



CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DE MINAS GERAIS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PEDRO AUGUSTO PASSOS ARAÚJO

Análise de Correlações para Cálculo do Coeficiente Convectivo em Trocadores de
Calor Geotérmico

Belo Horizonte

2026

PEDRO AUGUSTO PASSOS ARAÚJO

Analise de Correlações para Cálculo do Coeficiente Convectivo em Trocadores de
Calor Geotérmico

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de Graduação em
Engenharia Mecânica do Centro Federal de
Educação Tecnológica de Minas Gerais,
como requisito parcial para obtenção do título
de Bacharel em Engenharia Mecânica.

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

Belo Horizonte

2026

Araújo, Pedro Augusto Passos
A663a Análise de correlações para cálculo do coeficiente convectivo em trocadores de calor geotérmico / Pedro Augusto Passos Araújo. – 2026.
82 f. : il., gráfs, tabs.

Trabalho de conclusão de curso apresentado no curso de graduação do Programa de 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 Márcio Expedito Guzzo.

Bibliografia: f. 78-82.

Trabalho de conclusão de curso (graduação) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Trocadores de calor – Teses. 2. Engenharia geotérmica – Taxas – Teses. 3. Transferência de calor – Modelos matemáticos – Teses. 4. Correlação (Estatística) – Teses. I. Paulino, Tiago de Freitas. II. Barbieri, Paulo Eduardo Lopes. III. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. IV. Título.

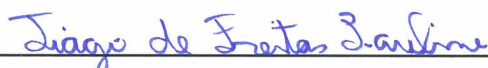
CDD 621.4022

Pedro Augusto Passos Araújo

Análise de Correlações para Cálculo do Coeficiente Convectivo em Trocadores de Calor Geotérmico

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentada no Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Data de aprovação: 15/06/2026



Tiago de Freitas Paulino, Doutor, Orientador

Departamento de Engenharia de Materiais, Campus Nova Suíça
CEFET-MG - Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais



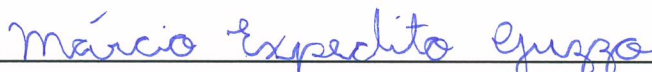
Paulo Eduardo Lopes Barbieri, Doutor, Coorientador

Departamento de Engenharia Mecânica, Campus Nova Gameleira
CEFET-MG - Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais



André Guimarães Ferreira, Doutor, Avaliador

Departamento de Engenharia de Materiais, Campus Nova Suíça
CEFET-MG - Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais



Márcio Exedito Guzzo, Doutor, Avaliador

Departamento de Engenharia Mecânica, Campus Nova Gameleira
CEFET-MG - Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

AGRADECIMENTOS

A realização deste trabalho só foi possível graças ao apoio, incentivo e contribuição de pessoas fundamentais ao longo dessa trajetória acadêmica e pessoal.

Primeiramente, agradeço a Deus, pela força, sabedoria e perseverança concedidas durante todos os momentos desta caminhada.

Ao meu orientador, Professor Tiago de Freitas Paulino, expresso minha sincera gratidão pela orientação, paciência, disponibilidade e pelos conhecimentos compartilhados ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

Ao Professor Paulo Barbieri, pelos conhecimentos compartilhados, incentivos e contribuições para minha formação acadêmica e profissional ao longo do curso.

Ao Professor Edilson de Souza Lima, agradeço pelos ensinamentos transmitidos, pela dedicação ao ensino e pela contribuição para minha formação acadêmica e profissional.

À banca avaliadora, André Guimarães Ferreira, Márcio Expedito Guzzo, Paulo Eduardo Lopes Barbieri e Tiago de Freitas Paulino por aceitarem examinar e contribuir com este trabalho.

Aos meus familiares, agradeço pelo apoio incondicional, incentivo constante, compreensão e confiança depositada em mim ao longo desta jornada.

Por fim, agradeço a todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho e para minha formação em Engenharia Mecânica.

RESUMO

O aumento da demanda por sistemas de condicionamento de ar em regiões de clima tropical tem impulsionado o desenvolvimento de alternativas energeticamente mais eficientes para rejeição de calor em edificações. Nesse contexto, os trocadores de calor geotérmicos destacam-se como alternativa promissora aos sistemas convencionais com condensação a ar, devido à estabilidade térmica do solo e ao potencial de redução do consumo energético. O presente trabalho teve como objetivo dimensionar um trocador de calor geotérmico aplicado a um sistema de climatização por meio da análise comparativa de diferentes correlações convectivas internas utilizadas na estimativa da transferência de calor turbulenta. Para isso, foi desenvolvido um modelo matemático em linguagem Python 3.12 utilizando as bibliotecas CoolProp e HT, permitindo a avaliação de 22 correlações convectivas disponíveis na literatura técnica. O procedimento de cálculo envolveu a determinação das propriedades termofísicas dos fluidos, o cálculo dos números adimensionais de Reynolds e Nusselt, do coeficiente convectivo interno e da temperatura de saída do fluido. Os resultados demonstraram predominância de escoamento turbulento em todas as condições analisadas, com número de Reynolds variando entre 7654 e 14610. Observou-se elevada influência da correlação convectiva sobre os valores do número de Nusselt, cujas médias variaram entre 22,73 e 421,41. A avaliação estatística foi realizada por meio do desvio médio absoluto (MAD), desvio médio (MD) e erro percentual médio (MPE), comparando os resultados calculados com dados experimentais de referência. Entre as correlações avaliadas, a correlação de Nunner apresentou o melhor desempenho estatístico global, com MAD de 0,4292 °C e MPE de -1,8332%, enquanto a correlação de Webb apresentou o segundo melhor ajuste aos dados experimentais, com MAD de 0,7494 °C e MPE de -3,2759%. Em contraste, a correlação Dipprey–Sabersky apresentou os maiores desvios, com MAD de 1,1898 °C e MPE de -5,2044%. Os resultados evidenciaram elevada sensibilidade do modelo térmico à formulação convectiva empregada, demonstrando que a seleção adequada da correlação exerce influência direta sobre a precisão das previsões térmicas e sobre o dimensionamento de trocadores de calor geotérmicos aplicados à climatização de ambientes em regiões de clima tropical.

Palavras-chave: trocador de calor geotérmico; transferência de calor; correlações; modelagem.

ABSTRACT

The increasing demand for air-conditioning systems in tropical regions has driven the development of more energy-efficient alternatives for heat rejection in buildings. In this context, geothermal heat exchangers have emerged as a promising alternative to conventional air-cooled systems due to the thermal stability of the ground and their potential to reduce energy consumption. This study aimed to design a geothermal heat exchanger applied to an air-conditioning system through a comparative analysis of different internal convective correlations used to estimate turbulent heat transfer. A mathematical model was developed in Python 3.12 using the CoolProp and HT libraries, allowing the evaluation of 22 convective correlations available in the technical literature. The calculation procedure included the determination of the fluid thermophysical properties, the calculation of the Reynolds and Nusselt numbers, the internal convective heat transfer coefficient, and the fluid outlet temperature. The results indicated a predominance of turbulent flow under all operating conditions analyzed, with Reynolds numbers ranging from 7,654.80 to 14,610.86. A significant influence of the convective correlation on the Nusselt number was observed, with average values ranging from 22.73 to 421.41. Statistical evaluation was performed using the Mean Absolute Deviation (MAD), Mean Deviation (MD), and Mean Percentage Error (MPE), comparing the calculated results with reference experimental data. Among the correlations evaluated, the Nunner correlation presented the best overall statistical performance, with a MAD of 0.4292 °C and an MPE of -1.8332%, while the Webb correlation provided the second-best agreement with the experimental data, with a MAD of 0.7494 °C and an MPE of -3.2759%. In contrast, the Dipprey–Sabersky correlation exhibited the largest deviations, with a MAD of 1.1898 °C and an MPE of -5.2044%. The findings demonstrated the high sensitivity of the thermal model to the convective formulation employed, showing that the appropriate selection of the convective correlation has a direct impact on the accuracy of thermal predictions and on the design of geothermal heat exchangers applied to air-conditioning systems in tropical climates.

Keywords: geothermal heat exchanger; heat transfer; convective correlations; thermal modeling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema de uma bomba de calor geotérmica vertical	18
Figura 2 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Churchill–Zajic	47
Figura 3 – <i>Diferença percentual</i> entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Churchill–Zajic	47
Figura 4 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Colburn	48
Figura 5 – <i>Diferença percentual</i> entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Colburn	48
Figura 6 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Dipprey–Sabersky	49
Figura 7 – <i>Diferença percentual</i> entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Dipprey–Sabersky	49
Figura 8 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Dittus–Boelter	50
Figura 9 – <i>Diferença percentual</i> entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Dittus–Boelter	50
Figura 10 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Drexel–McAdams	51
Figura 11 – <i>Diferença percentual</i> entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Drexel–McAdams	51
Figura 12 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Hausen	52
Figura 13 – <i>Diferença percentual</i> entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Hausen	52

Figura 14 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de ESDU	53
Figura 15– Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de ESDU	53
Figura 16 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Friend–Metzner	54
Figura 17 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Friend–Metzner	54
Figura 18 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gnielinski	55
Figura 19 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gnielinski	55
Figura 20 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gnielinski Smooth 1	56
Figura 21 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gnielinski Smooth 1	56
Figura 22 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gnielinski Smooth 2	57
Figura 23 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gnielinski Smooth 2	57
Figura 24 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gowen–Smith.....	58
Figura 25 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gowen–Smith	58
Figura 26 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Kawase–De	59

Figura 27 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Kawase–De	59
Figura 28 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Kawase–Ulbrecht	60
Figura 29 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Kawase–Ulbrecht	60
Figura 30 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Martinelli	61
Figura 31 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Martinelli	61
Figura 32 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Nunner	62
Figura 33 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Nunner	62
Figura 34 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Petukhov–Kirillov–Popov	63
Figura 35 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Petukhov–Kirillov–Popov.....	63
Figura 36 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Prandtl	64
Figura 37 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Prandtl	64
Figura 38 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Sandall)	65
Figura 39 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Sandall	65

Figura 40 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Sieder–Tate	66
Figura 41 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Sieder–Tate	66
Figura 42 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de von Kármán	67
Figura 543– Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de von Kármán	67
Figura 44 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Webb	68
Figura 45– Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Webb	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros de entrada utilizados no modelo matemático.....	29
Tabela 2 – Propriedades termofísicas calculadas pelo CoolProp	32
Tabela 3 – Grandezas calculadas pelo modelo.....	34
Tabela 4 – Apresenta a comparação entre os valores médios do número de Nusselt obtidos para cada correlação analisada	44
Tabela 5 – Resultados estatísticos das correlações convectivas avaliadas	70

LISTA DE SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

GSHP – Ground Source Heat Pump (Bomba de Calor Geotérmica)

HT – Heat Transfer Library (Biblioteca de Transferência de Calor)

MAD – Mean Absolute Deviation (Desvio Médio Absoluto)

MD – Mean Deviation (Desvio Médio)

MPE – Mean Percentage Error (Erro Percentual Médio)

Nu – Número de Nusselt

Pr – Número de Prandtl

Re – Número de Reynolds

TCG – Trocador de Calor Geotérmico

TRNSYS – Transient System Simulation Tool

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidade
A	Área de transferência de calor	m^2
C_p	Calor específico do fluido à pressão constante	$J/(kg \cdot K)$
D_i	Diâmetro interno da tubulação	m
D_e	Diâmetro externo da tubulação	m
f	Fator de atrito	—
h	Coeficiente convectivo interno	$W/(m^2 \cdot K)$
i	Índice do ponto experimental analisado	—
k	Condutividade térmica	$W/(m \cdot K)$
L	Comprimento da tubulação	m
$\dot{m}$	Vazão mássica do fluido	kg/s
n	Número de dados analisados	—
NF	Número de circuitos hidráulicos	—
Nu	Número de Nusselt	—
P_{atm}	Pressão atmosférica local	Pa
Pr	Número de Prandtl	—
q	Taxa de transferência de calor	W
r_1	Raio interno da parede cilíndrica	m
r_2	Raio externo da parede cilíndrica	m
R	Resistência térmica	K/W
R_{cond}	Resistência térmica por condução	K/W
R_{conv}	Resistência térmica convectiva	$m \cdot K/W$
R_{tot}	Resistência térmica total por unidade de comprimento	$m \cdot K/W$
$R_{tot,2}$	Resistência térmica externa à convecção interna	$m \cdot K/W$
Re	Número de Reynolds	—
t	Espessura da parede da tubulação	m

Símbolo	Descrição	Unidade
T_{calc}	Temperatura calculada	°C
$T_{calc,i}$	Temperatura calculada no ponto (i)	°C
T_{exp}	Temperatura experimental	°C
$T_{exp,i}$	Temperatura experimental no ponto (i)	°C
T_{in}	Temperatura de entrada do fluido	°C
T_{out}	Temperatura de saída do fluido	°C
T_s	Temperatura do solo	°C
T_{sup}	Temperatura da superfície sólida	°C
T_{∞}	Temperatura do fluido afastado da superfície	°C
V	Velocidade média do escoamento	m/s
μ	Viscosidade dinâmica	Pa·s
ρ	Massa específica do fluido	kg/m ³
e	Rugosidade relativa	m
μ_{ω}	Viscosidade dinâmica do fluido	Pa·s
MAD	Desvio médio absoluto	°C
MD	Desvio médio	°C
MPE	Erro percentual médio	%

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	14
2. OBJETIVOS	16
2.1. Objetivo Geral	16
2.2. Objetivos Específicos	16
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
3.1 Ciclos de Refrigeração	17
3.2 Trocadores de Calor	18
3.3 Números adimensionais e coeficiente convectivo.....	20
4. METODOLOGIA	27
4.1 Descrição do sistema	28
4.2 Modelo matemático	30
4.5 Correlações convectivas avaliadas	34
4.5.1 <i>Descrição das correlações convectivas utilizadas</i>	35
4.6 Cálculo da temperatura de saída do fluido.....	40
4.7 Critérios estatísticos de comparação	40
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	42
5.1 Verificação das Condições de Escoamento.....	42
5.2 Resultados dos Parâmetros Convectivos	43
5.3 Temperatura de Saída Calculada.....	45
5.4 Análise dos Desvios Estatísticos	69
5.5 Comparação Global entre Correlações.....	71
6. CONCLUSÕES	74
7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	76
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	78

1. INTRODUÇÃO

Os ciclos de refrigeração estão presentes em diversos setores industriais e em aplicações cotidianas, desempenhando papel essencial na conservação de alimentos e medicamentos, no controle térmico de processos produtivos e na climatização de ambientes. Na indústria, a refrigeração contribui para a manutenção da qualidade de produtos sensíveis à temperatura e para a estabilidade de processos que dependem de condições térmicas controladas, como ocorre na produção e no armazenamento de alimentos e bebidas (Razuk e Pinto, 2011). Em edificações residenciais, comerciais e industriais, os sistemas de condicionamento de ar são amplamente empregados para garantir conforto térmico, qualidade do ar interior e condições adequadas ao desenvolvimento de atividades humanas e produtivas (ASHRAE, 2015).

Em regiões de clima tropical, a demanda por resfriamento de ambientes tende a exercer influência significativa sobre o consumo de energia elétrica, especialmente em períodos de temperaturas elevadas e ondas de calor. No contexto brasileiro, estudos da Empresa de Pesquisa Energética indicam que as mudanças climáticas podem alterar o perfil de consumo elétrico, uma vez que o aumento da temperatura impulsiona a demanda por climatização de ambientes. Além disso, observa-se tendência de crescimento tanto na posse quanto no uso de aparelhos de ar-condicionado, cuja participação no consumo residencial pode se tornar cada vez mais expressiva nas próximas décadas (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2025).

Nesse contexto, alternativas energeticamente mais eficientes e ambientalmente sustentáveis vêm sendo investigadas com o objetivo de reduzir o consumo associado aos sistemas de climatização. Entre essas alternativas, destacam-se os sistemas geotérmicos de baixa entalpia, os quais utilizam a relativa estabilidade térmica do solo como meio para transferência de calor. Diferentemente dos sistemas convencionais com condensação a ar, que rejeitam calor diretamente para o ambiente externo, os trocadores de calor geotérmicos utilizam o solo como meio térmico, atuando como dissipador de calor durante o resfriamento e como fonte térmica em aplicações de aquecimento.

Os trocadores de calor geotérmicos têm sido estudados em aplicações de aquecimento e resfriamento de edificações, apresentando potencial para melhoria do desempenho térmico e energético de sistemas de condicionamento de ar. Rees (2016) destaca que os sistemas geotérmicos de troca térmica com o solo utilizam a

relativa estabilidade térmica do terreno, permitindo que ele atue como fonte ou dissipador de calor. Em aplicação experimental, Hwang *et al.* (2009) avaliaram o desempenho de resfriamento de um sistema de bomba de calor geotérmica vertical instalado em uma edificação escolar, demonstrando a viabilidade dessa tecnologia em sistemas de climatização.

Em regiões de clima tropical, a aplicação de trocadores de calor geotérmicos concentra-se principalmente na remoção de calor das edificações, uma vez que a demanda por resfriamento predomina durante grande parte do ano. Assim, o solo passa a atuar como dissipador térmico, recebendo parte do calor rejeitado pelo sistema de climatização. Essa abordagem apresenta potencial para reduzir a dependência de sistemas convencionais de condensação a ar e contribuir para o desenvolvimento de soluções mais eficientes para climatização de ambientes em climas quentes.

Diante desse cenário, torna-se necessário avaliar a adequação dos modelos matemáticos utilizados na estimativa dos parâmetros térmicos associados ao desempenho de trocadores de calor geotérmicos. Nesse contexto, o presente trabalho tem como objetivo analisar a adequação de diferentes correlações empíricas para estimativa dos coeficientes convectivos. A análise proposta busca comparar os resultados obtidos a partir dessas correlações com dados experimentais, permitindo identificar o modelo mais adequado para representar o comportamento térmico do sistema estudado. Dessa forma, a seleção da correlação mais representativa contribui para aumentar a confiabilidade das previsões térmicas e aprimorar o dimensionamento e a operação de sistemas baseados em trocadores de calor geotérmicos.

2. OBJETIVOS

Os objetivos específicos foram estruturados como etapas necessárias para alcançar o objetivo geral, partindo da caracterização do sistema estudado, passando pela formulação do modelo térmico e pela aplicação das correlações convectivas, até a comparação dos resultados calculados com dados experimentais de referência.

2.1. Objetivo Geral

Avaliar o desempenho de diferentes correlações convectivas internas na previsão do comportamento térmico de um trocador de calor geotérmico, com base na comparação entre temperaturas de saída calculadas e dados experimentais de referência.

2.2. Objetivos Específicos

Os objetivos específicos do presente trabalho são:

- Caracterizar o sistema geotérmico utilizado como referência, considerando sua configuração, geometria, fluido de trabalho e condições operacionais;
- Formular o modelo térmico empregado para estimar a transferência de calor no trocador geotérmico;
- Determinar as propriedades termofísicas do fluido de trabalho e os números adimensionais necessários à aplicação das correlações convectivas;
- Aplicar as correlações convectivas internas selecionadas para estimar o número de Nusselt e o coeficiente convectivo;
- Calcular a temperatura de saída do fluido para cada condição operacional e para cada correlação analisada;
- Comparar as temperaturas calculadas com os dados experimentais de referência por meio dos indicadores estatísticos MAD, MD e MPE;
- Identificar a correlação convectiva que apresenta melhor aderência aos dados experimentais, considerando os desvios estatísticos obtidos.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Ciclos de Refrigeração

Os ciclos de refrigeração são sistemas termodinâmicos que têm como finalidade remover calor de um ambiente ou meio a baixa temperatura e rejeitá-lo para outro meio a temperatura mais elevada. Para que esse processo ocorra, é necessário o fornecimento de trabalho ao sistema, normalmente por meio de um compressor. Esse princípio é amplamente utilizado em refrigeradores, condicionadores de ar e bombas de calor, sendo fundamental para aplicações de conservação térmica, climatização e controle de processos.

Entre os ciclos de refrigeração mais empregados em sistemas de climatização, destaca-se o ciclo de compressão de vapor. Esse ciclo utiliza um fluido refrigerante como meio de transporte de energia térmica, o qual circula continuamente pelos principais componentes do sistema: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. Durante a operação, o fluido refrigerante sofre variações de pressão, temperatura e fase, permitindo a absorção de calor no evaporador e a rejeição de calor no condensador.

No compressor, o fluido refrigerante entra predominantemente na forma de vapor a baixa pressão e tem sua pressão e temperatura elevadas devido ao fornecimento de trabalho mecânico. Em seguida, o fluido escoar para o condensador, onde rejeita calor para o meio externo e passa pelo processo de condensação. Após essa etapa, o refrigerante atravessa o dispositivo de expansão, no qual ocorre uma redução brusca de pressão e temperatura. Esse processo é geralmente modelado como aproximadamente isentálpico. Por fim, no evaporador, o fluido absorve calor do ambiente ou meio a ser resfriado, evaporando-se e retornando ao compressor para reiniciar o ciclo.

Em sistemas convencionais de condicionamento de ar, a rejeição de calor no condensador ocorre, em geral, para o ar externo. Essa configuração é amplamente empregada devido à simplicidade construtiva e à facilidade de instalação. Entretanto, em condições de elevada temperatura ambiente, a rejeição de calor torna-se menos favorecida, o que pode aumentar o trabalho requerido pelo compressor e reduzir o desempenho energético do sistema.

As bombas de calor operam com o mesmo princípio do ciclo de compressão de vapor, podendo ser utilizadas tanto para resfriamento quanto para aquecimento. No

modo de resfriamento, o calor é removido do ambiente interno e rejeitado para o meio externo. No modo de aquecimento, o calor extraído de uma fonte externa é transferido para o ambiente interno. Quando associadas a trocadores de calor geotérmicos, as bombas de calor podem utilizar o solo como meio de troca térmica, aproveitando sua maior estabilidade de temperatura em comparação com o ar ambiente.

3.2 Trocadores de Calor

A transferência de calor ocorre sempre que há diferença de temperatura entre sistemas ou entre regiões de um mesmo sistema. Esse fenômeno pode ocorrer por condução, convecção e radiação. No caso dos trocadores de calor geotérmicos analisados neste trabalho, os mecanismos predominantes são a convecção forçada no interior da tubulação, a condução através da parede do tubo e a condução no solo ao redor da tubulação.

A condução é o mecanismo de transferência de calor associado à propagação de energia térmica em um meio sólido ou em um fluido em repouso, devido à existência de um gradiente de temperatura. Esse processo é descrito pela Lei de Fourier, apresentada na Equação 1.

$$q = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (1)$$

Em que:

- q — taxa de transferência de calor por condução (W);
- k — condutividade térmica do material (W/m^2K);
- A — área normal à direção da transferência de calor (m^2);
- $\frac{\Delta T}{\Delta x}$ — gradiente de temperatura na direção da transferência de calor (K/m).

O sinal negativo indica que o calor é transferido no sentido de temperaturas mais elevadas para temperaturas mais baixas.

Em geometrias cilíndricas, como tubulações, a condução térmica ocorre predominantemente na direção radial. Nessa condição, a resistência térmica por condução em uma parede cilíndrica pode ser expressa pela Equação 2.

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi kL} \quad (2)$$

Em que:

- R_{cond} — resistência térmica por condução (K/W);
- r_1 — raio interno da parede cilíndrica (m);
- r_2 — raio externo da parede cilíndrica (m);
- L — comprimento da tubulação (m).

A convecção ocorre quando há transferência de calor entre uma superfície sólida e um fluido em movimento. Esse mecanismo combina os efeitos da condução térmica na região próxima à parede com o transporte de energia associado ao movimento do fluido. Em trocadores de calor geotérmicos, a convecção interna ocorre entre o fluido de trabalho e a parede interna da tubulação, sendo influenciada pelo regime de escoamento, pelas propriedades termofísicas do fluido e pela geometria do tubo.

A taxa de transferência de calor por convecção pode ser determinada pela Lei de Resfriamento de Newton, conforme apresentado na Equação 3.

$$q = h|A|(T_s - T_\infty) \quad (3)$$

Em que:

- h — coeficiente convectivo de transferência de calor (W/(m²·K));
- T_s — temperatura da superfície sólida (°C);
- T_∞ — temperatura do fluido afastado da superfície (°C).

A resistência térmica associada à convecção pode ser escrita conforme a Equação 4.

$$R_{conv} = 1 / h.A \quad (4)$$

Em que:

- R_{conv} — resistência térmica por convecção (K/W).

Observa-se que, quanto maior o coeficiente convectivo h , menor será a resistência térmica convectiva e maior será a capacidade de troca de calor entre o fluido e a parede da tubulação.

Em trocadores de calor geotérmicos, a transferência de calor pode ser representada por uma associação de resistências térmicas. O calor é transferido do fluido para a parede interna da tubulação por convecção, atravessa a parede do tubo por condução e, posteriormente, é conduzido para o solo ao redor. Assim, a

resistência térmica total do sistema depende da soma das resistências associadas a cada etapa do processo.

No presente trabalho, a resistência convectiva interna possui papel central, pois está diretamente relacionada ao coeficiente convectivo calculado a partir do número de Nusselt. Dessa forma, a escolha da correlação convectiva utilizada para estimar esse coeficiente influencia a resistência térmica total e, conseqüentemente, a temperatura de saída calculada para o fluido.

3.3 Números adimensionais e coeficiente convectivo

A análise da convecção forçada em escoamentos internos é frequentemente realizada por meio de números adimensionais, os quais permitem relacionar as propriedades do fluido, as condições de escoamento e a intensidade da transferência de calor. Entre os principais números utilizados em correlações convectivas para escoamento em tubos, destacam-se os números de Reynolds, Prandtl e Nusselt.

O número de Reynolds expressa a relação entre as forças inerciais e viscosas presentes no escoamento, sendo utilizado para caracterizar o regime como laminar, de transição ou turbulento. Para escoamento interno em uma tubulação circular, o número de Reynolds pode ser calculado pela Equação 5.

$$Re = \frac{\rho V D_i}{\mu} \quad (5)$$

Em que:

- Re — número de Reynolds, adimensional;
- ρ — massa específica do fluido (kg/m^3);
- V — velocidade média do escoamento (m/s);
- D_i — diâmetro interno da tubulação (m);
- μ — viscosidade dinâmica do fluido ($\text{Pa}\cdot\text{s}$).

Quando a formulação é baseada na vazão mássica do fluido, o número de Reynolds também pode ser expresso pela Equação 6.

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_i \mu} \quad (6)$$

Em que:

- $\dot{m}$ — vazão mássica do fluido (kg/s).

O número de Prandtl representa a relação entre a difusividade de momento e a difusividade térmica do fluido. Esse parâmetro indica a forma como o fluido difunde quantidade de movimento em comparação com a difusão de calor. O número de Prandtl é definido pela Equação 7.

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (7)$$

Em que:

- Pr — número de Prandtl (-);
- c_p — calor específico do fluido à pressão constante (J/(kg·K)).

