no condensador
Cop=Qe/W_c # COP do equipamento
W_tot=W_c+W_bac+W_bag+W_torre #W, potência total consumida no sistema
Cop_s=Qe/W_tot #COP do sistema
Cop_t=(i1-i4)/(i2-i1) # COP teórico do ciclo
E_h=E_h+(W_tot/1000)/eta_grid #kWh/ano, na operação
"Cálculo do volume diário de água de make up"
rho_wmk=PropsSI('D','T',Tamb[k]+273.15,'P', Patm[k]*100,'water')  #kg/m³, densidade da água de make up
Volume_wh=(m_makeup/rho_wmk)*3600 #m³, volume de água de make up por hora

"Análise Financeira"
#Dados de entrada
trw=30 # Tarifa m3 de agua da concessonária (R$)
tre=0,79 #Tarifa kwh de eletricidade concessonária(R$)

Cw=Volume_wh*D_ope*T_ope*trw #Custo consumo anual água (R$)
Ce=E_a*D_ope*T_ope*trw #Custo consumo anual de eletricidade (R$)

"Análise exergética"
[Ed_comp, Ed_cond, Ed_evap, Ed_dx, Ed_torgeo, Ed_bac, Ed_bag,Ed_vent, Ed_tot, eta_ex, Perc_comp] =exergetica(T_cond,Tevap,
W_c, Qe, Qc, i1, i2, i3, i4, s1, s2, s3, s4, m_r, m_r1, m_a, Tea, Tsa, Patm[k]*100, Sistema, delta_P, W_bac, S_g_torre, m_gelada, T_sar, m_ar, ome-
ga_sar)

aa.append(W_c)
ab.append(Qc)
ac.append(Qe)
ad.append(Cop)
ae.append(Cop_s)
af.append(Cop_t)
ag.append(m_r)
ah.append(m_r1)
ai.append(Carr)
aj.append(Tea-273.15)
ak.append(Tsa-273.15)
al.append(T2-273.15)
am.append(T_cond-273.15)
an.append(i1)
ao.append(i2)
ap.append(i3)
aq.append(i4)
ar.append(P_evap)
at.append(P2)
au.append(V_r)
av.append(W_bac)
aw.append(Volume_wh)
ax.append(Ed_comp)
ay.append(Ed_cond)
az.append(Ed_evap)
ba.append(Ed_dx)
bb.append(Ed_torgeo)
bc.append(Ed_bac)
```

```
            bd.append(Ed_bag)
            be.append(Ed_vent)
            bf.append(Ed_tot)
            bg.append(eta_ex)
            bh.append(Perc_comp)
            br.append(W_tot)

            k=k+1

        "Análise ambiental"
        E_a=E_h*D_mes
        [Tewi_d, Tewi_i, Tewi, Perc_d, em_so2, em_nox, em_pm25, em_pm10]=ambiental(E_a)

        print ('W_bac',W_bac,'W_c',W_c,'Qe',Qe,'Cop',Cop,'Tea',Tea-273.15,'Tsa',Tsa-273.15, 'exergia', Ed_comp, Ed_cond, Ed_evap, Ed_dx,
Ed_tot, eta_ex, 'ambiental', Tewi_d, Tewi_i, Tewi, Perc_d, em_so2, em_nox, em_pm25, em_pm10)

        bi.append(Tewi_d)
        bj.append(Tewi_i)
        bk.append(Tewi)
        bl.append(Perc_d)
        bm.append(em_so2)
        bn.append(em_nox)
        bo.append(em_pm25)
        bp.append(em_pm10)
        bq.append(E_a)


        #Definir valores nas células correspondentes
        def set_column_values(column, values):
            for i, value in enumerate(values, start=10):  # Começar a partir da linha 10
                sheet[f'{column}{i}'] = value

        #Definir os valores em suas respectivas colunas
        set_column_values('G', aa)
        set_column_values('H', ab)
        set_column_values('I', ac)
        set_column_values('J', ad)
        set_column_values('K', ae)
        set_column_values('L', af)
        set_column_values('M', ag)
        set_column_values('N', ah)
        set_column_values('O', ai)
        set_column_values('P', aj)
        set_column_values('Q', ak)
        set_column_values('R', al)
        set_column_values('S', am)
        set_column_values('T', an)
        set_column_values('U', ao)
        set_column_values('V', ap)
        set_column_values('W', aq)
        set_column_values('X', ar)
        set_column_values('Y', at)
        set_column_values('Z', au)
        set_column_values('AA', av)
        set_column_values('AB', aw)
        set_column_values('AC', ax)
        set_column_values('AD', ay)
        set_column_values('AE', az)
        set_column_values('AF', ba)
        set_column_values('AG', bb)
```

```
set_column_values('AH', bc)
set_column_values('AI', bd)
set_column_values('AJ', be)
set_column_values('AK', bf)
set_column_values('AL', bg)
set_column_values('AM', bh)
set_column_values('AN', bi)
set_column_values('AO', bj)
set_column_values('AP', bk)
set_column_values('AQ', bl)
set_column_values('AR', bm)
set_column_values('AS', bn)
set_column_values('AT', bo)
set_column_values('AU', bp)
set_column_values('AV', bq)
set_column_values('AW', br)

#Salvar o arquivo em uma nova versão
new_file_name = 'Torre_Porto Alegre_saida.xlsx'
workbook.save(new_file_name)


#Torre - Media mensal das temperaturas por hora e por cidade
#Geotérmico - preparar um arquivo para cada cidade
```

## Código de simulação para operação da planta na configuração com trocador geotérmico

```
# -*- coding: utf-8 -*-
"""
Created on Tue Julh  2 10:16:54 2024
Programa simulação planta de refrigeração configuração trocador de calor geotérmico
Chiller Trane -model RTAWA 125 - 420Kw de refrigeração
@author: Renato
"""
from math import pi, log, exp, fabs
from CoolProp.CoolProp import  PropsSI
from CoolProp.HumidAirProp import HAPropsSI
from ht import turbulent_Gnielinski, turbulent_Webb
from openpyxl import load_workbook
import colebrook

################################################################################

"Dados de entrada"

#Abrir a pasta
workbook = load_workbook('Geotermico_Porto Alegre.xlsx')
sheet = workbook.active

#Para operar o código é preciso atualizar as linhas 93 e XXX a XXX

"Parametros da planta"
Fluid='R22' #definição do fluido refrigerante
massa=2*32.5 #32,5 kg por compressor

"Dados da água no condensador"
```

Tea=273.15+(27.5) #K, temperatura de entrada da água no condensador, chute inicial
Tsa=273.15+(33) #K, temperatura de saída da água no condensador, chute inicial
Va=40/3600 #m³/s, vazão volumetrica total de água de condensacao

"Dados da água no evaporador - valores próximos a 120% de carregamento"
#Foi utilizado o valor com maior taxa de carregamento nos experimentos.
Te_ag=11.4+273.15
Te_sg=8.1+273.15
deltaT_w= (Te_ag-Te_sg) #K, água no evaporador
Ve=65/3600 #m³/s, vazão volumetrica total de água de gelada
Tmag=(Te_ag+Te_sg)/2 #K, média da temperatura da agua gelada
W_bag=24000*0.6 #W, potência consumida na bomba de água gelada

"Dados do ar atmosférico na região da torre"
phi_sar=0.9 #umidade do ar atmosférico na saída da torre
mv_ar=300/60 #m³/s, vazão volumétrica do ar na torre de resfriamento

"Parametros do ciclo"
Tevap=273.15+(3) #K, temperatura de evaporação
deltaT_sub= 4 #K, subresfriamento - média dos testes experimentais
deltaT_sup= 4 #K, superaquecimento - média dos testes experimentais

"Dados condensador"
#Dados condensador a água - Tipo casco tubo
#Água escoa no tubo interno
D_i=16/1000 #m, diametro interno do tubo
D_e=(16+2*2)/1000 #m, diametro externo do tubo
Lct=2.5*2 #m, comprimento do tubo - 02 trocadores
Nc=70 # número de tubos no condensador
D_c=0.26 #m, diametro do condensador
L_c= 3.2*2 #m, comprimento do casco do condensador
k_c=396 #W/(m.K), condutividade térmica do cobre
p=0.023 #m, espaçamento entre centros dos tubos
p_l=p
pt=p
Ncolunas=12

"Parametros do Compressor"
# Modelo CHHN060G0069, Fabricante Trane
R=3600/60 #rev/s, rotação do compressor
Vc=(2)*(265/3600)/(R) #m³/rev, cilindrada para 1 compressor

"Eficiências do compressor"
eta_is=0.85 #eficiência isentrópica
eta_v=0.5 #eficiência volumétrica
eta_g=0.63 #eficiência global

"Parametros de simulação"
DELTAi=500 # Passo de entalpia para as propriedades

"Parametros adicionais"
g=9.81 #m/s²

"Parametros de entrada trocador de calor geotérmico"
NF=140
Lf=45 #m, comprimento do furo
L_g=Lf #m, tubo duplo U
#L_g=Lf #m, tubo duplo U
#V_g=(40/3600)/NF #m³/s
Deg=32/1000 #m, diametro interno do tubo

