

UNIVERSIDADE FEDERAL DE PELOTAS
Instituto de Física e Matemática
Programa de Pós-Graduação em Modelagem Matemática



Dissertação

Modelagem semianalítica de Trocadores de Calor Solo-Ar com material de mudança fase

Nelson Nghale

Pelotas, 2025

Nelson Nghale

**Modelagem semianalítica de Trocadores de Calor Solo-Ar com material de
mudança fase**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Matemática do Instituto de Física e Matemática da Universidade Federal de Pelotas, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Modelagem Matemática.

Orientadora: Profa. Dra. Ruth da Silva Brum
Coorientador: Prof. Dr. Guilherme Jahnecke Weymar

Pelotas, 2025

Universidade Federal de Pelotas / Sistema de Bibliotecas
Catalogação da Publicação

N576m Nghale, Nelson

Modelagem semianalítica de Trocadores de Calor Solo-Ar com material de mudança fase [recurso eletrônico] / Nelson Nghale ; Ruth da Silva Brum, orientadora ; Guilherme Jahnecke Weymar, coorientador. — Pelotas, 2025.

81 f.

Dissertação (Mestrado) — Programa de Pós-Graduação em Modelagem Matemática, Instituto de Física e Matemática, Universidade Federal de Pelotas, 2025.

1. Trocadores de Calor Solo-Ar (TCSA). 2. Material de Mudança de fase. 3. Simulação numérica. 4. Modelagem analítica. I. Brum, Ruth da Silva, orient. II. Weymar, Guilherme Jahnecke, coorient. III. Título.

CDD 514.1

Elaborada por Gabriela Machado Lopes CRB: 10/1842

MODELAGEM SEMIANALÍTICA DE TROCADORES DE CALOR SOLO-AR COM
MATERIAL DE MUDANÇA FASE

por

Nelson Nghale

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Matemática, PPGMMat,
do Instituto de Física e Matemática da Universidade Federal de Pelotas, como parte dos
requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Modelagem Matemática

Banca Examinadora:

Profa. Dra. Profa. Dra. Ruth da Silva Brum – Orientador (UFPel)

Prof. Dr. Prof. Dr. Guilherme Jahnecke Weymar– Co-Orientador (UFPel)

Prof. Dr. Liércio André Isoldi - (FURG)

Profa. Dra. Luciana Rossato Piovesan (UFPel)

Prof. Dra. Regis Sperotto De Duadros (UFPel)

Pelotas, 19/05/2025

AGRADECIMENTOS

Neste momento tão significativo da minha jornada acadêmica, expresso minha mais sincera gratidão a todos que, de forma direta ou indireta, acreditaram em mim e me apoiaram.

Em primeiro lugar, agradeço ao meu irmão, Albino Nghale, pelo apoio incondicional e incentivo constante, que foram fundamentais para que eu chegassem até aqui. Sua confiança em meu potencial me motivou a perseverar mesmo nos momentos mais desafiadores.

À minha orientadora, Profa. Dra. Ruth da Silva Brum, e à sua família, expresso profundo reconhecimento. Sua orientação, paciência e generosidade na partilha de conhecimentos foram essenciais para o desenvolvimento deste trabalho. Sou imensamente grato pelo tempo e dedicação investidos em minha formação acadêmica.

Ao meu coorientador, Prof. Dr. Guilherme Jahnecke Weymar, e à sua família, agradeço sinceramente por aceitarem o desafio de acompanhar este projeto. Sua experiência, atenção e contribuições foram fundamentais para a construção do estudo e para o meu crescimento profissional.

Aos colegas de laboratório, agradeço por terem criado um ambiente colaborativo e motivador. Cada discussão, cada troca de ideias e cada momento de descontração foram indispensáveis para o avanço do projeto e para a construção de amizades que levarei comigo.

Aos colegas do programa de mestrado, deixo registrado meu agradecimento pela parceria e espírito de equipe que marcaram esses dois anos. Vocês tornaram esta jornada mais leve e enriquecedora, e as memórias que construímos permanecerão comigo.

Registro meus agradecimentos especiais ao Giovanni Antonio Vielma Vivas, cuja colaboração desde o início foi de extrema relevância para o desenvolvimento deste estudo. Sua disposição em contribuir com ideias, análises e sugestões enriqueceu significativamente este trabalho, e sua ajuda foi indispensável para superarmos diversos desafios ao longo do processo.

Agradeço também a João Damascena, a quem conheci pelas redes sociais em 2017. Em 2020, tive a oportunidade de visitá-lo durante as férias, momento em que fortalecemos nossa amizade e compartilhamos diversas ideias. Desde então, sua presença tem sido uma fonte constante de apoio, incentivo e inspiração, fundamentais para que eu seguisse firme mesmo diante dos desafios.

À Universidade Federal de Pelotas, agradeço pelo suporte institucional e pelas oportunidades proporcionadas durante minha formação. À coordenação do Programa de Pós-Graduação em Modelagem Matemática (PPGMMat), em especial à Profa. Dra. Daniela Buske, expresso gratidão pelo empenho em manter um ambiente acadêmico

de excelência, que estimulou nosso crescimento científico e pessoal.

Estendo meus agradecimentos ao Carrefour, pela concessão da bolsa que tornou possível a concretização do sonho de estudar e pesquisar. O apoio financeiro proporcionado foi determinante para que eu pudesse me dedicar integralmente à formação acadêmica e ao desenvolvimento deste trabalho, contribuindo de maneira significativa para a realização desta etapa da minha vida.

Por fim, manifesto minha gratidão à querida amiga Yane Varela Domingues, cujo apoio, amizade e conselhos fizeram uma diferença inestimável em minha trajetória. Sua presença e generosidade foram fundamentais para que eu chegasse até aqui.

Você nunca achará o arco-íris, se você estiver olhando para baixo.

— CHARLIE CHAPLIN

RESUMO

NGHALE, Nelson. **Modelagem semianalítica de Trocadores de Calor Solo-Ar com material de mudança fase.** Orientadora: Ruth da Silva Brum. 2025. 81 f. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Instituto de Física e Matemática, Universidade Federal de Pelotas, Pelotas, 2025.

Este trabalho desenvolve uma abordagem semianalítica para avaliar o desempenho térmico de Trocadores de Calor Solo-Ar (TCSAs) acoplados a Materiais de Mudança de Fase (MMF), com foco em aplicações de climatização passiva em edificações. A modelagem combina uma formulação analítica unidimensional (1D) para o duto de ar com simulações numéricas bidimensionais (2D) do solo realizadas no software ANSYS Fluent, considerando regime transitório e a presença do MMF ao redor do duto. Utilizou-se o BioPCM Q20 como MMF, aplicado em uma camada anular de 5 cm em torno do duto enterrado. Foram investigadas quatro diferentes configurações de comprimento do duto, visando avaliar sua influência no desempenho térmico. O principal parâmetro de avaliação foi o Potencial Térmico (*PT*), definido como a diferença entre as temperaturas de entrada e saída do ar no sistema. Estudos de caso foram realizados para as cidades de Pelotas-RS e Viamão-RS, com base em dados reais de temperatura do solo e do ar. Os resultados foram validados com dados da literatura, apresentando Erro Percentual Absoluto Médio (MAPE) entre 0,930% e 3,451%, o que comprova a robustez do modelo proposto. Viamão apresentou melhor desempenho em regime de resfriamento, com *PT* médio anual de até 3,62°C e ganhos de até 38,15% no verão. Em contrapartida, Pelotas foi mais eficiente no aquecimento, atingindo *PT* médio anual de 4,87°C e melhorias de até 23,98% nos meses frios. Os resultados demonstram a viabilidade técnica do sistema TCSA-MMF como solução sustentável de climatização passiva, reforçando a importância da adaptação climática local no dimensionamento do sistema. A metodologia adotada mostrou-se precisa e replicável, podendo ser estendida a diferentes contextos operacionais e geográficos.

Palavras-chave: Trocadores de Calor Solo-Ar (TCSA). Material de Mudança de fase. Simulação numérica. Modelagem analítica.

ABSTRACT

NGHALE, Nelson. **Semi-analytical modeling of Earth-to-Air Heat Exchangers with Phase Change Material.** Advisor: Ruth da Silva Brum. 2025. 81 f. Dissertation (Masters in Modelagem Matemática) – Instituto de Física e Matemática, Federal University of Pelotas, Pelotas, 2025.

This work presents a semi-analytical approach to evaluate the thermal performance of Earth-to-Air Heat Exchangers (EAHEs) integrated with Phase Change Materials (PCM), focusing on applications in passive building climatization. The modeling combines a one-dimensional (1D) analytical formulation for the air duct with two-dimensional (2D) transient numerical simulations of the soil using ANSYS Fluent, considering the presence of the PCM surrounding the duct. The BioPCM Q20 was used as the phase change material, applied in a 5 cm annular layer around the buried duct. Four different duct lengths were investigated to assess their influence on the thermal performance of the system. The main performance indicator was the Thermal Potential (TP), defined as the difference between inlet and outlet air temperatures. Case studies were conducted for the cities of Pelotas–RS and Viamão–RS, based on real temperature data for soil and air. The results were validated against data from the literature, presenting a Mean Absolute Percentage Error (MAPE) ranging from 0.930% to 3.451%, which confirms the robustness of the proposed model. Viamão exhibited better performance in cooling mode, with an annual average TP of up to 3.62°C and improvements of up to 38.15% during summer. Conversely, Pelotas was more efficient in heating mode, reaching an annual average TP of 4.87°C and improvements of up to 23.98% in the colder months. The results demonstrate the technical feasibility of the TCSA-PCM system as a sustainable solution for passive climatization, highlighting the importance of adapting to local climatic conditions in system design. The adopted methodology proved to be accurate and replicable, and it can be extended to different geographic and operational contexts.