Em problemas de convecção forçada interna, o número de Nusselt é usualmente determinado por meio de correlações empíricas que relacionam a intensidade da transferência de calor ao regime de escoamento e às propriedades termofísicas do fluido. De forma geral, essas correlações podem ser representadas pela Equação 8.

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (8)$$

em que:

- Nu — número de Nusselt (-);
- Re — número de Reynolds (-);
- Pr — número de Prandtl (-).

Essa relação indica que a estimativa do número de Nusselt depende, principalmente, do regime de escoamento, representado pelo número de Reynolds, e da relação entre difusividade de momento e difusividade térmica do fluido, representada pelo número de Prandtl. Para escoamentos internos em tubos, diferentes correlações podem ser empregadas conforme o regime seja laminar, de transição ou turbulento. No presente trabalho, as condições analisadas apresentaram valores de Reynolds compatíveis com escoamento turbulento ou de transição para turbulento, razão pela qual foram avaliadas correlações convectivas aplicáveis predominantemente a esse regime.

O número de Nusselt expressa a razão entre a transferência de calor por convecção e a transferência de calor por condução no fluido. Em escoamentos internos, esse número é utilizado para relacionar o coeficiente convectivo com as propriedades térmicas do fluido e a geometria da tubulação, conforme apresentado na Equação 9.

$$Nu = \frac{hDi}{k} \quad (9)$$

A partir do número de Nusselt, o coeficiente convectivo interno pode ser obtido pela Equação 10.

$$h = \frac{Nuk}{Di} \quad (10)$$

O coeficiente convectivo interno representa a capacidade de troca térmica entre o fluido em escoamento e a parede interna da tubulação. Em trocadores de calor geotérmicos, esse coeficiente influencia diretamente a resistência térmica convectiva e, consequentemente, a estimativa da temperatura de saída do fluido.

Como o número de Nusselt não é obtido diretamente a partir das condições operacionais, sua determinação é geralmente realizada por meio de correlações empíricas ou semiempíricas. Essas correlações relacionam o número de Nusselt a parâmetros como Reynolds, Prandtl, fator de atrito e rugosidade relativa, dependendo das hipóteses adotadas em seu desenvolvimento. Dessa forma, diferentes correlações podem resultar em diferentes valores de Nusselt e de coeficiente convectivo, mesmo quando aplicadas às mesmas condições de operação.

3.4 Sistemas de bomba de calor geotérmica

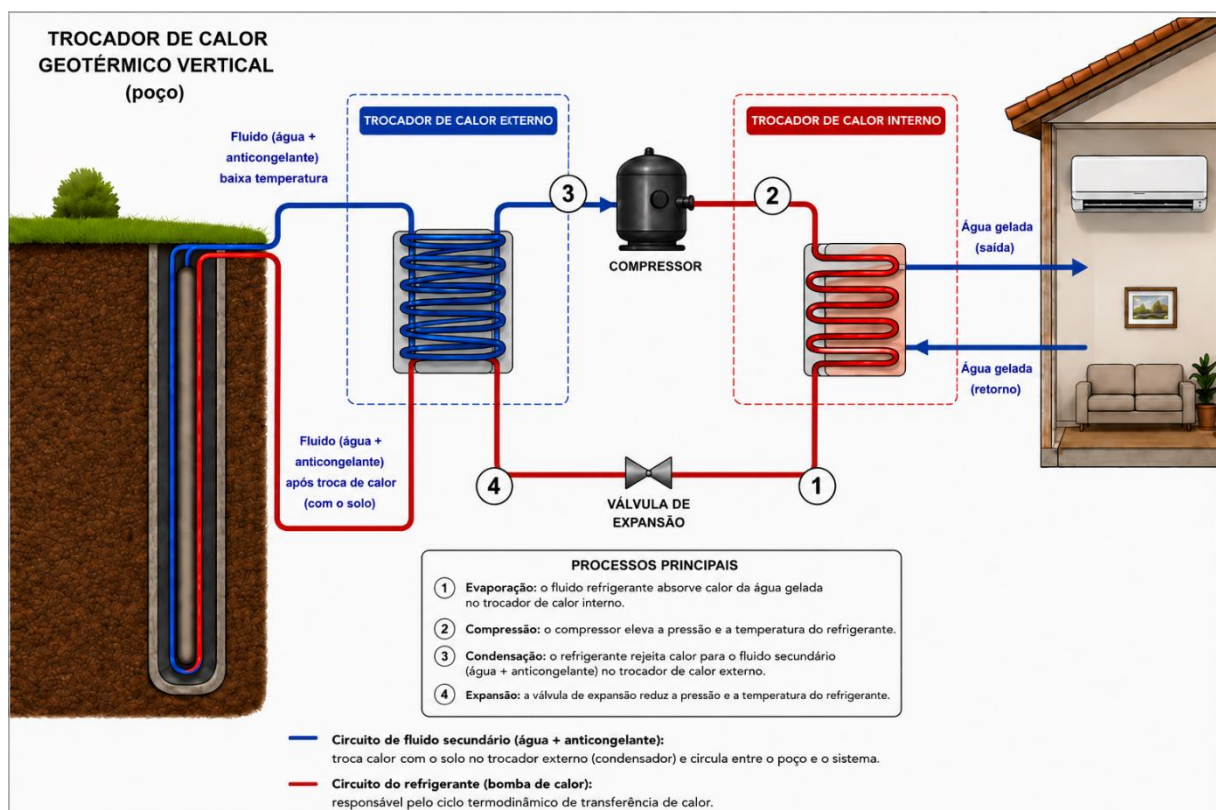
Os sistemas de bomba de calor geotérmica utilizam o solo como meio de troca térmica para aplicações de aquecimento e resfriamento de ambientes. Diferentemente dos sistemas convencionais com condensação a ar, nos quais a rejeição ou absorção de calor ocorre diretamente com o ar externo, os sistemas geotérmicos realizam a troca de calor com o terreno por meio de um trocador enterrado. Essa configuração permite aproveitar a relativa estabilidade térmica do solo ao longo do ano, contribuindo para maior estabilidade operacional do sistema (Rees, 2016).

Em aplicações de resfriamento, o calor removido do ambiente interno é transferido para o fluido de trabalho e posteriormente rejeitado ao solo por meio do trocador de calor geotérmico. Nesse caso, o solo atua como dissipador térmico. Em aplicações de aquecimento, o processo ocorre de forma inversa, com o solo atuando como fonte térmica para o sistema. Essa característica permite que bombas de calor geotérmicas sejam empregadas em diferentes condições climáticas e operacionais.

Os trocadores de calor geotérmicos podem ser instalados em diferentes configurações, sendo comuns os arranjos horizontais e verticais. Nos sistemas horizontais, as tubulações são dispostas em valas ou trincheiras próximas à superfície. Nos sistemas verticais, as tubulações são inseridas em perfurações no solo, normalmente em configuração de tubo em U. A escolha da configuração depende de fatores como disponibilidade de área, profundidade de instalação, características térmicas do solo, carga térmica da edificação e custos de implantação.

A Figura 1 apresenta um esquema simplificado de uma bomba de calor geotérmica vertical. Nessa configuração, o fluido circula por uma tubulação em U instalada no solo, realizando a troca de calor entre o sistema de climatização e o terreno.

Figura 1 - Esquema de uma bomba de calor geotérmica vertical



Fonte: Elaborado pelo autor com base em Rees (2016).

Na Figura 1, observa-se que o ciclo de refrigeração é representado pelos quatro processos principais do circuito do refrigerante. No processo 1, ocorre a evaporação no trocador de calor interno, em que o refrigerante absorve calor da água gelada do sistema de climatização. Em seguida, no processo 2, o compressor eleva a pressão e a temperatura do refrigerante. No processo 3, ocorre a condensação no trocador de

calor externo, onde o refrigerante rejeita calor para o fluido secundário, composto por água e anticongelante. Por fim, no processo 4, a válvula de expansão reduz a pressão e a temperatura do refrigerante, permitindo seu retorno ao evaporador. O fluido secundário circula entre o trocador externo e o tubo em U instalado no poço, transferindo ao solo o calor rejeitado pelo ciclo de refrigeração.

Em aplicação experimental, Hwang *et al.* (2009) avaliaram o desempenho de resfriamento de um sistema de bomba de calor geotérmica vertical instalado em uma edificação escolar. Os autores demonstraram a viabilidade desse tipo de sistema em aplicações reais de climatização, evidenciando o potencial de utilização do solo como meio de rejeição de calor em sistemas de resfriamento.

No contexto de regiões de clima tropical, a aplicação de bombas de calor geotérmicas está principalmente associada à remoção de calor das edificações, uma vez que a demanda por resfriamento predomina durante grande parte do ano. Dessa forma, o estudo da transferência de calor no trocador geotérmico torna-se relevante para avaliar o desempenho térmico do sistema, especialmente quanto à estimativa da temperatura de saída do fluido e à influência do coeficiente convectivo interno.

3.5 Trocadores de calor geotérmicos

Os trocadores de calor geotérmicos são os componentes responsáveis pela transferência de calor entre o sistema de climatização e o solo. Esses dispositivos permitem que o fluido secundário circule por tubulações enterradas, promovendo a troca térmica com o terreno. Em sistemas de bomba de calor geotérmica, o trocador enterrado pode atuar tanto na rejeição quanto na absorção de calor, dependendo do modo de operação do sistema.

As configurações mais comuns de trocadores de calor geotérmicos são os arranjos horizontais e verticais. Nos sistemas horizontais, as tubulações são instaladas em valas ou trincheiras próximas à superfície, exigindo maior área disponível para implantação. Já nos sistemas verticais, as tubulações são inseridas em perfurações no solo, geralmente em configuração de tubo em U, permitindo maior profundidade de instalação e menor ocupação superficial. A escolha da configuração depende de fatores como disponibilidade de área, características térmicas do solo, profundidade de instalação, carga térmica requerida e viabilidade econômica.

Nos trocadores verticais em tubo em U, o fluido secundário desce por um dos ramos da tubulação e retorna pelo outro, trocando calor com o solo ao longo do

percurso. Em aplicações de resfriamento, o fluido recebe calor no trocador externo do sistema de climatização e, ao circular pelo tubo enterrado, transfere parte desse calor ao solo. Dessa forma, o terreno atua como dissipador térmico, reduzindo a dependência da rejeição direta de calor para o ar externo.

O desempenho térmico do trocador geotérmico depende de diferentes resistências térmicas associadas ao processo de troca de calor. Entre elas, destacam-se a resistência convectiva interna entre o fluido e a parede da tubulação, a resistência condutiva da parede do tubo e a resistência térmica associada ao solo ao redor da tubulação. A combinação dessas resistências influencia diretamente a taxa de transferência de calor e a temperatura de saída do fluido.

No presente trabalho, a análise concentra-se principalmente na resistência convectiva interna, determinada a partir do coeficiente convectivo do escoamento no interior da tubulação. Esse coeficiente depende das propriedades termofísicas do fluido, do regime de escoamento, da geometria do tubo e da correlação convectiva utilizada para estimar o número de Nusselt. Assim, a escolha da correlação influencia diretamente o cálculo do coeficiente convectivo e, conseqüentemente, a previsão da temperatura de saída do fluido.

A avaliação de trocadores de calor geotérmicos exige, portanto, a correta representação dos fenômenos de transferência de calor envolvidos. Em especial, a determinação adequada do coeficiente convectivo interno é essencial para reduzir desvios entre os resultados calculados e os dados experimentais de referência. Por esse motivo, diferentes correlações convectivas internas são avaliadas neste trabalho, a fim de verificar sua influência na modelagem térmica do sistema estudado.

3.6 Correlações convectivas internas

A determinação do coeficiente convectivo interno é uma etapa fundamental na modelagem térmica de trocadores de calor, pois esse parâmetro influencia diretamente a resistência térmica convectiva e a taxa de transferência de calor entre o fluido e a parede da tubulação. Em escoamentos internos, o coeficiente convectivo é usualmente obtido a partir do número de Nusselt, o qual pode ser estimado por meio de correlações empíricas ou semiempíricas desenvolvidas a partir de resultados experimentais e análises dimensionais.

As correlações convectivas relacionam o número de Nusselt a parâmetros como os números de Reynolds e Prandtl, além de outros fatores, como rugosidade relativa,

fator de atrito, desenvolvimento térmico do escoamento e condições de contorno térmicas. De modo geral, essas correlações são aplicadas considerando hipóteses específicas, como tipo de geometria, regime de escoamento, faixa de validade dos números adimensionais e propriedades do fluido.

Em escoamentos turbulentos no interior de tubos, pequenas variações na formulação da correlação podem resultar em diferenças significativas nos valores estimados de Nusselt. Como consequência, o coeficiente convectivo calculado também pode variar, alterando a resistência térmica convectiva e a temperatura de saída prevista para o fluido. Assim, a escolha da correlação convectiva não deve ser tratada apenas como uma etapa operacional do cálculo, mas como um fator relevante para a precisão do modelo térmico.

Correlação clássicas, como as de Dittus-Boelter, Sieder-Tate, Colburn e Gnielinski, são amplamente empregadas em problemas de convecção forçada em tubos. Entretanto, cada uma foi desenvolvida com base em condições experimentais e hipóteses próprias, o que limita sua aplicação direta a determinados intervalos de Reynolds, Prandtl, rugosidade e desenvolvimento do escoamento. Por esse motivo, sua utilização em sistemas específicos, como trocadores de calor geotérmicos, exige avaliação quanto à aderência dos resultados calculados aos dados experimentais disponíveis.

No presente trabalho, diferentes correlações convectivas internas são aplicadas às mesmas condições geométricas e operacionais de um trocador de calor geotérmico. A partir dos valores de Nusselt obtidos, calcula-se o coeficiente convectivo interno e, posteriormente, a temperatura de saída do fluido. A comparação entre os resultados calculados e os dados experimentais de referência permite avaliar a influência de cada correlação na modelagem térmica do sistema e identificar aquela que apresenta melhor desempenho estatístico.

4. METODOLOGIA

O presente trabalho foi desenvolvido com base na análise comparativa de diferentes correlações empíricas de convecção interna aplicadas à modelagem térmica de um trocador de calor geotérmico vertical utilizado em sistemas de condicionamento de ar. A metodologia adotada baseia-se no modelo matemático proposto por Mensah, Jang e Choi (2017), no qual são apresentados fundamentos para a modelagem térmica e a análise de desempenho de sistemas geotérmicos aplicados à climatização de ambientes. A partir desse modelo, foram implementadas diferentes correlações convectivas internas com o objetivo de avaliar sua influência na estimativa da transferência de calor e na previsão da temperatura de saída do fluido ao longo do trocador de calor geotérmico.

Inicialmente, foram definidas as condições operacionais do sistema de referência, incluindo parâmetros como vazão do fluido de trabalho, temperatura de entrada, temperatura de saída experimental e características geométricas do trocador de calor geotérmico. Esses parâmetros constituíram as condições de contorno necessárias para a aplicação do modelo matemático utilizado na análise térmica do sistema.

Na etapa seguinte, foi implementado o modelo matemático utilizado para representar os mecanismos de transferência de calor no interior do trocador geotérmico. O modelo considera o escoamento interno do fluido ao longo da tubulação enterrada, no qual o processo de transferência de calor ocorre predominantemente por convecção forçada interna e condução térmica através das paredes do tubo e do solo circundante.

Para a estimativa do coeficiente convectivo interno, foram aplicadas diferentes correlações empíricas disponíveis na literatura técnica. Cada correlação foi aplicada individualmente ao modelo matemático, mantendo-se constantes as demais condições operacionais, com o objetivo de avaliar a influência de cada formulação nos resultados térmicos do sistema.

Os parâmetros adimensionais necessários à aplicação das correlações convectivas, tais como os números de Reynolds, Prandtl e Nusselt, foram calculados com base nas propriedades termofísicas do fluido e nas condições operacionais estabelecidas. A partir desses parâmetros, foram obtidos os coeficientes convectivos correspondentes a cada correlação analisada.

Os resultados obtidos por meio das diferentes correlações foram comparados com os dados experimentais de referência, considerando a temperatura de saída do fluido como principal variável de comparação. Para avaliar a aderência dos resultados calculados aos dados experimentais, foram utilizados indicadores estatísticos de desvio, permitindo identificar a correlação que apresentou maior adequação ao comportamento térmico do sistema estudado.

Por fim, a correlação considerada mais adequada foi selecionada com base nos menores desvios estatísticos obtidos e na coerência física dos resultados gerados pelo modelo matemático. Dessa forma, a metodologia permitiu avaliar a influência das correlações convectivas internas na previsão térmica do trocador de calor geotérmico analisado.

4.1 Descrição do sistema

O sistema analisado neste trabalho corresponde a um trocador de calor geotérmico vertical acoplado a um sistema de bomba de calor geotérmica, conforme dados experimentais apresentados por Mensah, Jang e Choi (2017). O trocador é composto por uma tubulação enterrada em configuração de tubo em U, na qual circula um fluido secundário responsável pela troca de calor com o solo.

A Tabela 1 apresenta os principais parâmetros de entrada utilizados no modelo matemático, definidos a partir dos dados de referência de Mensah, Jang e Choi (2017) e das condições operacionais consideradas na análise.

Tabela 1 – Parâmetros de entrada utilizados no modelo matemático

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade	Descrição
Comprimento do trocador	L	150	m	Comprimento total do trocador de calor geotérmico
Diâmetro interno do tubo	D_i	0,030	m	Diâmetro interno da tubulação
Espessura da parede do tubo	t	0,0029	m	Espessura da parede da tubulação
Diâmetro externo do tubo	D_e	0,0358	m	Diâmetro externo da tubulação
Temperatura do solo	T_s	15	°C	Temperatura adotada para o solo
Pressão atmosférica local	P_{atm}	91697,8	Pa	Pressão atmosférica considerada
Resistência térmica externa	$R_{tot,2}$	0,131	m·K/W	Resistência térmica do solo e da tubulação
Fluido de trabalho	—	Etanol 13,6%	—	Solução utilizada na circulação
Número de circuitos	NF	1	—	Quantidade de circuitos hidráulicos
Temperatura de entrada do fluido	T_{ew}	Variável	°C	Dados experimentais utilizados como entrada
Vazão volumétrica	V_w	Variável	L/min	Dados experimentais utilizados como entrada

Fonte: Elaborado pelo autor com base em Mensah, Jang e Choi (2017).

Deve-se destacar que os dados experimentais utilizados como referência estão sujeitos às incertezas associadas aos instrumentos de medição empregados no estudo original. Mensah, Jang e Choi (2017) informam que as temperaturas de entrada e saída do trocador de calor geotérmico foram medidas por sensores RTD com precisão de $\pm 0,1$ °C, enquanto a vazão do fluido circulante foi medida por um medidor de vazão com precisão de $\pm 2\%$. Assim, os desvios obtidos no presente trabalho devem ser interpretados considerando a margem de erro experimental associada aos dados de referência.

No modo de resfriamento, o fluido secundário recebe calor do sistema de condicionamento de ar e o transfere ao solo durante sua circulação pela tubulação enterrada. Dessa forma, o solo atua como dissipador térmico, contribuindo para a rejeição de calor do sistema.

A análise desenvolvida neste trabalho concentra-se na transferência de calor no interior da tubulação, especialmente na estimativa do coeficiente convectivo interno. Para isso, foram utilizadas as condições geométricas e operacionais do sistema de referência, mantendo-se constantes os parâmetros do trocador e variando-se apenas a correlação convectiva aplicada ao cálculo do número de Nusselt.

O fluido de trabalho considerado foi uma solução de etanol a 13,6%, utilizada como fluido secundário no circuito geotérmico. As propriedades termofísicas desse

fluido foram determinadas em função das condições de operação e empregadas no cálculo dos números adimensionais e do coeficiente convectivo interno.

4.2 Modelo matemático

Os dados experimentais utilizados para validação do modelo matemático desenvolvido neste trabalho foram obtidos a partir do estudo realizado por Mensah, Jang e Choi (2017), que investigaram estratégias de dimensionamento aplicadas a sistemas de bomba de calor geotérmica (*Ground Source Heat Pump – GSHP*). O trabalho apresenta resultados experimentais obtidos em um sistema geotérmico operando em condições reais, fornecendo informações sobre vazão do fluido, temperaturas de entrada e saída do trocador de calor e parâmetros operacionais do sistema. O modelo matemático utilizado neste trabalho foi desenvolvido com base na formulação apresentada por Mensah, Jang e Choi (2017), sendo aplicado à estimativa da temperatura de saída do fluido no trocador de calor geotérmico. O procedimento considera a transferência de calor entre o fluido secundário em escoamento no interior da tubulação e o solo ao redor do trocador, por meio de uma associação de resistências térmicas.

A temperatura de saída do fluido foi calculada a partir da relação exponencial entre a temperatura do solo, a temperatura de entrada do fluido, a vazão mássica, o calor específico, o comprimento do trocador e a resistência térmica total. Essa relação permite estimar a variação térmica do fluido ao longo da tubulação enterrada, conforme apresentado na Equação 11.

$$T_{out} = T_s - (T_s - T_{in}) \exp\left(-\frac{L}{\dot{m} C_p R_{tot}}\right) \quad (11)$$

Em que:

- T_{out} — temperatura de saída do fluido (°C);
- T_s — temperatura do solo (°C);
- T_{in} — temperatura de entrada do fluido (°C);
- $\dot{m}$ — vazão mássica do fluido (kg/s);
- C_p — calor específico do fluido à pressão constante (J/(kg·K));
- R_{tot} — resistência térmica total por unidade de comprimento (m·K/W).

A resistência térmica total considerada no modelo é composta pela resistência térmica convectiva interna e pela resistência térmica associada à condução através da parede do tubo e do meio externo ao escoamento. Dessa forma, a resistência total pode ser representada pela Equação 12.

$$R_{tot} = R_{conv} + R_{tot,2} \quad (12)$$

Em que:

- $R_{tot,2}$ — resistência térmica externa à convecção interna, associada à parede da tubulação e ao meio ao redor do tubo ($m \cdot K/W$).

A resistência térmica convectiva interna foi determinada em função do coeficiente convectivo e do diâmetro interno da tubulação, conforme apresentado na Equação 13.

$$R_{conv} = \frac{1}{\pi D_i h} \quad (13)$$

Em que:

- R_{conv} — resistência térmica convectiva interna por unidade de comprimento ($m \cdot K/W$);
- D_i — diâmetro interno da tubulação (m).

A Equação 12 considera a resistência convectiva por unidade de comprimento da tubulação. Por isso, a área interna de troca térmica é representada por πD_i , e não por $\pi D_i L$. Essa forma é compatível com a utilização da resistência térmica total por unidade de comprimento na Equação 11.

O coeficiente convectivo interno foi obtido a partir do número de Nusselt, conforme apresentado anteriormente na Equação 10. Assim, para cada correlação convectiva avaliada, foi calculado um valor de Nusselt e, conseqüentemente, um valor correspondente de coeficiente convectivo interno. Essa variação altera a resistência convectiva interna e influencia diretamente a temperatura de saída estimada pelo modelo.

O cálculo foi realizado mantendo constantes as condições geométricas e operacionais do sistema de referência, variando-se apenas a correlação utilizada para estimar o número de Nusselt. Dessa forma, tornou-se possível avaliar isoladamente a influência de cada correlação convectiva sobre a previsão térmica do trocador de calor geotérmico.

4.3 Propriedades termofísicas do fluido

As propriedades termofísicas do fluido de trabalho foram determinadas para as condições operacionais analisadas. No presente trabalho, o fluido considerado foi uma solução de etanol a 13,6%, utilizada como fluido secundário no circuito geotérmico analisado por Mensah, Jang e Choi (2017).

As propriedades necessárias à aplicação do modelo matemático foram a massa específica, a viscosidade dinâmica, a condutividade térmica, o calor específico à pressão constante e o número de Prandtl. Essas propriedades foram utilizadas no cálculo dos números adimensionais e, posteriormente, na estimativa do coeficiente convectivo interno.

A determinação das propriedades termofísicas do fluido de trabalho foi realizada por meio da biblioteca CoolProp, implementada em linguagem Python. Essa ferramenta permitiu obter propriedades compatíveis com as condições operacionais consideradas no modelo matemático, como massa específica, viscosidade dinâmica, condutividade térmica, calor específico à pressão constante e número de Prandtl. Os valores calculados e utilizados nas simulações são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 – Propriedades termofísicas calculadas pelo CoolProp

Propriedade	Símbolo	Unidade
Massa específica	ρ	kg/m ³
Viscosidade dinâmica	μ	Pa·s
Número de Prandtl	P_r	—
Calor específico	C_p	J/(kg·K)
Condutividade térmica	k	W/(m·K)

Fonte: Elaborado pelo autor com base em Bell *et al.* (2014).

O número de Prandtl foi calculado a partir das propriedades termofísicas do fluido, conforme apresentado anteriormente na Equação 7. Esse parâmetro foi utilizado como dado de entrada nas correlações convectivas avaliadas.

4.4 Cálculo dos números adimensionais e do coeficiente convectivo interno

Após a determinação das propriedades termofísicas do fluido, foram calculados os números adimensionais necessários à aplicação das correlações convectivas internas. O número de Reynolds foi utilizado para caracterizar o regime de

escoamento no interior da tubulação, enquanto os números de Prandtl e Nusselt foram empregados na estimativa da transferência de calor por convecção.

O número de Reynolds foi calculado com base na vazão mássica do fluido, no diâmetro interno da tubulação e na viscosidade dinâmica, conforme apresentado na Equação 6. Essa formulação é adequada para escoamento interno em tubulação circular quando a vazão mássica é conhecida.

Com base nos valores de Reynolds obtidos, o escoamento foi considerado turbulento nas condições analisadas, uma vez que os valores calculados permaneceram acima do limite de transição adotado para escoamento interno em tubos. Dessa forma, foram aplicadas correlações convectivas compatíveis com esse regime de escoamento.

Além dos números adimensionais, o fator de atrito foi calculado para as correlações convectivas que requerem a consideração dos efeitos hidrodinâmicos do escoamento turbulento. Para sua determinação, foi utilizada a aproximação proposta por Petukhov para tubos lisos, conforme apresentado na Equação 14.

$$f = [0,79 \ln(Re) - 1,64]^{-2} \quad (14)$$

Em que:

- f — fator de atrito (-).

O número de Prandtl foi obtido a partir das propriedades termofísicas do fluido, conforme indicado na Equação 7. Esse parâmetro foi utilizado como dado de entrada nas correlações convectivas avaliadas.

Para cada condição operacional analisada, o número de Nusselt foi calculado individualmente por meio das correlações convectivas selecionadas. A partir do valor de Nusselt obtido em cada correlação, o coeficiente convectivo interno foi determinado pela Equação 10.

O coeficiente convectivo interno calculado foi então utilizado na determinação da resistência térmica convectiva interna, conforme apresentado na Equação 13. Dessa forma, cada correlação convectiva resultou em um valor específico de Nusselt, coeficiente convectivo, resistência convectiva e temperatura de saída do fluido.

A Tabela 3 sintetiza as principais grandezas calculadas pelo modelo matemático, as quais foram utilizadas na análise comparativa das correlações convectivas e na avaliação dos desvios em relação aos dados experimentais de referência.