```
tg=2.9/1000 #m, espessura do tubo
Dig=Deg-2*tg
#Tewg=33+273.15 #K, temperatura de entrada da água no solo
Tsg=19.7+273.15 #K, temperatura do solo
Rtot2=(0.14+0.13+0.10+0.12)/4 #m.K/W, resistividade conjunto, referencia do trabalho de São Paulo

"Parametros para análise ambiental"
Perda=3/100 #Perda anual de fluido refrigerante, Makhnatch,2014
Rec=0.7 #fator de recuperação. Best practice, 2012
Tempo=15# anos, tempo de vida. Makhnatch,2014
Beta=0.082 #kgCO2/kWh
T_ope=10 #h, tempo de operação diário
D_ope=240 #1/ano, dias de operação no ano
GWP=1900
mu_so2=0.39/(10**3) #kg por kWh de SO2, Dai et al. (2020)
mu_nox=0.36/(10**3) #kg por kWh de NOx , Dai et al. (2020)
mu_pm25=0.2035/(10**3) #kg por kWh de PM2.5 , Dai et al. (2020)
mu_pm10=0.348/(10**3) #kg por kWh de PM10 , Dai et al. (2020)
eta_grid=0.92 #eficiencia da rede de transmissão elétrica , Dai et al. (2020)


"Dados do ambiente para análise exergética - estado morto"
phi_arambm=0.5 #umidade do ar ambiente
Patmm=101300 #Pa, pressão atmosférica, considerando Belo Horizonte
Tambm=25+273.15 #K, temperatura ambiente

"Extrair os valores das colunas da planilha de dados de entrada"

Patm = [] #mB, temperatura de entrada da água condensador
Tamb = [] #°C, temperatura de bulbo seco ambiente
phi_aramb= [] #%, umidade relativa do ar

for row in range(10, 11): #linhas 10 a 10
    cell_value_pa = sheet[f'C{row}'].value
    Patm.append(cell_value_pa)

    cell_value_ta = sheet[f'D{row}'].value
    Tamb.append(cell_value_ta)

    cell_value_phi = sheet[f'E{row}'].value
    phi_aramb.append(cell_value_phi)

"Dados relativos ao sistema de transporte de água"
eta_p=0.65 #rendimento da bomba
d_tp=0.1023 #m, tubo de aço carbono 4" SCH40
e_ruga=0.045 #mm, Rugosidade da tubulação de aço
e_rugp=0.0247 #mm, Rugosidade da tubulação de polietileno
delta_hc=2 #mca, perda de carga no condensador

#Dados de entrada torre
delta_ht=3 #mca, perda de carga na torre
L_to=95 #m, comprimento da tubulação de água de condensação usando torre
Des_g=3.5 #m, desnível geométrico torre
eta_torre=0.7
W_vt=5500 #W, potência consumida nos ventiladores da torre

#Dados de entrada trocador de calor geotérmico
L_tg1=95+200 #m, comprimento da tubulação de água de condensação usando trocador geotérmico trecho comum
L_tg2=Lf*2 #m, comprimento da tubulação de água de condensação usando trocador geotérmico trecho comum
d_tg=0.125 #m, diâmetro trocador de calor geotérmico
```

```
"Funções"
"Calculo transferencia de calor no condensador"
"Função para o trocador de calor geotérmico"
def geotermico(Patm,Tewg, Tsg, V_w):
    global NF, L_g, Dig, Deg, Rtot2
    Tmw=(Tewg+Tsg)/2
    rho_w=PropsSI('D','T',Tmw,'P', Patm,'Water')  #kg/m³, massa especifica media da agua
    mu_w=PropsSI('V','T',Tmw,'P', Patm,"water")  #Pa.s, viscosidade media da água
    Pr_w=PropsSI('PRANDTL','T',Tmw,'P', Patm,'Water')  #Numero de Prandtl
    Cp_w=PropsSI('C','T',Tmw,'P', Patm,'Water')  #J/(kgK), calor específico a pressão constante
    k_w=PropsSI('CONDUCTIVITY','T',Tmw,'P', Patm,'Water')  #W/(m.K), condutividade térmica media da agua

    m_w=V_w*rho_w

    Rew=4*m_w/(pi*Dig*mu_w)

    f=(0.79*log(Rew)-1.64)**(-2)
    if Rew>2300:
        Nu_d= turbulent_Webb(Rew, Pr_w, f)
        h=Nu_d*k_w/Dig
    else:
        Nu_d=3.66+(0.0668*(Dig/L_g)*Rew*Pr_w)/(1+0.04*((Dig/L_g)*Rew*Pr_w)**(2/3))
        h=Nu_d*k_w/Dig
    Rotl=1/(pi*Dig*h)
    Rtot=Rtotl+Rtot2
    Tow=Tsg-(Tsg-Tewg)*exp(-L_g/(m_w*Cp_w*Rtot))

    m_makeup = 0
    S_g_torre=0
    T_sar=0
    m_ar=0
    omega_sar=0

    return Tow, m_makeup, S_g_torre, T_sar, m_ar, omega_sar

"Função para a torre de resfriamento"
def Torre(Tea,Tamb,m_ag,phi_aramb,Patm):
    global mv_ar, eta_torre, W_vt

    T4=(Tea-1.5) #K, temperatura do ar úmido, ponto 4
    phi_sar=0.90 #umidade relativa do ar úmido, ponto 4
    h_sar=HAPropsSI('H','T',T4,'R',phi_sar,'P',Patm) #J/kg, entalpia máxima no ponto 4
    s_sar=HAPropsSI('S','T',T4,'R',phi_sar,'P',Patm) #J/kg.K, entropia do fluido no ponto 4
    omega_sar=HAPropsSI('W','T',T4,'R',phi_sar,'P',Patm) #J/kg.K, entropia do fluido no ponto 4
    T_sar=T4

    rho_ar=PropsSI('D','T',Tamb,'P', Patm, "air")  #kg/m³, massa específica do ar na entrada da torre

    hea=PropsSI('H','T',Tea,'P', Patm, "water") #J/kg, entalpia do fluido no ponto 1
    h_ear=HAPropsSI('H','T',Tamb,'R',phi_aramb,'P',Patm) #J/kg, entalpia do fluido no ponto 3
    h5=PropsSI('H','T',Tamb,'P', Patm, "water") #J/kg, entalpia do fluido no ponto 5
    sea=PropsSI('S','T',Tea,'P', Patm, "water") #J/kg.K, entropia do fluido no ponto 1
    s_ear=HAPropsSI('S','T',Tamb,'R',phi_aramb,'P',Patm) #J/kg.K, entropia do fluido no ponto 3
    s5=PropsSI('S','T',Tamb,'P', Patm, "water") #J/kg.K, entropia do fluido no ponto 5

    omega_ear=HAPropsSI('W','T',Tamb,'R',phi_aramb,'P',Patm) #kg(agua)/kg(ar seco), razão de mistura ponto 3

    #omega_sarmax=HAPropsSI('W','T',Tamb,'R',1,'P',Patm) #kg(agua)/kg(ar seco), razão de mistura máxima no ponto 4
    #omega_sar=omega_ear+ eta_torre*(omega_sarmax-omega_ear)#kg(agua)/kg(ar seco), razão de misutura ponto 4
```

```
    #h_sarmax=HAPropsSI('H','T',Tamb,'R',1,'P',Patm) #J/kg, entalpia máxima no ponto 4
    #h_sar=h_ear+eta_torre*(h_sarmax-h_ear) #j/kg, entalpia do fluido no ponto 4
    #s_sar=HAPropsSI('S','H',h_sar,'W',omega_sar,'P',Patm) #J/kg.K, entropia do fluido no ponto 4
    #T_sar=HAPropsSI('T','H',h_sar,'W',omega_sar,'P',Patm) #J/kg.K, entropia do fluido no ponto 4

    m_ar=rho_ar*mv_ar #kg/s, vazão mássica de ar

    hsw=hea-(m_ar/m_ag)*(h_sar-h_ear-(omega_sar-omega_ear)*h5)