Keywords: Earth-Air Heat Exchanger (EAHE). Phase Change Material. Numerical simulation. Analytical modeling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Representação esquemática da metodologia empregada na modelagem e análise do sistema TCSA-MMF	28
Figura 2	Representação de um TCSA simples	29
Figura 3	Parte infinitesimal da área transversal de um TCSA simples	29
Figura 4	Geometria do solo com MMF	38
Figura 5	Geometria do solo sem MMF	38
Figura 6	Malha estruturada de elementos quadriláteros com 7320 volumes.	40
Figura 7	Representação gráfica do calor específico equivalente do BioPCM Q20.	47
Figura 8	Comparação da temperatura na saída do TCSA sem MMF ao longo de um ano (verificação)	49
Figura 9	Comparação da temperatura na saída do TCSA sem MMF ao longo de um ano (validação)	51
Figura 10	Comparação da temperatura de TCSA sem MMF com e sem umidade ao longo do ano	52
Figura 11	Geometria do solo do modelo TCSA-MMF para validação	53
Figura 12	Comparação da temperatura entrada e saída do TCSA-MMF	54
Figura 13	Geometria do solo do modelo TCSA-MMF para verificação	55
Figura 14	Verificação do modelo TCSA-MMF	55
Figura 15	Evolução da temperatura do ar: entrada e saída nos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Pelotas–RS, 25,77 m)	58
Figura 16	Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 1, Pelotas–RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.	59
Figura 17	Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 2, Pelotas–RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.	60
Figura 18	Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 3, Pelotas–RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.	60
Figura 19	Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 4, Pelotas–RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.	61
Figura 20	Potencial térmico nos meses mais quentes e mais frios do ano para os quatro casos simulados em Pelotas–RS.	62

Figura 21	Potencial térmico médio anual para os quatro casos simulados em Pelotas–RS.	63
Figura 22	Evolução da temperatura do ar: entrada e saída nos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Viamão–RS, 25,77 m)	65
Figura 23	Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 1, Viamão–RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.	67
Figura 24	Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 2, Viamão–RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.	67
Figura 25	Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 3, Viamão–RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.	68
Figura 26	Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 4, Viamão–RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.	68
Figura 27	Potencial térmico nos meses mais quentes e mais frios do ano para os quatro casos simulados em Viamão–RS.	69
Figura 28	Potencial térmico médio anual para os quatro casos simulados em Viamão–RS.	70

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Características geométricas e operacionais dos modelos utilizados para estudo do caso (Caso 1)	39
Tabela 2	Características geométricas e operacionais dos modelos utilizados na validação e verificação do TCSA-MMF.	39
Tabela 3	Avaliação do desempenho da malha.	40
Tabela 4	Propriedades termofísicas dos materiais usados na validação e verificação do TCSA-MMF.	45
Tabela 5	Propriedades termofísicas dos materiais usados para cidade de Pelotas-RS.	46
Tabela 6	Propriedades termofísicas dos materiais usados para cidade de Viamão-RS.	46
Tabela 7	Comparação do MAPE do TCSA sem MMF (verificação)	50
Tabela 8	Comparação do MAPE do TCSA sem MMF (validação)	51
Tabela 9	Comparação do MAPE entre diferentes modelos (validação)	54
Tabela 10	Comparação do MAPE entre diferentes modelos (verificação)	56
Tabela 11	Número de dias de operação do sistema por mês para TCSA e TCSA-MMF (Pelotas-RS).	59
Tabela 12	Potencial térmico nos meses mais quentes e mais frios do ano (Pelotas-RS).	62
Tabela 13	Potencial térmico médio anual (Pelotas-RS).	64
Tabela 14	Número de dias de operação do sistema por mês para TCSA e TCSA-MMF (Viamão-RS).	66
Tabela 15	Potencial térmico nos meses mais quentes e mais frios do ano (Viamão-RS).	69
Tabela 16	Potencial térmico médio anual (Viamão-RS).	71

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Letras Gregas

α	Difusividade térmica [m^2/s]
α_t	Difusividade térmica turbulenta [m^2/s]
Δt	Intervalo de tempo [s]
Δx	Intervalo espacial [m]
ϵ	Eficiência do TCSA
ε	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta [m^2/s^3]
κ	Energia cinética turbulenta [m^2/s^2]
μ	Viscosidade dinâmica [$Pa\cdot s$]
ν	Viscosidade cinemática [m^2/s]
ν_t	Viscosidade turbulenta [m^2/s]
ρ	Massa específica [kg/m^3]
θ	Temperatura adimensional

Símbolos

\dot{m}	Vazão mássica [kg/s]
\dot{Q}	Taxas mensais de calor trocadas [W]
A	Área da seção transversal do duto [m^2]
c	Concentração [kg/m^3]
c_p	Calor específico [$J/kg\cdot K$]
$c_{p,a}$	Calor específico do ar seco [$J/kg\cdot K$]
$c_{p,v}$	Calor específico do vapor de água [$J/kg\cdot K$]
c_{eq}	Calor específico equivalente [$J/kg\cdot K$]
D	Diâmetro interno [m]
f	Fator de realce
f_f	Fator de atrito
h_m	Coeficiente de transferência de massa convectivo [m/s]
h_{cv}	Coeficiente de transferência de calor convectivo [$W/m^2\cdot K$]
k	Condutividade térmica [$W/m\cdot K$]
k_a	Condutividade térmica do ar seco [$W/m\cdot K$]
k_{MMF}	Condutividade térmica do MMF [$W/m\cdot K$]
L	Comprimento [m]
L_v	Calor latente de evaporação [J/kg]
Le	Número de Lewis

m	Massa [kg]
Nu	Número de Nusselt
P	Pressão [Pa]
p	Perímetro [m]
Pr	Número de Prandtl
q_{ij}	Fluxo turbulento de calor [W/m ²]
r	Raio interno [m]
Re	Número de Reynolds
RH	Umidade relativa do ar [%]
Sh	Número de Sherwood
T	Temperatura [K]
t	Tempo (dias)
u	Velocidade [m/s]
w	Teor de umidade [kg/kg]
Z	Fator de compressibilidade
μ_a	Viscosidade do ar seco [Pa·s]
$C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$	Constantes do modelo $\kappa-\varepsilon$

Subscritos

a	Ar seco
ha	Ar úmido
e	Entrada
in	Entrada
out	Saída
s	Saída
sat	Saturação
v	Vapor de água
a_{in}	Entrada do ar seco
a_{out}	Saída do ar seco
w	Relativo à umidade na parede do duto
eq	Equivalente
MMF	Material com mudança de fase

Abreviações

ANSYS	Analysis Systems
BioPCM	<i>Biological Phase Change Material</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CO_2	Dióxido de carbono
COP	Coeficiente de desempenho (<i>Coefficient of Performance</i>)
DSC	<i>Differential Scanning Calorimetry</i>
GEE	Gases de Efeito Estufa
HVAC	<i>Heating, Ventilation and Air Conditioning</i>
IDE	<i>Integrated Development Environment</i>
IES VE	<i>Integrated Environmental Solutions Virtual Environment</i>

INMET	Instituto Nacional de Meteorologia
MAPE	Erro Percentual Absoluto Médio
MEF	Método dos Elementos Finitos
MMF	Material de Mudança de Fase
MVF	Método dos Volumes Finitos
PHPP	<i>Passive House Planning Package</i>
PT	Potencial Térmico
RMS	Valor Médio Quadrático
RSM	<i>Reynolds Stress Model</i>
SC	<i>Solar Chimney</i>
TCSA	Trocador de Calor Solo-Ar
UFPel	Universidade Federal de Pelotas
VTCSA	Trocador de Calor Solo-Ar Vertical

Softwares

EnergyPlus	Software de simulação energética de edificações
FLUENT	Software CFD da ANSYS
Matlab	<i>Matrix Laboratory</i> – Ambiente de programação numérica
Octave	Ambiente de programação compatível com Matlab

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	16
1.1 Justificativa	17
1.2 Objetivos	17
1.2.1 Objetivo geral	17
1.2.2 Objetivo específicos	18
1.3 Composição do trabalho	18
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1 Trabalhos sobre TCSA sem MMF	20
2.2 Trabalhos sobre solo	22
2.3 Trabalhos sobre TCSA com MMF	24
3 METODOLOGIA	27
3.1 Modelagem de trocadores de calor	28
3.1.1 Dedução e solução do modelo	28
3.1.2 Solução analítica do modelo transiente para a temperatura	34
3.1.3 Parâmetros adimensionais e estimativa do coeficiente de convecção	35
3.1.4 Modelagem matemática para a temperatura do Solo e MMF	36
3.1.5 Metodologia numérica para a temperatura do solo	37
3.1.6 Equações para temperatura de TCSA sem MMF e sem Umidade	41
3.1.7 Equações para temperatura de TCSA sem MMF e com Umidade	42
3.1.8 Potencial térmico e erro percentual absoluto médio	44
3.1.9 Propriedades termofísicas dos materiais usados para estudo do caso	45
4 RESULTADOS	48
4.1 Verificação e Validação do Modelo TCSA sem MMF	48
4.2 Validação e Verificação do Modelo Numérico de TCSA-MMF	52
4.3 Estudo de caso	56
4.3.1 Cidade de Pelotas	57
4.3.2 Cidade de Viamão	64
4.3.3 Comparação	71
5 CONCLUSÕES	73
REFERÊNCIAS	75

1 INTRODUÇÃO

As alterações climáticas têm provocado o aumento da temperatura global e a intensificação de eventos climáticos extremos, afetando diretamente a humanidade (AERONAUTICS; ADMINISTRATION, 2021). Entre os principais responsáveis por essas mudanças estão os gases de efeito estufa, especialmente o dióxido de carbono (CO_2).

De acordo com Braga (2012), a emissão de gases de efeito estufa é o principal fator impulsionador das mudanças climáticas. Bai et al. (2018) destacam que 70% dessas emissões provêm de áreas urbanas, onde reside cerca de metade da população mundial. Ainda, segundo Nejat et al. (2015), os edifícios urbanos são responsáveis por aproximadamente 20% das emissões globais de CO_2 , sendo 17% oriundos de edificações residenciais. Complementando, Agrawal et al. (2019) apontam que um terço de toda a energia consumida em residências é destinada ao uso de sistemas de ar-condicionado, com o objetivo de garantir conforto térmico.

Projeções da *International Energy Agency* (2018) indicam que o número de sistemas de ar-condicionado em edifícios deverá crescer de 1,6 bilhão para 5,6 bilhões até 2050, o que acarretará um aumento expressivo no consumo de energia elétrica global.

Diante desse cenário, torna-se urgente a busca por soluções mais eficientes e sustentáveis que contribuam para a redução do consumo energético e das emissões de CO_2 . Nesse contexto, destaca-se a adoção de fontes renováveis e estratégias passivas de climatização (JIANG et al., 2019). Diversos estudos vêm investigando alternativas para melhorar o desempenho térmico das edificações, dado que os indivíduos passam a maior parte do tempo em ambientes internos, onde a climatização representa parcela significativa do consumo energético. Profissionais da área da construção têm buscado soluções que melhorem a eficiência energética sem comprometer o conforto térmico (MENDONÇA; BASTOS; MARTINS, 2020).

Entre as estratégias promissoras, os Trocadores de Calor Solo-Ar (TCSA) se destacam por utilizar a inércia térmica do solo para resfriar ou aquecer o ar ambiente, reduzindo a demanda por sistemas de climatização convencionais. A eficiência desses sistemas pode ser significativamente aprimorada com a incorporação de Materiais

de Mudança de Fase (MMF), os quais armazenam ou liberam calor latente durante a mudança de estado físico, contribuindo para a estabilidade térmica do sistema.

Neste trabalho, propõe-se uma modelagem semianalítica para a análise do desempenho térmico de sistemas TCSA acoplados a MMF. A abordagem combina métodos analíticos e numéricos para descrever os fenômenos de transferência de calor, permitindo a previsão do comportamento térmico sob diferentes condições climáticas e operacionais. O modelo é aplicado às cidades de Pelotas e Viamão, no sul do Brasil, levando em consideração as características climáticas e geofísicas locais.

A verificação do modelo é feita com base em dados experimentais e simulações numéricas, conforme a metodologia descrita por Zhou et al. (2018), e é complementada pela solução analítica de Machado (2022). Essa abordagem possibilita avaliar a viabilidade da aplicação dos TCSA com MMF em regiões específicas, contribuindo para o desenvolvimento de soluções energeticamente mais eficientes e ambientalmente sustentáveis.