Tabela 3 – Grandezas calculadas pelo modelo

Grandeza	Símbolo	Unidade
Número de Reynolds	Re	—
Fator de atrito	f	—
Número de Nusselt	Nu	—
Coeficiente convectivo	h	W/(m ² ·K)
Resistência térmica convectiva	R_{conv}	m ² ·K/W
Temperatura de saída calculada	T_{out}	°C
Diferença de temperatura	ΔT	°C
Diferença percentual	$\Delta T_{\%}$	%

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.5 Correlações convectivas avaliadas

As correlações convectivas internas avaliadas neste trabalho foram aplicadas com o objetivo de estimar o número de Nusselt para o escoamento do fluido no interior da tubulação do trocador de calor geotérmico. Para isso, foram utilizadas correlações disponíveis no módulo de convecção interna da biblioteca HT, implementada em linguagem Python, o qual reúne formulações aplicáveis ao cálculo da transferência de calor por convecção em escoamentos internos em tubos (Bell, 2025). A partir do número de Nusselt obtido em cada caso, foi calculado o coeficiente convectivo interno correspondente, utilizado posteriormente na determinação da resistência térmica convectiva e da temperatura de saída do fluido.

Foram avaliadas correlações empíricas e semiempíricas disponíveis na literatura técnica para escoamento interno em tubos, considerando predominantemente o regime turbulento. Cada correlação foi aplicada individualmente ao modelo matemático, mantendo-se constantes as propriedades do fluido, as condições geométricas e as condições operacionais do sistema de referência. Dessa forma, foi possível comparar isoladamente a influência da formulação convectiva sobre os resultados térmicos obtidos.

As correlações avaliadas foram: Colburn, Dittus-Boelter, Drexel-McAdams, Churchill-Zajic, Dipprey-Sabersky, ESDU, Friend-Metzner, Gnielinski, Gnielinski Smooth 1, Gnielinski Smooth 2, Gowen-Smith, Hausen, Kawase-De, Kawase-

Ulbrecht, Martinelli, Nunner, Petukhov-Kirillov-Popov, Prandtl, Sandall, Sieder-Tate, von Kármán e Webb.

A utilização de diferentes correlações permite verificar a sensibilidade do modelo térmico à escolha da formulação empregada para o cálculo do número de Nusselt. Como cada correlação possui hipóteses, faixas de validade e formas matemáticas próprias, os valores de Nusselt e de coeficiente convectivo podem variar mesmo quando aplicados às mesmas condições operacionais. Essa variação influencia diretamente a resistência térmica convectiva e, conseqüentemente, a temperatura de saída calculada para o fluido.

4.5.1 Descrição das correlações convectivas utilizadas

Nesta subseção são apresentadas as correlações convectivas internas utilizadas no presente trabalho para o cálculo do número de Nusselt. Para cada correlação, são indicadas a formulação empregada, as principais características de aplicação e a respectiva referência bibliográfica. As correlações foram aplicadas por meio da biblioteca HT, implementada em linguagem Python, mantendo-se constantes as propriedades do fluido, a geometria da tubulação e as condições operacionais do sistema analisado.

A correlação de Dittus–Boelter foi proposta por Dittus e Boelter para escoamentos turbulentos totalmente desenvolvidos em tubos lisos sob condições de fluxo térmico uniforme (Dittus; Boelter, 1930). A formulação utilizada é apresentada na Equação 15.

$$Nu = 0.023.Re^{0,8}.Pr^n \quad (15)$$

Em que:

- $n=0,4$ para aquecimento;
- $n=0,3$ para resfriamento.

A correlação de Drexel–McAdams é utilizada para estimativa da transferência de calor em escoamentos turbulentos internos com propriedades físicas aproximadamente constantes (McAdams, 1954). A formulação utilizada é apresentada na Equação 16.

$$Nu = 0.021.Re^{0,8}.Pr^{0,4} \quad (16)$$

A correlação de Churchill–Zajic foi desenvolvida para estimativa contínua da transferência de calor em escoamentos internos abrangendo diferentes regimes de escoamento (Churchill; Zajic, 2002). A formulação utilizada é apresentada na Equação 17.

$$Nu = \left\{ \left(\frac{Pr_T}{Pr} \right) \cdot Nu_{di}^{-1} + \left[1 - \frac{Pr_T^{\frac{2}{3}}}{Pr} \right] \cdot Nu_{D\infty}^{-1} \right\}^{-1} \quad (17)$$

A correlação de Colburn baseia-se no fator adimensional j_{Hc} , sendo amplamente utilizada para estimativas simplificadas da transferência de calor em escoamentos turbulentos internos (COLBURN, 1933). A formulação utilizada é apresentada na Equação 18.

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad (18)$$

A correlação de Dipprey–Sabersky incorpora os efeitos da rugosidade superficial na transferência de calor turbulenta em tubos (Dipprey; Sabersky, 1963). A formulação utilizada é apresentada na Equação 19.

$$Nu = 1 + \left(\frac{f}{8} \right)^{1/2} \cdot [5,19 \cdot Re \cdot e^{0,2} \cdot Pr^{0,44} - 8,48] \cdot Re \cdot Pr \cdot \left(\frac{f}{8} \right) \quad (19)$$

Em que:

- e — rugosidade relativa (m).

A correlação ESDU foi desenvolvida pela *Engineering Sciences Data Unit* para estimativa da transferência de calor em escoamentos internos com base em extensa base experimental (ESDU, 1973). A formulação utilizada é apresentada na Equação 20.

$$Nu = 0.0225 \cdot Re^{0,795} \cdot Pr^{0,495} \cdot e^{-0,0225 \cdot (\ln Pr)^2} \quad (20)$$

A correlação de Friend–Metzner foi desenvolvida para análise da transferência de calor em fluidos não newtonianos submetidos a escoamentos turbulentos internos (Friend; Metzner, 1958). A formulação utilizada é apresentada na Equação 21.

$$Nu = 0,012 Re^{0,87} \cdot Pr^{0,4} \quad (21)$$

A correlação de Gnielinski é reconhecida por apresentar elevada precisão para escoamentos turbulentos internos em tubos lisos (Gnielinski, 1976). A formulação utilizada é apresentada na Equação 22.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (22)$$

A correlação de Gowen–Smith foi desenvolvida para estimativa empírica da transferência de calor em tubos lisos submetidos a escoamentos turbulentos (Gowen; Smith, 1963). A formulação utilizada é apresentada na Equação 23.

$$Nu = 0.0225 Re^{0,8} Pr^{0.5} \quad (23)$$

A correlação de Kawase–De foi proposta para análise da transferência de calor em diferentes regimes de escoamento interno (Kawase; De, 1990). A formulação utilizada é apresentada na Equação 24.

$$Nu = 0.0475 Re^{0,75} Pr^{0.4} \quad (24)$$

A correlação de Kawase–Ulbrecht foi desenvolvida para representar o comportamento térmico em ampla faixa de regimes de escoamento (Kawase; Ulbrecht, 1983). A formulação utilizada é apresentada na Equação 25.

$$Nu = 0.015 Re^{0,85} Pr^{0.4} \quad (25)$$

A correlação de Martinelli considera efeitos associados às propriedades variáveis do fluido em escoamentos internos (Martinelli, 1947). A formulação utilizada é apresentada na Equação 26.

$$Nu = 0.023 Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (26)$$

A correlação de Nunner foi desenvolvida para estimativa da transferência de calor turbulenta considerando propriedades físicas variáveis do fluido (Nunner, 1956). A formulação utilizada é apresentada na Equação 27.

$$Nu = 0.023(Re^{0.8} - 100) Pr^{0.4} \quad (27)$$

A correlação de Petukhov–Kirillov–Popov é considerada uma das formulações mais precisas para escoamentos turbulentos totalmente desenvolvidos em tubos lisos (Petukhov, 1970). A formulação utilizada é apresentada na Equação 28.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{1,04 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (28)$$

A correlação de Prandtl relaciona os mecanismos de transporte de quantidade de movimento e transferência térmica em escoamentos internos (Prandtl, 1904). A formulação utilizada é apresentada na Equação 29.

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.43} \quad (29)$$

A correlação de Sandall é aplicada à transferência de calor em escoamentos turbulentos internos sob diferentes condições operacionais (Sandall, 1961). A formulação utilizada é apresentada na Equação 30.

$$Nu = 0.0155 Re^{0.85} Pr^{0.33} \quad (30)$$

A correlação de Sieder–Tate considera efeitos da variação de viscosidade entre a parede e o fluido em escoamentos internos turbulentos (Sieder; Tate, 1936). A formulação utilizada é apresentada na Equação 31.

$$Nu = 0,027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (31)$$

Em que:

- μ_w — viscosidade dinâmica do fluido avaliada na temperatura da parede (Pa·s).

A correlação de Hausen é aplicada em escoamentos internos submetidos a desenvolvimento térmico (Hausen, 1943). A formulação utilizada é apresentada na Equação 32.

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668 \left(\frac{Di}{L}\right) RePr}{1 + 0.04 \left[\left(\frac{Di}{L}\right) RePr\right]^{2/3}} \quad (32)$$

A correlação de von Kármán é associada à descrição do escoamento turbulento próximo à parede em tubos e canais, sendo fundamental no desenvolvimento da lei logarítmica da velocidade, a qual relaciona o perfil de velocidade adimensional à distância da parede, permitindo a caracterização da camada limite turbulenta e servindo como base para diversas correlações de atrito e transferência de calor em escoamentos internos (von Kármán, 1939). A formulação utilizada é apresentada na Equação 33.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) RePr}{1 + 5 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} \left[Pr - 1 + \ln\left(\frac{5Pr+1}{6}\right)\right]} \quad (33)$$

A correlação de Webb foi desenvolvida para estimativa da transferência de calor em escoamentos turbulentos internos considerando efeitos associados ao fator de atrito e ao comportamento hidrodinâmico do escoamento (Webb, 1971). A formulação utilizada é apresentada na Equação 34.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) RePr}{1.07 + 9 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr - 1) Pr^{1/4}} \quad (34)$$

A correlação de Gnielinski Smooth 1 consiste em uma adaptação da correlação original proposta por Gnielinski para escoamentos turbulentos em tubos lisos, dispensando a determinação explícita do fator de atrito e simplificando sua aplicação em análises de transferência de calor convectiva interna (Gnielinski, 1976). A formulação utilizada é apresentada na Equação 35.

$$Nu = 0,0214(Re^{0,8} - 100)Pr^{0,4} \quad (35)$$

A correlação de Gnielinski Smooth 2 corresponde a uma formulação simplificada derivada da correlação original de Gnielinski para tubos hidraulicamente lisos. Essa versão é destinada à estimativa do número de Nusselt em escoamentos turbulentos sem a necessidade do cálculo prévio do fator de atrito (Gnielinski, 1976). A formulação utilizada é apresentada na Equação 36.

$$Nu = 0,012(Re^{0,87} - 280)Pr^{0,4} \quad (36)$$

As equações apresentadas nesta subseção correspondem às formulações utilizadas para estimar o número de Nusselt em escoamento interno. A partir do valor de Nusselt obtido em cada correlação, o coeficiente convectivo interno foi calculado pela Equação 10 e posteriormente utilizado na determinação da resistência térmica convectiva e da temperatura de saída do fluido.

4.6 Cálculo da temperatura de saída do fluido

A temperatura de saída do fluido foi calculada para cada correlação convectiva avaliada, utilizando o modelo matemático apresentado na Equação 11. Para cada condição operacional, a correlação aplicada forneceu um valor de número de Nusselt, a partir do qual foi determinado o coeficiente convectivo interno. Esse coeficiente foi utilizado no cálculo da resistência térmica convectiva e, posteriormente, na determinação da resistência térmica total do sistema.

Mantendo-se constantes as condições geométricas e operacionais do trocador de calor geotérmico, a variação entre os resultados calculados ocorreu em função da correlação convectiva utilizada. Dessa forma, a temperatura de saída do fluido foi adotada como principal variável de comparação entre as formulações avaliadas.

Os valores calculados de temperatura de saída foram comparados com as temperaturas experimentais de referência apresentadas por Mensah, Jang e Choi (2017). Essa comparação permitiu avaliar a capacidade de cada correlação em representar o comportamento térmico do sistema estudado e identificar a formulação que apresentou menor desvio em relação aos dados experimentais.

4.7 Critérios estatísticos de comparação

A comparação entre os resultados calculados e os dados experimentais de referência foi realizada com base em indicadores estatísticos de desvio. Esses indicadores foram utilizados para avaliar a aderência das temperaturas de saída calculadas por cada correlação convectiva em relação às temperaturas experimentais apresentadas por Mensah, Jang e Choi (2017).

O desvio médio absoluto, MAD, foi utilizado para quantificar o afastamento médio entre os valores calculados e experimentais, desconsiderando o sinal do desvio. Esse indicador é apresentado na Equação 37.

$$MAD = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |T_{calculado,i} - T_{experimento,i}| \quad (37)$$

Em que:

- MAD — desvio médio absoluto (°C);
- n — número de dados analisados (-);
- $T_{calculado,i}$ — temperatura calculada no ponto i (°C);
- $T_{experimento,i}$ — temperatura experimental no ponto i (°C).

O desvio médio, MD, foi utilizado para avaliar a tendência média dos resultados calculados em relação aos valores experimentais. Diferentemente do MAD, esse indicador considera o sinal do desvio, permitindo identificar tendência de superestimação ou subestimação da temperatura de saída. O MD é apresentado na Equação 38.

$$MD = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_{calculado,i} - T_{experimento,i}) \quad (38)$$

Em que:

- MD — desvio médio (°C).

O erro percentual médio, MPE, foi utilizado para expressar o desvio médio em termos percentuais em relação aos valores experimentais. Esse indicador é apresentado na Equação 39.

$$MPE = \frac{100}{n} \sum_{i=1}^n \frac{T_{calculado,i} - T_{experimento,i}}{T_{experimento,i}} \quad (39)$$

Em que:

- MPE — erro percentual médio (%).

Valores positivos de MD e MPE indicam que a temperatura calculada tende a ser superior à temperatura experimental, caracterizando superestimação. Por outro lado, valores negativos indicam tendência de subestimação da temperatura calculada em relação aos dados experimentais. Dessa forma, a correlação considerada mais adequada foi aquela que apresentou menores valores de MAD e MPE em módulo, associados à coerência física dos resultados obtidos.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Verificação das Condições de Escoamento

A primeira etapa da análise dos resultados consistiu na verificação das condições de escoamento do fluido no interior do trocador de calor geotérmico. Para isso, foi avaliado o número de Reynolds obtido a partir das condições operacionais utilizadas no modelo matemático implementado em Python.

Os resultados indicaram valores de Reynolds variando entre 7.654 e 14.610, com valor médio de 11.180. O valor mínimo corresponde à condição operacional de menor vazão mássica do fluido, enquanto o valor máximo está associado às condições de maior vazão e, conseqüentemente, maior intensidade do escoamento. O valor médio representa a condição global de operação do sistema considerando todos os ensaios avaliados.

De acordo com Fox, McDonald e Pritchard (2014), em escoamentos internos em tubos, o regime de escoamento é determinado principalmente pelo número de Reynolds, sendo ($Re \approx 2300$) adotado como referência para a transição para a turbulência em condições usuais de engenharia. No presente trabalho, os valores de Reynolds calculados variaram aproximadamente entre 7.655 e 14.611, permanecendo acima desse limite de transição. Dessa forma, todos os pontos analisados foram considerados em regime turbulento.

Esse comportamento justifica a utilização das correlações convectivas turbulentas avaliadas neste trabalho, uma vez que todas foram desenvolvidas para representar a transferência de calor em escoamentos internos com elevado grau de mistura. A predominância do regime turbulento favorece o aumento da transferência de calor entre o fluido e a parede da tubulação devido à intensificação dos mecanismos convectivos.

Observa-se ainda que os valores de Reynolds permaneceram constantes entre as diferentes correlações analisadas. Esse comportamento ocorre porque o número de Reynolds é calculado exclusivamente a partir das propriedades termofísicas do fluido, da vazão mássica e da geometria da tubulação, sendo determinado antes da aplicação das correlações convectivas. Assim, as diferenças observadas nos resultados posteriores decorrem exclusivamente das distintas formulações empregadas para estimativa do número de Nusselt e do coeficiente convectivo interno.

Verifica-se que os valores de Reynolds permaneceram acima do limite crítico de transição em todas as condições analisadas, indicando predominância de escoamento turbulento no interior da tubulação. Esse comportamento é coerente com estudos apresentados por Rees (2016), que destacam a ocorrência predominante de convecção forçada turbulenta em sistemas geotérmicos aplicados à climatização de ambientes.

As medidas mantiveram-se constantes entre as diferentes correlações analisadas, pois dependem apenas das condições de escoamento, das propriedades termofísicas do fluido e da geometria da tubulação. Assim, as diferenças observadas nos resultados térmicos decorrem da forma como cada correlação representa os mecanismos de transferência de calor turbulenta no interior da tubulação.

Resultados semelhantes também foram observados por Widiatmojo *et al.*(2019), que verificaram comportamento turbulento em sistemas geotérmicos verticais aplicados em regiões de clima tropical, devido às elevadas taxas de rejeição térmica associadas aos sistemas de condicionamento de ar.

A predominância do regime turbulento favorece o aumento do coeficiente convectivo interno e, conseqüentemente, melhora a capacidade de transferência de calor do sistema. Entretanto, diferentes correlações podem produzir valores distintos para o número de Nusselt e para o coeficiente convectivo, influenciando diretamente o dimensionamento térmico do trocador geotérmico.

5.2 Resultados dos Parâmetros Convectivos

Após a verificação do regime de escoamento, foram analisados os resultados obtidos para os parâmetros convectivos calculados por meio das diferentes correlações empíricas avaliadas neste trabalho, conforme apresentado na Tabela 4.

Observa-se diferença significativa entre os resultados previstos pelas correlações analisadas, evidenciando a influência direta do modelo convectivo utilizado na estimativa da transferência de calor turbulenta no interior da tubulação.

Esse comportamento está relacionado à forma como cada correlação considera os efeitos combinados entre número de Reynolds, número de Prandtl e fator de atrito. Segundo Incropera *et al.*(2008), correlações que incorporam explicitamente o fator de atrito tendem a representar com maior precisão os efeitos turbulentos associados à transferência convectiva em tubos.

Tabela 4 Apresenta a comparação entre os valores médios do número de Nusselt obtidos para cada correlação analisada.

Correlação Convectiva	Nusselt Mínimo (-)	Nusselt Médio (-)	Nusselt Máximo (-)
Dipprey–Sabersky	344,45	421,41	494,40
Kawase–Ulbrecht	143,33	192,13	238,61
Kawase–De	108,78	145,67	180,81
Sandall	95,17	126,76	156,76
Churchill–Zajic	91,44	122,61	152,28
Petukhov–Kirillov–Popov	90,68	121,72	151,22
ESDU	89,41	117,64	144,32
Friend–Metzner	87,84	116,77	144,23
Dittus–Boelter	87,16	114,75	140,83
Gowen–Smith	92,54	114,22	134,44
Gnielinski	81,60	114,05	144,78
Sieder–Tate	85,39	112,84	138,82
Gnielinski Smooth 2	75,10	105,38	134,19
Drexel–McAdams	79,58	104,77	128,58
von Kármán	76,41	103,29	128,93
Hausen	74,10	102,03	128,22
Gnielinski Smooth 1	74,76	100,56	124,93
Martinelli	73,49	99,24	123,78
Colburn	72,74	96,12	118,25
Prandtl	54,58	74,57	93,69
Webb	28,26	39,38	50,09
Nunner	15,01	22,73	30,30

Fonte: Elaborado pelo autor.

As correlações que apresentaram maiores valores de coeficiente convectivo resultaram em menores resistências térmicas associadas à convecção interna, favorecendo maior troca térmica entre o fluido e o solo. Esse comportamento influencia diretamente a previsão da temperatura de saída do fluido e o comprimento necessário do trocador de calor geotérmico. Segundo Rees (2016), correlações que incorporam explicitamente os efeitos hidrodinâmicos do escoamento turbulento tendem a fornecer previsões mais precisas para sistemas geotérmicos submetidos a condições operacionais variáveis.

Resultados semelhantes foram reportados por Hwang *et al.* (2009), que observaram elevada sensibilidade do desempenho térmico de sistemas GSHP em função da correlação convectiva empregada no modelo matemático. Os resultados obtidos indicam que a escolha da correlação convectiva exerce influência direta sobre

os parâmetros térmicos calculados pelo modelo matemático, afetando a previsão da temperatura de saída do fluido e o dimensionamento do trocador de calor geotérmico.

5.3 Temperatura de Saída Calculada

A temperatura de saída do fluido constitui um dos principais parâmetros utilizados para avaliação do desempenho térmico do trocador de calor geotérmico. Dessa forma, foram comparados os valores calculados pelo modelo matemático com os dados experimentais reportados por Mensah, Jang e Choi (2017), utilizados como referência para validação do modelo desenvolvido neste trabalho.

A comparação entre os resultados calculados e experimentais permitiu avaliar a capacidade das diferentes correlações convectivas em representar o processo de transferência de calor no interior do trocador geotérmico. Para cada correlação analisada, foram determinadas as temperaturas de saída correspondentes às condições operacionais dos ensaios experimentais, possibilitando a quantificação dos desvios entre os valores previstos pelo modelo e aqueles observados experimentalmente.

As Figuras 2 a 45 ilustram o desempenho individual das correlações convectivas na estimativa da temperatura de saída do fluido ao longo do trocador de calor geotérmico. Para cada correlação avaliada, foram elaborados dois gráficos complementares. As figuras referentes à diferença percentual entre os valores calculados e experimentais permitem avaliar a magnitude relativa dos desvios ao longo dos ensaios. Já as figuras que comparam diretamente as temperaturas calculadas com os valores experimentais permitem visualizar o grau de concordância entre os resultados obtidos pelo modelo e os dados de referência.

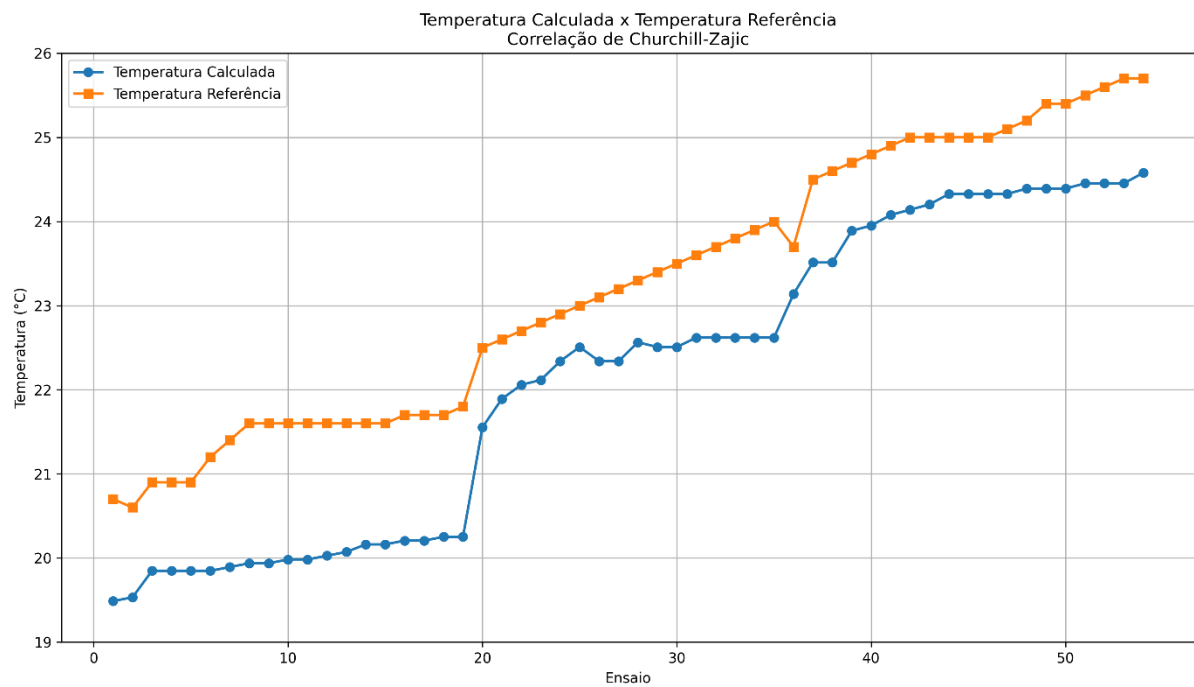
A análise conjunta desses gráficos possibilita avaliar não apenas a precisão global de cada correlação, mas também a consistência de seu desempenho ao longo das diferentes condições operacionais analisadas. Correlações que apresentam diferenças percentuais reduzidas, desvios absolutos próximos de zero e maior proximidade entre os valores calculados e experimentais tendem a representar de forma mais adequada o comportamento térmico do trocador de calor geotérmico. Por outro lado, dispersões elevadas, tendências sistemáticas de superestimação ou subestimação e afastamentos significativos entre os valores calculados e de referência indicam limitações na capacidade preditiva da correlação para as condições avaliadas neste estudo.

Dessa forma, a interpretação visual dos gráficos complementa a análise estatística apresentada posteriormente por meio dos indicadores desvio médio absoluto (MAD), desvio médio (MD) e erro percentual médio (MPE), contribuindo para a identificação das correlações mais adequadas para representação do processo de transferência de calor no interior do trocador de calor geotérmico.

Além da avaliação dos desvios observados em cada ensaio, a análise das temperaturas de saída permite verificar a sensibilidade do modelo matemático às diferentes formulações convectivas empregadas. Como todas as correlações foram avaliadas sob as mesmas condições operacionais, as diferenças observadas entre os resultados calculados estão diretamente associadas à forma como cada modelo estima o número de Nusselt e o coeficiente convectivo interno. Dessa forma, a comparação gráfica possibilita identificar a influência individual de cada correlação sobre o desempenho térmico previsto para o trocador de calor geotérmico.