    Tws=PropsSI('T','H',hsw,'P', Patm, "water") #K, Temperatura da água no ponto 2
    s_ws=PropsSI('S','H',hsw,'P', Patm, "water") #J/kg.K, entropia da água no ponto 2

    m_makeup=m_ar*(omega_sar-omega_ear)

    S_g_torre=(m_ag*s_ws+m_ar*s_sar)-(m_ag*sea+m_ar*s_ear+m_makeup*s5) # W/K, geração de entropia na torre

    return Tws, m_makeup, S_g_torre, T_sar, m_ar, omega_sar


"Função para calcular o coeficiente de transferência de calor (escoamento monofásico)"
def tc1fase(Fluid, T, P, m_dot, D):

    mu=PropsSI('V','T',T,'P', P, Fluid)  #Pa.s
    Pr=PropsSI('PRANDTL','T',T,'P', P, Fluid)  #Numero de Prandtl
    k=PropsSI('CONDUCTIVITY','T',T,'P', P,Fluid)  #W/(m.K)
    Re=m_dot*4/(mu*pi*D)
    f=(0.79*log(Re)-1.64)**(-2)
    if Re>2300:
        return turbulent_Gnielinski(Re, Pr, f)*k/D
    else:
        return 4.354*k/D

"""Função p/ calcular o coeficiente de transferência de calor durante a condensação(escoamento Bifásico)"""
def cond_butterworth(Fluid, m_dot, x, Tsat, D_h_cond, q):
    global p_l, pt, Lct, g, Nc
    #Propriedades
    k_L=PropsSI('CONDUCTIVITY','Q',0,'T',Tsat,Fluid)  #W/(m.K), condutividade térmica líquido
    mu_L=PropsSI('V','Q',0,'T', Tsat, Fluid) #Pa.s, viscosidade líquido
    #mu_V=PropsSI('V','Q',1,'T', Tsat, Fluid) #Pa.s, viscosidade vapor
    i_vl=PropsSI('H','Q',1,'T', Tsat, Fluid)-PropsSI('H','Q',0,'T', Tsat, Fluid)
    #Cp_w=PropsSI('C','T',Tsat,'Q', 0,'Water')  #J/(kgK), calor específico a pressão constante
    #Pr_L=PropsSI('PRANDTL','Q',0,'T',Tsat,Fluid) #Numero de Prandtl
    rho_L=PropsSI('D','Q',0,'T', Tsat, Fluid)  #kg/m³, massa especifica do líquido
    rho_v=PropsSI('D','Q',1,'T', Tsat, Fluid)  #kg/m³, massa especifica do vapor
    #Calculos
    w=(p_l*pt-(pi*D_h_cond**2)/4)/p_l
    Am=w*Nc*Lct
    u_v=m_dot/(rho_v*Am)
    Re=(rho_L*u_v*D_h_cond)/mu_L
    h_sh=0.59*(k_L/D_h_cond)*Re**0.5 #W/m²K
    "Loop para cálculo da temperatura na parede"
    erro_p=100 #erro temperatura da parede
    i=0 #contador temperatura da parede
    deltaT_rp=3.0
    T_par=Tsat-deltaT_rp
    while erro_p>0.01 and i<100:
        h_1=0.728*(k_L/D_h_cond)*(((rho_L*(rho_L-rho_v))*g*i_vl*D_h_cond**3)/(mu_L*(deltaT_rp)*k_L))**0.25 #W/m²K
        N=Nc
        #h_n=h_1*Ncolunas**(-1/6)
```

```
        h_n=((0.5*h_sh**2)+(0.25*h_sh**4+h_1**4)**0.5)**0.5*(N**(5/6)-(N-1)**(5/6))
        Tant=T_par
        T_par=(q)/h_n+Tsat
        deltaT_rp=Tsat-T_par
        if  deltaT_rp<0:
            deltaT_rp=1
        i=i+1
        erro_p=abs(T_par-Tant)
    return h_n

"""Função para calcular as propriedades médias do condesador"""
def condensador(Fluid, i_in, i_out, P, m_dot, D_h_cond, L, q):
    global DELTAi
    N_max=(1E6)/DELTAi
    #G=m_dot/(pi*D**2/4)
    i_l=PropsSI('H','P',P,'Q',0,Fluid)  #J/kg, entalpia do líquido
    i_v=PropsSI('H','P',P,'Q',1,Fluid)  #J/kg, entalpia do vapor
    #rho_L=PropsSI('D','P',P,'Q',0,Fluid)  #kg/m³, densidade líquido
    #rho_v=PropsSI('D','P',P,'Q',1,Fluid)  #kg/m³, densidade vapor
    #mu_L=PropsSI('V','Q',0,'P', P, Fluid) #Pa.s, viscosidade líquido
    #mu_v=PropsSI('V','Q',1,'P', P, Fluid) #Pa.s, viscosidade vapor
    T_sat=PropsSI('T','Q',1,'P', P, Fluid) #K, temperatura saturação
    h_bar=0
    #rho_bar=0
    k=0
    i=i_in
    while (i>=i_out) and (k<N_max):
        if (i>i_v):
            T=PropsSI('T','H',i,'P', P, Fluid)
            if abs(T-T_sat)<0.1:
                T=T+0.1
            h=tc1fase(Fluid, T, P, m_dot, D_h_cond)
            h_bar=h+h_bar
            #rho_bar=rho_bar+PropsSI('D','H',i,'P', P, Fluid)
        else:
            if (i<i_l):
                T=PropsSI('T','H',i,'P', P, Fluid)
                if abs(T-T_sat)<0.1:
                    T=T+0.1
                h=tc1fase(Fluid, T, P, m_dot, D_h_cond)
                h_bar=h+h_bar
                #rho_bar=rho_bar+PropsSI('D','H',i,'P', P, Fluid)
            else:
                x=(i-i_l)/(i_v-i_l)
                #T=PropsSI('T','H',i,'P', P, Fluid)  #calculo da temperatura media
                #T_bar=T+T_bar #calculo da temperatura media
                h=cond_butterworth(Fluid, m_dot, x, T_sat, D_h_cond, q)
                h_bar=h+h_bar
                #alpha=fv(x,rho_L,rho_v,G,D,mu_L,mu_v)
                #rho_bar=rho_bar+alpha*rho_v+(1-alpha)*rho_L
        i=i-DELTAi
        k=k+1
    h_bar=h_bar/k
    #rho_bar=rho_bar/k
    h_avg=h_bar
    return h_avg


"Função para análise exergética"
```

```
def exergetica(Tcond,Tevap, W_c, Qe, Qc, i1, i2, i3, i4, s1, s2, s3, s4, m_r, m_r1, m_a, Tea, Tsa, Pa, Sistema, delta_P, W_bac, S_g_torre, m_gelada, T_sar, m_ar, omega_sar):
    global Tmag, phi_arambm, Patmm, Tambm, Tsg, Te_sg, W_bag
    T0_e=Tmag
    T0_c=Tambm #temperatura do estado de referência
    #Componentes principais do ciclo
    Ed_comp=m_r1*((i1-i2)-T0_c*(s1-s2))+W_c #W, exergia destruída no compressor
    Ed_cond=m_r*((i2-i3)-T0_c*(s2-s3))-Qc*(1-(T0_c/Tcond)) #W, exergia destruída no condensador
    Ed_evap=fabs(m_r*((i4-i1)-T0_e*(s4-s1))+Qe*(1-(T0_e/Tevap))) #W, exergia destruída no evaporador
    Ed_dx=m_r*((i3-i4)-T0_c*(s3-s4)) #W, exergia destruída no dispositivo de expansão
    i_ent=PropsSI('H','P',Pa,'T',Tea,'water')  #J/kg, entalpia na entrada da água
    s_ent=PropsSI('S','P',Pa,'T',Tea,'water')  #J/kgK, entropia na entrada da água