1.1 Justificativa

O estudo sobre TCSA com MMF justifica-se pelo seu impacto potencial na redução do consumo energético e das emissões de gases de efeito estufa (GEE), contribuindo para a mitigação das mudanças climáticas. O aumento da temperatura global e a intensificação de eventos climáticos extremos, impulsionados pela queima de combustíveis fósseis, responsáveis por grande parte das emissões de CO₂ (MACHADO, 2022), reforçam a necessidade urgente de desenvolver soluções sustentáveis e eficientes. Além dos benefícios ambientais, destaca-se também o potencial impacto econômico positivo associado à adoção dessas tecnologias. Segundo Silva; Souza; Pereira (2022) a adoção de programas de eficiência energética é uma das opções mais econômicas a curto e médio prazo para satisfazer as necessidades energéticas do crescimento econômico e minimizar o impacto das mudanças climáticas globais, sendo particularmente importante para países em desenvolvimento. Dessa forma, a aplicação de TCSA com MMF representa não apenas uma estratégia ambientalmente sustentável, mas também economicamente viável, sobretudo em contextos de expansão urbana e aumento da demanda energética.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

Desenvolver um modelo semianalítico para o sistema TCSA com MMF, combinando a abordagem analítica proposta por Machado (2022) com resultados obtidos por meio de simulações numéricas realizadas no ANSYS Fluent.

1.2.2 Objetivo específicos

- Apresentar o modelo matemático de um TCSA unidimensional e a solução analítica desenvolvida por Machado (2022);
- Desenvolver modelagem numérica para o solo com MMF utilizando ANSYS Fluent;
- Desenvolver e implementar a modelagem numérica do TCSA acoplado a MMF para o solo da cidade de Pelotas-RS em 2D, utilizando o software ANSYS Fluent;
- Validar e verificar a modelagem semianalítica de TCSA sem MMF, comparando seus resultados com dados de Vaz et al. (2011), Vielma et al. (2024), Brum et al. (2012) e Rodrigues et al. (2022);
- Validar e verificar a modelagem semianalítica de TCSA com MMF, comparando seus resultados com dados de Zhou et al. (2018) e de Vielma et al. (2024);
- Analisar os resultados da modelagem semianalítica e numérica, destacando suas vantagens e limitações na análise do comportamento térmico do TCSA;
- Fazer um estudo de caso para as cidades de Pelotas-RS e Viamão-RS com diferentes comprimentos de TCSA.

1.3 Composição do trabalho

Nesta seção, apresenta-se uma síntese da composição dos capítulos que constituem esta dissertação.

O Capítulo 1 introduz o tema, descrevendo a importância do TCSA como uma solução viável para a redução do consumo de energia elétrica em comparação com os sistemas tradicionais de climatização. Apresenta os objetivos do estudo (geral e específicos), que visam desenvolver uma nova metodologia para melhorar a eficiência dos TCSA utilizando MMF.

O Capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica, abordando os principais estudos sobre TCSA e MMF. São exploradas as diferentes abordagens que destacam a relevância dos TCSA na redução do consumo energético e das emissões de gases de efeito estufa, fornecendo o embasamento teórico necessário para o desenvolvimento deste trabalho.

O Capítulo 3 descreve a metodologia empregada para o desenvolvimento do modelo de TCSA, incluindo a dedução e solução do modelo em regime transiente.

O Capítulo 4 apresenta os resultados obtidos através da solução semianalítica, bem como as propriedades termofísicas utilizadas para cada modelo.

Por fim, o Capítulo 5 apresenta as conclusões obtidas a partir do estudo desenvolvido, destacando os principais resultados alcançados e suas implicações. Além disso, são indicadas as perspectivas e direções futuras para a continuidade e aprofundamento do trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Trabalhos sobre TCSA sem MMF

O estudo dos TCSA tem avançado como uma alternativa eficiente e sustentável para climatização passiva de ambientes. Fundamentados nas equações de balanço de energia e massa, esses sistemas utilizam a capacidade térmica do solo para promover trocas de calor com o ar, reduzindo a necessidade de sistemas convencionais. O trabalho pioneiro de Mihalakakou; Santamouris; Asimakopoulos (1994) desenvolveu um modelo numérico transitente, considerando diferentes profundidades do solo e camadas térmicas, com base na equação da difusão de calor, resolvida de maneira analítica.

Com base nesse modelo inicial, vários pesquisadores buscaram aprimoramentos. O estudo de Paepe; Janssens (2003) utilizou um modelo analítico unidimensional para investigar o desempenho termo-hidráulico dos TCSA, estabelecendo uma relação entre queda de pressão e eficiência térmica, útil para dimensionamento de dutos. De forma complementar, Lee; Strand (2006) implementaram um modelo do TCSA no software *EnergyPlus*, realizando uma análise paramétrica sobre os efeitos do raio, comprimento e profundidade do tubo e da velocidade do ar. O estudo concluiu que o comprimento e a profundidade dos dutos são os parâmetros mais influentes no desempenho térmico.

Avançando na modelagem transitente, Cucumo et al. (2008) propuseram um modelo analítico unidimensional que permite estimar o comprimento necessário do duto e a razão de umidade na saída do TCSA. Já Vaz et al. (2011) conduziram um estudo experimental e numérico na cidade de Viamão-RS, utilizando o software *FLUENT* e o Método dos Volumes Finitos. O modelo, validado com dados experimentais, demonstrou erros inferiores a 15%, evidenciando a viabilidade de uso do solo como reservatório térmico.

No Brasil, Brum et al. (2013) investigaram três modelos computacionais (1 bidimensional e 2 tridimensionais), concluindo que a abordagem bidimensional apresenta baixo custo computacional e excelente precisão, com desvios inferiores a 0,01%.

Complementando esse trabalho, os autores desenvolveram um modelo computacional com foco na redução de tempo de processamento, utilizando condições de contorno obtidas por métodos numéricos e analíticos.

Na busca por modelos simplificados, Bisoniya (2015) propôs um modelo unidimensional com base nas equações de balanço de energia. Foram incluídas correlações para número de Nusselt e fator de atrito, visando maior precisão. O estudo revelou que o desempenho térmico aumenta com o comprimento do tubo, profundidade e baixa velocidade do ar. Tubos mais longos e de menor diâmetro mostraram-se mais eficientes.

Avaliando diferentes zonas bioclimáticas brasileiras, descritas a seguir Alves; Schmid (2015) utilizaram o *EnergyPlus* para investigar o potencial térmico do solo, concluindo que, a 4 metros de profundidade, a temperatura tende à estabilidade, sendo ideal para condicionamento passivo. As zonas bioclimáticas 1 e 3 apresentaram maior potencial para aquecimento, enquanto as zonas 6, 7 e 8 foram mais favoráveis ao resfriamento. A Zona 1 (Amazônia) é marcada por clima quente e úmido com baixa variação térmica; a Zona 3 (semiárido nordestino) por clima quente e seco; a Zona 6 (Sul do país) por invernos rigorosos; a Zona 7 (Sul e Sudeste) por verões úmidos e invernos frios; e a Zona 8 (altitudes do Centro-Oeste e Sudeste) por alta amplitude térmica diária e baixa umidade. Essas características indicam a necessidade de estratégias de climatização adaptadas a cada região.

Já Brum et al. (2015) utilizaram o método dos mínimos quadrados para ajustar curvas de contorno, desenvolvendo um código em *Matlab* para adaptar dados periódicos de temperatura do ar e solo. Os dados utilizados basearam-se em Vaz et al. (2011). Posteriormente, Brum (2016) estudou a influência do diâmetro dos dutos e da velocidade do ar, apontando melhorias significativas no desempenho energético com base em modelagem numérica validada.

Avançando para abordagens mais completas, Estrada et al. (2018) apresentaram um modelo tridimensional que considera tanto trocas de calor sensível quanto latente. O estudo comparou o desempenho do TCSA em climas do Brasil e do sul da França, e propôs uma modelagem temporal baseada em dados meteorológicos reais, visando identificar o melhor cenário para aplicação da tecnologia em regiões tropicais.

No contexto de eficiência energética residencial, Hasan; Noori (2019) avaliaram três configurações de TCSA na cidade de Nasirya, no Iraque. Utilizando dados experimentais para validação, foi possível comprovar redução significativa no consumo de energia para resfriamento e aquecimento, reforçando a eficácia dos sistemas.

Para climas futuros e variações regionais, Chiesa; Zajch (2020) investigaram nove regiões da América do Norte, identificando que em locais mais quentes, como Miami e Phoenix, o TCSA não se mostrou eficaz. O estudo destacou a temperatura média do solo como indicador importante no pré-projeto.

Em regiões áridas da Argélia, Minaei; Safikhani (2021) realizaram um estudo experimental com dutos enterrados a 1,5 m, com circulação de ar impulsionada apenas pela força do vento. Os resultados mostraram melhorias significativas na umidade relativa do ar, com redução de 27% em regime de desumidificação e aumento de 19% no regime de umidificação. No mesmo estudo, os autores propuseram um modelo analítico resolvido por transformada de Laplace, validado com simulações tridimensionais.

A integração com tecnologias passivas também foi abordada por Nguyen; Nguyen (2021), que combinaram TCSA com chaminé solar para ventilação natural. As simulações *Computational Fluid Dynamics (CFD)* mostraram que o sistema reduziu a temperatura interna para cerca de 25–26°C, com desempenho dependente do comprimento e diâmetro do duto.

Em outro estudo, Gao; Xiao; Gao (2021) modelaram o impacto de tecnologias de preenchimento no desempenho térmico e na transferência de massa dos TCSA, revelando ganhos de até 100% em eficiência, embora com limitações em instalações profundas.

Na China, Li et al. (2023) analisaram o uso de TCSA em edifícios do tipo *Passivhaus*, evidenciando uma economia anual de até 12,8 kWh/m². Propuseram uma metodologia simplificada baseada na variação sazonal da temperatura, mas observaram que a eficácia do sistema é limitada em regiões com baixa amplitude térmica.

Ainda na busca por eficiência e viabilidade econômica, El khachine; Ouahabi; Taoukil (2024) utilizaram diferentes materiais de preenchimento ao redor dos dutos. O solo de silte destacou-se como a opção mais eficaz, com redução de até 51,26% no consumo energético anual e menor custo de instalação e manutenção.

Na Europa, Cirillo; Greco; Masselli (2024) estudaram o uso de TCSA como pré-tratamento em sistemas *Heating, Ventilation and Air Conditioning (HVAC)* industriais na Itália, evidenciando redução de 30% a 45% no consumo de energia para aquecimento e 23% a 43% para resfriamento, com retorno do investimento em cerca de cinco anos.

Por fim, Bady; Ouzzane (2024) propuseram uma estratégia inteligente de controle ON-OFF para mitigar a saturação térmica do solo em climas quentes. Alternando entre dois modos operacionais, os autores demonstraram, por meio de simulações validadas, que é possível reduzir a temperatura do ar em 1,5°C e recuperar a eficiência do solo, aumentando o desempenho do sistema ao longo do tempo.