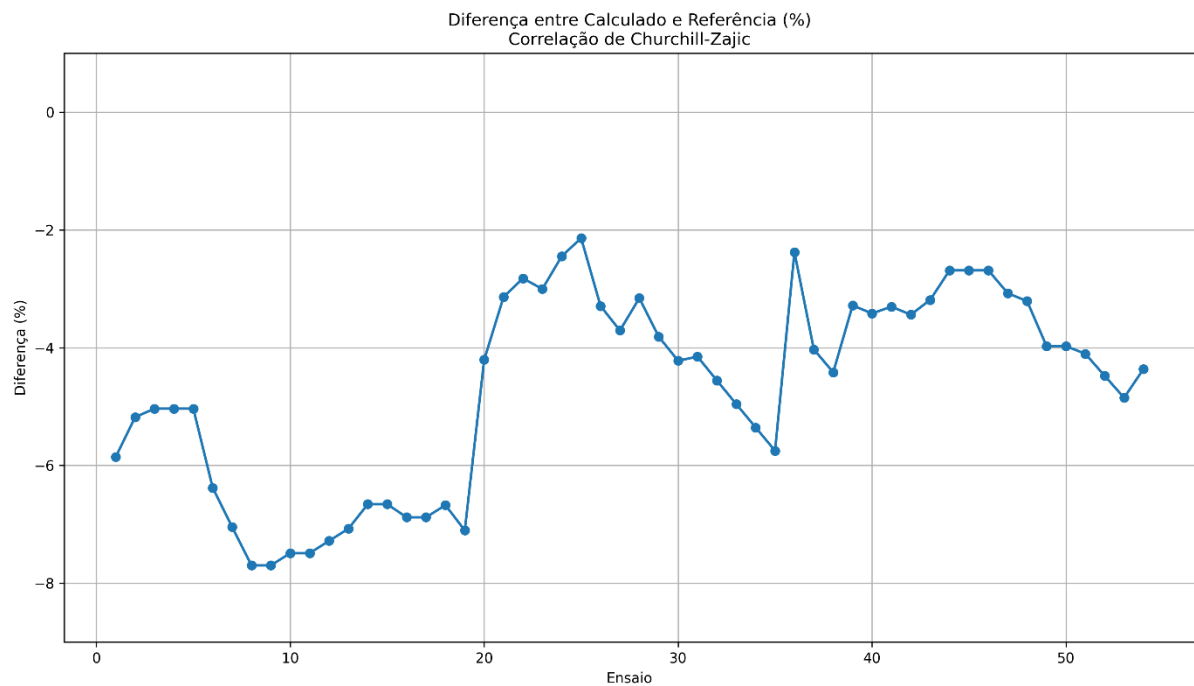
Adicionalmente, a avaliação visual dos resultados complementa a análise estatística, permitindo identificar tendências de comportamento que nem sempre são evidenciadas pelos indicadores globais. Conforme discutido por Santos (2024), a comparação entre resultados experimentais e simulados constitui uma ferramenta importante para validação de modelos térmicos aplicados a sistemas geotérmicos. Assim, a capacidade de reproduzir adequadamente as temperaturas experimentais representa um critério relevante para avaliação da confiabilidade das correlações convectivas analisadas neste trabalho.

Figura 2 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Churchill–Zajic



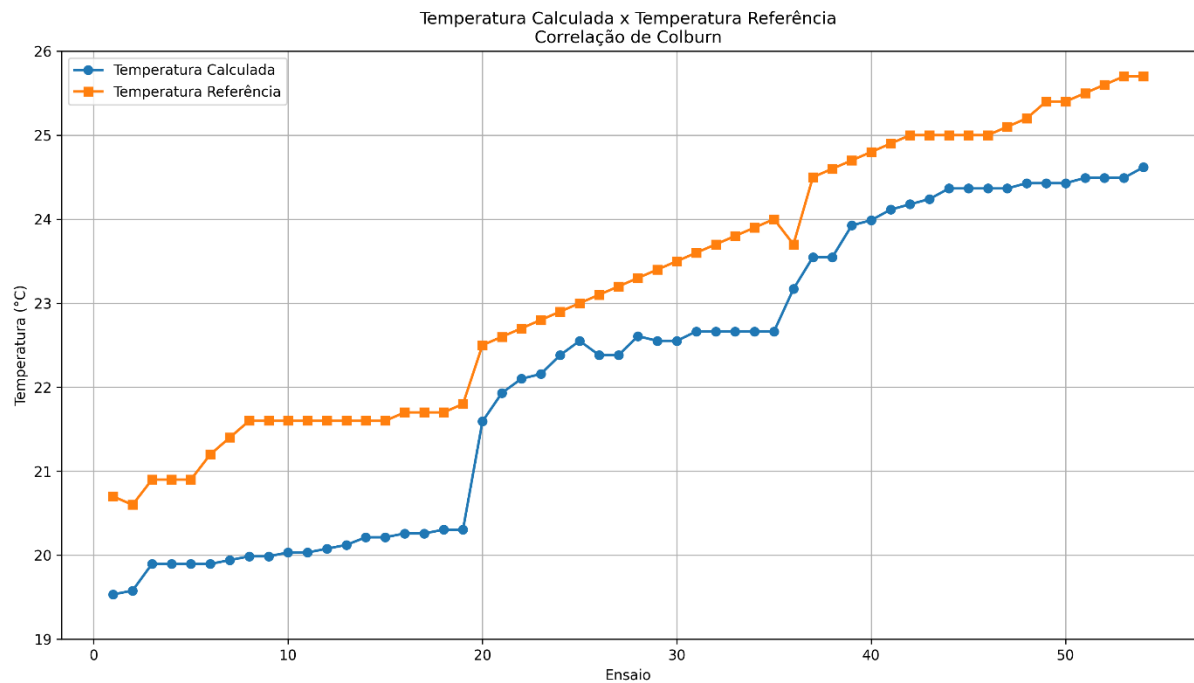
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 3 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Churchill–Zajic



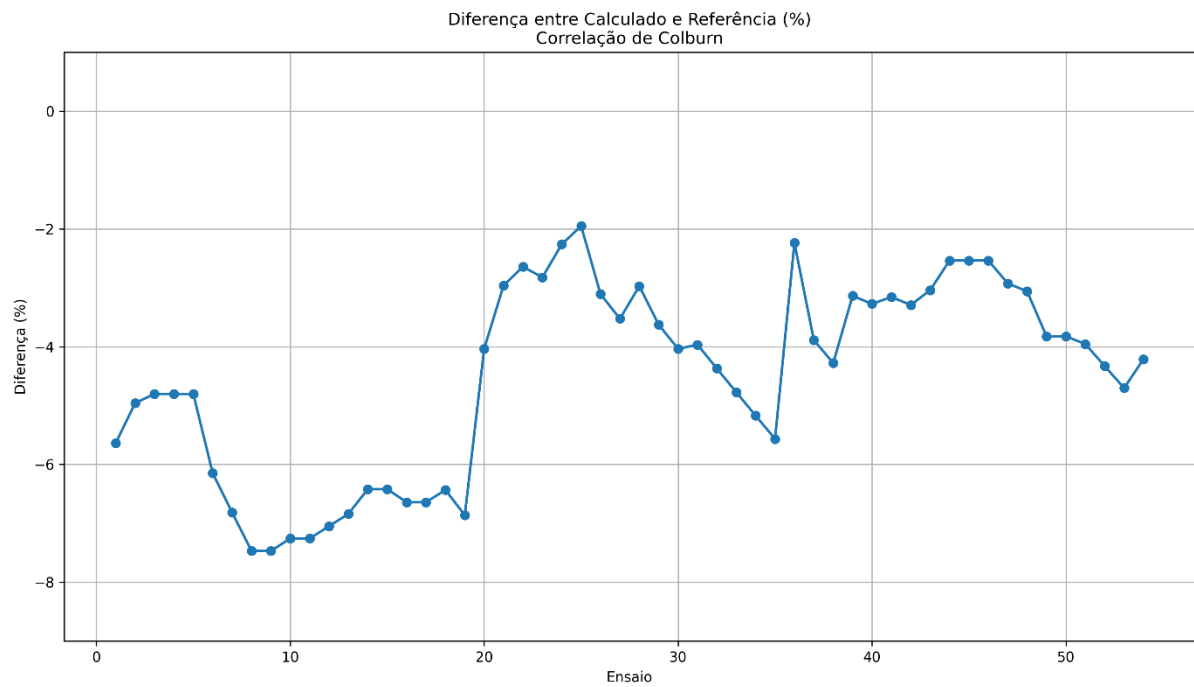
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 4 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Colburn



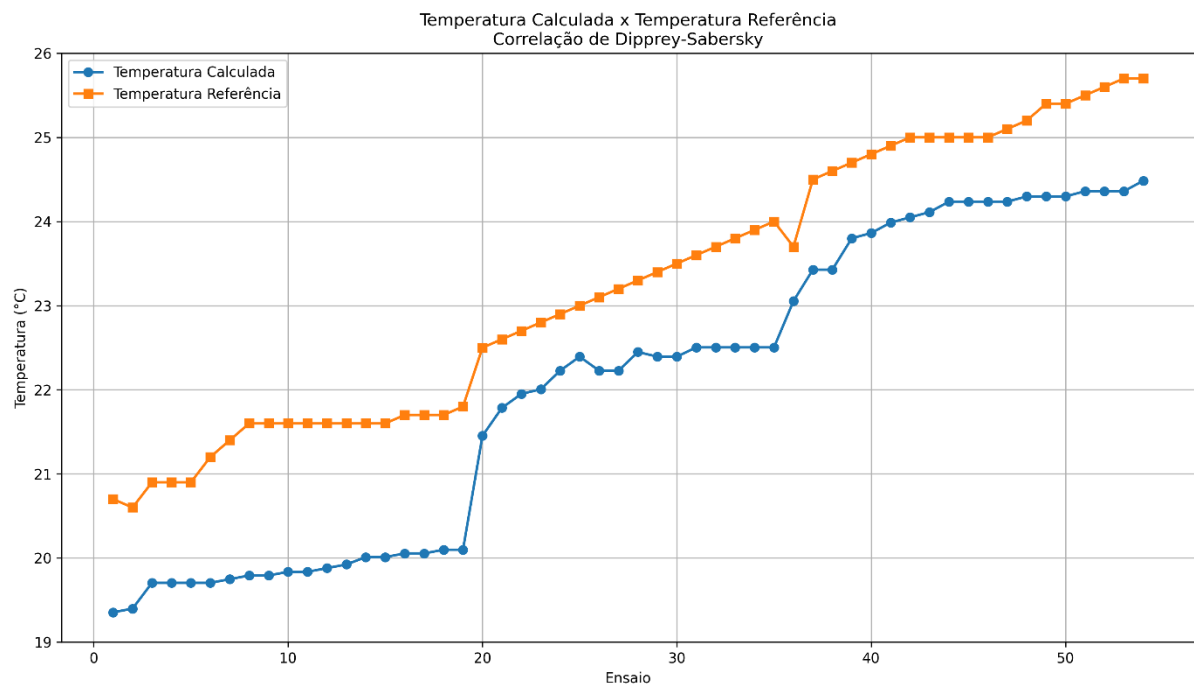
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 5 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Colburn.



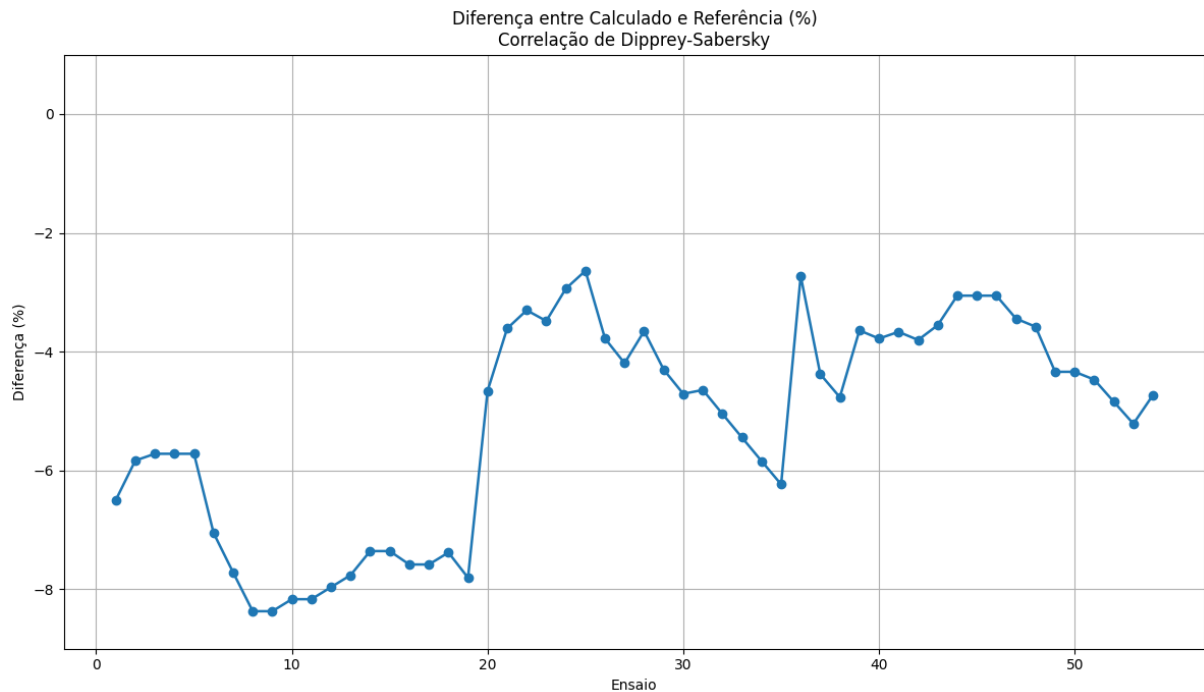
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 6 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Dipprey–Sabersky



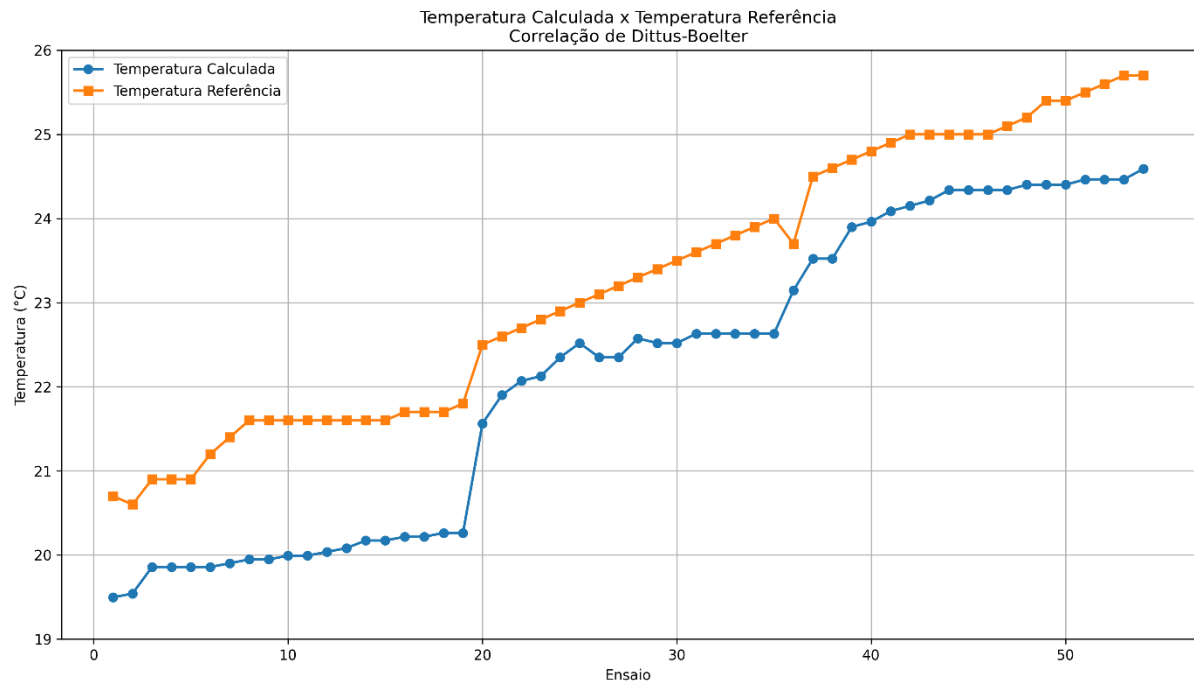
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 7 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Dipprey–Sabersky



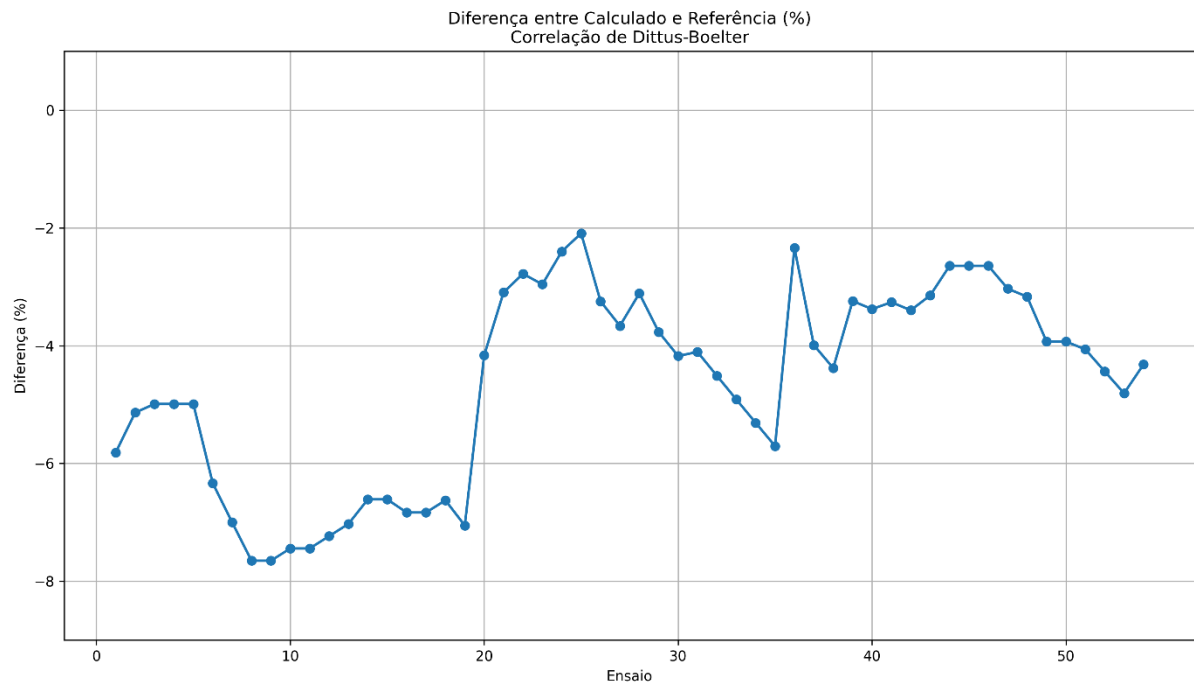
Fonte: Elaborado pelo autor .

Figura 8 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Dittus–Boelter



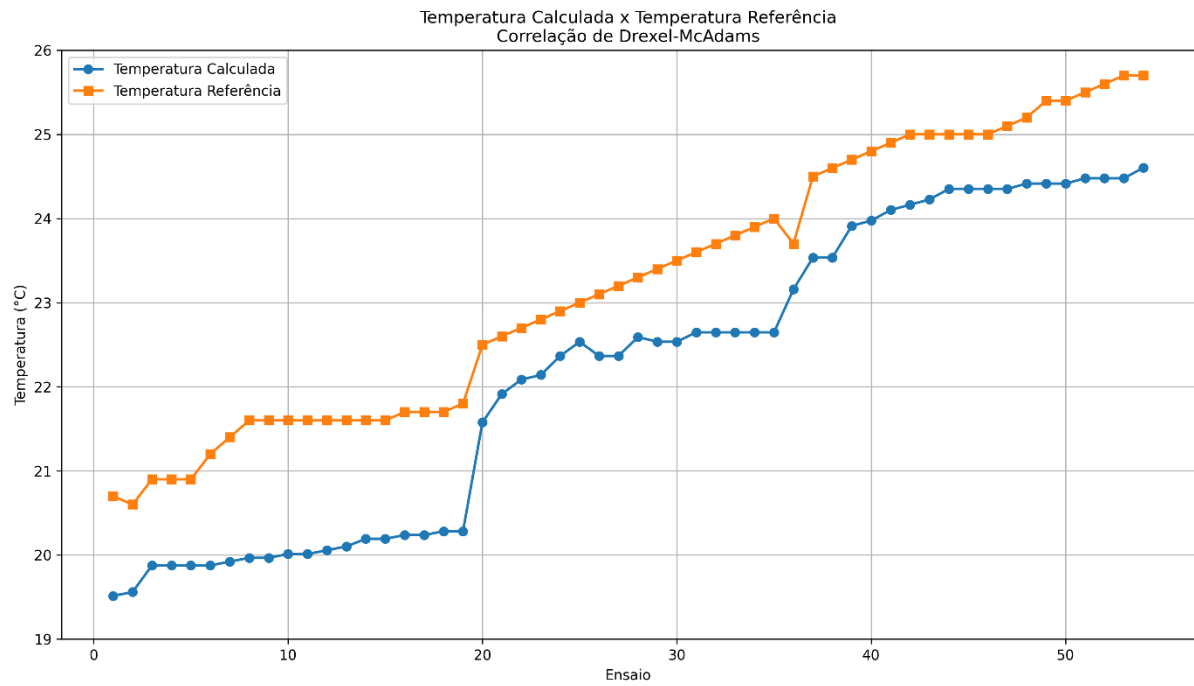
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 9 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Dittus–Boelter



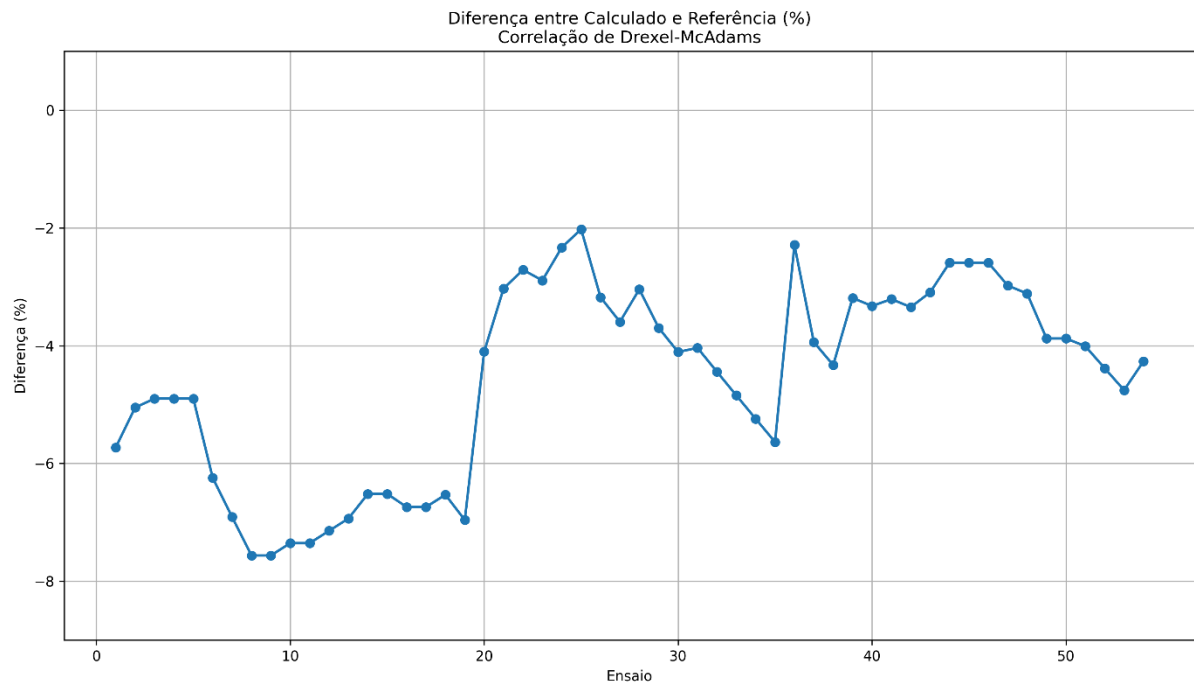
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 10 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Drexel–McAdams



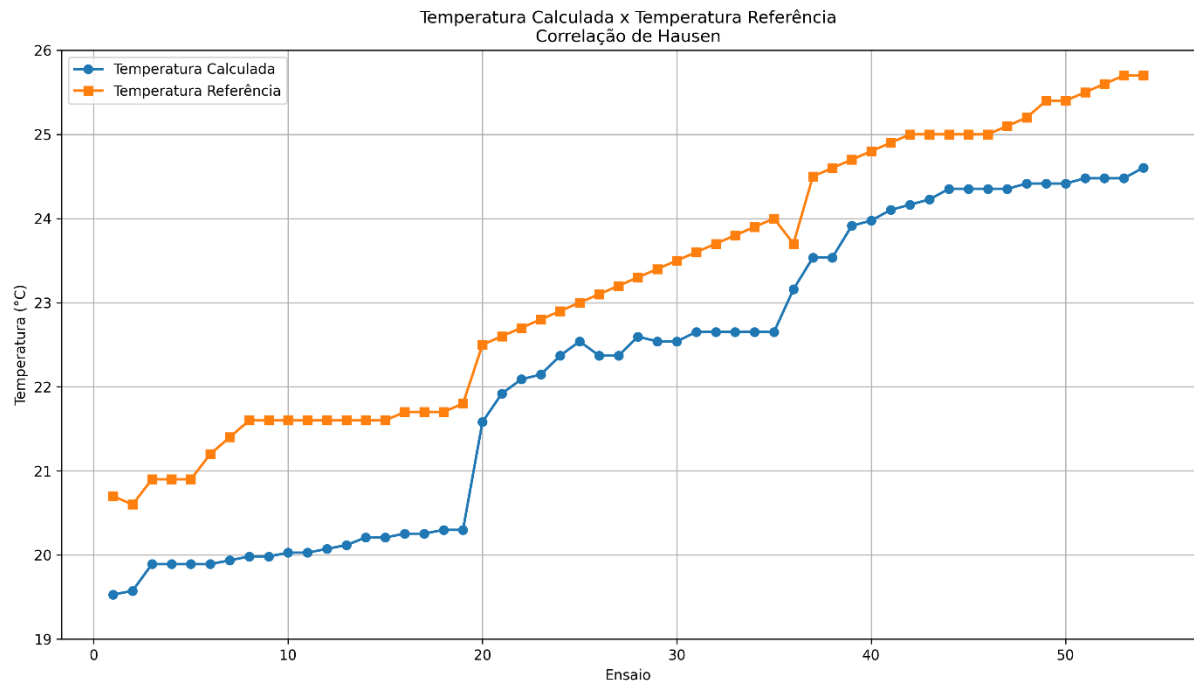
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 11 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Drexel–McAdams