    #Torre ou trocador de calor geotérmico
    if Sistema == 1: #torre
      Ed_torgeo=T0_c*S_g_torre
      #Ventilador
      Deltap_v=250 #Pa, pressão no ventilador
      i_ev=HAPropsSI('H','T',T_sar,'R',omega_sar,'P',Pa) #J/kg, entalpia na entrada do ar no ventilador
      i_sv=HAPropsSI('H','T',T_sar,'R',omega_sar,'P',Pa+Deltap_v) #J/kg, entalpia na saída do ar no ventilador
      s_ev=HAPropsSI('S','T',T_sar,'R',omega_sar,'P',Pa) #J/kg.K, entropia na entrada do ar no ventilador
      s_sv=HAPropsSI('S','T',T_sar,'R',omega_sar,'P',Pa+Deltap_v) #J/kg.K, entropia na saída do ar no ventilador
      Ed_vent=m_ar*((i_ev-i_sv)-T0_c*(s_ev-s_sv))+W_vt #W, exergia destruída na torre
    if Sistema == 2: #geotérmico
      i_sai=PropsSI('H','P',Pa,'T',Tsa,'water')  #J/kg, entalpia na saída da água
      s_sai=PropsSI('S','P',Pa,'T',Tsa,'water')  #J/kgK, entropia na saída da água
      Ed_torgeo=m_a*((i_sai-i_ent)-T0_c*(s_sai-s_ent))-Qc*(1-(T0_c/Tsg))  #W, exergia destruída no trocador de calor geotérmico
      AA=m_a
      AB=i_sai-i_ent
      AC=s_sai-s_ent
      AD=Qc*(1-(T0_c/Tsg))
      AE=Qc*(1-(T0_c/Tcond))
      print('teste',AA, AB, AC, AD, AE, Ed_torgeo)
      Ed_vent=0

    #Bombas
    #Bomba de água de condensação
    i_ebac=i_ent #J/kg, entalpia na entrada da bomba de água de condensação
    s_ebac=s_ent #J/kgK, entropia na entrada da bomba de água de condensação
    P_sbac=Pa+delta_P # pressão na saída da bomba de água de condensação
    i_sbac=PropsSI('H','P',P_sbac,'T',Tea,'water')  #J/kg, entalpia na saída da água
    s_sbac=PropsSI('S','P',P_sbac,'T',Tea,'water')  #J/kg, entalpia na saída da água
    Ed_bac=m_a*((i_ebac-i_sbac)-T0_c*(s_ebac-s_sbac))+W_bac #W, exergia destruída na bomba de água de condensação
    #Bomba de água de condensação
    i_ebag=PropsSI('H','P',Pa,'T',Te_sg,'water')  #J/kg, entalpia na entrada da bomba água gelada
    s_ebag=PropsSI('S','P',Pa,'T',Te_sg,'water')  #J/kgK, entropia na entrada da bomba água gelada
    i_sbag=PropsSI('H','P',P_sbac,'T',Te_sg,'water')  #J/kg, entalpia na saída da bomba de água gelada
    s_sbag=PropsSI('S','P',P_sbac,'T',Te_sg,'water')  #J/kgK, entropia na saída da bomba de água gelada
    Ed_bag=m_gelada*((i_ebag-i_sbag)-T0_c*(s_ebag-s_sbag))+W_bag #W, exergia destruída na bomba de água de condensação

    Ed_tot=Ed_comp+Ed_cond+Ed_evap+Ed_dx+Ed_torgeo+Ed_bac+Ed_bag+Ed_vent #W, exergia destruída total
    Perc_comp=Ed_comp/Ed_tot # percentual da exergia do compressor na exergia total
    W_tot=W_c+W_vt+W_bac+W_bag
    eta_ex=1-(Ed_tot/W_tot)     #eficiência exergética
    return Ed_comp, Ed_cond, Ed_evap, Ed_dx, Ed_torgeo, Ed_bac, Ed_bag,Ed_vent, Ed_tot, eta_ex, Perc_comp

def ambiental(W_c):
    global massa, Perda, Rec, Tempo,  Beta, T_ope, D_ope, GWP, mu_so2, mu_nox, mu_pm25, mu_pm10, eta_grid
    #Análise TEWI - CO2
    Tewi_d=(GWP*massa*Perda*Tempo+GWP*massa*(1-Rec))/1000 #tCO2, emissões diretas
```

```
    E_a=(D_ope*T_ope)*(W_c/1000)/eta_grid #kWh/ano, na operação
    Tewi_i=(E_a*Beta*Tempo)/1000 #tCO2, emissões indiretas
    Tewi=Tewi_d+Tewi_i #tCO2
    Perc_d=(Tewi_d/Tewi)*100 #Percentual da emissão direta no TEWI

    #Análise SO2
    em_so2= mu_so2*E_a/eta_grid #kgSO2 emitidas por ano

    #Análise NOx
    em_nox= mu_nox*E_a/eta_grid #kgNOx emitidas por ano

    #Análise PM2.5
    em_pm25 = mu_pm25*E_a/eta_grid #kgPM2.5 emitidas por ano

    #Análise PM10
    em_pm10= mu_pm10*E_a/eta_grid #kgPM10 emitidas por ano

    return Tewi_d, Tewi_i, Tewi, Perc_d, em_so2, em_nox, em_pm25, em_pm10, E_a

"Potência consumida na bomba"
def potenciabomba(Tea,Tsa,P_bac):
    global delta_hc, L_to, Des_g, delta_ht, L_tg1, L_tg2, eta_p, Va, d_tg, d_tp, e_ruga, e_rugp, W_vt, NF

    T_wm=(Tea+Tsa)/2

    if Sistema == 1: #torre

        mu_w=PropsSI('V','T',T_wm,'P',P_bac,'water') #Pa.s, viscosidade da água
        rho_w=PropsSI('D','T',T_wm,'P', P_bac,'water')  #kg/m³,  massa específica da água
        V=4*Va/(pi*d_tp**2)
        Re_w=(rho_w*V*d_tp)/mu_w

        if Re_w>2300:
            f = colebrook.sjFriction(Re_w, e_ruga) #fator de atrito

        else:
            f=64/Re_w
        deltaPf_1=(f*(L_to/d_tp)*rho_w*(V**2)/2)*1.2 #20% de perda localizada
        W_p=Va*(deltaPf_1+delta_ht+delta_hc)/(eta_p) # W, potência consumida pela bomba d'água
        W_torre=W_vt

    if Sistema == 2: #geotérmico

        mu_w=PropsSI('V','T',T_wm,'P',P_bac,'water') #Pa.s, viscosidade da água
        rho_w=PropsSI('D','T',T_wm,'P', P_bac,'water')  #kg/m³,  massa específica da água

        #Parte comum
        V=4*Va/(pi*d_tp**2)
        Re_w=(rho_w*V*d_tp)/mu_w

        if Re_w>2300:
            f = colebrook.sjFriction(Re_w, e_ruga) #fator de atrito

        else:
            f=64/Re_w
        deltaPf_1=(f*(L_tg1/d_tp)*rho_w*(V**2)/2)*1.2 #20% de perda localizada


        #Em cada furo
        V2=4*(Va/NF)/(pi*d_tg**2)
```

```
    Re_w2=(rho_w*V2*d_tg)/mu_w

    if Re_w2>2300:
        f = colebrook.sjFriction(Re_w2, e_rugp) #fator de atrito

    else:
        f=64/Re_w
    deltaPf_2=(f*(L_tg2/d_tg)*rho_w*(V**2)/2)*1.2 #20% de perda localizada

    #Cálculo da potência
    delta_P=deltaPf_1+deltaPf_2+delta_hc
    W_p=Va*(delta_P)/(eta_p) # W, potência consumida pela bomba d'água
    W_torre=0

  return W_p, W_torre, delta_P

#############################################################################

"""---------- Modelo Compressor - Condesador --------"""


"Cálculos Geométricos do condensador"
A_rc=(pi*D_e*Lct)*Nc            #m², Area do tubo externo do condensador - contato com fluido refrigerante
A_w=(pi*D_i*Lct)*Nc             #m², Area do tubo interno do condensador - contato com água
A_ri=(pi*D_i**2)/4
A_tc=A_rc

"Taxa de transferência de calor no evaporador de referência"
Cp_wg=PropsSI('C','T',Tmag,'P', Patm[0]*100,'Water')  #J/(kgK), calor específico da agua da pressão constante
rho_ag=PropsSI('D','T',Tmag,'P', Patm[0]*100,'Water')  #kg/m³, massa específica da água
m_gelada=rho_ag*Ve
Qevap1=(m_gelada)*Cp_wg*deltaT_w

"Calculando parametros do evaporador"
T1=Tevap+deltaT_sup
P_evap=PropsSI('P','T',Tevap,'Q', 1, Fluid)  #Pa, pressao de evaporacao
P1=P_evap #Pa, pressão sucção compressor
rho1=PropsSI('D','T',T1,'P', P1, Fluid)  #kg/m³, massa especifica sucçao compressor
i1=PropsSI('H','T',T1,'P', P1, Fluid)  #J/kg, entalpia na sucçao compressor
s1=PropsSI('S','T',T1,'P', P1, Fluid)  #J/(kgK), entropia sucçao compressor
P4=P_evap #Pa, pressão saída dispositivo de expansão