2.2 Trabalhos sobre solo

Nesta seção, são abordados estudos relevantes relacionados ao comportamento térmico do solo e sua aplicação em sistemas de TCSA. Essas pesquisas visam com-

preender as propriedades térmicas do solo, como difusividade e condutividade térmica, fundamentais para a modelagem e simulação do desempenho desses sistemas.

No trabalho de Silva (2003), destaca-se a adequação do uso da equação geral da difusão de calor para representar a condução térmica em solos homogêneos, isotrópicos e contínuos. O autor ressalta que materiais biológicos no solo podem gerar espaços vazios pelos quais circulam ar e vapor d'água, promovendo transporte de calor por difusão e, em menor escala, por convecção. Em solos secos, a convecção é geralmente desprezível, o que permite a determinação de propriedades térmicas em regime permanente. Contudo, em regime transitório, devido à complexidade dos fatores envolvidos, é necessário o uso de simulações numéricas.

A utilização do Método dos Elementos Finitos (MEF) para modelagem numérica de solos não saturados é discutida em Filho (2004), com foco na simulação da temperatura do solo em diferentes profundidades. O autor apresenta diversos métodos para determinar a difusividade térmica com base na teoria da transferência de calor, destacando sua variação como função da profundidade.

No estudo de Flora (2006), o solo é tratado como um sistema trifásico formado por partículas minerais e orgânicas, ar e água. A difusividade térmica foi determinada resolvendo numericamente, via método das diferenças finitas, o problema de condução em um cilindro homogêneo e isotrópico. Para calibração dos dados experimentais, foi utilizado o método dos mínimos quadrados, aplicando uma função logarítmica para correlacionar o teor de umidade à difusividade térmica. Os resultados mostraram que o aumento da umidade leva ao aumento da difusividade térmica do solo.

Em Neto (2011), foi realizada a caracterização térmica de dois tipos de solo – Latossolo Amarelo e Neossolo Regolítico – na região do Agreste Meridional de Pernambuco. O estudo destaca a importância de conhecer as propriedades térmicas do solo, pois influenciam diretamente no armazenamento e na propagação de energia térmica em diferentes profundidades e ao longo do tempo.

O modelo desenvolvido por Ozgener; Ozgener; Tester (2013) buscou prever a temperatura diária do solo em função da profundidade e do tempo, considerando variações climáticas, umidade e condutividade térmica. A abordagem se baseou em fluxo de calor transitório unidimensional, assumindo solo homogêneo e difusividade constante. O modelo foi validado com dados experimentais em quatro profundidades (5 cm a 30 cm) ao longo de um ano, apresentando erros máximos entre 10% e 15%, indicando desempenho satisfatório para estimativas com base em dados diários de temperatura do ar.

A pesquisa de Zimmer (2017) investigou a dinâmica do fluxo de calor e propriedades térmicas do solo no Bioma Pampa, utilizando séries temporais experimentais. A difusividade térmica foi estimada com base na amplitude e fase de variação da temperatura, conforme método proposto por Horton; Wierenga; Nielsen (1983). Os re-

sultados mostraram pequena discrepância entre valores experimentais e os previstos, validando o uso do modelo para esse tipo de análise.

O estudo de Romio et al. (2018), realizado em um sítio experimental em Pedras Altas-RS, utilizou simulações para estimar o coeficiente de condutividade térmica e o fluxo de calor no solo. Comparou-se a equação clássica de Fourier com uma versão modificada, que inclui um coeficiente de erro de modelagem. Os resultados mostraram que o modelo modificado fornece estimativas mais precisas do fluxo de calor.

Em continuidade, Romio (2019) aprofundou a análise das propriedades térmicas do solo, incluindo difusividade, capacidade volumétrica e condutividade térmica, considerando a interação solo-planta-atmosfera. A modelagem numérica foi baseada em dados experimentais coletados ao longo de um ano em dois locais do Bioma Pampa. O autor propôs uma modificação no método do gradiente da Lei de Fourier, incorporando um parâmetro empírico para melhor ajuste aos dados. Concluiu-se que os modelos propostos superaram os convencionais em precisão e destacaram a relação entre conteúdo de água e as propriedades térmicas analisadas.

O estudo de Nóbrega (2020) avaliou a viabilidade de aplicação de um sistema TCSA na cidade de Pelotas, RS. Foi desenvolvido um modelo analítico com base na metodologia de Paepe; Janssens (2003), validado por um código numérico implementado no software *Octave 5.2.0*, capaz de estimar a temperatura do solo em diferentes profundidades. O modelo considerou dados geotécnicos obtidos por sondagens em oito pontos distintos da cidade. Os resultados indicaram um potencial térmico instantâneo de aproximadamente 6°C nos períodos de maior variação de temperatura, apontando o TCSA como uma solução promissora para redução do consumo energético na climatização de ambientes ao longo do ano.

2.3 Trabalhos sobre TCSA com MMF

A integração de MMF aos TCSA tem sido objeto de diversas investigações, visando melhorar o desempenho térmico e a eficiência energética desses sistemas, especialmente em contextos de climatização passiva. Os trabalhos nesta linha utilizam principalmente modelagem numérica e validação experimental para explorar o impacto do MMF sob diferentes configurações geométricas, condições operacionais e climas.

No estudo de Zhou et al. (2018), investigou-se a integração de MMF ao redor do duto de um TCSA como forma de aumentar a eficiência do sistema durante o verão em Chongqing, China. Utilizando o método da capacidade térmica efetiva em um modelo tridimensional no ANSYS Fluent, validado experimentalmente, os autores observaram uma redução de até 0,83°C na temperatura de saída do ar e um aumento de 20,24% na capacidade de resfriamento do sistema com MMF.

Seguindo essa linha, Liu et al. (2019) propuseram um TCSA vertical (VTCSA) com

um MMF anular na saída do duto. Um modelo numérico bidimensional em coordenadas cilíndricas foi desenvolvido no MATLAB/Simulink e validado experimentalmente. Os resultados mostraram que o MMF reduziu as variações de temperatura do ar de saída em até 31%.

Complementarmente, Liu et al. (2019) também utilizaram uma configuração experimental em Changsha, China, para validar um sistema de VTCSA com componente cilíndrico de MMF na saída. O modelo numérico, semelhante ao anterior, indicou que o MMF foi capaz de reduzir em até 34,71% as flutuações térmicas e aumentar a capacidade média de resfriamento.

Em Zhou et al. (2020), os autores utilizaram o ANSYS Fluent para desenvolver um modelo tridimensional de TCSA horizontal com um recipiente cilíndrico de MMF inserido no eixo central do duto. A simulação, baseada em condições meteorológicas de verão, demonstrou que a capacidade máxima de resfriamento diária aumentou de 28,55% para 39,74% com a adição do MMF.

O estudo de Liu et al. (2021) analisou o TCSA horizontal com MMF anular, utilizando o método da entalpia-porosidade em um modelo tridimensional no ANSYS Fluent. A análise paramétrica revelou que a temperatura de mudança de fase ideal deve coincidir com a média do ar ambiente. Constatou-se também que o diâmetro do duto e a velocidade do ar influenciam positivamente no desempenho, enquanto a espessura do MMF teve impacto mínimo.

De forma semelhante, Liu et al. (2021) realizaram uma análise de sensibilidade em um sistema vertical com MMF anular, utilizando modelo baseado em entalpia no *Matlab/Simulink*. A pesquisa identificou que a temperatura de fusão (37,61%) e o calor latente (28,91%) são os fatores mais influentes no desempenho, seguidos por espessura e densidade.

Em Maytorena; Moreno; Hinojosa (2021), foi investigado um TCSA com duto retangular revestido com MMF sob as condições climáticas do verão em Hermosillo, México. O modelo ANSYS Fluent foi validado com dados de Zhou et al. (2018), e os modos de operação e recuperação mostraram que o uso intermitente do sistema, aliado ao calor armazenado no MMF, reduz a saturação térmica do solo.

O trabalho de Vielma et al. (2023) focou em um TCSA horizontal com MMF anular, adaptado ao clima e ao solo da cidade de Viamão-RS. Utilizando o método da capacidade térmica efetiva no ANSYS Fluent, observou-se um aumento no potencial térmico anual de 8,90% para aquecimento e 3,97% para resfriamento. Durante meses críticos, os ganhos chegaram a 19,70% (maio) e 8,48% (dezembro). Além disso, 80% da perda de desempenho causada pela redução do comprimento do duto foi recuperada com a incorporação do MMF.

No estudo de Maytorena et al. (2023), o mesmo TCSA retangular de Maytorena; Moreno; Hinojosa (2021) foi acoplado a uma sala com MMF em seu interior. A análise

numérica avaliou variáveis como espessura, posição e propriedades térmicas do MMF. Os resultados mostraram que a melhor posição do MMF é no teto, com espessuras entre 1,5 cm e 2,0 cm, promovendo melhora de até 9% no desempenho do sistema e mantendo a temperatura ambiente abaixo de 26,5°C.

Dando continuidade à pesquisa anterior, Vielma et al. (2024) analisaram o impacto do comprimento e da posição do MMF em TCSA instalados em Viamão-RS. Utilizando o modelo tridimensional previamente desenvolvido, observou-se aumento no indicador de desempenho energético (IDE) anual: 4,15% para resfriamento e 9,36% para aquecimento. A posição do MMF na saída do duto foi mais eficiente do que na entrada, com IDE de 18,04% contra 13,37% em maio, mesmo utilizando menor volume de material.

A pesquisa conduzida por Ren et al. (2024) propôs uma nova configuração para TCSA com MMF, combinando múltiplas camadas anulares e uma camada cilíndrica inserida no interior do duto. Modelos matemáticos unidimensionais foram desenvolvidos para quatro cenários e simulados no *Matlab*, com validação experimental. Os resultados indicaram aumento da eficiência térmica e do coeficiente de desempenho (COP), além da redução de até 54,5% no comprimento necessário do duto, com estabilidade de operação por até cinco meses.

Por fim, Zhou et al. (2024) introduziram um TCSA com uma unidade de MMF cilíndrica oca centralizada no interior do duto, visando otimizar o aproveitamento da capacidade de armazenamento térmico latente. Com simulações tridimensionais no ANSYS Fluent, constatou-se um aumento de 60,12% a 70,75% na capacidade média de resfriamento e uma elevação no COP entre 47,22% e 49,02% em comparação com o sistema convencional.

3 METODOLOGIA

A Figura 1 apresenta representação esquemática resume as etapas metodológicas desenvolvidas nesta pesquisa. Inicialmente, realiza-se a modelagem do sistema TCSA, por meio da construção de um modelo unidimensional, conforme a solução analítica proposta por Machado (2022). Paralelamente, é desenvolvida uma simulação bidimensional no ANSYS Fluent para modelar o comportamento térmico do solo, levando em consideração a geometria do duto e as condições térmicas de contorno, com base na metodologia de Brum et al. (2012).