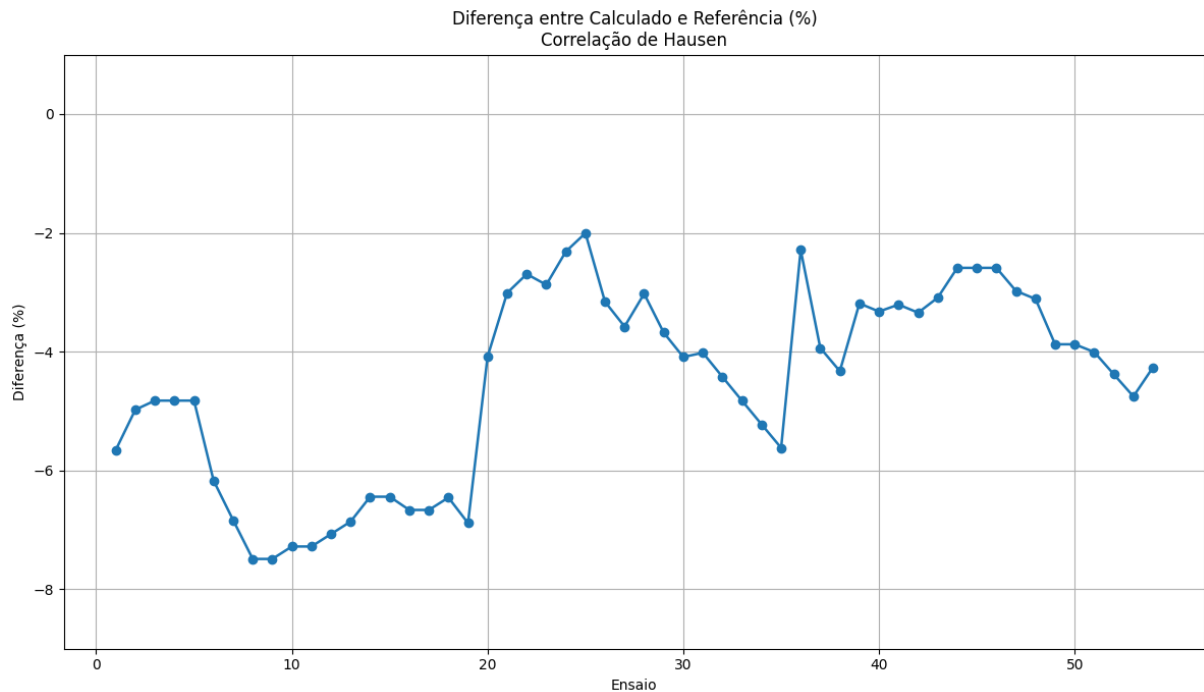
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 12 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Hausen



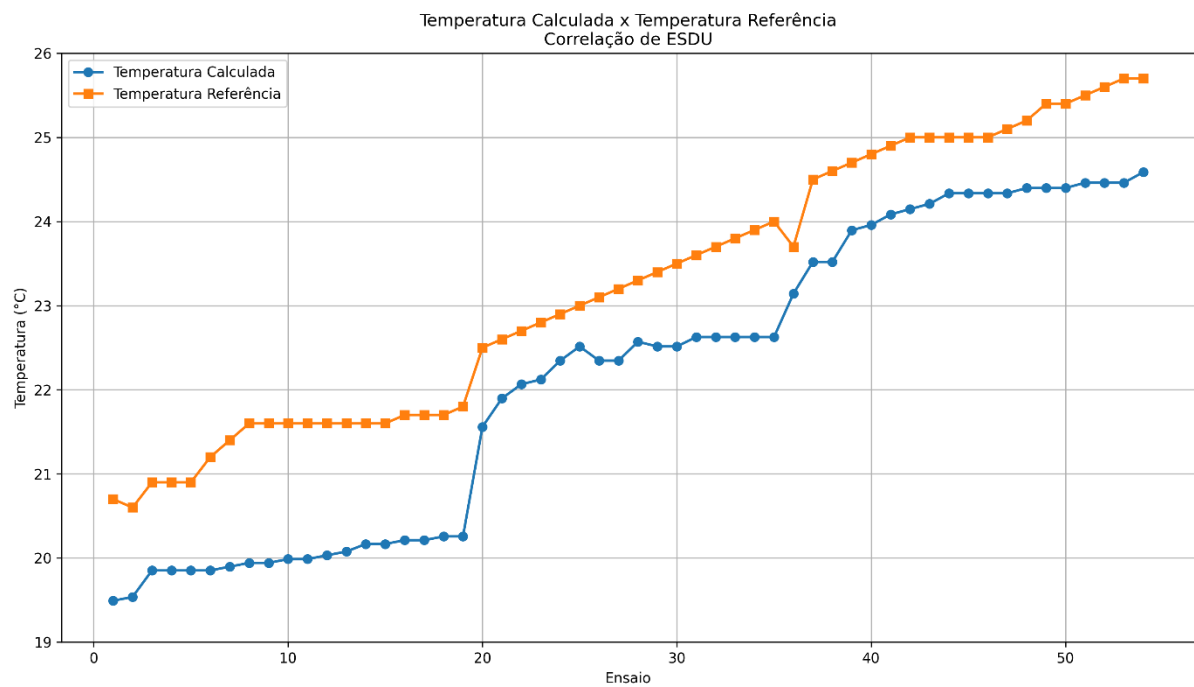
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 13 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Hausen



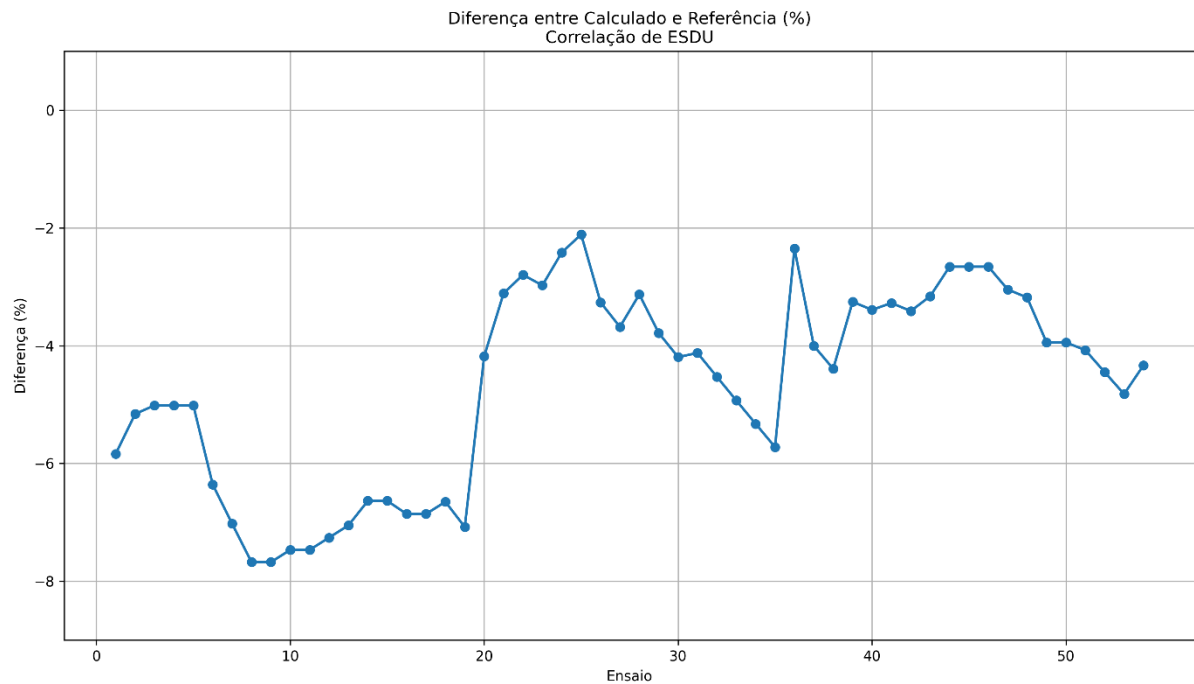
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 14 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de ESDU



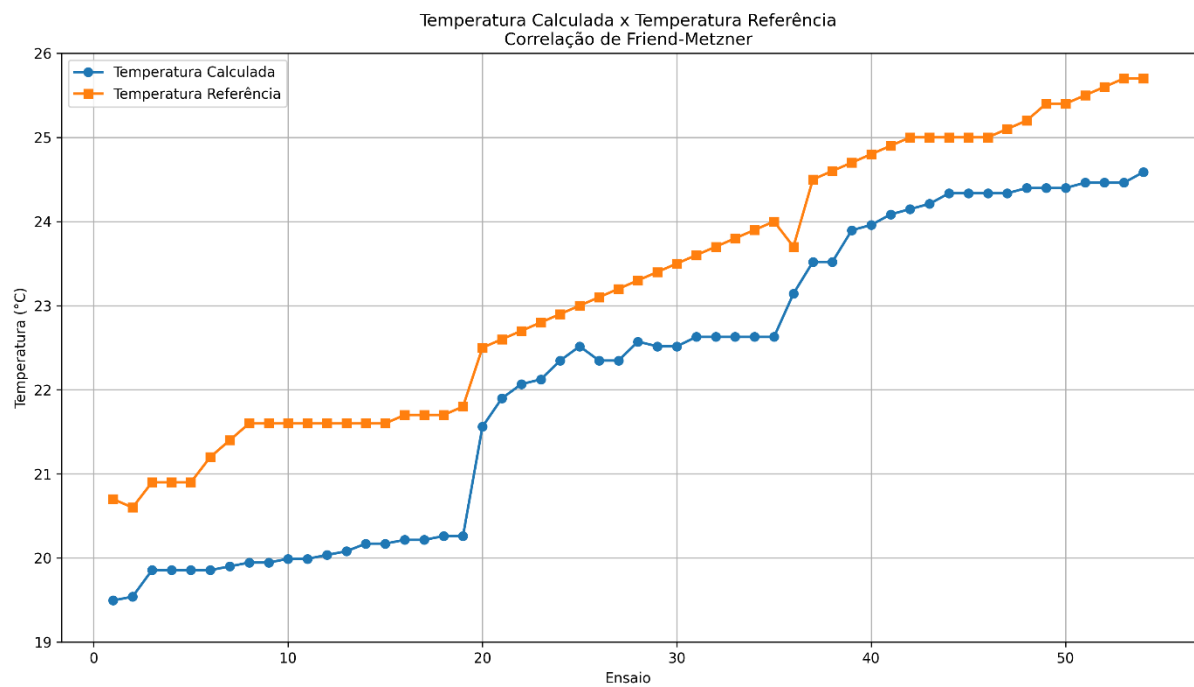
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 15 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de ESDU



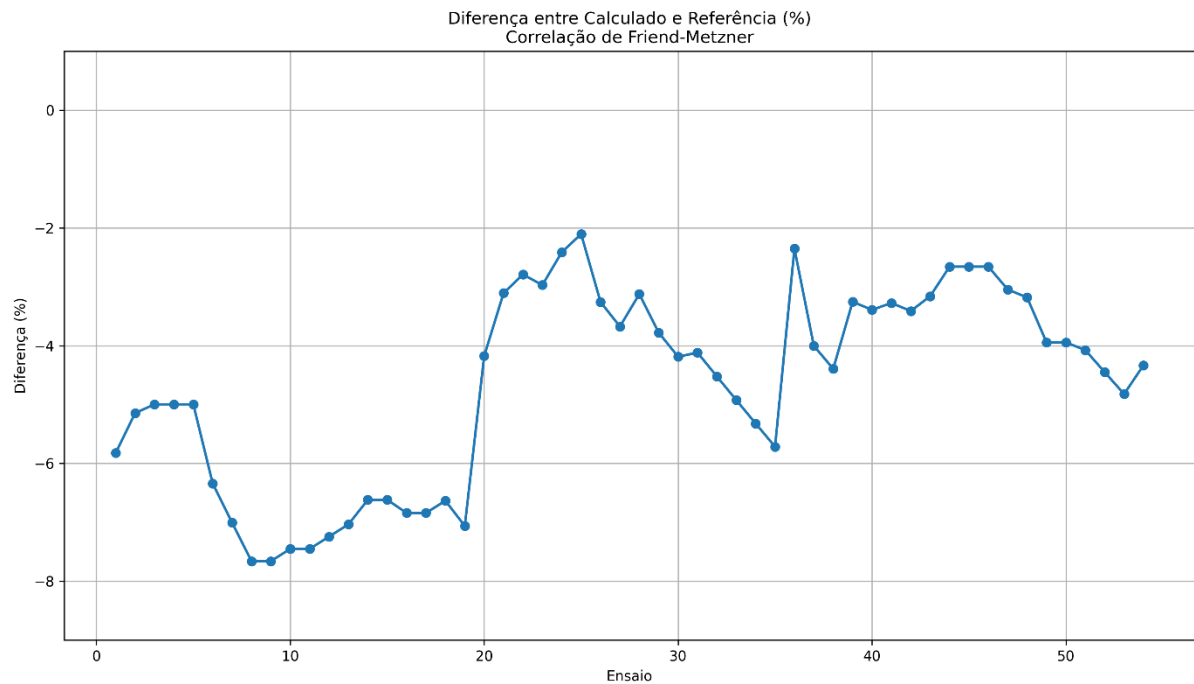
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 16 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Friend–Metzner.



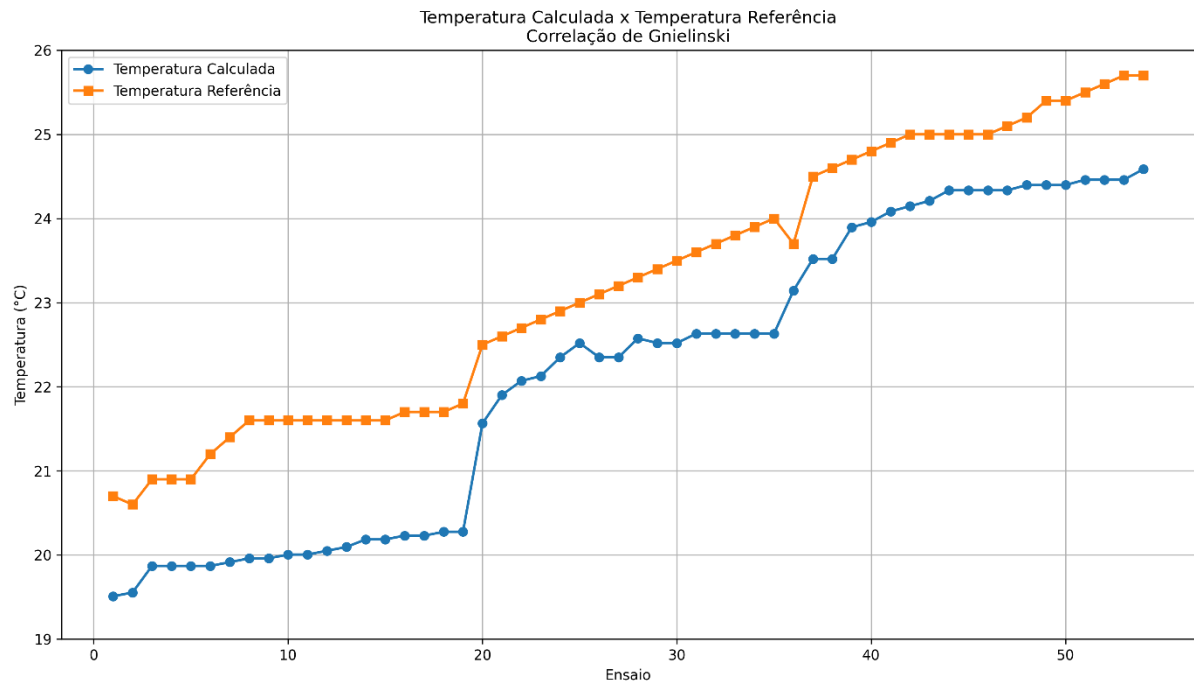
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 17 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Friend–Metzner



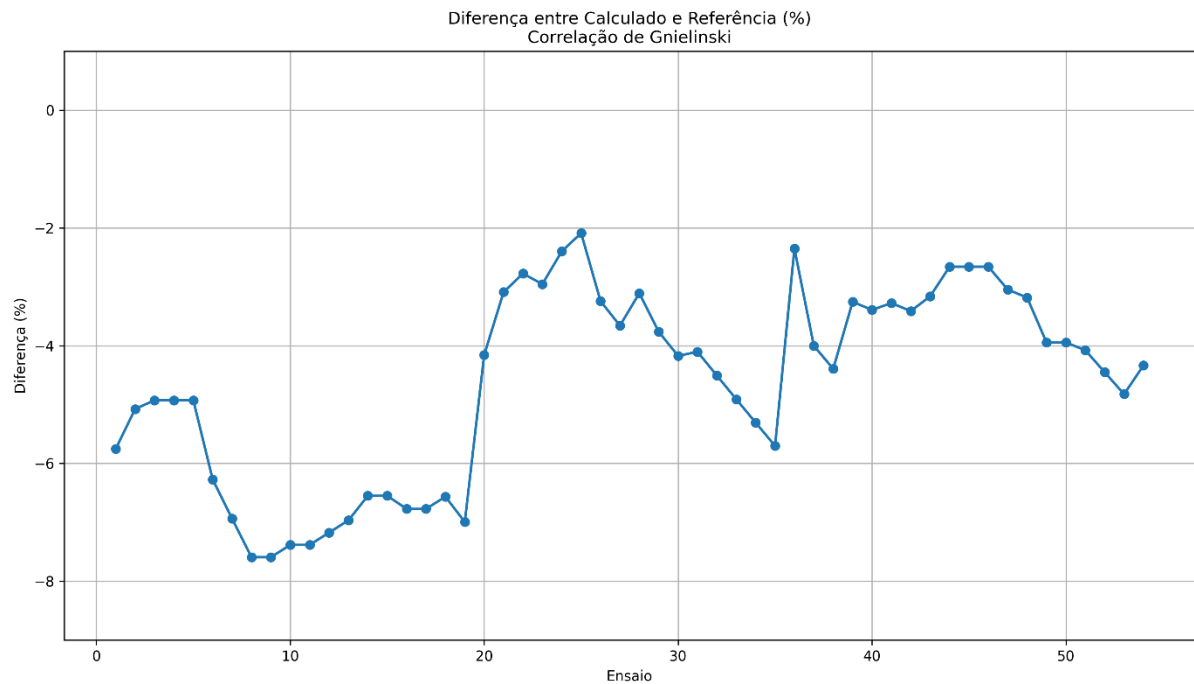
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 18 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gnielinski



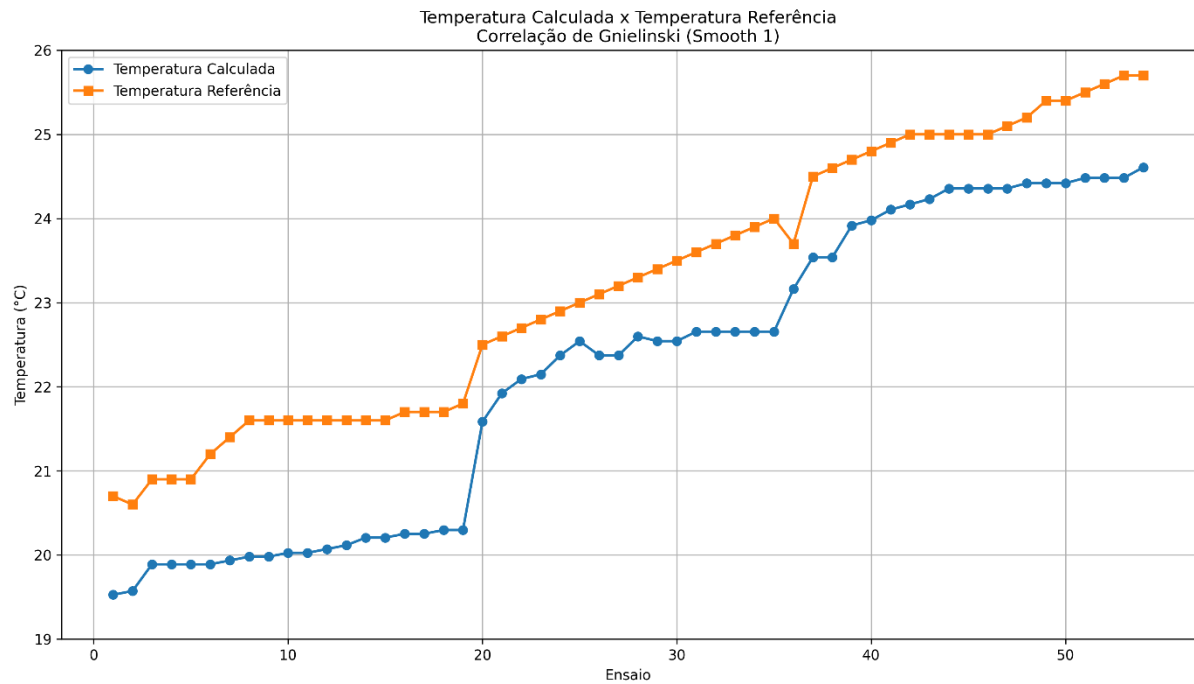
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 19 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gnielinski



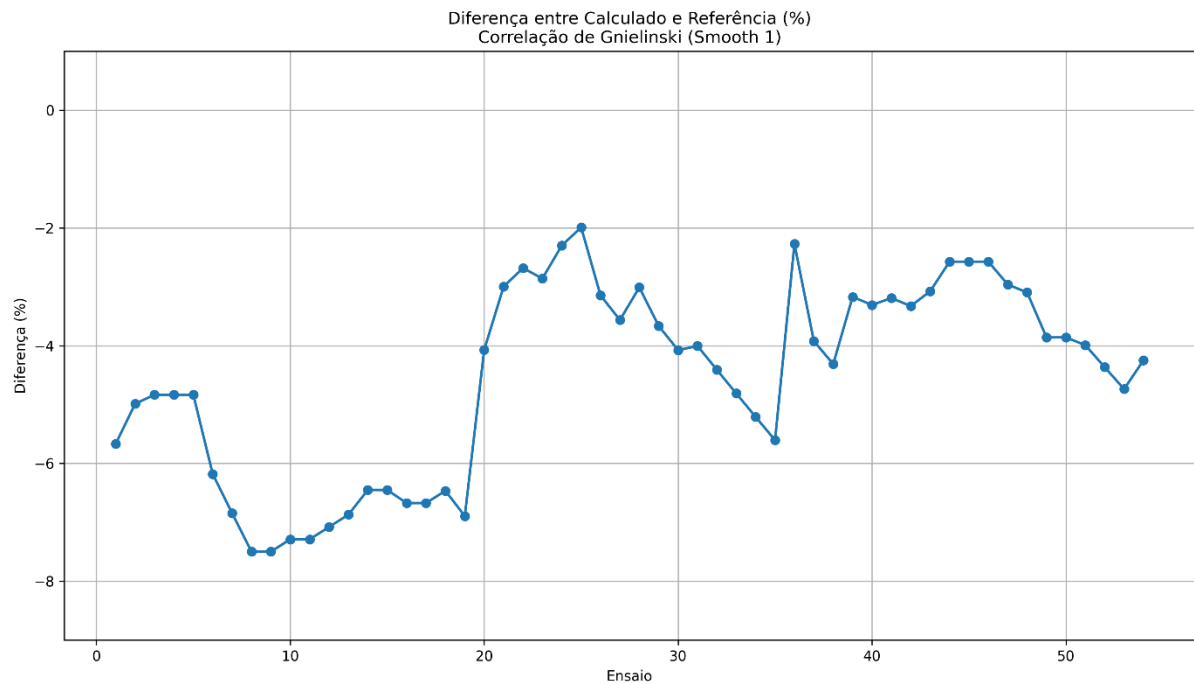
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 20 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gnielinski Smooth 1



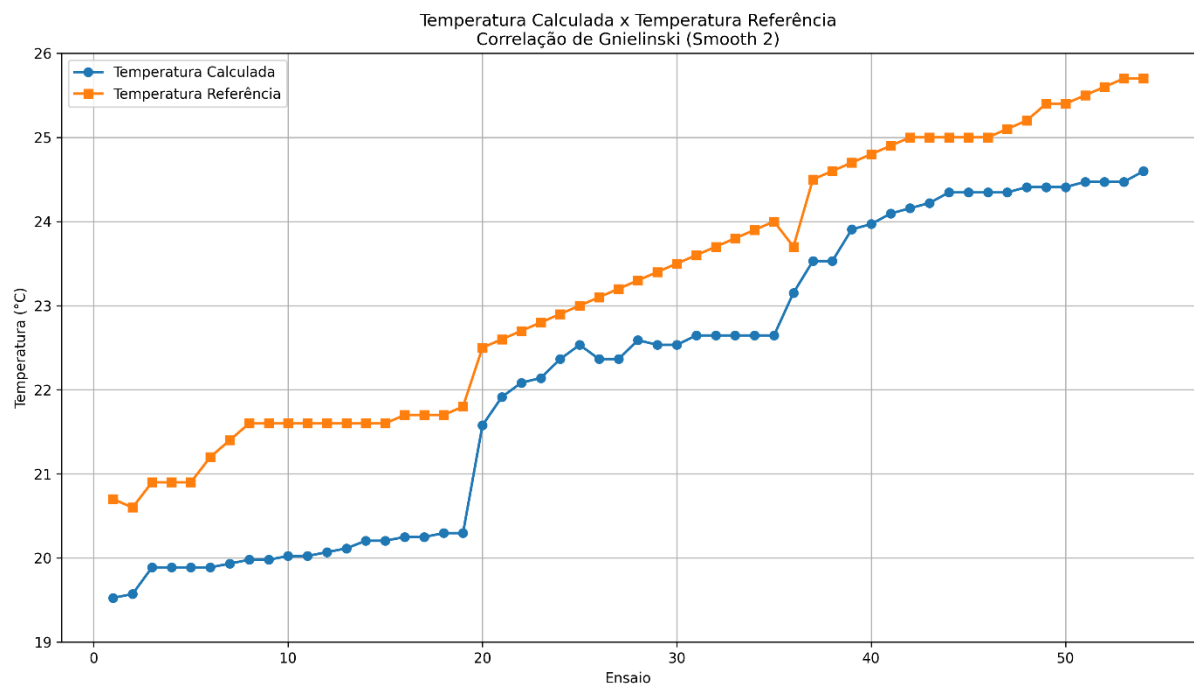
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 21 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gnielinski Smooth 1



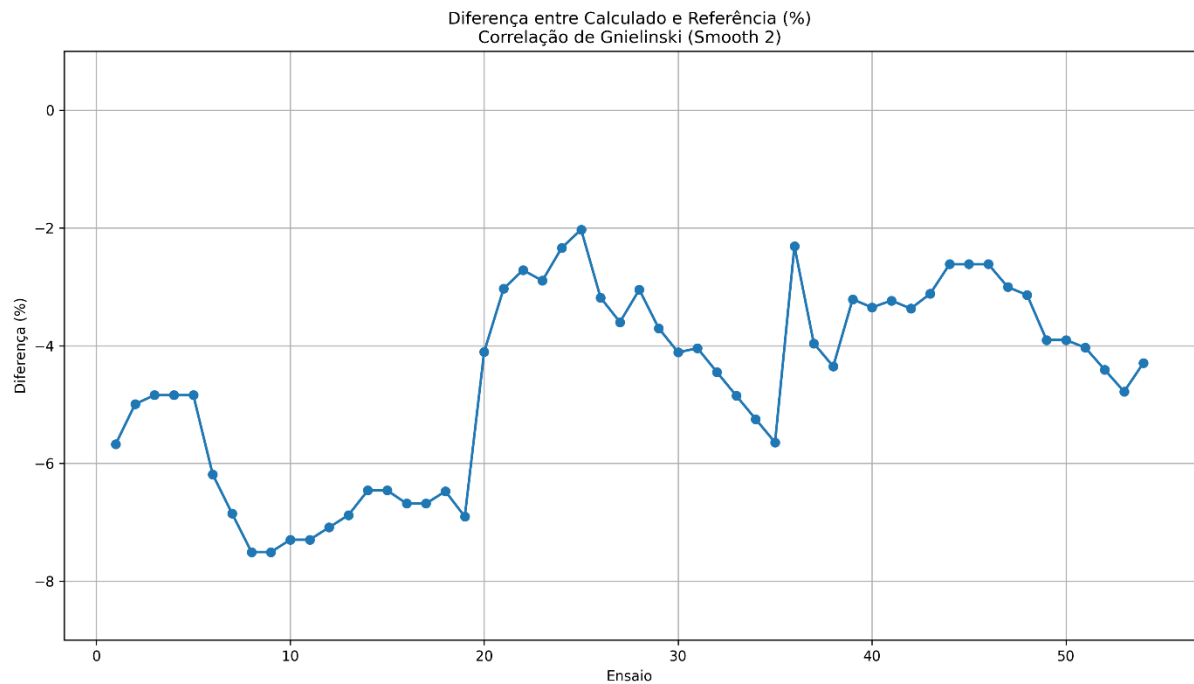
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 22 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gnielinski Smooth 2



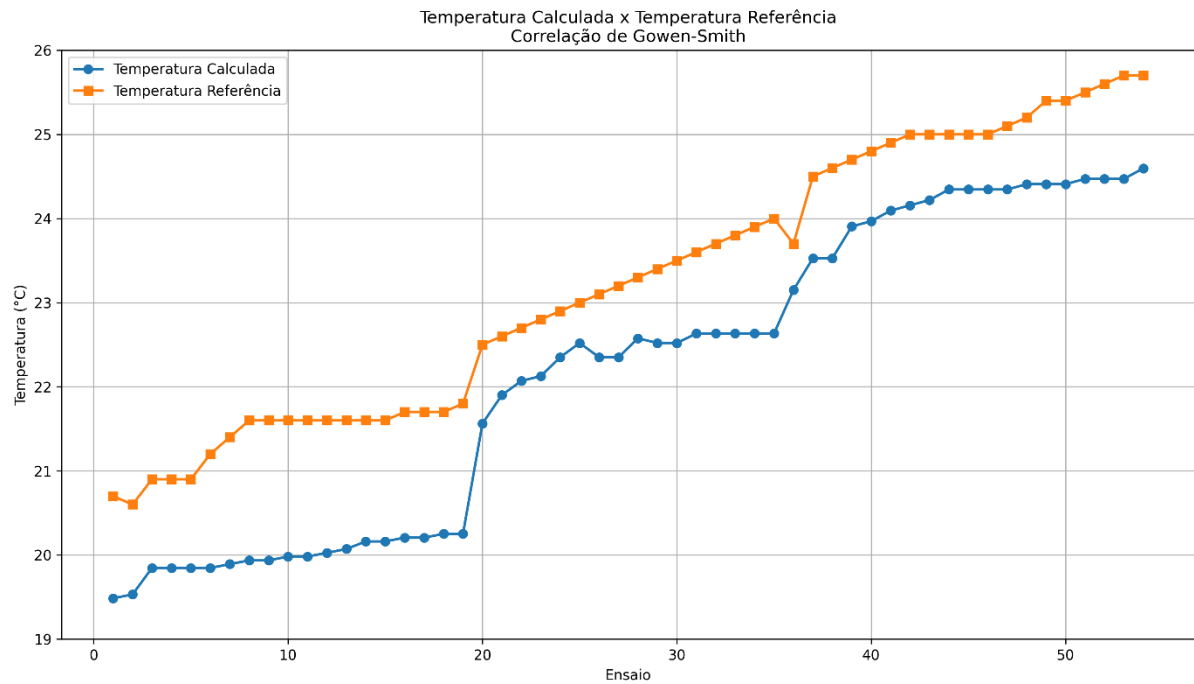
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 23 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gnielinski Smooth 2.