"Criando arrays para iteração"
P_c=[0]*100 #Pressão de condensação
T_a=[0]*100 #Temperatura de retorno da água
Dx=[0]*100
Da=[0]*100
j=0 #contador
b=0 #contador
erro_m=100 #erro balanço de energia condensador
erro_t=100 #temperatura de retorno da água (trocador geotérmico ou torre)

T_a[0]=Tea #vetor para o cálculo da temperatura de saída (torre ou TC geotérmico)

while b<100 and erro_t>0.5:

  #Calculos temperatura de retorno da água
  "Cálculo da vazão mássica de água"
  if b>0:
    Tma=(T_a[b-1]+Tsa)/2
```

```
else:
    Tma=(T_a[b]+Tsa)/2

Cp_w=PropsSI('C','T',Tma,'P', Patm[0]*100,'Water')  #J/(kgK), calor específico da agua da pressão constante
rho_a=PropsSI('D','T',Tma,'P', Patm[0]*100,'Water')  #kg/m³, massa específica da água
m_a=Va*rho_a #kg/s, vazão mássica de água no condensador

V_w=Va/NF #vazão volumétrica por furos para o trocador geotérmico

Tiw=Tsa # temperatura de entrada da água na torre ou no trocador de calor geotérmico

"Retirar o comentário se operação no modo geotérmico"
[Tow,m_makeup, S_g_torre, T_sar, m_ar, omega_sar]=geotermico(Patm[0]*100, Tiw, Tsg, V_w)# temperatura de saída da água do trocador de calor geotérmico
Sistema=2
"Retirar o comentário se operação com torre de resfriamento"
#[Tow, m_makeup]=Torre(Tiw,Tamb[0]+273.15,m_a,phi_aramb[0]/100,Patm[0]*100) # temperatura de saída da água na torre
#Sistema=1

T_a[b]=Tow

"Estimativa inicial de pressão"
P_c[0]=PropsSI('P','T',T_a[b]+10,'Q', 0, Fluid)          #"chute inicial da pressão de condensação"
#P_c[0]=PropsSI('PCRIT',Fluid)  #Pressao critica
P_c[1]=P_c[0]*0.9

if j>2:
  P_c[0]=P_c[j]
  P_c[1]=P_c[0]*0.9
  j=0

while j<100 and erro_m>0.1:
   P2=P_c[j] #Pa, pressão de condensação
   r_c=P2/P1 #razão de compressão
   "Propriedades pontos 2 e 3"
   i2s=PropsSI('H','S',s1,'P', P2, Fluid)  #J/(kgK), processo isentropico
   i2=(i2s-i1)/eta_is+i1 #J/(kgK), entalpia descarga compressor
   T2=PropsSI('T','P',P2,'H', i2, Fluid)  #K, temperatura descarga compressor
   s2=PropsSI('S','P',P2,'H', i2, Fluid)  #J/(kgK), entropia descarga compressor
   T_cond=PropsSI('T','P',P2,'Q', 0, Fluid)  #K,temperatura condensação
   P3=P2
   T3=T_cond-deltaT_sub #K,temperatura saída condensador
   rho3=PropsSI('D','T',T3,'P', P3, Fluid)  #kg/m³, massa especifica entrada DE
   i3=PropsSI('H','T',T3,'P', P3, Fluid)  #J/(kgK), processo isentropico
   s3=PropsSI('S','T',T3,'P', P3, Fluid)  #J/(kgK), entropia na entrada do dispositivo de expansão
   i4=i3 #processo isentropico
   s4=PropsSI('S','H',i4,'P', P4, Fluid)  #J/(kgK), entropia na saída do dispositivo de expansão


   "Vazão mássica de fluido refrigerante"
   m_r1=rho1*R*Vc*eta_v #vazão mássica gerada pelo compressor
   m_r=Qevap1/(i1-i4) #vazão mássica circulante
   V_r=m_r*rho1 #m³/s, vazão volumétrica na aspiração do compressor
   Carr=100*(1-(m_r1-m_r)/m_r1) #Carregamento

   Qf=m_r*(i2-i3) #W, Transferencia de calor do fluido refrigerante no condensador
   #Qf=m_a*Cp_w*(Tsa-T_a[b]) #W, Transferencia de calor do fluido refrigerante no condensador
   q=Qf/A_tc #W/m² # Taxa de transferencia de calor no condensador (experimental)
```

```
    if T3==T2:
        Cp=10**12
    else:
        Cp=abs((i2-i3)/(T2-T3)) #Cp do R22
    C_dot_1=m_a*Cp_w
    C_dot_2=m_r*Cp
    C_min=min(C_dot_1,C_dot_2)
    C_max=max(C_dot_1,C_dot_2)
    Cr=C_min/C_max
    Q_max=C_min*(T2-T_a[b])
    xi_a=Qf/Q_max
    "Cálculo do coeficiente de transferência de calor da água"
    h_w=tc1fase('water',Tma, Patm[0]*100, m_a/Nc, D_i) # coeficiente convectivo da água
    "Cálculo do coeficiente de transferência de calor do fluido refrigerante"
    D_h=D_e+(p-D_e) #m, diâmetro hidráulico do fluido refrigerante
    h_cond=condensador(Fluid, i2, i3, P2, m_r, D_h, Lct, q)
    "Calculo do coeficiente global no evaporador"
    Ua=((1/(h_cond*A_rc))+(log(D_e/D_i)/(2*pi*k_c*Lct))+(1/(h_w*A_w)))**(-1)
    Ntu=Ua/C_min
    xi_b=2*(1+Cr+((1+Cr**2)**0.5)*((1+exp(-Ntu*(1+Cr**2)**0.5))/(1-exp(-Ntu*(1+Cr**2)**0.5))))**(-1) #Incropera
    Dx[j]=xi_a-xi_b
    erro_m=abs(Dx[j]/xi_a*(100))
    j=j+1
    P_crit=PropsSI('PCRIT',Fluid)  #Pressao critica
    #Utilizando um método matemático para acelerar a convergência do modelo
    if j>1:
        P_c[j]=P_c[j-1]-((P_c[j-1]-P_c[j-2])*(Dx[j-1]/(Dx[j-1]-Dx[j-2]))) #Método da secante
    if P_c[j]>P_crit:
        P_c[j]=P_crit*0.95
    if P_c[j]==P_c[j-1]:
        j=101

if T_a[b]==T_a[b-1]:
    b=101


#Ajuste na temperatura de saída da água
Tsa_a=Tsa
Tsa=T_a[b]+Qf/(m_a*Cp_w)
Da[b]=Tsa_a-Tsa
erro_t=Da[b]
b=b+1
j=0
erro_m=100

"Cálculo do COP, potencia compressor e taxas de transferência de calor"
Tea=T_a[b-1] #Temperatura de entrada da água no condensador

"Cálculo da potência consumida na bomba de água de condensação"
P_bac=Patm[0]*100 #Estimativa de pressão para cálculo das propriedades
[W_bac, W_torre, delta_P]=potenciabomba(Tea,Tsa,P_bac)
W_c=m_r1*(i2-i1)/eta_g # W, potência consumida pelo compressor
Qe=m_r*(i1-i4) # W, taxa de transferência de calor no evaporador
Qc=m_r*(i2-i3) # W, taxa de transferência de calor no condensador
Cop=Qe/W_c # COP do equipamento
W_tot=W_c+W_bac+W_bag+W_torre #W, potência total consumida no sistema
Cop_s=Qe/W_tot #COP do sistema
Cop_t=(i1-i4)/(i2-i1) # COP teórico do ciclo
"Cálculo do volume diário de água de make up"
rho_wmk=PropsSI('D','T',Tamb[0]+273.15,'P', Patm[0]*100,'water')  #kg/m³, densidade da água de make up
```

```
Volume_wh=(m_makeup/rho_wmk)*3600 #m³, volume de água de make up por hora


"Análise exergética"
[Ed_comp, Ed_cond, Ed_evap, Ed_dx, Ed_torgeo, Ed_bac, Ed_bag,Ed_vent, Ed_tot, eta_ex, Perc_comp] =exergetica(T_cond,Tevap, W_c, Qe, Qc, i1, i2, i3, i4, s1, s2, s3, s4, m_r, m_r1, m_a, Tea, Tsa, Patm[0]*100, Sistema, delta_P, W_bac, S_g_torre, m_gelada, T_sar, m_ar, omega_sar)