As simulações no Fluent utilizam dados climáticos fornecidos pelo INMET, que indicam a temperatura na superfície do solo. A partir dos resultados dessas simulações, é determinada a temperatura na parede do duto (T_w), que é necessária como condição de contorno para aplicar o modelo unidimensional, representado pela Equação (39).

Com essas informações, o modelo TCSA unidimensional é alimentado com os dados térmicos do solo e da parede do duto, permitindo a validação e verificação do modelo por meio de comparações com dados disponíveis na literatura. Em seguida, é conduzido um estudo de caso, abrangendo as cidades de Pelotas e Viamão, considerando quatro diferentes comprimentos de duto e comparando o desempenho do sistema com e sem o uso de MMF.

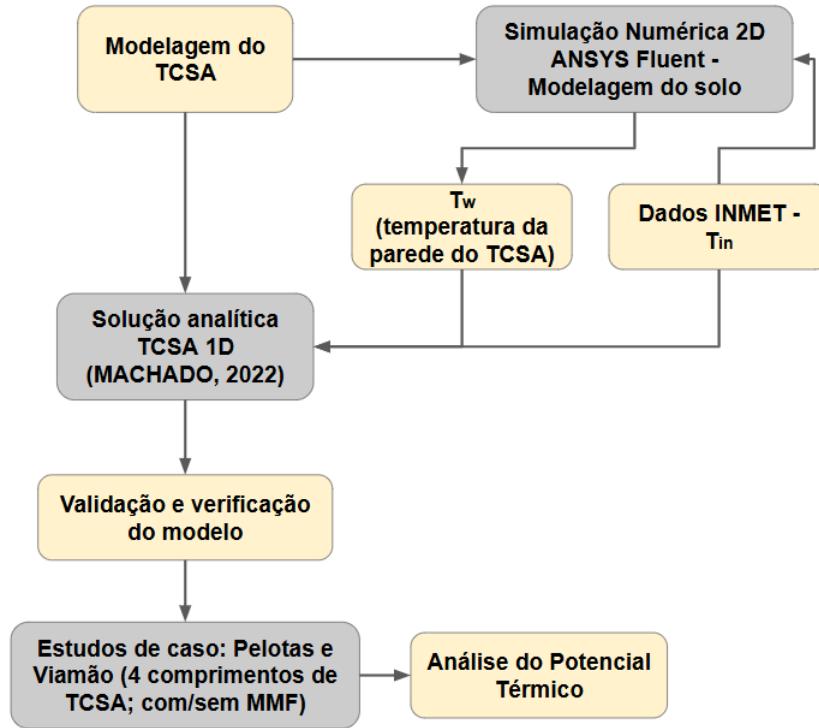


Figura 1 – Representação esquemática da metodologia empregada na modelagem e análise do sistema TCSA-MMF

Fonte: Autor, 2025.

3.1 Modelagem de trocadores de calor

3.1.1 Dedução e solução do modelo

Considere um sistema térmico de TCSA simples, com uma extremidade de dutos voltada para o interior da residência e a outra conectada ao ambiente externo, conforme ilustrado na Figura 2. Supondo que o duto possui um ventilador instalado, embora sua posição exata não será levada em conta, desde que o motor do ventilador não estivesse localizado próximo à parte externa do sistema. Caso o motor esteja perto do TCSA, seria necessário incluir o calor liberado por ele, o que afetaria o balanço de energia do sistema, de acordo com Estrada et al.(2018).

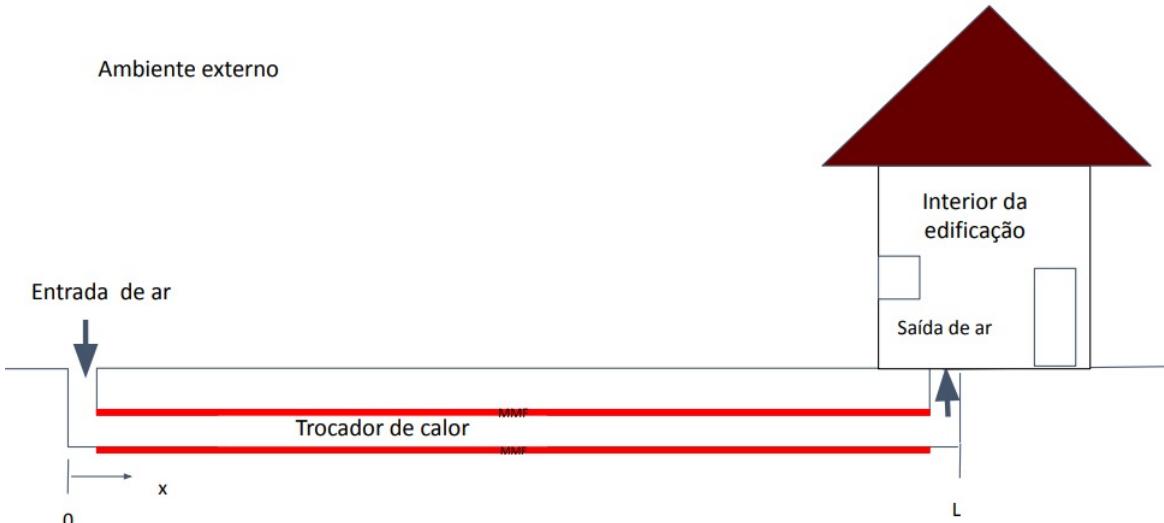


Figura 2 – Representação de um TCSA simples

Fonte: Autor, 2025.

A modelagem semianalítica adotada neste trabalho baseia-se na formulação proposta por Machado (2022), que descreve a transferência de calor em sistemas TCSA utilizando uma abordagem unidimensional em regime transiente.

Para compreender o comportamento térmico e o fluxo de calor em um TCSA simples, é possível dividir o duto em pequenas seções infinitesimais ao longo de seu comprimento, como mostra a Figura 3.

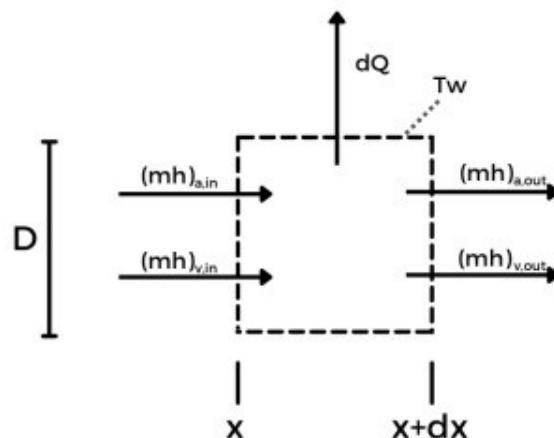


Figura 3 – Parte infinitesimal da área transversal de um TCSA simples

Fonte: Autor, 2024.

Segundo Moran; Shapiro (2013), sabe-se que a vazão mássica de ar úmido, \dot{m}_{ha} , é a soma da vazão de ar seco, \dot{m}_a , e da vazão de vapor de água, \dot{m}_v . A equação geral para a conservação da massa do vapor é dada por:

$$d\dot{m}_v, x = d\dot{m}_v, dx + d\dot{m}_{cond,dx}, \quad (1)$$

onde $d\dot{m}_{v,x}$ é a variação diferencial da vazão mássica de vapor de água ao longo do ponto x no duto, expressa em kg/s, $d\dot{m}_{v,dx}$ representa a variação da vazão de vapor ao longo do elemento diferencial dx do duto (kg/s) e $d\dot{m}_{cond,dx}$ refere-se à massa de vapor condensada ao longo do trecho diferencial dx do duto (kg/s).

Assim, a equação para o balanço de energia, considerando a vazão mássica e a entalpia específica do ar úmido, é dada por:

$$\dot{m}_{ha,in} + \dot{m}_{v,in} - \dot{m}_{ha,out} - \dot{m}_{v,out} = \dot{Q}, \quad (2)$$

onde $\dot{m}_{ha,in}$ é a vazão mássica de ar úmido na entrada do sistema (kg/s), $\dot{m}_{v,in}$ é a vazão mássica de vapor de água na entrada do sistema (kg/s), $\dot{m}_{ha,out}$ é a vazão mássica de ar úmido na saída do sistema (kg/s), $\dot{m}_{v,out}$ é a vazão mássica de vapor de água na saída do sistema (kg/s) e \dot{Q} é a taxa de transferência de calor para o sistema (W).

Utilizando a equação de conservação de energia (2), é possível descrever a variação de energia interna (U) do sistema ao longo do tempo. Essa variação pode ser expressa pela seguinte equação (ÇENGEL; BOLES, 2019):

$$\frac{dU}{dt} = (\dot{mh})_{a,in} + (\dot{mh})_{v,in} - (\dot{mh})_{a,out} - (\dot{mh})_{v,out} - d\dot{Q}. \quad (3)$$

Nessa Equação (3), $\frac{dU}{dt}$ é a taxa de variação da energia interna total do sistema em relação ao tempo (W), \dot{m} representa a vazão mássica de ar seco (a) e de vapor de água (v), expressa em kg/s, h é a entalpia específica do ar seco (a) e do vapor de água (v), expressa em J/kg, $(\dot{mh})_{a,in}$ corresponde ao fluxo de energia na entrada devido à entalpia do ar seco (W), $(\dot{mh})_{v,in}$ representa o fluxo de energia na entrada devido à entalpia do vapor de água (W), $(\dot{mh})_{a,out}$ indica o fluxo de energia na saída referente à entalpia do ar seco (W), $(\dot{mh})_{v,out}$ representa o fluxo de energia na saída associado à entalpia do vapor de água (W) e $d\dot{Q}$ é a taxa de transferência de calor diferencial do sistema, cuja unidade é watts (W).

A Equação (3) representa o balanço de energia no sistema, considerando a entrada e saída de ar e vapor, bem como a transferência de calor.

Ao expressar a equação em termos da vazão mássica e da entalpia específica do ar úmido (h_{ha}), obtemos:

$$d\dot{m}_{ha} \frac{dh_{ha}}{dt} = -d[(\dot{mh})_a + (\dot{mh})_v] - d\dot{Q}. \quad (4)$$

Usando a expressão da entalpia específica do ar úmido, representada por:

$$h_{ha} = c_{P,a} \cdot T + w \cdot (c_{P,v} \cdot T + L_v), \quad (5)$$

onde h_{ha} é a entalpia específica do ar úmido, expressa em J/kg de ar seco, T é a

temperatura do ar, em Kelvin (K) ou graus Celsius ($^{\circ}\text{C}$), $c_{P,a}$ é a capacidade calorífica específica do ar seco a pressão constante, com unidade J/(kg·K); $c_{P,v}$ é a capacidade calorífica específica do vapor de água a pressão constante, também em J/(kg·K), L_v é o calor latente de vaporização da água, em J/kg e w é a razão de mistura do ar úmido, isto é, a razão entre a massa de vapor de água e a massa de ar seco, adimensional.