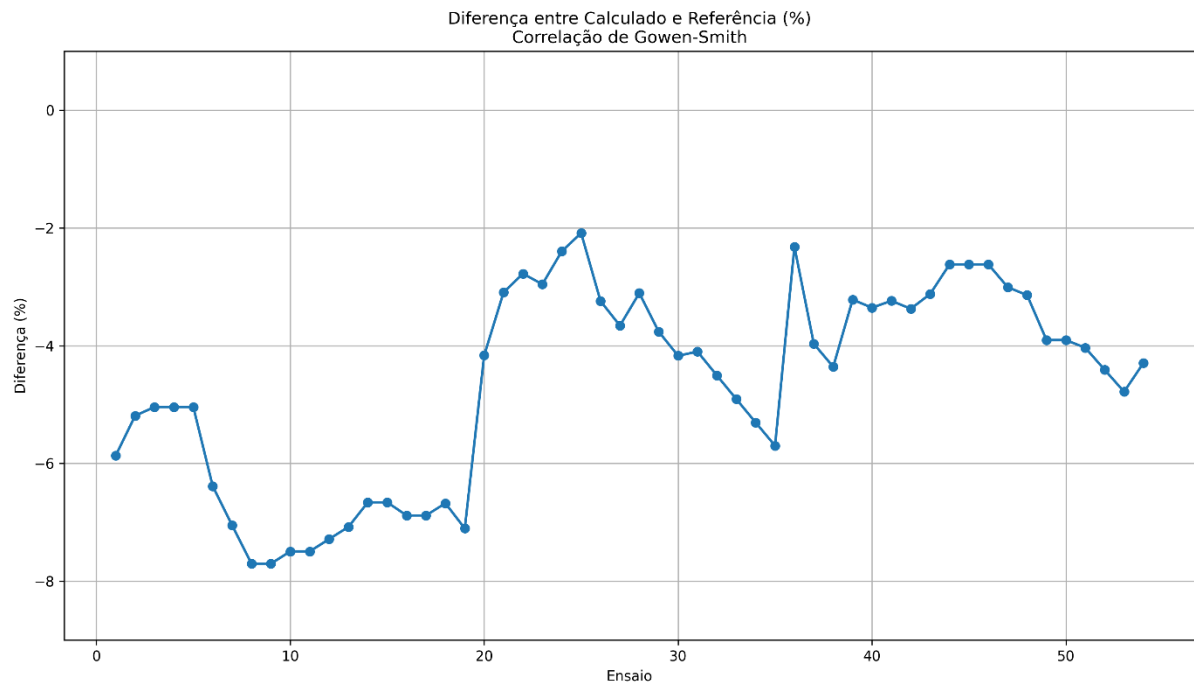
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 24 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gowen–Smith.



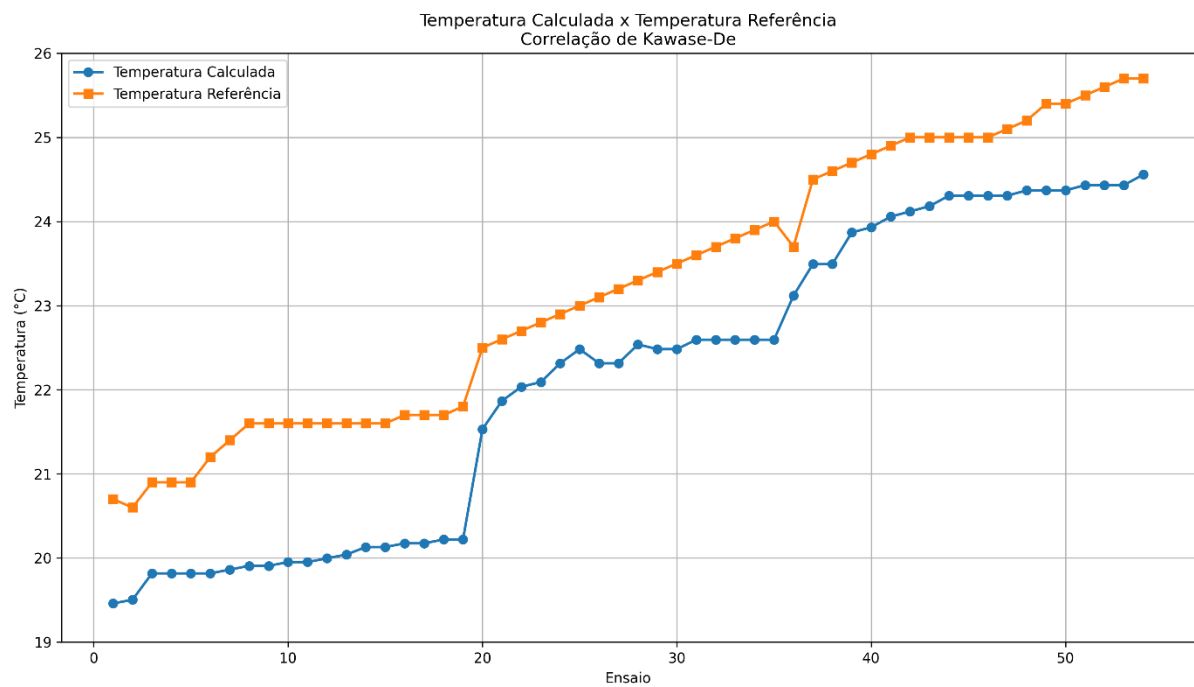
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 25 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Gowen–Smith.



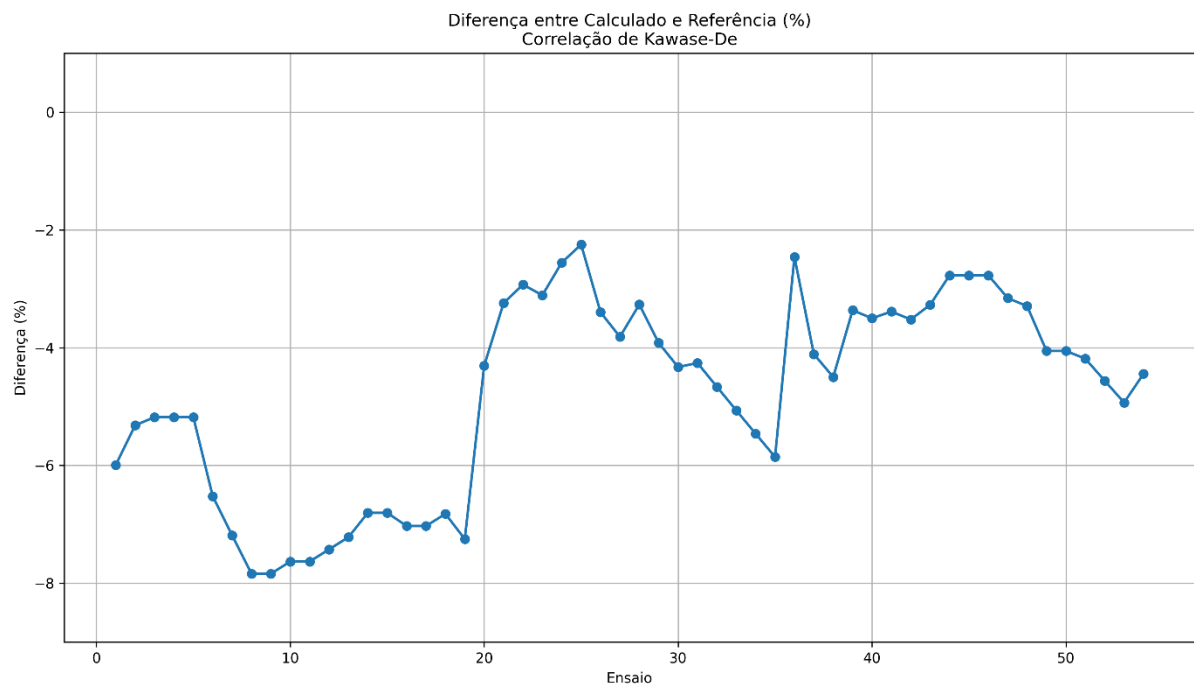
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 26 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Kawase-De.



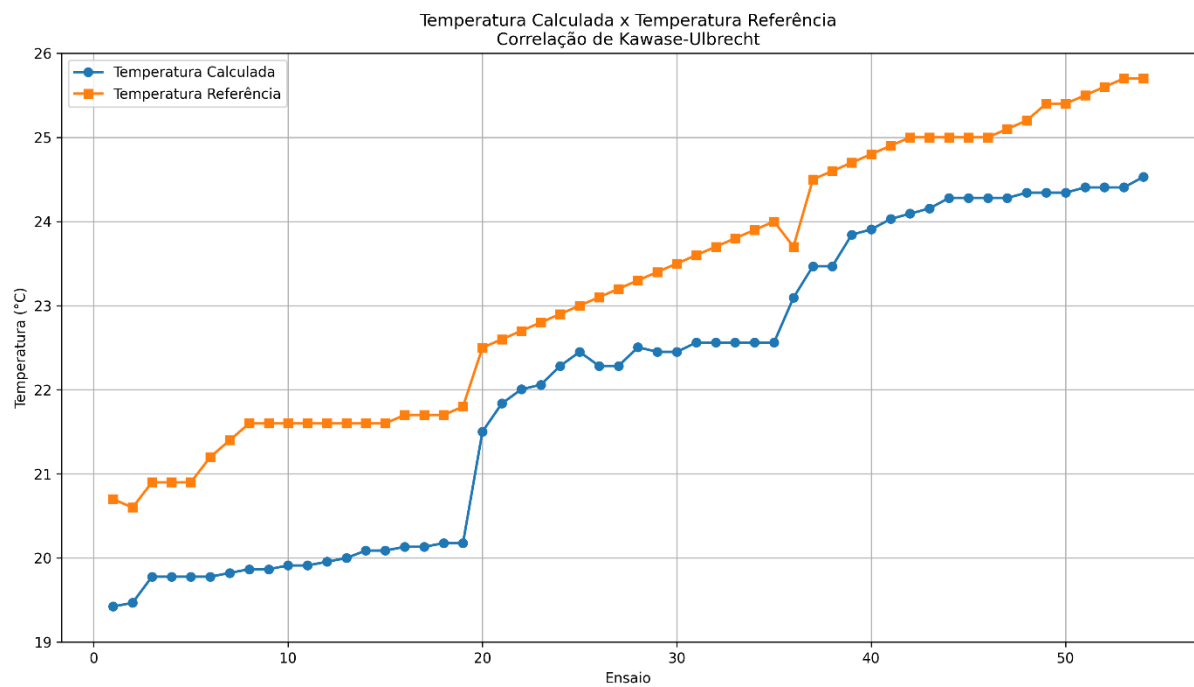
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 27 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Kawase-De.



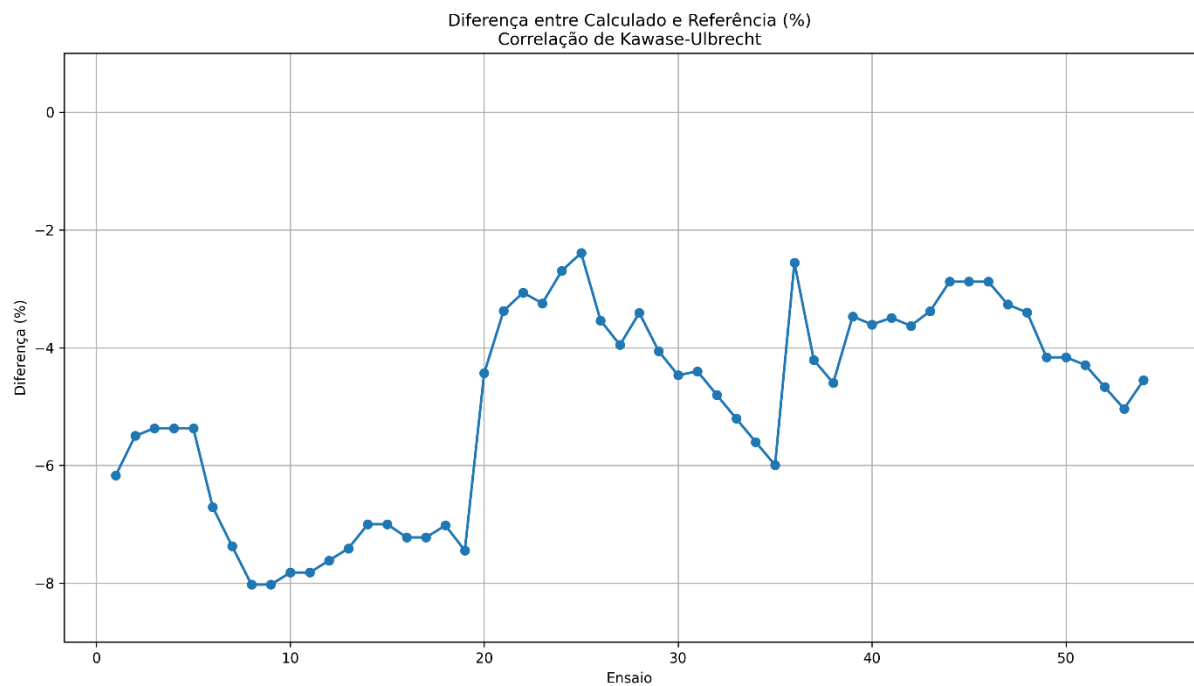
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 28 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Kawase–Ulbrecht



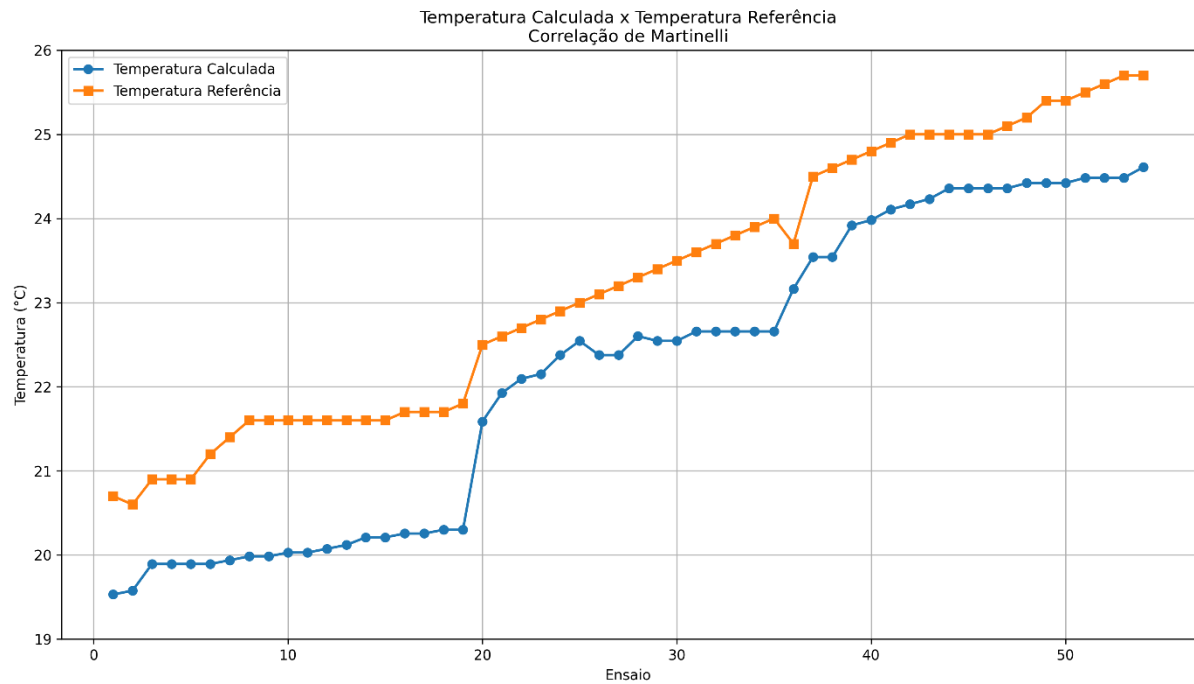
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 29 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Kawase–Ulbrecht..



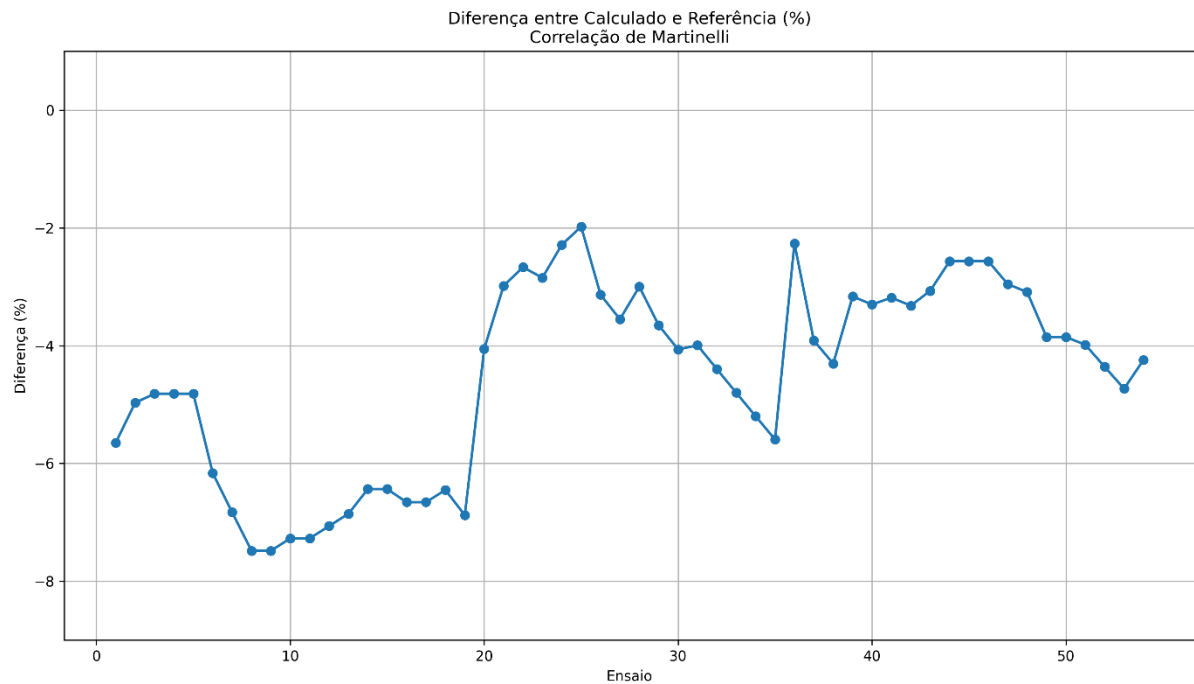
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 30 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Martinelli



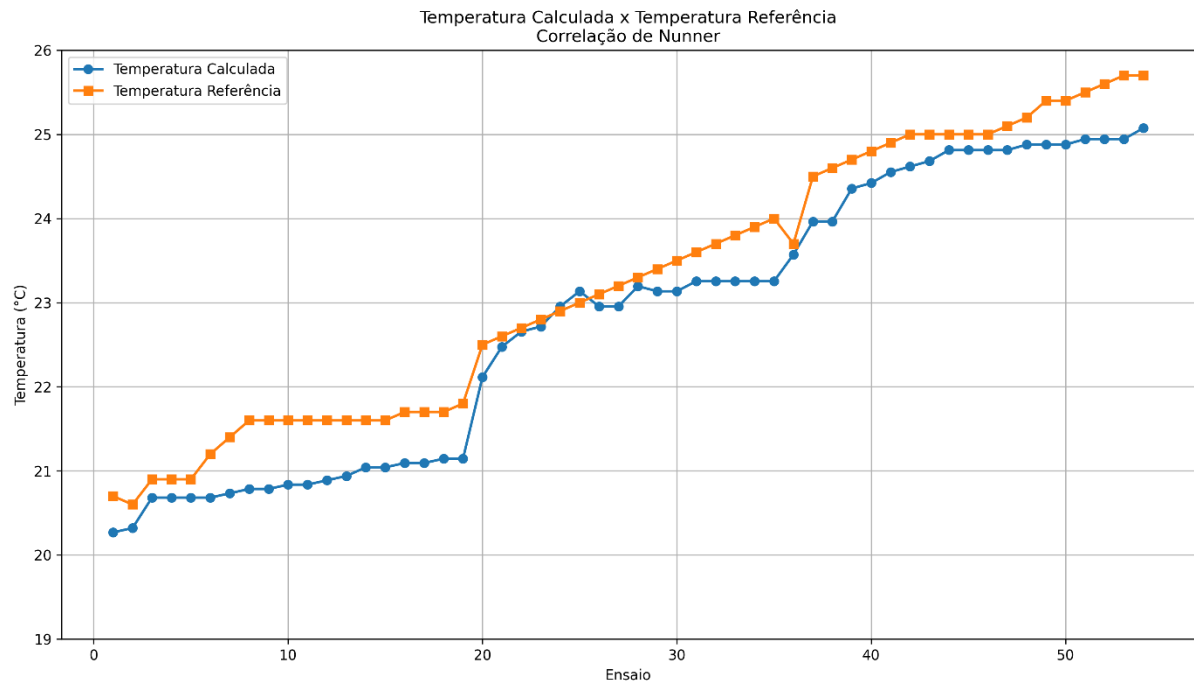
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 31 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Martinelli



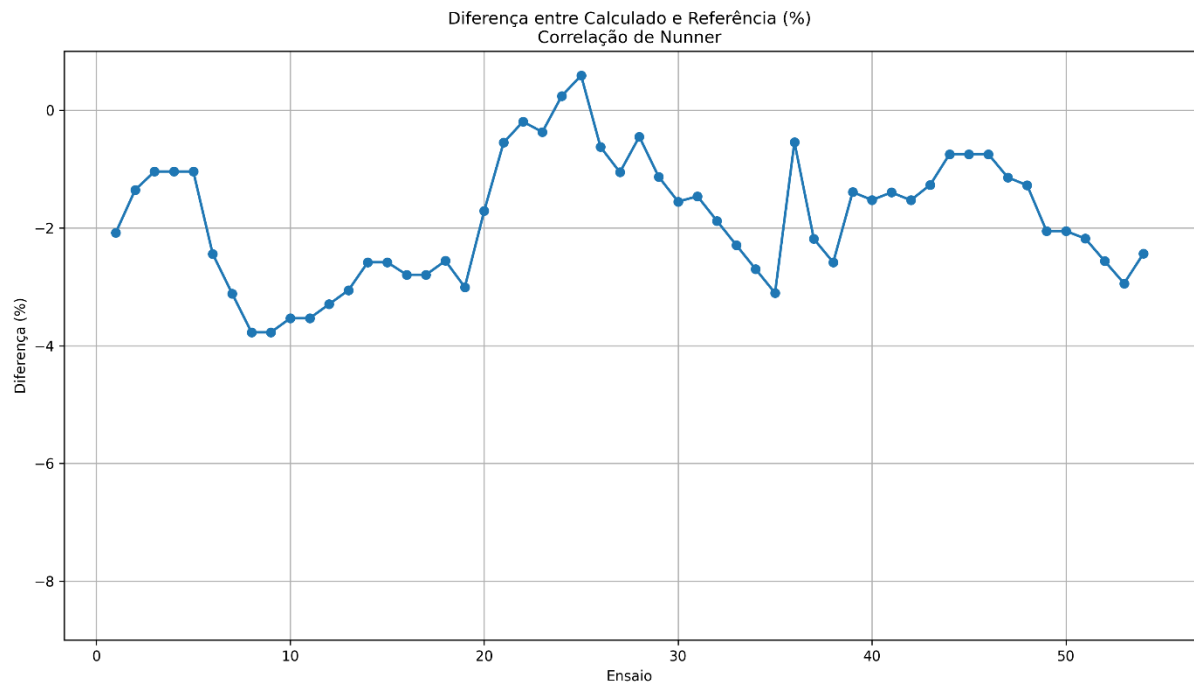
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 32 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Nunner.