"Análise ambiental"
[Tewi_d, Tewi_i, Tewi, Perc_d, em_so2, em_nox, em_pm25, em_pm10, E_a]=ambiental(W_tot)


print ('W_bac',W_bac,'W_c',W_c,'Qe',Qe,'Cop',Cop,'Tea',Tea-273.15,'Tsa',Tsa-273.15, 'exergia', Ed_comp, Ed_cond, Ed_evap, Ed_dx, Ed_tot, eta_ex, 'ambiental', Tewi_d, Tewi_i, Tewi, Perc_d, em_so2, em_nox, em_pm25, em_pm10)


"Análise Financeira"
 #Dados de entrada
 trw=30 # Tarifa m3 de agua da concessonária (R$)
 tre=0,79 #Tarifa kwh de eletricidade concessonária(R$)


Cw=Volume_wh*D_ope*T_ope*trw #Custo consumo anual água (R$)
Ce=E_a*D_ope*T_ope*trw #Custo consumo anual de eletricidade (R$)
aa=[]
ab=[]
ac=[]
ad=[]
ae=[]
af=[]
ag=[]
ah=[]
ai=[]
aj=[]
ak=[]
al=[]
am=[]
an=[]
ao=[]
ap=[]
aq=[]
ar=[]
at=[]
au=[]
av=[]
aw=[]
ax=[]
ay=[]
az=[]
ba=[]
bb=[]
bc=[]
bd=[]
be=[]
bf=[]
bg=[]
bh=[]
bi=[]
bj=[]
bk=[]
bl=[]
bm=[]
bn=[]
```

```
bo=[]
bp=[]
bq=[]
br=[]


aa.append(W_c)
ab.append(Qc)
ac.append(Qe)
ad.append(Cop)
ae.append(Cop_s)
af.append(Cop_t)
ag.append(m_r)
ah.append(m_r1)
ai.append(Carr)
aj.append(Tea-273.15)
ak.append(Tsa-273.15)
al.append(T2-273.15)
am.append(T_cond-273.15)
an.append(i1)
ao.append(i2)
ap.append(i3)
aq.append(i4)
ar.append(P_evap)
at.append(P2)
au.append(V_r)
av.append(W_bac)
aw.append(Volume_wh)
ax.append(Ed_comp)
ay.append(Ed_cond)
az.append(Ed_evap)
ba.append(Ed_dx)
bb.append(Ed_torgeo)
bc.append(Ed_bac)
bd.append(Ed_bag)
be.append(Ed_vent)
bf.append(Ed_tot)
bg.append(eta_ex)
bh.append(Perc_comp)
bi.append(Tewi_d)
bj.append(Tewi_i)
bk.append(Tewi)
bl.append(Perc_d)
bm.append(em_so2)
bn.append(em_nox)
bo.append(em_pm25)
bp.append(em_pm10)
bq.append(E_a)
br.append(W_tot)

#Definir valores nas células correspondentes
def set_column_values(column, values):
    for i, value in enumerate(values, start=10):  # Começar a partir da linha 10
        sheet[f'{column}{i}'] = value

#Definir os valores em suas respectivas colunas
set_column_values('G', aa)
set_column_values('H', ab)
set_column_values('I', ac)
set_column_values('J', ad)
```

```
set_column_values('K', ae)
set_column_values('L', af)
set_column_values('M', ag)
set_column_values('N', ah)
set_column_values('O', ai)
set_column_values('P', aj)
set_column_values('Q', ak)
set_column_values('R', al)
set_column_values('S', am)
set_column_values('T', an)
set_column_values('U', ao)
set_column_values('V', ap)
set_column_values('W', aq)
set_column_values('X', ar)
set_column_values('Y', at)
set_column_values('Z', au)
set_column_values('AA', av)
set_column_values('AB', aw)
set_column_values('AC', ax)
set_column_values('AD', ay)
set_column_values('AE', az)
set_column_values('AF', ba)
set_column_values('AG', bb)
set_column_values('AH', bc)
set_column_values('AI', bd)
set_column_values('AJ', be)
set_column_values('AK', bf)
set_column_values('AL', bg)
set_column_values('AM', bh)
set_column_values('AN', bi)
set_column_values('AO', bj)
set_column_values('AP', bk)
set_column_values('AQ', bl)
set_column_values('AR', bm)
set_column_values('AS', bn)
set_column_values('AT', bo)
set_column_values('AU', bp)
set_column_values('AV', bq)
set_column_values('AW', br)

#Salvar o arquivo em uma nova versão
new_file_name = 'Geotermico_Porto Alegre_saida.xlsx'
workbook.save(new_file_name)