Substituindo a Equação (5) na Equação (4), tem-se:

$$\dot{m}_{ha} \frac{dh_{ha}}{dt} = -\dot{m}_a \cdot d [c_{P,a} \cdot T + w \cdot (c_{P,v} \cdot T + L_v)] - d\dot{Q}. \quad (6)$$

Segundo Çengel; Boles (2019), a troca de calor total em sistemas com ar úmido pode ser decomposta em calor sensível, relacionado à variação de temperatura, e calor latente, associado à condensação do vapor de água.

$$d\dot{Q} = h_m \cdot p \cdot dx \cdot (c_{vsp} - c_{wvsp} \cdot L_v) + h_{cv} \cdot p \cdot dx \cdot (T - T_w), \quad (7)$$

onde h_m é o coeficiente de transferência de massa por convecção, em m/s, p é o perímetro interno molhado do duto, em metros (m), dx é o comprimento diferencial ao longo do duto, em metros (m), $c_{vsp} = \frac{w}{\rho_{ha}}$ é a concentração de vapor saturado do ar úmido, em kg/m³, $c_{wvsp} = \frac{w_w}{\rho_{ha}}$ é a concentração de vapor saturado na parede interna do duto, em kg/m³, L_v é o calor latente de vaporização da água, em J/kg, h_{cv} é o coeficiente de transferência de calor por convecção, em W/(m²·K), T é a temperatura do ar no interior do duto, em K ou $^{\circ}\text{C}$, T_w é a temperatura da parede interna do duto, em K ou $^{\circ}\text{C}$, ρ_{ha} é a massa específica do ar úmido, em kg/m³, w é a razão de mistura do ar úmido (kg de vapor por kg de ar seco), adimensional e w_w é a razão de mistura na parede do duto, adimensional.

Reescrevendo a Equação (7), tem-se

$$d\dot{Q} = h_m \cdot p \cdot dx \cdot \left(\frac{w - w_w}{\rho_{ha}} \right) \cdot L_v + h_{cv} \cdot p \cdot dx \cdot (T - T_w). \quad (8)$$

Agora, substituindo a Equação (8) na Equação (6), obtém-se:

$$\dot{m}_{ha} \frac{dh_{ha}}{dt} = -\dot{m}_a \cdot d [c_{P,a} \cdot T + w (c_{P,v} \cdot T + L_v)] + \frac{h_{cv} \cdot p \cdot dx}{c_{P,ha}} \cdot (w_w - w) \cdot L_v + h_{cv} \cdot p \cdot dx \cdot (T_w - T). \quad (9)$$

Reorganizando os termos do lado direito da Equação (9) em termos da entalpia específica do ar úmido e a vazão mássica de ar úmido reescrita como $\dot{m}_{ha} = \rho_{ha} \cdot A \cdot dx$, a Equação (9) assume a seguinte forma:

$$\rho_{ha} A \frac{\partial h_{ha}}{\partial t} = -\dot{m}_a \frac{\partial h_{ha}}{\partial x} + \frac{h_{cv} p}{c_{p,ha}} (h_w - h_{ha}). \quad (10)$$

A Equação (10) pode ser escrita na seguinte forma reduzida:

$$\eta_1 \frac{\partial h}{\partial t} = -\eta_2 \frac{\partial h}{\partial x} + \eta_3 h + \eta_4. \quad (11)$$

Em que $\eta_1 = \rho_{ha}A$, $\eta_2 = \dot{m}_a$, $\eta_3 = -\frac{h_{cv}p}{c_{p,ha}}$ e $\eta_4 = -\eta_3 h_w$.

Aplicando a transformada de Laplace em ambos os lados da Equação (11), e lembrando que:

$$\begin{aligned} \mathcal{L}\left\{\frac{\partial h}{\partial t}\right\} &= s\bar{h}(x, s) - h(x, 0), \\ \mathcal{L}\left\{\frac{\partial h}{\partial x}\right\} &= \frac{\partial \bar{h}}{\partial x}, \\ \mathcal{L}\{h(x, t)\} &= \bar{h}(x, s), \\ \mathcal{L}\{c\} &= \frac{c}{s} \end{aligned} \quad (12)$$

onde c é uma constante.

Utilizando a condição inicial $h(x, 0) = h_w$ e as transformadas de Laplace da Equação (12) na Equação (11), obtém-se:

$$\eta_1 (s\bar{h}(x, s) - h_w) = -\eta_2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} + \eta_3 \bar{h}(x, s) + \frac{\eta_4}{s}. \quad (13)$$

Reorganizando os termos da Equação (13), fica:

$$-\eta_2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} = \eta_1 s\bar{h} - \eta_1 h_w - \eta_3 \bar{h} - \frac{\eta_4}{s}. \quad (14)$$

Multiplicando ambos os lados da Equação (14) por -1 :

$$\eta_2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} = -\eta_1 s\bar{h} + \eta_3 \bar{h} + \eta_1 h_w + \frac{\eta_4}{s}. \quad (15)$$

Colocando \bar{h} em evidência na Equação (15), obtém-se:

$$\eta_2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial x} = (-\eta_1 s + \eta_3) \bar{h} + \eta_1 h_w + \frac{\eta_4}{s}. \quad (16)$$

Agora dividindo ambos os lados Equação (15) por η_2 , obtém-se:

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial x} + \frac{(-\eta_1 s + \eta_3)}{\eta_2} \bar{h} = \frac{\eta_1 h_w + \frac{\eta_4}{s}}{\eta_2}. \quad (17)$$

A equação transformada é uma equação diferencial ordinária (EDO) linear (17), o cálculo do fator integrante é apresentado abaixo:

$$\mu(x) = e^{\int \left(\frac{\eta_1 s - \eta_3}{\eta_2} \right) dx} = e^{\left(\frac{\eta_1 s - \eta_3}{\eta_2} \right) x}. \quad (18)$$

Multiplicando a Equação (17) pelo fator integrante:

$$\frac{d}{dx} \left[\bar{h} e^{\left(\frac{\eta_1 s - \eta_3}{\eta_2} \right) x} \right] = \frac{\eta_1 h_w + \frac{\eta_4}{s}}{\eta_2} e^{\left(\frac{\eta_1 s - \eta_3}{\eta_2} \right) x}. \quad (19)$$

Agora integrando a Equação (19), obtém-se:

$$\bar{h}(x, s) = \frac{\eta_1 h_w s + \eta_4}{s(\eta_1 s - \eta_3)} + C e^{-\left(\frac{\eta_1 s - \eta_3}{\eta_2} \right) x}. \quad (20)$$

Aplicando a inversa na condição de contorno $\bar{h}(0, s) = \frac{h_{in}}{s}$, substituindo na Equação (20) e isolando C :

$$C = \frac{h_{in}}{s} - \frac{\eta_1 h_w s + \eta_4}{s(\eta_1 s - \eta_3)}. \quad (21)$$

Agora substituindo a Equação (21) na Equação (20), finalmente, a solução da função transformada é:

$$\bar{h}(x, s) = \frac{\eta_1 h_w s + \eta_4}{s(\eta_1 s - \eta_3)} + \left[\frac{h_{in}}{s} - \frac{\eta_1 h_w s + \eta_4}{s(\eta_1 s - \eta_3)} \right] e^{-\left(\frac{\eta_1 s - \eta_3}{\eta_2} \right) x}. \quad (22)$$

Note que é necessário determinar a transformada inversa de Laplace da Equação (22). Em geral, essa transformada pode ser obtida por meio da integral de Mellin, conforme apresentado em Butkov (1973).

$$f(x, t) = \mathcal{L}^{-1}[F(x, s)] = \frac{1}{2\pi i} \int_{\gamma-i\infty}^{\gamma+i\infty} e^{ts} F(x, s) ds. \quad (23)$$

No caso específico da Equação (22), pode-se obter a solução original utilizando as tabelas de transformadas inversas de Laplace (BUTKOV, 1973):

$$h(x, t) = h_w + (h_{in} - h_w) e^{\frac{\eta_3}{\eta_2} x} H \left(t - \frac{\eta_1}{\eta_2} x \right). \quad (24)$$

A função de Heaviside, também conhecida como função degrau, é definida da seguinte forma (BUTKOV, 1973):

$$H(x) = \begin{cases} 1, & \text{se } x > 0, \\ \frac{1}{2}, & \text{se } x = 0, \\ 0, & \text{se } x < 0. \end{cases} \quad (25)$$

Finalmente, a solução é dada:

$$h(x, t) = h_w + (h_{in} - h_w) e^{-\frac{h_{cv} p}{c_p h_a} x} H \left(t - \frac{\rho_{ha} A}{\dot{m}_a} x \right). \quad (26)$$

3.1.2 Solução analítica do modelo transiente para a temperatura

Considerando apenas os termos relacionados ao calor sensível na Equação (6), obtém-se:

$$\rho_{ha}A \frac{d}{dt} [c_{P,a}T] = -\dot{m}_A \frac{d}{dx} [c_{P,a}T] + \frac{h_{cv} \cdot p}{c_{P,ha}} [c_{P,a}(T_w - T)], \quad (27)$$

ou, ainda:

$$\frac{\partial T(x, t)}{\partial t} = -\frac{u\rho_a}{\rho_{ha}} \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} + \frac{4h_{cv}}{c_{p,ha}\rho_{ha}D} [T_w - T(x, t)]. \quad (28)$$

As condições de contorno para o modelo são dadas por:

$$T(x, 0) = T_w, \quad (29)$$

e

$$T(0, t) = T_{in}, \quad (30)$$

onde T_{in} é a temperatura do ar úmido na entrada do duto.

Considerando:

$$\zeta_1 = -\frac{u\rho_a}{\rho_{ha}}, \quad \zeta_1 = \frac{4h_{cv}}{c_{P,ha}\rho_{ha}D}, \quad \zeta_3 = -\zeta_2 T_w, \quad (31)$$

e, substituindo a Equação (31) na Equação (28), fica:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \zeta_1 \frac{\partial T}{\partial x} + \zeta_3 + \zeta_2 T. \quad (32)$$

Aplicando a transformada de Laplace na variável temporal t , na Equação (32), considerando $\mathcal{L}\{T(x, t), t \rightarrow s\} = \bar{T}(x, s)$, tem-se:

$$\frac{\partial \bar{T}(x, s)}{\partial x} - \frac{(s - \zeta_2)}{\zeta_1} \bar{T}(x, s) + \frac{sT_w + \zeta_3}{s\zeta_1} = 0. \quad (33)$$

A solução da EDO (33) é obtida pelo mesmo procedimento aplicado anteriormente na resolução da equação da entalpia, com uso do fator integrante para transformar a equação em uma forma integrável. Assim, após a multiplicação e integração, chega-se:

$$\bar{T}(x, s) = \frac{T_w}{s} + C e^{\left(\frac{-\zeta_2+s}{\zeta_1}\right)x}. \quad (34)$$

Para determinar a constante arbitrária C , aplica-se a transformada de Laplace na condição de contorno: $\bar{T}(0, t) = \frac{T_{in}}{s}$.