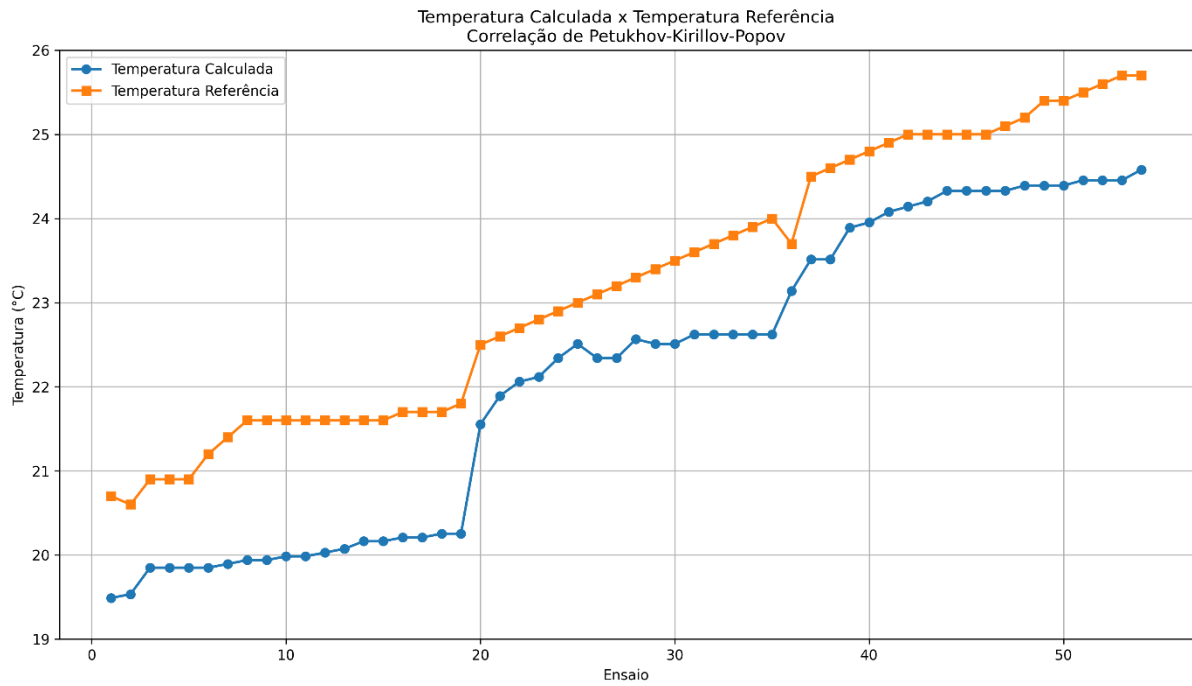
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 33 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Nunner.



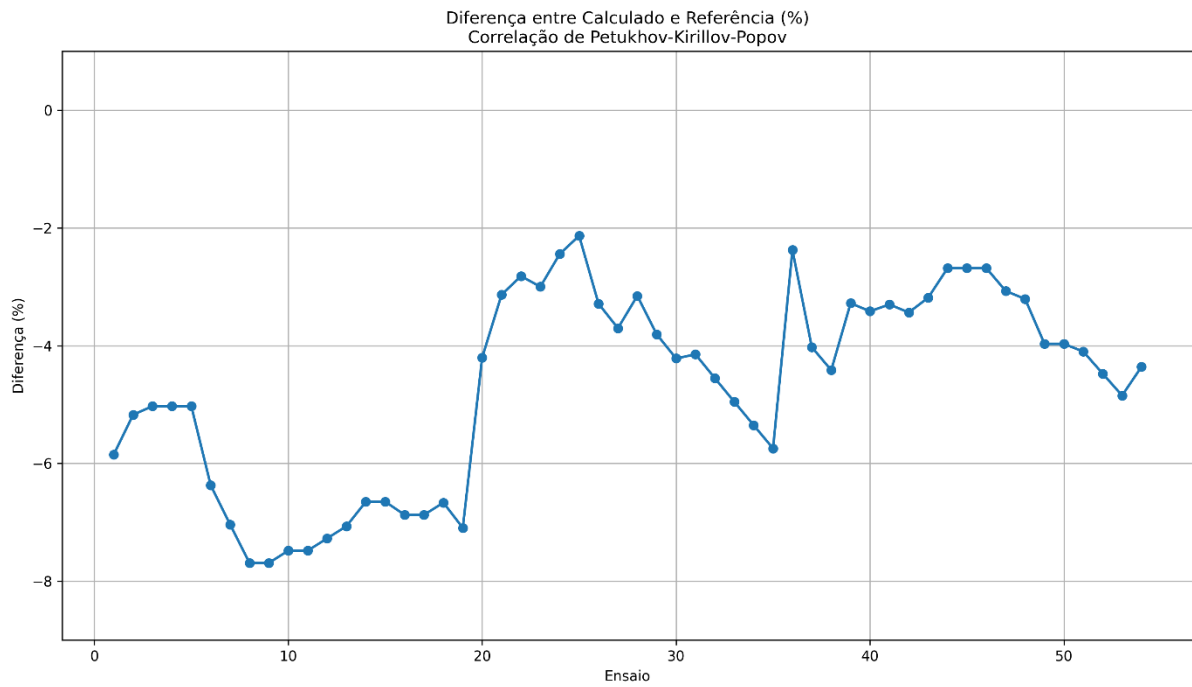
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 34 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Petukhov–Kirillov–Popov.



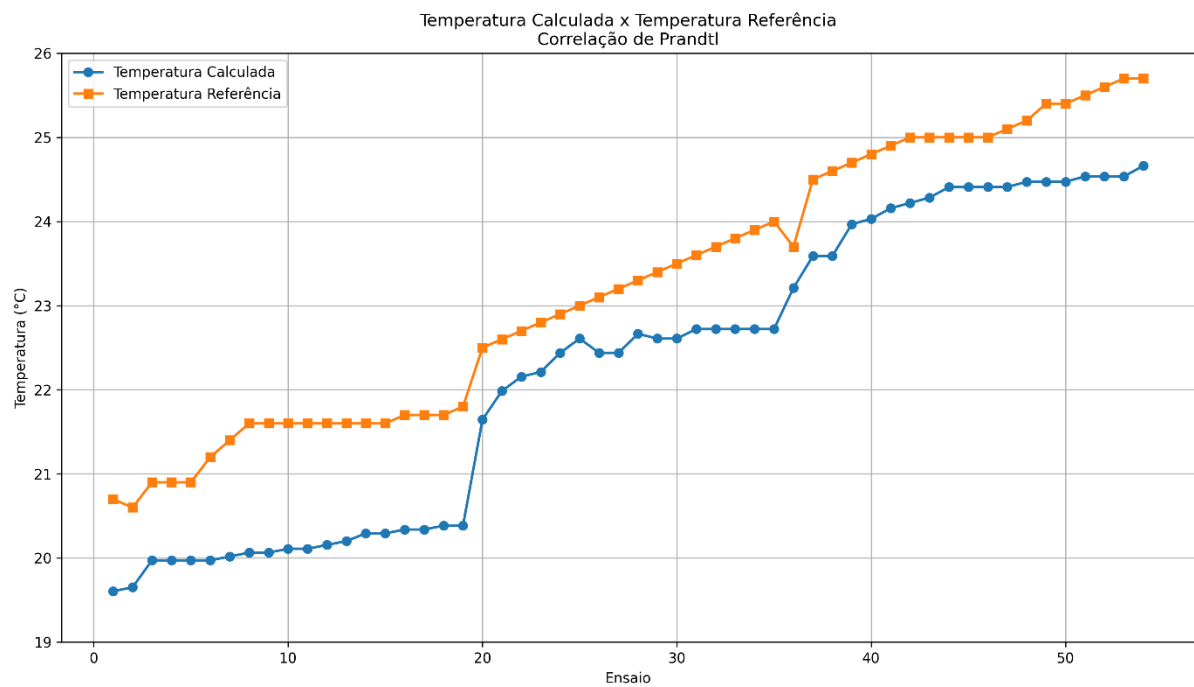
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 35 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Petukhov–Kirillov–Popov.



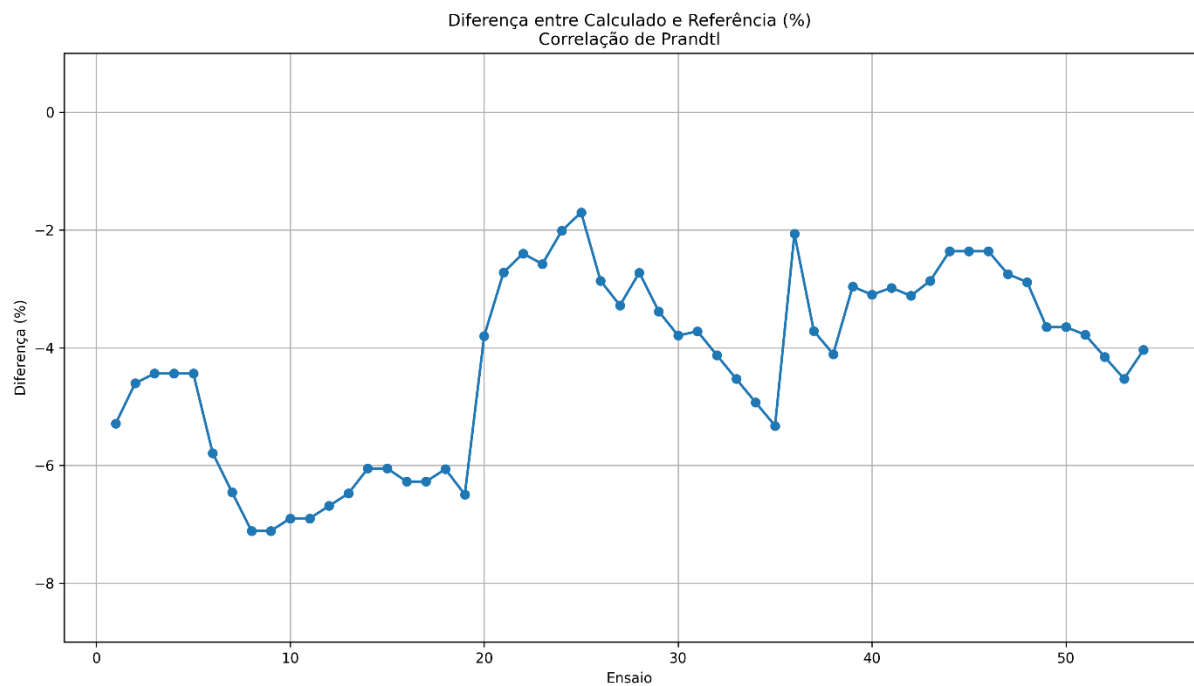
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 36 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Prandtl.



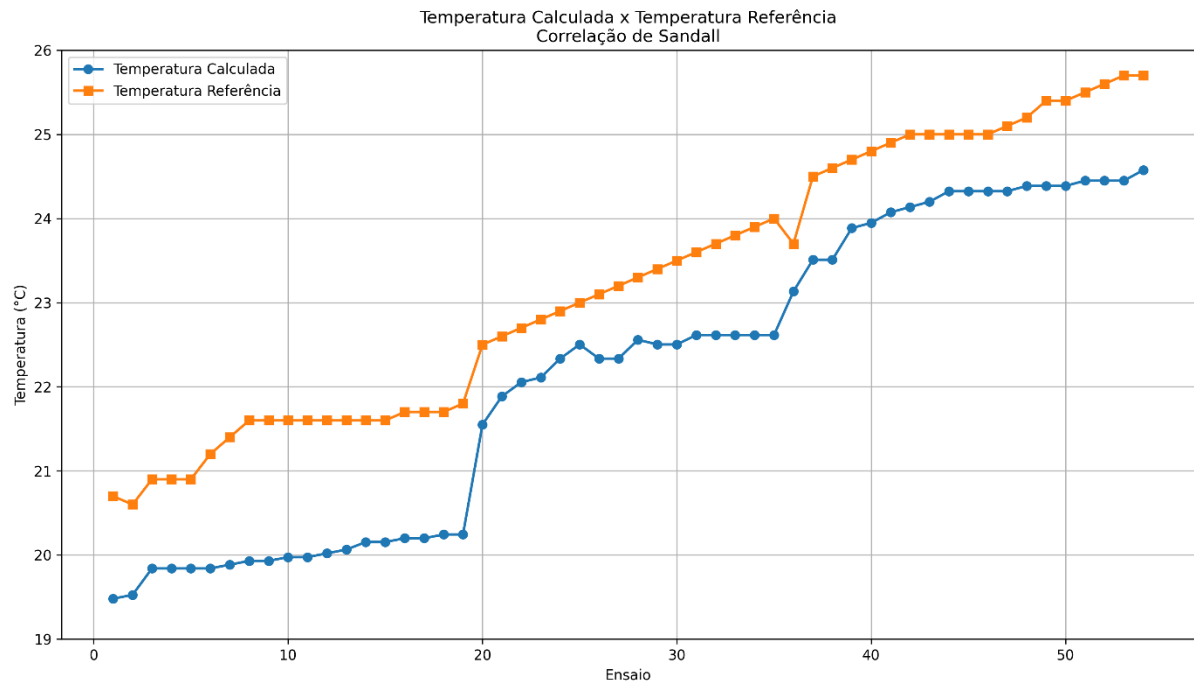
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 37 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Prandtl.



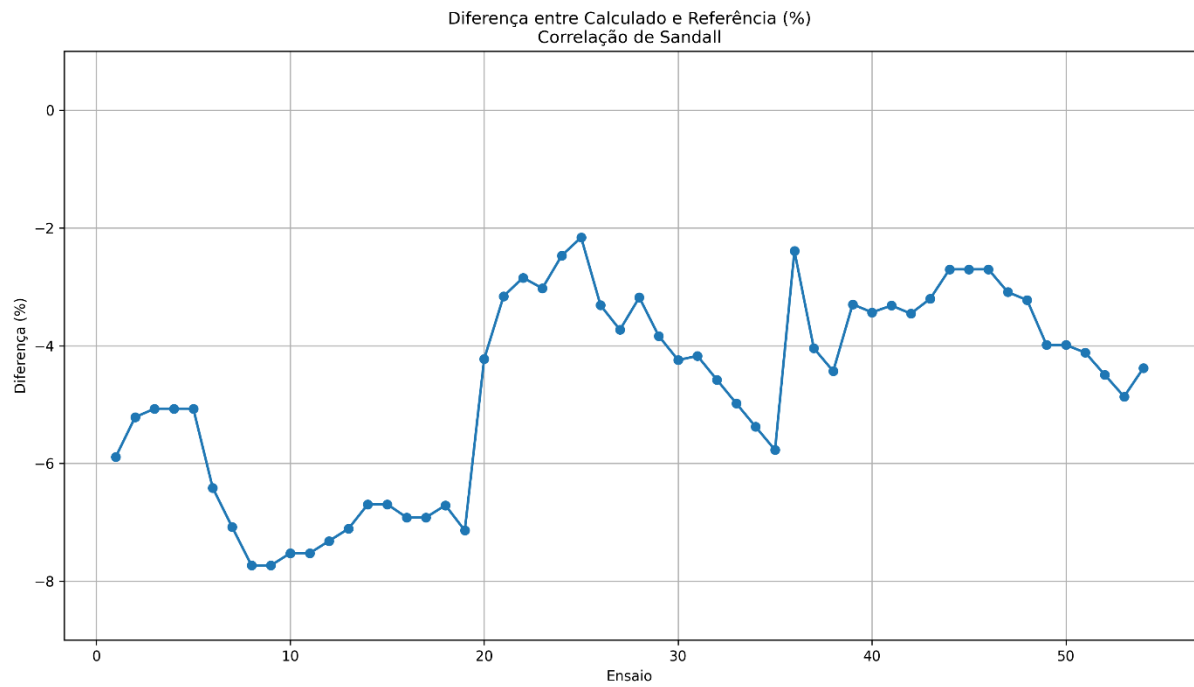
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 38 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Sandall .



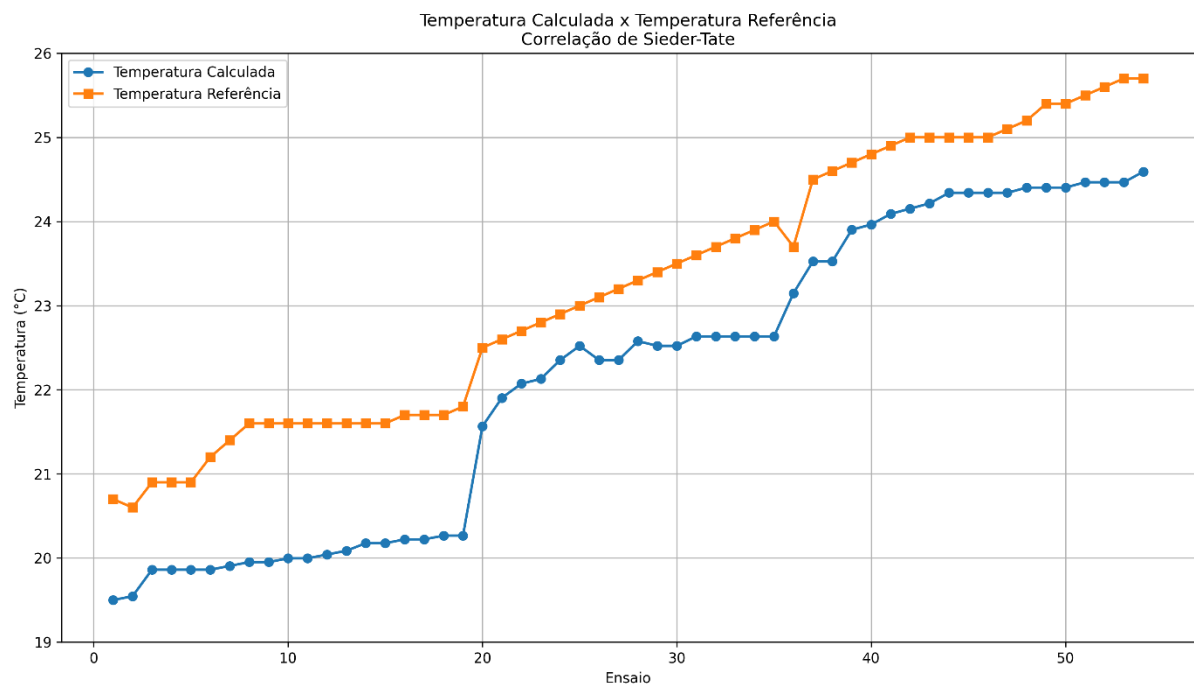
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 39 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Sandall .



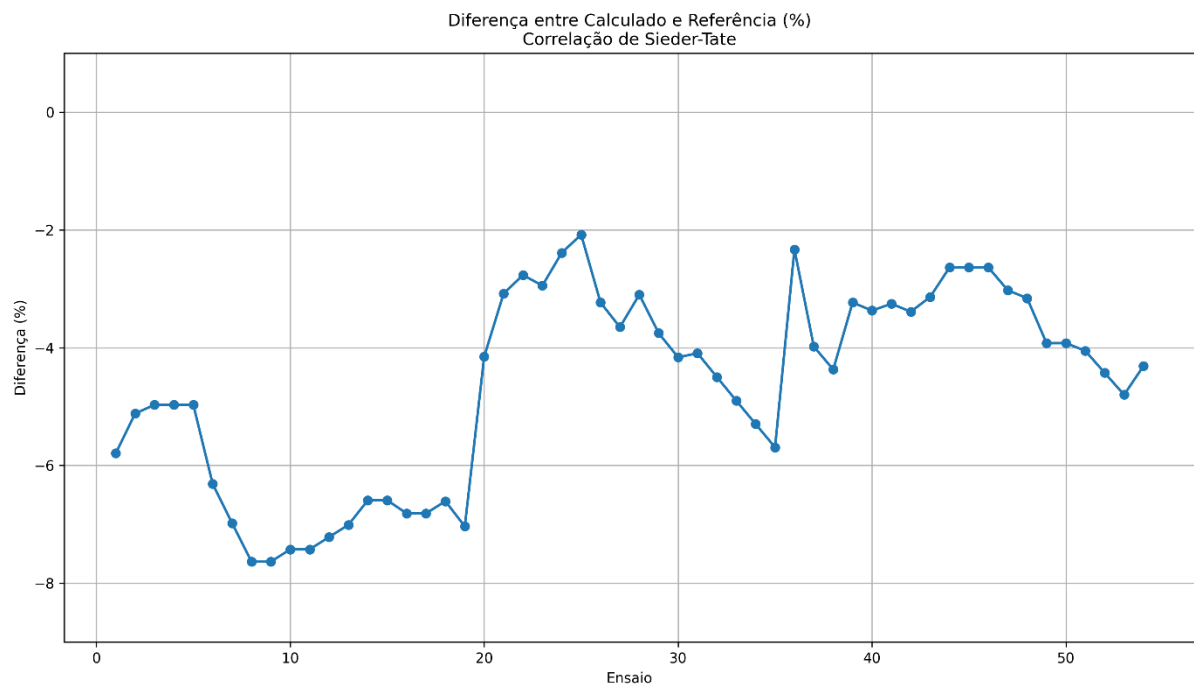
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 40 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Sieder–Tate.



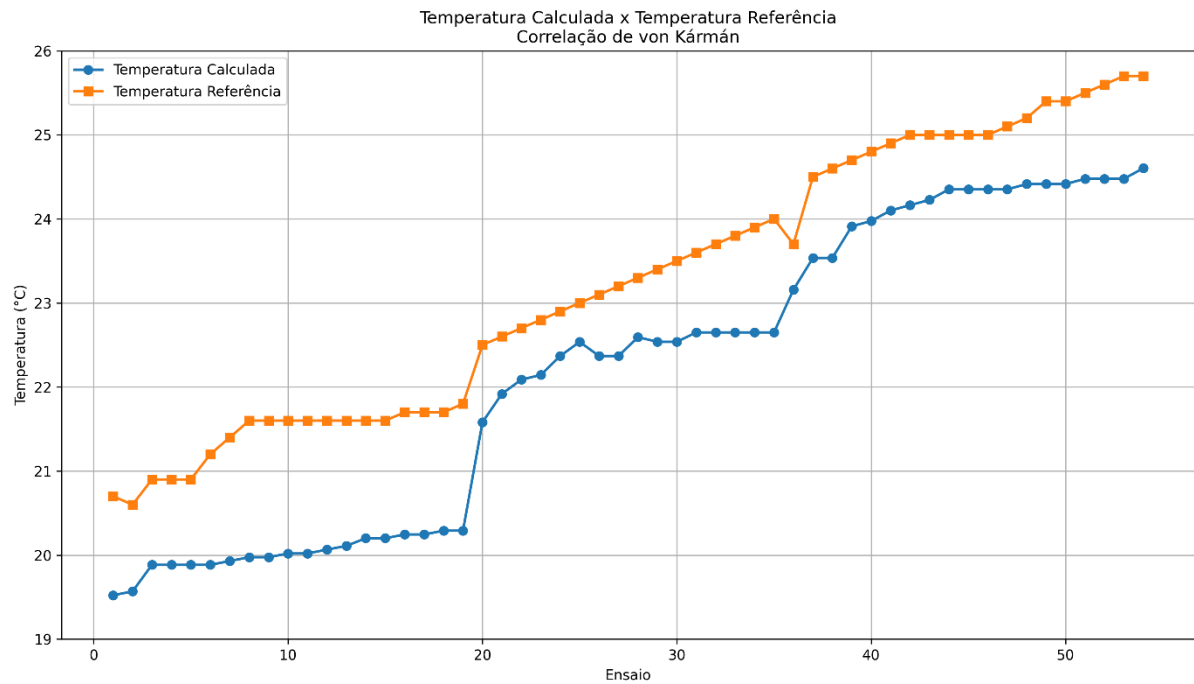
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 41 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Sieder–Tate.



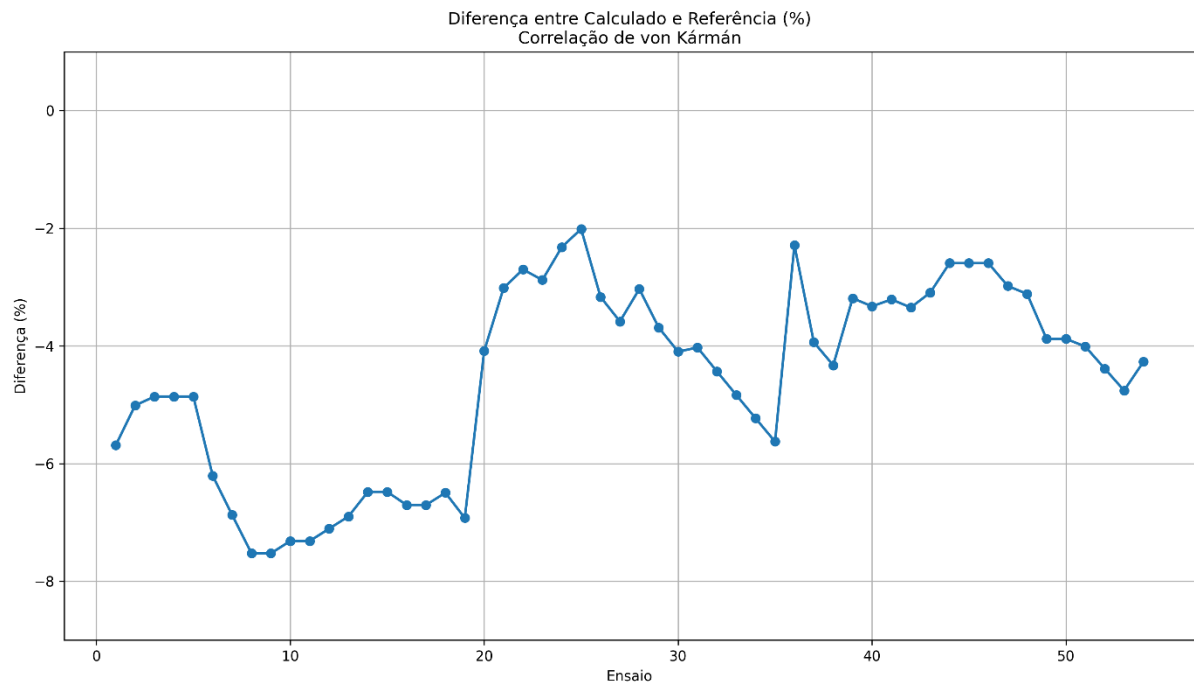
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 42 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de von Kármán.