#Torre - Media mensal das temperaturas por hora e por cidade
#Geotérmico - preparar um arquivo para cada cidade
```

# APÊNDICE B - TABELAS DOS DADOS EXPERIMENTAIS

| Teste 1 - data: 03/03/2023 - medição Chiller 3 | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Parâmetros** | **9:00H*** | **10:00H** | **12:00H** | **13:00H** | **14:00H** | **15:00H** | **16:00H** | **17:00H** |
| Temperatura saída água condensador (C°) | 40 | 36,7 | 38,1 | 37,7 | 37,7 | 37,1 | 36,4 | 34,8 |
| Temperatura entrada água condensador (C°) | 29 | 28,1 | 29,4 | 28,9 | 29,4 | 29,4 | 29,3 | 27,5 |
| Temperatura entrada água evaporador (C°) | 11,4 | 9,9 | 9,8 | 9,9 | 9,9 | 9,6 | 9,3 | 9,6 |
| Temperatura saída água evaporador (C°) | 8,1 | 6,5 | 6,4 | 6,9 | 6,5 | 6,4 | 6,2 | 6,5 |
| Vazão volumétrica água evaporador ($m^3/h$) | 65 | 65 | 65 | 65 | 65 | 65 | 65 | 65 |
| Temperatura evaporação fluido refrigerante circuito A (C°) | 4,6 | 3,4 | 2,7 | 3,4 | 3,1 | 3,9 | 3,1 | 2,9 |
| Temperatura condensação fluido refrigerante circuito A (C°) | 45,6 | 40,1 | 42,1 | 40,3 | 41,1 | 39,3 | 38,2 | 36,4 |
| Temperatura entrada válvula Expansão circuito A (C°) | 39,4 | 36,3 | 37,9 | 37,4 | 37,5 | 36,6 | 36 | 34,3 |
| Temperatura saída válvula Expansão circuito A (C°) | 4,6 | 3,4 | 2,7 | 3,4 | 3,1 | 3,9 | 3,1 | 2,9 |
| Temperatura descarga compressor circuito A (C°) | 79 | 71 | 72 | 72 | 71 | 69 | 70 | 69 |
| Temperatura aspiração compressor circuito A(C°) | 9,4 | 6,9 | 8 | 7,9 | 6,8 | 6,8 | 7,8 | 7,9 |
| Carregamento compressor circuito A (%) | 109 | 81 | 90 | 80 | 84 | 75 | 70 | 71 |
| Corrente compressor circuito A (A) | 204 | 158 | 164 | 149 | 161 | 141 | 130 | 134 |
| Potência compressor circuito A (kW) | 64,52 | 49,97 | 51,87 | 47,12 | 50,92 | 44,59 | 41,11 | 42,38 |
| Temperatura evaporação fluido refrigerante circuito B (C°) | 4,8 | 4,3 | 3,7 | 3,9 | 4,3 | 4 | 3,3 | 3,4 |
| Temperatura condensação fluido refrigerante circuito B (C°) | 50,8 | 42,7 | 44,6 | 43,1 | 43,2 | 42,5 | 42 | 40,3 |
| Temperatura entrada EX circuito B (C°) | 43 | 38,8 | 40,8 | 40,5 | 40,2 | 39,2 | 39,6 | 37,3 |
| Temperatura saída EX circuito B (C°) | 4,8 | 4,3 | 3,7 | 3,9 | 4,3 | 4 | 3,3 | 3,4 |
| Temperatura descarga compressor circuito B (C°) | 84 | 73 | 76 | 75 | 74 | 73 | 73 | 72 |
| Temperatura aspiração compressor circuito B (C°) | 9 | 7,8 | 8,1 | 8,2 | 7,8 | 7,5 | 7,7 | 7,8 |
| Carregamento compressor circuito B (%) | 119 | 73 | 81 | 74 | 75 | 74 | 73 | 67 |
| Corrente compressor circuito B (A) | 226 | 153 | 144 | 140 | 149 | 141 | 141 | 125 |
| Potência compressor circuito B (kW) | 71,48 | 48,39 | 45,54 | 44,28 | 47,12 | 44,59 | 44,59 | 39,53 |
| Potência total Chiller (kW) | 135,99 | 98,36 | 97,41 | 91,40 | 98,04 | 89,19 | 85,71 | 81,91 |
| Vazão mássica de água gelada (kg/h) | 64989 | 64989 | 64989 | 64989 | 64989 | 64989 | 64989 | 64989 |
| Carga térmica refrigeração (kW) | 249,61 | 257,18 | 257,18 | 226,92 | 257,18 | 242,05 | 234,48 | 234,48 |
| COP Chiller | 1,84 | 2,61 | 2,64 | 2,48 | 2,62 | 2,71 | 2,74 | 2,86 |
| Temperatura ambiente( C°) | 26,2 | 28,8 | 29 | 29,6 | 30,1 | 29,5 | 28,1 | 27,2 |
| Umidade relativa (%) | 64 | 56 | 53 | 53 | 50 | 51 | 55 | 57 |
| Pressão atmosférica (mmHg) | 687,8 | 687,8 | 687 | 686 | 685 | 685 | 685 | 686 |
| Vazão volumétrica água condensador ($m^3/h$) | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 |
| Corrente elétrica central de condensação | 143,00 | 147,00 | 142,00 | 148,00 | 147,00 | 144,00 | 143,00 | 142,00 |
| Potência central de condensação (kW) | 49,04 | 50,41 | 48,70 | 50,76 | 50,41 | 49,38 | 49,04 | 48,70 |
| *** Teste realizado em regime transitório** | | | | | | | | |

| Teste 1 - data: 03/03/2023 - Medição Chiller 2 | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Parâmetros** | **9:00H** | **10:00H*** | **12:00H** | **13:00H** | **14:00H** | **15:00H** | **16:00H** | **17:00H** |
| Temperatura saída água condensador (C°) | 34 | 33 | 28 | 30 | 32 | 32 | 32 | 32 |
| Temperatura entrada água condensador (C°) | 29 | 29 | 26 | 28 | 28 | 30 | 30 | 30 |
| Temperatura entrada água evaporador (C°) | 12,9 | 11,1 | 10,8 | 10,7 | 10,9 | 10,6 | 9,3 | 9,7 |
| Temperatura saída água evaporador (C°) | 6 | 7 | 7,5 | 7,2 | 7,5 | 7,2 | 7,4 | 5,9 |
| Vazão volumétrica água evaporador ($m^3$/h) | 65 | 65 | 65 | 65 | 65 | 65 | 65 | 65 |
| Temperatura entrada do condensador (C°) | 76 | 76 | 77 | 74 | 77 | 77 | 70 | 68 |
| Temperatura evaporação fluido refrigerante circuito A (C°) | 1,7 | -2,5 | 3,2 | 4,1 | 3,5 | 3 | 2,8 | 1,2 |
| Temperatura condensação fluido refrigerante circuito A (C°) | 43,2 | 39,8 | 37,1 | 36,6 | 36,7 | 36,9 | 30,9 | 32 |
| Temperatura entrada válvula Expansão circuito A (C°) | 38,8 | 38,5 | 34 | 36 | 36 | 35 | 30 | 30 |
| Temperatura saída válvula Expansão circuito A (C°) | 1,7 | -2,5 | 3,2 | 4,1 | 3,5 | 3 | 2,8 | 1,2 |
| Temperatura descarga compressor circuito A (C°) | 76 | 80 | 83 | 78 | 82 | 83 | 73 | 70 |
| Temperatura aspiração compressor circuito A(C°) | 9,4 | 6,9 | 8 | 7,9 | 6,8 | 6,8 | 7,8 | 7,9 |
| Carregamento compressor circuito A (%) | 103 | 61 | 63 | 62 | 62 | 62 | 50 | 59 |
| Corrente compressor circuito A (A) | 195 | 105 | 116 | 116 | 117 | 116 | 94 | 120 |
| Potência compressor circuito A (kW) | 61,67 | 33,21 | 36,69 | 36,69 | 37,00 | 36,69 | 29,73 | 37,95 |
| Temperatura evaporação fluido refrigerante circuito B (C°) | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Temperatura condensação fluido refrigerante circuito B (C°) | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Temperatura entrada EX circuito B (C°) | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Temperatura saída EX circuito B (C°) | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Temperatura descarga compressor circuito B (C°) | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Temperatura aspiração compressor circuito B (C°) | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Carregamento compressor circuito B (%) | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Corrente compressor circuito B (A) | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Potência compressor circuito B (kW) | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |
| Potência total Chiller (kW) | 61,67 | 33,21 | 36,69 | 36,69 | 37,00 | 36,69 | 29,73 | 37,95 |
| Vazão mássica de água gelada (kg/h) | 32494 | 32494 | 32494 | 32494 | 32494 | 32494 | 32494 | 32494 |
| Carga térmica refrigeração (kW) | 260,95 | 155,06 | 124,80 | 132,37 | 128,59 | 128,59 | 71,86 | 143,71 |
| COP Chiller | 4,23 | 4,67 | 3,40 | 3,61 | 3,48 | 3,50 | 2,42 | 3,79 |
| Temperatura ambiente( C°) | 26,2 | 28,8 | 29 | 29,6 | 30,1 | 29,5 | 28,1 | 27,2 |
| Umidade relativa (%) | 64 | 56 | 53 | 53 | 50 | 51 | 55 | 57 |
| Pressão atmosférica (mmHg) | 687,8 | 687,8 | 687 | 686 | 685 | 685 | 685 | 686 |
| Vazão volumétrica água condensador ($m^3$/h) | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 |
| Corrente elétrica central de condensação | 143,00 | 147,00 | 142,00 | 148,00 | 147,00 | 144,00 | 143,00 | 142,00 |
| Potência central de condensação (kW) | 49,04 | 50,41 | 48,70 | 50,76 | 50,41 | 49,38 | 49,04 | 48,70 |
| *** Teste realizado em regime transitório** | | | | | | | | |

| Teste 2 - data: 10/03/2023 - Medição Chiller 3 | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Parâmetros** | **9:00H** | **10:00H** | **11:00H** | **12:00H** | **13:00H*** | **14:00H** | **15:00H** | **16:00H** | **17:00H** |
| Temperatura saída água condensador (C°) | 33,9 | 31,6 | 32,1 | 31,9 | 36,2 | 33,9 | 33,2 | 32,2 | 32,8 |