Substituindo a condição transformada na Equação (34), obtém-se:

$$C = \frac{T_{in} - T_w}{s}. \quad (35)$$

Agora, substituindo Equação (35) na Equação (34), a solução fica:

$$\bar{T}(x, s) = \frac{T_w}{s} + \left(\frac{T_{in} - T_w}{s} \right) e^{\left(\frac{-s+\zeta_2}{\zeta_1} \right)x}. \quad (36)$$

Analogamente a solução da entalpia, usamos a tabela de transformadas inversas de Laplace do (BUTKOV, 1973) para expressar a solução final:

$$T(x, t) = T_w + (T_{in} - T_w) H \left(t - \frac{x}{\zeta_1} \right) e^{-\frac{\zeta_2}{\zeta_1} x}. \quad (37)$$

Substituindo as expressões de (31) na Equação (37), obtém-se:

$$T(x, t) = T_w + (T_{in} - T_w) H \left(t - \frac{\rho_{ha}}{\dot{m}_a} x \right) e^{-\frac{ph_{cv}}{\dot{m}_a C_{P,ha}} x}. \quad (38)$$

Considerando $\dot{m}_a = A u \rho_a \Rightarrow u \rho_a = \frac{\dot{m}_a}{A}$:

Por fim, a solução analítica do modelo transiente para a temperatura para TCSA, conforme (MACHADO, 2022) fica:

$$T(x, t) = (T_{in} - T_w) H \left(t - \frac{\rho_{ha} A}{\dot{m}_a} x \right) e^{-\frac{ph_{cv}}{\dot{m}_a C_{P,ha}} x} + T_w. \quad (39)$$

Para determinar a temperatura de saída, conforme a Equação (39), é fundamental destacar como os dados de temperatura foram obtidos, bem como as propriedades utilizadas no processo de validação, verificação e estudo do caso. A temperatura na saída do duto foi calculada com base nas condições de contorno impostas pela temperatura do ar na entrada e pela temperatura da parede do duto, esta última obtida por meio de simulações numéricas realizadas no software ANSYS Fluent.

Neste estudo, foram empregadas propriedades termofísicas relevantes, como condutividade térmica, calor específico e massa específica dos materiais envolvidos (ar, solo e MMF), fundamentais para assegurar a consistência dos resultados numéricos. Para os casos de validação e verificação, foram adotados os dados apresentados na Tabela 4. Já para o estudo de caso, foram utilizadas as propriedades descritas na Tabela 5 para a cidade de Pelotas-RS e na Tabela 6 para a cidade de Viamão-RS.

3.1.3 Parâmetros adimensionais e estimativa do coeficiente de convecção

Para calcular o número de Reynolds (Re) [adimensional], que caracteriza o regime de escoamento do ar no interior do duto, utiliza-se a definição clássica conforme (INCROPERA et al., 2007):

$$Re = \frac{\rho_{ha} \cdot u \cdot D}{\mu}, \quad (40)$$

onde ρ_{ha} é a massa específica do ar úmido [kg/m^3]; u é velocidade média do escoamento do ar [m/s]; D é diâmetro interno do duto [m] e μ é viscosidade dinâmica do ar úmido [$\text{Pa}\cdot\text{s}$].

Em seguida, o número de Prandtl, que relaciona as propriedades térmicas e visco-sas do fluido, é determinado de acordo com (INCROPERA et al., 2007):

$$Pr = \frac{c_{P,ha} \cdot \mu}{k}, \quad (41)$$

onde Pr é o número de Prandtl [adimensional], $c_{P,ha}$ é o calor específico do ar úmido a pressão constante [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$] e k é a condutividade térmica do ar úmido [$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$].

Com os valores de Re e Pr , calcula-se o número de Nusselt, que representa a razão entre as taxas de transferência de calor por convecção e por condução. A equação utilizada, adaptada para o regime turbulento, é apresentada em (BEJAN, 2013):

$$Nu = \frac{\left(\frac{0,025}{4}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7 \left(\left(\frac{0,025}{4}\right)^{1/2}\right)(Pr^{2/3} - 1)}, \quad (42)$$

onde Nu é o número de Nusselt [adimensional].

Por fim, o coeficiente de convecção térmica (h_{cv}) [$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$] no interior do duto é estimado conforme (INCROPERA et al., 2007):

$$h_{cv} = \frac{Nu \cdot k}{D}. \quad (43)$$

Esses parâmetros adimensionais são fundamentais para fornecer o valor de h_{cv} na Equação (39), a qual descreve o comportamento da temperatura do ar ao longo do comprimento do duto, considerando a troca de calor com a parede, cuja temperatura foi obtida por simulações numéricas realizadas no ANSYS Fluent.

3.1.4 Modelagem matemática para a temperatura do Solo e MMF

Para determinar o campo de temperatura transiente no solo, resolve-se a equação de conservação de energia (BERGMAN et al., 2011; VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007):

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha_s \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2}, \quad (i = 1, 2), \quad (44)$$

onde T representa a temperatura (K), t o tempo (s), α_s é a difusividade térmica do solo ($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$), e x_i são as coordenadas espaciais (m).

Para modelar a região contendo o material com mudança de fase (MMF), a equação de energia é modelada pelo método da capacidade térmica equivalente (ZHOU et al., 2018, 2020):

$$\rho_{\text{MMF}} c_{\text{eq}} \frac{\partial T}{\partial t} = k_{\text{MMF}} \frac{\partial^2 T}{\partial x_i^2}, \quad (i = 1, 2), \quad (45)$$

onde ρ_{MMF} é a massa específica do MMF em kg/m^3 , e k_{MMF} é sua condutividade térmica, expressa em $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. O calor específico equivalente c_{eq} é incorporado na equação de energia para o MMF, conforme proposto por Zhou et al. (2018) e Zhou et al. (2020):

$$c_{\text{eq}} = \begin{cases} c_{p1}, & \text{se } T \leq T_1, \\ \frac{c_{p1}+c_{p2}}{2} + f(T)L, & \text{se } T_1 < T < T_2, \\ c_{p2}, & \text{se } T \geq T_2, \end{cases} \quad (46)$$

onde c_{p1} e c_{p2} são os valores do calor específico do MMF nas fases sólida e líquida, respectivamente, em $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, e L é o calor latente de fusão do MMF, em J/kg . As temperaturas T_1 e T_2 (em K) delimitam, respectivamente, o início e o fim do intervalo de temperatura no qual ocorre a mudança de fase.

As propriedades termofísicas do solo e do ar, como massa específica, condutividade térmica, capacidade calorífica específica e viscosidade dinâmica, apresentadas na Tabela 6, foram determinadas com base em dados experimentais e informações da literatura especializada. Estes parâmetros são essenciais para garantir a precisão da simulação numérica da transferência de calor, uma vez que influenciam diretamente na condução térmica no solo e no escoamento do ar dentro do duto, conforme destacado por Vaz et al. (2011).

3.1.5 Metodologia numérica para a temperatura do solo

Nesta pesquisa, desenvolveu-se um modelo numérico bidimensional do sistema TCSA-MMF no software ANSYS Fluent, com base no método dos volumes finitos (MVF). A construção do modelo foi inspirada na abordagem de Brum et al. (2012), amplamente utilizada na literatura nacional (RODRIGUES et al., 2015; BRUM et al., 2019; RODRIGUES et al., 2022).

As Figuras 4 e 5 apresentam as geometrias utilizadas para os casos com e sem MMF, respectivamente. O domínio computacional adotado, com base em Brum et al. (2013), possui formato retangular com dimensões de 25,77 m de comprimento e 15,00 m de profundidade. O duto de ar foi modelado com diâmetro externo de 0,11 m, instalado a uma profundidade de 1,60 m em relação à superfície. Para o modelo com MMF, foi adicionada uma camada anular de material com mudança de fase com espessura de 0,005 m, conforme metodologia de Vielma et al. (2023).

As condições de contorno foram definidas como adiabáticas nas laterais e na superfície inferior do domínio, enquanto na superfície superior foram utilizadas as temperaturas do solo específicas de cada cidade.

Para aplicar a Equação (39), é necessário conhecer a temperatura na parede do duto (T_w). No entanto, como o modelo envolve interações térmicas entre o ar, o MMF e o solo, a troca de calor ocorre em duas direções: do ar para o solo (através do MMF) quando o ar é mais quente, e do solo para o ar (também através do MMF) quando o ar é mais frio. Como T_w não é conhecido previamente, para a simulação no Fluent foi preciso condição de contorno, para isso considerou-se uma condição de contorno adiabática na parede do duto o espaço correspondente ao duto.

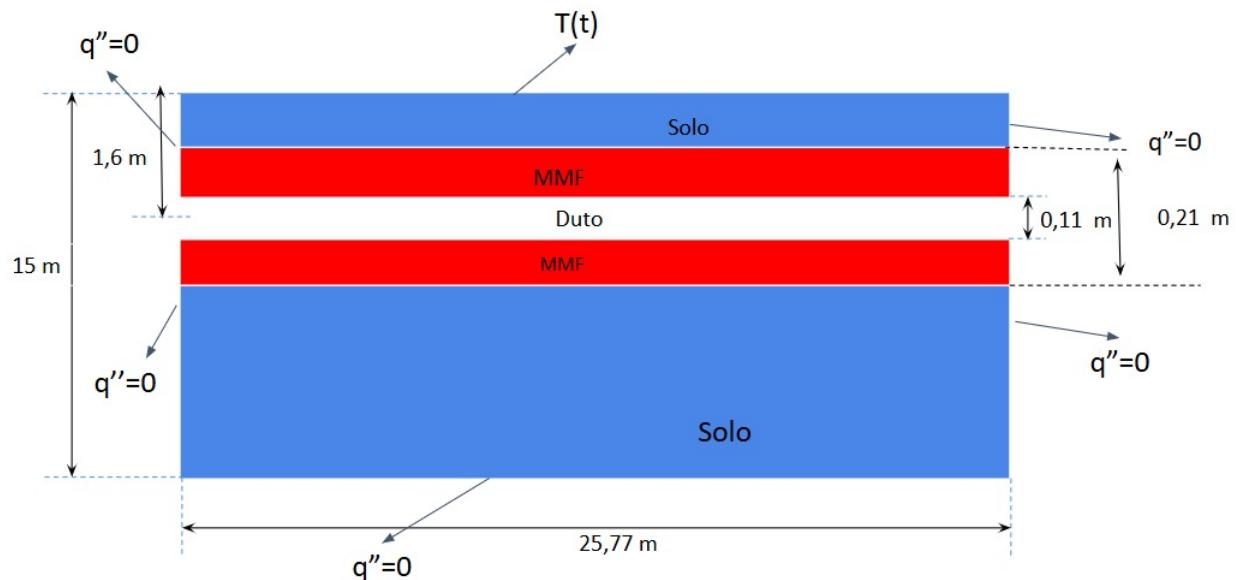


Figura 4 – Geometria do solo com MMF.

Fonte: Autor, 2025.