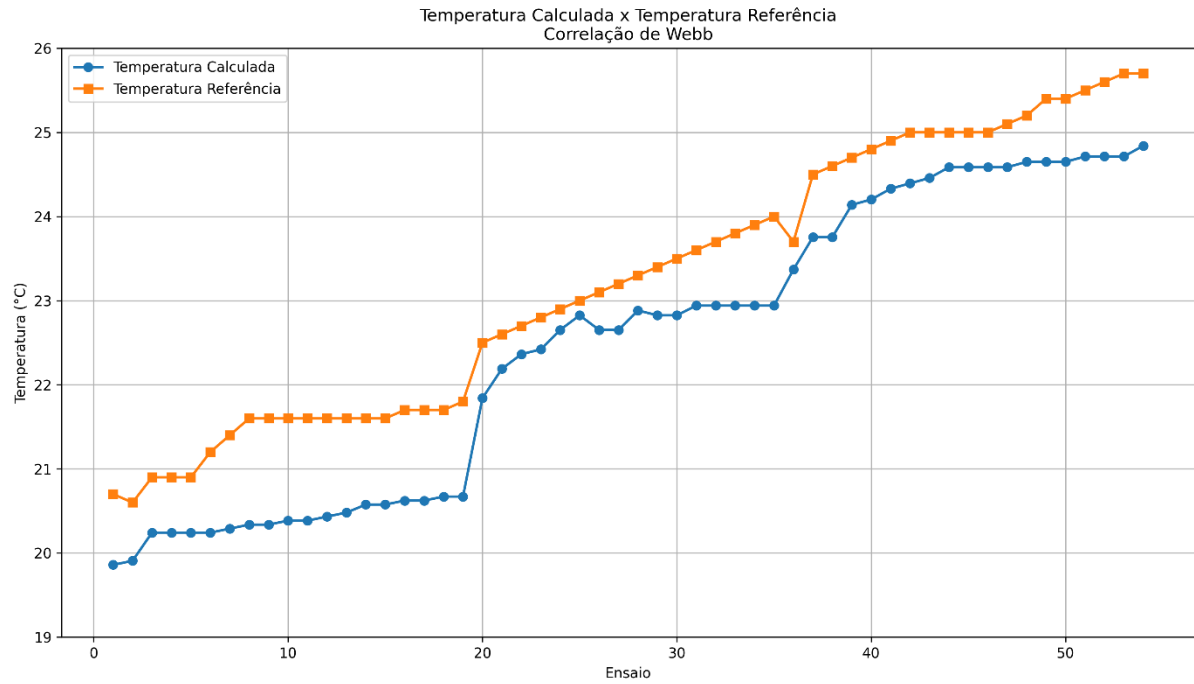
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 43 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de von Kármán.



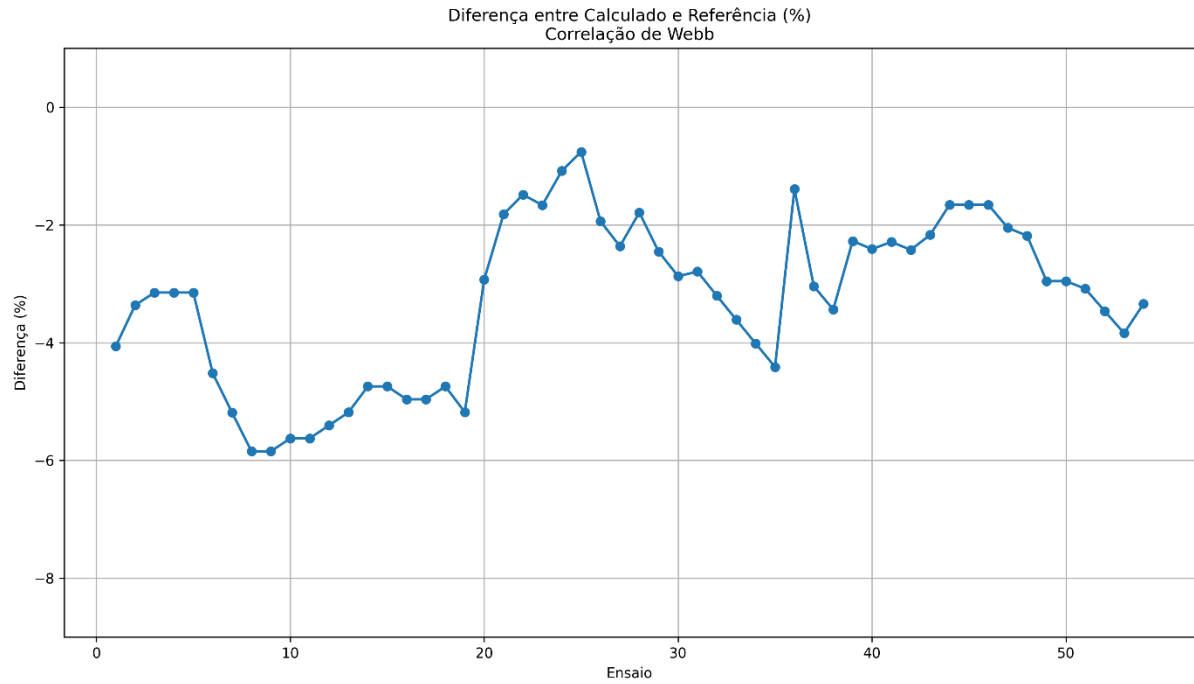
Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 44 – Comparação entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Webb.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 45 – Diferença percentual entre as temperaturas calculadas e as temperaturas de referência utilizando a correlação de Webb.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Observa-se boa concordância entre os valores calculados e experimentais para a maior parte dos pontos analisados, indicando que o modelo matemático foi capaz de representar adequadamente o comportamento térmico do sistema.

Entretanto, algumas correlações apresentaram tendência de subestimar as temperaturas de saída, principalmente em condições associadas a maiores vazões volumétricas. Esse comportamento pode estar relacionado às limitações inerentes das correlações empíricas utilizadas, as quais foram originalmente desenvolvidas para condições específicas de escoamento e geometria.

De acordo com Santos (2024), a precisão na determinação dos coeficientes convectivos constitui um dos principais fatores que afetam a confiabilidade dos modelos térmicos aplicados a trocadores de calor geotérmicos. Dessa forma, pequenas diferenças nas correlações utilizadas para estimativa do número de Nusselt podem produzir variações relevantes na temperatura prevista para o fluido ao longo do sistema.

Além disso, a precisão dos modelos térmicos depende diretamente da representação adequada dos mecanismos de transferência de calor por convecção e das propriedades termofísicas dos fluidos envolvidos. Segundo Incropera *et al.* (2008), a determinação correta dos coeficientes convectivos é fundamental para a obtenção de previsões confiáveis dos processos de troca térmica, uma vez que esses parâmetros influenciam diretamente a taxa de transferência de calor e o comportamento térmico dos sistemas analisados. Dessa forma, a seleção apropriada das correlações convectivas torna-se essencial para garantir maior confiabilidade no dimensionamento e na avaliação do desempenho de trocadores de calor geotérmicos.

5.4 Análise dos Desvios Estatísticos

A avaliação quantitativa do desempenho das correlações foi realizada por meio da análise do desvio médio absoluto (MAD), desvio médio (MD) e erro percentual médio (MPE), conforme descrito na metodologia e apresentado na Tabela 5.

Tabela 5 –Resultados estatísticos das correlações convectivas avaliadas

Correlação	MAD (°C)	MD (°C)	MPE (%)
Nunner	0,4292	-0,4221	-1,8332
Webb	0,7494	-0,7494	-3,2759
Prandtl	0,9706	-0,9706	-4,2443
Colburn	1,0298	-1,0298	-4,5045
Martinelli	1,0352	-1,0352	-4,5274
Gnielinski Smooth 1	1,0378	-1,0378	-4,5390
entry Hausen	1,0395	-1,0395	-4,5456
von Karman	1,0429	-1,0429	-4,5609
Gnielinski Smooth 2	1,0447	-1,0447	-4,5674
Drexel McAdams	1,0465	-1,0465	-4,5778
Gnielinski	1,0591	-1,0591	-4,6310
Sieder Tate	1,0597	-1,0597	-4,6352
Dittus Boelter	1,0627	-1,0627	-4,6483
Gowen Smith	1,0641	-1,0641	-4,6565
Friend Metzner	1,0652	-1,0652	-4,6591
ESDU	1,0669	-1,0669	-4,6668
Petukhov Kirillov Popov	1,0717	-1,0717	-4,6872
Churchill Zajic	1,0729	-1,0729	-4,6925
Sandall	1,0784	-1,0784	-4,7167
Kawase De	1,0984	-1,0984	-4,8038
Kawase Ulbrecht	1,1315	-1,1315	-4,9485
Dipprey Sabersky	1,1898	-1,1898	-5,2044

Fonte: Elaborado pelo autor.

Observa-se que todas as correlações analisadas apresentaram valores negativos de desvio médio (MD), indicando tendência geral de subestimação das temperaturas experimentais obtidas no sistema geotérmico. Esse comportamento demonstra que os valores previstos pelo modelo matemático foram, em média, inferiores às temperaturas medidas experimentalmente.

A correlação Nunner apresentou o menor valor de desvio médio absoluto (MAD), indicando maior proximidade entre os valores calculados e os dados experimentais. Além disso, essa correlação também apresentou o menor erro percentual médio (MPE), evidenciando melhor desempenho estatístico em relação às demais correlações avaliadas.

Por outro lado, a correlação Dipprey-Sabersky apresentou os maiores valores de MAD e MPE, indicando menor capacidade de representar adequadamente o comportamento térmico do sistema analisado.

Os resultados obtidos demonstram elevada sensibilidade do modelo matemático à formulação convectiva utilizada para determinação do número de Nusselt e do coeficiente convectivo interno. Conforme discutido por Liu *et al.* (2024), a confiabilidade das previsões térmicas em sistemas geotérmicos depende diretamente da adequada representação dos mecanismos de transferência de calor presentes no sistema. Dessa forma, diferenças nas correlações empregadas para estimativa da transferência de calor convectiva podem resultar em variações significativas na temperatura prevista para o fluido e, conseqüentemente, no desempenho térmico global do sistema.

A avaliação do desempenho das correlações foi realizada por meio dos indicadores estatísticos desvio médio absoluto (MAD), desvio médio (MD) e erro percentual médio (MPE), amplamente utilizados na validação de modelos matemáticos de transferência de calor. Esses parâmetros permitem quantificar a concordância entre os resultados calculados e os dados experimentais, fornecendo critérios objetivos para comparação entre as diferentes correlações convectivas analisadas.

5.5 Comparação Global entre Correlações

A avaliação conjunta das correlações convectivas investigadas permitiu identificar diferenças expressivas na capacidade de previsão do comportamento térmico do trocador de calor geotérmico. Os resultados evidenciaram que a formulação adotada para estimativa do número de Nusselt exerce influência direta sobre o coeficiente de transferência de calor por convecção, refletindo-se nos valores de temperatura de saída do fluido e nos indicadores estatísticos utilizados para validação do modelo.

Os valores do número de Reynolds permaneceram inalterados para todas as correlações analisadas, uma vez que sua determinação depende exclusivamente das condições de escoamento, das propriedades termofísicas do fluido e das características geométricas da tubulação. Conseqüentemente, as diferenças observadas entre os resultados decorreram apenas das distintas formulações empregadas para estimativa da transferência de calor convectiva interna.

Entre os modelos avaliados, as correlações Dipprey–Sabersky, Kawase–Ulbrecht e Kawase–De produziram os maiores valores médios de número de Nusselt, indicando maior intensificação da troca térmica entre o fluido e a parede da tubulação.

Contudo, esse aumento na previsão da transferência de calor não se traduziu em melhor concordância com os dados experimentais. Pelo contrário, essas correlações apresentaram alguns dos maiores valores de MAD e MPE, evidenciando tendência à superestimação da capacidade de troca térmica do sistema.

Em contrapartida, as correlações Nunner, Webb, Prandtl, Colburn e Martinelli apresentaram os menores desvios em relação aos dados experimentais. Embora tenham fornecido estimativas mais conservadoras para o número de Nusselt, esses modelos reproduziram de forma mais satisfatória as temperaturas de saída observadas experimentalmente. Tal comportamento sugere que, para as condições operacionais avaliadas, estimativas moderadas da transferência convectiva proporcionaram maior aderência ao comportamento real do trocador geotérmico.

A correlação de Nunner apresentou o melhor desempenho global entre todas as formulações analisadas, registrando os menores valores de desvio médio absoluto ($MAD = 0,4292\text{ }^{\circ}\text{C}$), desvio médio ($MD = -0,4221\text{ }^{\circ}\text{C}$) e erro percentual médio ($MPE = -1,8332\%$). Em seguida, destacou-se a correlação de Webb, que apresentou MAD de $0,7494\text{ }^{\circ}\text{C}$ e MPE de $-3,2759\%$, configurando o segundo melhor ajuste aos dados experimentais. Esses resultados indicam elevada proximidade entre os valores previstos pelo modelo e aqueles obtidos experimentalmente.

Segundo Incropera *et al.* (2008), a precisão das previsões térmicas está diretamente relacionada à adequada representação dos mecanismos de transferência de calor envolvidos no processo analisado. Nesse contexto, os resultados obtidos demonstram que a seleção da correlação convectiva constitui uma etapa determinante para a qualidade das previsões realizadas pelo modelo matemático, influenciando diretamente os valores calculados de temperatura de saída e os desvios observados em relação aos dados experimentais.

As correlações clássicas de engenharia térmica, como Dittus–Boelter, Gnielinski e Sieder–Tate, apresentaram comportamento intermediário quando comparadas ao conjunto de modelos avaliados. Apesar de fornecerem previsões fisicamente consistentes e amplamente utilizadas em aplicações industriais, seus indicadores estatísticos permaneceram superiores aos observados para as correlações de Nunner e Webb.

De modo geral, verificou-se que formulações mais complexas ou que preveem elevados coeficientes convectivos não necessariamente resultam em maior precisão na estimativa da temperatura de saída do fluido. Esse resultado evidencia a

importância da validação experimental na escolha de modelos convectivos aplicados ao dimensionamento de trocadores de calor geotérmicos, especialmente em sistemas destinados à climatização de ambientes localizados em regiões de clima tropical.

6. CONCLUSÕES

O presente trabalho teve como objetivo avaliar o desempenho de diferentes correlações convectivas internas aplicadas ao dimensionamento térmico de um trocador de calor geotérmico vertical utilizado em sistemas de condicionamento de ar em clima tropical. Para isso, foi desenvolvido um modelo matemático implementado em linguagem Python, permitindo a análise comparativa entre os resultados calculados e os dados experimentais obtidos para o sistema estudado.

Os resultados obtidos demonstraram que o regime de escoamento permaneceu turbulento para todas as condições operacionais analisadas, justificando a aplicação das correlações convectivas turbulentas avaliadas no modelo matemático. Verificou-se que o número de Reynolds apresentou comportamento semelhante entre todas as correlações, uma vez que esse parâmetro depende diretamente das condições de escoamento, propriedades termofísicas do fluido e características geométricas da tubulação.

Por outro lado, observou-se influência significativa da correlação convectiva utilizada sobre os valores do número de Nusselt, coeficiente convectivo interno e temperatura de saída do fluido. Correlações que produziram maiores valores de Nusselt apresentaram maior intensificação da transferência de calor convectiva, influenciando diretamente os resultados térmicos obtidos pelo modelo.

A análise estatística realizada por meio dos parâmetros desvio médio absoluto (MAD), desvio médio (MD) e erro percentual médio (MPE) permitiu quantificar a precisão das diferentes correlações avaliadas. Os resultados demonstraram que todas as correlações apresentaram tendência de subestimação das temperaturas experimentais, embora em diferentes magnitudes.

Entre as correlações analisadas, a correlação de Nunner apresentou o melhor desempenho estatístico global, registrando os menores valores de desvio médio absoluto ($MAD = 0,4292\text{ °C}$), desvio médio ($MD = -0,4221\text{ °C}$) e erro percentual médio ($MPE = -1,8332\%$). A correlação de Webb destacou-se como a segunda melhor alternativa, apresentando MAD de $0,7494\text{ °C}$ e MPE de $-3,2759\%$, valores significativamente inferiores aos obtidos pela maior parte das correlações avaliadas. Esses resultados evidenciam que ambas as formulações apresentaram elevada capacidade de representar o comportamento térmico do trocador de calor geotérmico nas condições operacionais consideradas neste estudo.

Alternativamente, correlações como Dipprey-Sabersky e Kawase-Ulbrecht apresentaram maiores desvios em relação aos dados experimentais, indicando menor adequação para representação do sistema analisado.

Os resultados obtidos também evidenciaram a elevada sensibilidade do modelo matemático à formulação convectiva utilizada, reforçando a importância da seleção adequada da correlação no dimensionamento térmico de trocadores de calor geotérmicos aplicados à climatização de ambientes em regiões tropicais.

Além disso, verificou-se que a utilização de ferramentas computacionais baseadas em linguagem Python associadas às bibliotecas CoolProp e ht permitiu a automatização dos cálculos térmicos e a realização eficiente das análises comparativas entre as diferentes correlações convectivas avaliadas.

Os resultados obtidos neste trabalho contribuem para o aprimoramento da modelagem térmica de sistemas geotérmicos aplicados à climatização de ambientes em clima tropical, fornecendo subsídios técnicos para seleção de correlações convectivas mais adequadas ao dimensionamento desses sistemas.

Por fim, conclui-se que a escolha da correlação convectiva exerce influência direta sobre a precisão dos resultados térmicos obtidos em trocadores de calor geotérmicos. Entre as formulações investigadas, as correlações de Nunner e Webb apresentaram os melhores níveis de concordância com os dados experimentais, demonstrando maior adequação para representação das condições operacionais avaliadas. Dessa forma, a validação estatística mostra-se uma etapa indispensável para garantir maior confiabilidade na aplicação de modelos matemáticos destinados ao dimensionamento de sistemas geotérmicos para climatização em regiões de clima tropical.

7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base nos resultados obtidos neste trabalho e nas limitações observadas durante o desenvolvimento da pesquisa, algumas sugestões podem ser propostas para continuidade e aprofundamento dos estudos relacionados ao dimensionamento térmico de trocadores de calor geotérmicos aplicados à climatização de ambientes em regiões tropicais.

Outra possibilidade relevante consiste na ampliação do modelo matemático para análise de diferentes configurações geométricas de trocadores geotérmicos, incluindo sistemas verticais, helicoidais e configurações híbridas. Essa abordagem permitiria comparar a influência da geometria do trocador na capacidade de rejeição térmica e na eficiência energética do sistema.

Além disso, recomenda-se a realização de análises experimentais adicionais envolvendo diferentes condições climáticas, tipos de solo e profundidades de instalação, permitindo ampliar a base de validação experimental do modelo matemático desenvolvido neste trabalho.

A aplicação de técnicas de fluidodinâmica computacional (CFD) também representa uma alternativa promissora para aprofundamento das análises convectivas internas, possibilitando melhor compreensão dos mecanismos turbulentos responsáveis pela transferência de calor no interior da tubulação.

Outra sugestão importante consiste na integração do modelo térmico com análises energéticas e econômicas mais abrangentes, considerando custos de implantação, consumo energético, retorno financeiro e impactos ambientais associados à utilização de sistemas geotérmicos aplicados à climatização de ambientes.

Adicionalmente, estudos futuros podem investigar a aplicação de algoritmos de otimização computacional e técnicas de inteligência artificial para seleção automática de correlações convectivas e otimização dos parâmetros operacionais do sistema geotérmico.

Por fim, recomenda-se a continuidade das pesquisas relacionadas à aplicação de sistemas geotérmicos em regiões tropicais brasileiras, contribuindo para o desenvolvimento de soluções energeticamente eficientes, sustentáveis e adaptadas às condições climáticas nacionais. Os resultados obtidos neste trabalho demonstram o potencial da modelagem computacional como ferramenta de apoio ao

dimensionamento térmico de trocadores de calor geotérmicos, reforçando a importância da validação experimental e da seleção adequada de modelos convectivos para aplicações em sistemas de condicionamento de ar.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE. ASHRAE handbook: heating, ventilating and air-conditioning applications. SI ed. Peachtree Corners: ASHRAE, 2015.

BELL, I. H. *et al.* Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp. Industrial & Engineering Chemistry Research, v. 53, n. 6, p. 2498-2508, 2014.

CHOKCHAI, S. *et al.* A pilot study on geothermal heat pump (GHP) use for cooling operations, and on GHP site selection in tropical regions based on a case study in Thailand. Energies, Basel, v. 11, n. 9, p. 2356, 2018.

CHURCHILL, S. W.; ZAJIC, S. C. Prediction of fully developed turbulent convection with minimal explicit empirical information. AIChE Journal, New York, v. 48, n. 5, p. 927-940, 2002.

COLBURN, A. P. A method of correlating forced convection heat-transfer data and a comparison with fluid friction. Transactions of the American Institute of Chemical Engineers, New York, v. 29, p. 174-210, 1933.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. Termodinâmica. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

DITTUS, F. W.; BOELTER, L. M. K. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. University of California Publications in Engineering, Berkeley, v. 2, n. 13, p. 443-461, 1930.

DIPPREY, D. F.; SABERSKY, R. H. Heat and momentum transfer in smooth and rough tubes at various Prandtl numbers. International Journal of Heat and Mass Transfer, Oxford, v. 6, n. 5, p. 329-353, 1963.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Demanda de energia elétrica e mudanças climáticas: reflexões para a adaptação e ampliação da resiliência do Setor Elétrico Brasileiro. Rio de Janeiro: EPE, 2025.

ENGINEERING SCIENCES DATA UNIT (ESDU). Heat transfer and pressure drop in turbulent flow inside circular tubes. London: ESDU International, 1973.

FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J. Introdução à mecânica dos fluidos. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

FRIEND, W. L.; METZNER, A. B. Turbulent heat transfer inside tubes and the analogy among heat, mass, and momentum transfer. AIChE Journal, New York, v. 4, n. 4, p. 393-402, 1958.

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

GOWEN, R. A.; SMITH, J. W. Heat transfer characteristics in turbulent pipe flow. Chemical Engineering Science, Oxford, v. 18, p. 253-263, 1963.

HAUSEN, H. Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch verallgemeinerte Potenzbeziehungen. Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, Berlin, v. 4, p. 91-98, 1943.

HT. Heat Transfer Library Documentation. Convective Heat Transfer in Internal Flow. 2025. Disponível em: <https://ht.readthedocs.io/en/latest/ht.conv_internal.html>. Acesso em: 18 maio 2026.

HWANG, Y.; LEE, J.-K.; JEONG, Y.-M.; KOO, K.-M.; LEE, D.-H.; KIM, I.-K.; JIN, S.-W.; KIM, S. H. Cooling performance of a vertical ground-coupled heat pump system installed in a school building. Renewable Energy, v. 34, n. 3, p. 578-582, 2009.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. Fundamentos de transferência de calor e massa. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

KARABACAK, R. Experimental investigation of the cooling performance of a ground source heat pump system in Denizli, Turkey. International Journal of Refrigeration, Oxford, v. 34, n. 2, p. 454-465, 2011.

KAWASE, Y.; DE, S. K. Heat transfer characteristics of turbulent flow in tubes. Journal of Chemical Engineering of Japan, Tokyo, v. 23, n. 2, p. 242-248, 1990.

KAWASE, Y.; ULBRECHT, J. J. Heat transfer in turbulent flow of non-Newtonian fluids. *Journal of Chemical Engineering of Japan*, Tokyo, v. 16, n. 6, p. 528-535, 1983.

KHARSEH, M. Potential of ground source heat pump systems in cooling-dominated environments: residential buildings. *Geothermics*, Amsterdam, v. 57, p. 104-110, 2015.

KORICHI, S. Performance analysis of horizontal ground source heat pump for building cooling in arid Saharan climate: thermal-economic modeling and optimization on TRNSYS. *Renewable Energy and Environmental Sustainability*, Les Ulis, v. 6, p. 1, 2021.

LIU, Z. *et al.* Performance and feasibility study of hybrid ground source heat pump system assisted with cooling tower for one office building based on one Shanghai case. *Energy*, v. 173, p. 28-37, 2019.

MARTINELLI, R. C. Heat transfer to molten metals. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, New York, v. 69, p. 947-959, 1947.

MENSAH, K.; JANG, Y.-S.; CHOI, J. M. Assessment of design strategies in a ground source heat pump system. *Energy and Buildings*, Lausanne, v. 138, p. 301–308, 2017.

NAILI, N. Assessment of surface geothermal energy for air conditioning in northern Tunisia: direct test and deployment of ground source heat pump system. *Energy and Buildings*, Lausanne, v. 111, p. 207-217, 2016.

NUNNER, W. Wärmeübergang und Druckabfall in rauhen Rohren. *Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens*, Berlin, v. 22, n. 1, p. 1-9, 1956.

PERMCHART, W. Study on using the ground as a heat sink for a 12,000-Btu/h modified air conditioner. *International Journal of Civil and Environmental Engineering*, v. 2, n. 3, p. 149-154, 2010.

PETUKHOV, B. S. Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. *Advances in Heat Transfer*, New York, v. 6, p. 503-564, 1970.

PRANDTL, L. Über Flüssigkeitsbewegung bei sehr kleiner Reibung. Verhandlungen des III Internationalen Mathematiker-Kongresses, Heidelberg, p. 484-491, 1904.

RAZUK, H. C.; PINTO, J. C. Frio como utilidade na indústria de bebidas. São Paulo: Blucher, 2011.

REES, S. J. An introduction to ground-source heat pump technology. In: REES, S. J. (ed.). *Advances in Ground-Source Heat Pump Systems*. Duxford: Woodhead Publishing, 2016. p. 1-32. DOI: 10.1016/B978-0-08-100311-4.00001-7.

SAGIA, Z. Cooling dominated hybrid ground source heat pump system application. *Applied Energy*, Oxford, v. 94, p. 41-47, 2012.

SAID, S. A. M. Feasibility of using ground-coupled condensers in air-conditioning systems. *Geothermics*, Amsterdam, v. 39, n. 2, p. 201-204, 2010.

SANDALL, O. C. Heat transfer to non-Newtonian fluids in turbulent pipe flow. *Canadian Journal of Chemical Engineering*, Ottawa, v. 39, n. 4, p. 185-192, 1961.

SANTOS, Renato Vinícius dos. Análise de um sistema de resfriamento geotérmico aplicado em climas tropicais. 2024. 125 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2024.

SIEDER, E. N.; TATE, G. E. Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. *Industrial and Engineering Chemistry*, Washington, v. 28, n. 12, p. 1429-1435, 1936.

VON KÁRMÁN, T. The analogy between fluid friction and heat transfer. *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, New York, v. 61, p. 705-710, 1939.

WEBB, R. L. Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Oxford, v. 14, n. 4, p. 715-726, 1971.

WIDIATMOJO, A. *et al.* Ground-source heat pumps with horizontal heat exchangers for space cooling in the hot tropical climate of Thailand. *Energies*, Basel, v. 12, n. 7, p. 1274, 2019.

ZHENG, X. Geothermal source heat pump in China. In: INTERNATIONAL ENERGY AGENCY HEAT PUMP CONFERENCE, 9., 2008. Proceedings [...]. Zürich: IEA, 2008.