| Temperatura entrada água condensador (C°) | 27,2 | 27,2 | 27,5 | 27,5 | 29,4 | 28,8 | 28 | 27,8 | 27,2 |
| Temperatura entrada água evaporador (C°) | 10,1 | 9,2 | 9,8 | 9,4 | 11 | 9,3 | 10,1 | 9,5 | 10,6 |
| Temperatura saída água evaporador (C°) | 6,5 | 5,9 | 6,8 | 6,8 | 8,2 | 6,3 | 7 | 6,6 | 7,5 |
| Vazão volumétrica água evaporador ($m^3/h$) | 65 | 65 | 65 | 65 | 65 | 65 | 65 | 65 | 65 |
| Temperatura evaporação fluido refrigerante circuito A (C°) | 3,1 | 3,1 | 3,6 | 2,8 | 4,1 | 3,1 | 2,8 | 2,4 | 4,9 |
| Temperatura condensação fluido refrigerante circuito A (C°) | 35,1 | 32,4 | 33 | 32,3 | 38,2 | 35,9 | 34,5 | 32,6 | 30,9 |
| Temperatura entrada válvula Expansão circuito A (C°) | 32,5 | 31,2 | 31,5 | 31,2 | 34,8 | 33,4 | 32,4 | 31,3 | 29,6 |
| Temperatura saída válvula Expansão circuito A (C°) | 3,1 | 3,1 | 3,6 | 2,8 | 4,1 | 3,1 | 2,8 | 2,4 | 4,9 |
| Temperatura descarga compressor circuito A (C°) | 65 | 63 | 65 | 64 | 69 | 65,5 | 64 | 63 | 64 |
| Temperatura aspiração compressor circuito A(C°) | 7,8 | 7,3 | 7,7 | 7,7 | 9,1 | 6,3 | 8,1 | 7,9 | 9 |
| Carregamento compressor circuito A (%) | 77 | 63 | 65 | 63 | 97 | 81 | 75 | 64 | 49 |
| Corrente compressor circuito A (A) | 147 | 116 | 120 | 122 | 182 | 154 | 139 | 120 | 89 |
| Potência compressor circuito A (kW) | 46,49 | 36,69 | 37,95 | 38,58 | 57,56 | 48,70 | 43,96 | 37,95 | 28,15 |
| Temperatura evaporação fluido refrigerante circuito B (C°) | 4 | 3,2 | 3,7 | 3,3 | 4,2 | 4,6 | 3,2 | 3,4 | 2,3 |
| Temperatura condensação fluido refrigerante circuito B (C°) | 38,6 | 35,7 | 36,2 | 35,8 | 43,3 | 38,3 | 37,9 | 36,2 | 39,5 |
| Temperatura entrada EX circuito B (C°) | 29,6 | 27,9 | 28,3 | 28,2 | 30,6 | 30,5 | 29,8 | 28,3 | 29,6 |
| Temperatura saída EX circuito B (C°) | 4 | 3,2 | 3,7 | 3,3 | 4,2 | 4,6 | 3,2 | 3,4 | 2,3 |
| Temperatura descarga compressor circuito B (C°) | 68 | 65 | 66 | 66 | 72 | 67,5 | 67 | 64,5 | 67 |
| Temperatura aspiração compressor circuito B (C°) | 8,1 | 7,3 | 8,1 | 7,7 | 9 | 7,5 | 8,4 | 8 | 8,9 |
| Carregamento compressor circuito B (%) | 75 | 66 | 66 | 66 | 105 | 75 | 70 | 67 | 94 |
| Corrente compressor circuito B (A) | 140 | 124 | 124 | 116 | 198 | 149 | 134 | 125 | 177 |
| Potência compressor circuito B (kW) | 44,28 | 39,22 | 39,22 | 36,69 | 62,62 | 47,12 | 42,38 | 39,53 | 55,98 |
| Potência total Chiller (kW) | 90,77 | 75,90 | 77,17 | 75,27 | 120,18 | 95,83 | 86,34 | 77,48 | 84,13 |
| Vazão mássica de água gelada (kg/h) | 64989 | 64989 | 64989 | 64989 | 64989 | 64989 | 64989 | 64989 | 64989 |
| Carga térmica refrigeração (kW) | 272,30 | 249,61 | 226,92 | 196,66 | 211,79 | 226,92 | 234,48 | 219,36 | 234,48 |
| COP Chiller | 3,00 | 3,29 | 2,94 | 2,61 | 1,76 | 2,37 | 2,72 | 2,83 | 2,79 |
| Temperatura ambiente( C°) | 27,1 | 29 | 28,5 | 29,3 | 29,5 | 30 | 28,5 | 29 | 27,6 |
| Umidade relativa (%) | 64 | 56 | 55 | 51 | 50 | 47,5 | 52 | 50,4 | 54 |
| Pressão atmosférica (mmHg) | 688,1 | 688,2 | 687,7 | 687,2 | 686,8 | 685,4 | 685,1 | 684,9 | 684,9 |
| Vazão volumétrica água condensador ($m^3/h$) | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 |
| Corrente elétrica central de condensação | 173,00 | 178,00 | 175,00 | 179,00 | 172,00 | 176,00 | 177,00 | 171,00 | 176,00 |
| Potência central de condensação (kW) | 59,33 | 61,04 | 60,02 | 61,39 | 58,99 | 60,36 | 60,70 | 58,64 | 60,36 |
| *** Teste realizado em regime transitório** | | | | | | | | | |

| Teste 2 data: 10/03/2023 - Medição Chiller 2 | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Parâmetros** | **9:00H** | **10:00H** | **11:00H** | **12:00H** | **13:00H*** | **14:00H** | **15:00H*** | **16:00H** | **17:00H** |
| Temperatura saída água condensador (C°) | 29 | 29 | 29 | 29 | 32 | 31 | 30,5 | 29,5 | 29 |
| Temperatura entrada água condensador (C°) | 27,2 | 27,2 | 27,5 | 27,5 | 29,4 | 28,8 | 28 | 27,8 | 27,2 |
| Temperatura entrada água evaporador (C°) | 11,1 | 10,1 | 10,8 | 10,3 | 10,7 | 10,3 | 10,6 | 10 | 11,3 |
| Temperatura saída água evaporador (C°) | 7,5 | 6,3 | 7,5 | 6,7 | 5,2 | 7,4 | 4,3 | 6,6 | 5,3 |
| Vazão volumétrica água evaporador ($m^3/h$) | 32,5 | 32,5 | 32,5 | 32,5 | 32,5 | 32,5 | 32,5 | 32,5 | 32,5 |
| Temperatura entrada do condensador (C°) | 71 | 75 | 72 | 77 | 70 | 74 | 60 | 76,5 | 69 |
| Pressão evaporação fluido refrigerante circuito A (kPA) | 458 | 437 | 472 | 438 | 389 | 451 | 396 | 444 | 389 |
| Pressão condensação fluido refrigerante circuito A (kPA) | 1244 | 1230 | 1227 | 1237 | 1410 | 1265 | 1331 | 1237 | 1348 |
| Temperatura evaporação fluido refrigerante circuito A (C°) | 3,6 | 2,4 | 4,1 | 2,6 | -0,12 | 3,1 | -1,1 | 2,6 | -0,2 |
| Temperatura condensação fluido refrigerante circuito A (C°) | 34,7 | 34,1 | 34,1 | 34,3 | 39,4 | 35,4 | 37,9 | 34,4 | 37,7 |
| Temperatura entrada válvula Expansão circuito A (C°) | 28 | 28 | 29 | 29 | 30 | 31 | 30 | 31 | 31 |
| Temperatura saída válvula Expansão circuito A (C°) | 3,6 | 2,4 | 4,1 | 2,6 | -0,12 | 3,1 | -1,1 | 2,6 | -0,2 |
| Temperatura descarga compressor circuito A (C°) | 73 | 80 | 76 | 80 | 73,5 | 77 | 63,5 | 80 | 72,5 |
| Temperatura aspiração compressor circuito A(C°) | 7,7 | 6,7 | 6,2 | 7,2 | 4,2 | 6,6 | 4,8 | 6,7 | 5 |
| Carregamento compressor circuito A (%) | 60 | 59 | 60 | 59 | 95 | 61 | 93 | 60 | 92 |
| Corrente compressor circuito A (A) | 112 | 111 | 111 | 112 | 181 | 114 | 175 | 112 | 174 |
| Potência compressor circuito A (kW) | 35,42 | 35,11 | 35,11 | 35,42 | 57,24 | 36,05 | 55,35 | 35,42 | 55,03 |
| Pressão evaporação fluido refrigerante circuito B (kPA) | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Pressão condensação fluido refrigerante circuito B (kPA) | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Temperatura evaporação fluido refrigerante circuito B (C°) | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Temperatura condensação fluido refrigerante circuito B (C°) | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Temperatura entrada EX circuito B (C°) | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Temperatura saída EX circuito B (C°) | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Temperatura descarga compressor circuito B (C°) | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Temperatura aspiração compressor circuito B (C°) | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Carregamento compressor circuito B (%) | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Corrente compressor circuito B (A) | - | - | - | - | - | - | - | - | - |
| Potência compressor circuito B (kW) | 0,00 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Potência total Chiller (kW) | 35,42 | 35,11 | 35,11 | 35,42 | 57,24 | 36,05 | 55,35 | 35,42 | 55,03 |
| Vazão mássica de água gelada (kg/h) | 32494 | 32494 | 32494 | 32494 | 32494 | 32494 | 32494 | 32494 | 32494 |
| Carga térmica refrigeração (kW) | 136,15 | 143,71 | 124,80 | 136,15 | 208,01 | 109,68 | 238,26 | 128,59 | 226,92 |
| COP | 3,84 | 4,09 | 3,56 | 3,84 | 3,63 | 3,04 | 4,30 | 3,63 | 4,12 |
| Temperatura ambiente( C°) | 27,1 | 29 | 28,5 | 29,3 | 29,5 | 30 | 28,5 | 29 | 27,6 |
| Umidade relativa (%) | 64 | 56 | 55 | 51 | 50 | 47,5 | 52 | 50,4 | 54 |
| Pressão atmosférica (mmHg) | 688,1 | 688,2 | 687,7 | 687,2 | 686,8 | 685,4 | 685,1 | 684,9 | 684,9 |
| Vazão volumétrica água condensador ($m^3/h$) | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 |
| Corrente elétrica central de condensação | 173,00 | 178,00 | 175,00 | 179,00 | 172,00 | 176,00 | 177,00 | 171,00 | 176,00 |
| Potência central de condensação (kW) | 59,33 | 61,04 | 60,02 | 61,39 | 58,99 | 60,36 | 60,70 | 58,64 | 60,36 |
| *** Teste realizado em regime transitório** | | | | | | | | | |