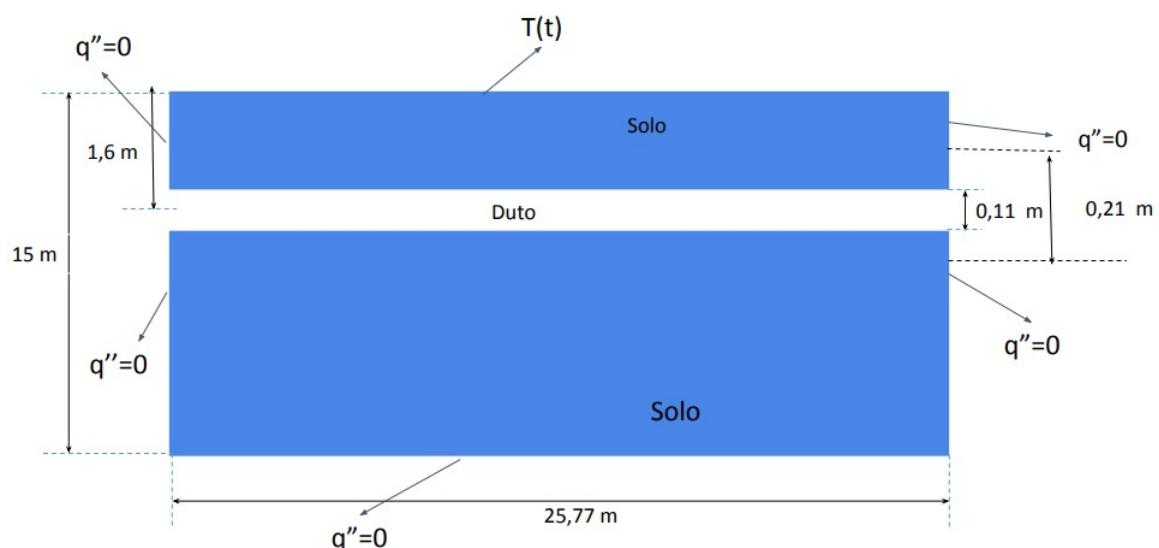


Figura 5 – Geometria do solo sem MMF.

Fonte: Autor, 2025.

As Tabelas 1 e 2 apresentam as características geométricas e operacionais dos modelos utilizados no estudo de caso (Caso 1), bem como nos testes de validação e verificação, baseados, respectivamente, nos estudos de Zhou et al. (2018) e Vielma et al. (2024).

No estudo de caso, ressalta-se que os Casos 2, 3 e 4 mantêm todas as propriedades geométricas e operacionais idênticas às apresentadas na Tabela 1, exceto pelo comprimento do duto, que é reduzido para 20,62 m, 15,46 m e 10,31 m, respectivamente.

Tabela 1 – Características geométricas e operacionais dos modelos utilizados para estudo do caso (Caso 1).

Parâmetro	TCSA sem MMF	TCSA com MMF
Comprimento do duto (L) [m]	25,77	25,77
Profundidade do solo [m]	15,00	15,00
Diâmetro externo do duto (D) [m]	0,11	0,11
Profundidade de instalação (h_{MMF}) [m]	1,60	1,60
Espessura do MMF [m]	—	0,005
Velocidade do ar (u) [m/s]	3,3	3,3
Tempo de simulação [anos]	2	2
Passo de tempo [s]	3600	3600
Número de passos	17520	17520
Iterações por passo	até 200	até 200

Fonte: O autor, com base em Brum et al. (2013); Vielma et al. (2023).

Tabela 2 – Características geométricas e operacionais dos modelos utilizados na validação e verificação do TCSA-MMF.

Parâmetro	Validação (Zhou et al. (2018))	Verificação
Comprimento do duto (L) [m]	25,00	25,00
Profundidade do solo (h) [m]	10,00	10,00
Diâmetro do duto (D) [m]	0,508	0,300
Profundidade de instalação (h_{MMF}) [m]	1,50	1,50
Espessura do MMF (e) [m]	0,254	0,200
Velocidade do ar (u) [m/s]	2,02	2,00
Período de simulação	30 h	31 dias

Fonte: O autor, com base em Zhou et al. (2018).

As simulações foram realizadas com critérios de convergência de 10^{-6} para a equação de energia e de 10^{-3} para as equações de conservação de massa, quantidade

de movimento, energia cinética turbulenta e taxa de dissipação. O primeiro ano foi destinado à estabilização térmica do solo, e os resultados analisados referem-se ao segundo ano.

Para assegurar a independência da malha, foram testadas três configurações estruturadas com elementos quadriláteros, conforme apresentado na Tabela 3. A malha intermediária, com 7320 volumes, foi selecionada por apresentar uma diferença relativa (DR) inferior a 5×10^{-6} . A diferença relativa entre os resultados foi calculada por:

$$DR = \frac{|\bar{T}_n - \bar{T}_{n-1}|}{\bar{T}_n}, \quad (47)$$

onde \bar{T}_n representa a temperatura média com a malha mais refinada, e \bar{T}_{n-1} com a malha imediatamente anterior.

Tabela 3 – Avaliação do desempenho da malha.

Malha	Número de nós	Número de volumes	Temperatura média na parede do duto (°C)	Diferença relativa (DR)
1	5187	4950	22,03742906	—
2	7623	7320	22,0375018	$4,135 \times 10^{-6}$
3	10043	9720	22,0375014	2×10^{-9}

Fonte: Autor, 2025.

A Figura 6 apresenta a estrutura da malha adotada.

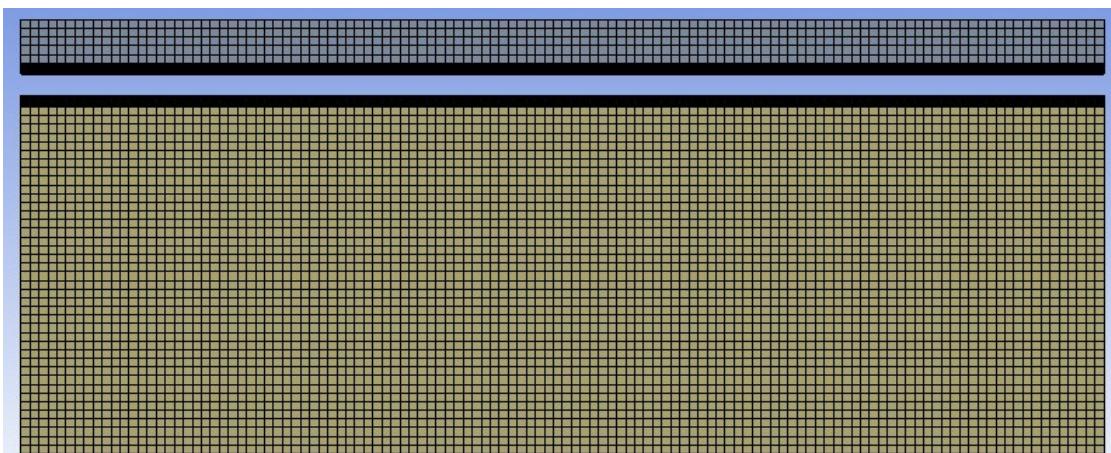


Figura 6 – Malha estruturada de elementos quadriláteros com 7320 volumes.

Fonte: Autor, 2025.

A configuração adotada garantiu estabilidade numérica e boa resolução dos gra-

dientes térmicos, especialmente nas proximidades do duto, de acordo com as boas práticas descritas por Ferziger; Perić (2002) e Versteeg; Malalasekera (2007).

3.1.6 Equações para temperatura de TCSA sem MMF e sem Umidade

Sabe-se que o fator de compressibilidade, representado por Z , é utilizado para corrigir o comportamento do ar seco em relação a um gás ideal. Ele é determinado a partir das condições de temperatura e pressão do sistema, influenciando diretamente o cálculo da massa específica do ar. A equação que descreve o fator de compressibilidade é dada conforme (RASMUSSEN, 1997):

$$Z = 1 - \frac{P_a}{T_K} \left(a_0 + a_1 T_C + a_2 T_C^2 + \left(\frac{P_a}{T_K} \right)^2 a_7 \right), \quad (48)$$

onde P_a é a pressão estática; a_0 , a_1 , a_2 e a_7 são coeficientes; T_K é a média da temperatura na entrada e na parede do duto (em Kelvin); T_C é a temperatura média na entrada e na parede do duto (em Celsius).

A massa específica do ar seco ρ_a é calculada como (RASMUSSEN, 1997):

$$\rho_a = \left(\frac{3,48349 + 1,44(0,000314 - 0,00004)}{1000} \right) \cdot \frac{P_a}{Z T_K}. \quad (49)$$

O calor específico do ar seco em $\frac{\text{cal}}{\text{g}\cdot\text{K}}$ é:

$$c_{p,a} = a_0 + a_1 T_K + a_2 T_K^2 + a_3 T_K^3. \quad (50)$$

Para converter para $\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$:

$$c_{p,a} \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \right] = c_{p,a} \left[\frac{\text{cal}}{\text{g}\cdot\text{K}} \right] \cdot 4184. \quad (51)$$

A viscosidade do ar seco, representada por μ_a , é dada por:

$$\mu_a = (a_0 + a_1 T_K + a_2 T_K^2) \cdot 10^{-8}. \quad (52)$$

A condutividade térmica k em $\frac{\text{cal}}{\text{g}\cdot\text{K}}$ é dada por:

$$k = (a_0 + a_1 T_K + a_2 T_K^2) \cdot 10^{-8}. \quad (53)$$

A condutividade térmica k em $\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ é dada por:

$$k \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}} \right] = k \left[\frac{\text{cal}}{\text{g}\cdot\text{K}} \right] \cdot 4184. \quad (54)$$

O número de Prandtl (Pr) é dado por:

$$Pr = \frac{c_{p,a} \cdot \mu_a}{k}. \quad (55)$$

A equação de Blasius para o fator de atrito f_f de acordo (BEJAN, 2013):

$$f_f = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}. \quad (56)$$

O número de Nusselt (Nu) conforme (BEJAN, 2013) é dado por:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f_f}{2}\right) (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f_f}{2}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}. \quad (57)$$

A entalpia na entrada do duto (h_{in}) é dada por:

$$h_{in} = c_{p,a_{in}} \cdot T_{in}, \quad (58)$$

onde $c_{p,a_{in}}$ é o calor específico do ar seco na entrada.

A entalpia na saída do duto (h_{out}) é dada por:

$$h_{out} = c_{p,a_{out}} \cdot T_{out}, \quad (59)$$

onde $c_{p,a_{out}}$ é o calor específico do ar seco na saída do duto.

3.1.7 Equações para temperatura de TCSA sem MMF e com Umidade

Para o ar úmido, foi utilizada a equação para encontrar a pressão de saturação do vapor d'água (P_{sv}) conforme (RASMUSSEN, 1997):

$$P_{sv} = e^{a_0 \cdot T_K^2 + a_1 \cdot T_K + a_2 + a_3 \cdot T_K^{-1}}. \quad (60)$$

O fator de realce (f) é definido por:

$$f = a_0 + a_1 P_a + a_2 T_C^2. \quad (61)$$

A fração molar de vapor d'água no ar (x_v) é dada por:

$$x_v = \left(\frac{\phi}{100}\right) \cdot \frac{P_{sv}}{f}. \quad (62)$$

A equação para o fator de compressibilidade (Z) é:

$$Z = 1 - \frac{P_a}{T_K} (a_0 + a_1 T_C + a_2 T_C^2 + (a_3 + a_4 T_C) x_v + (a_5 + a_6 T_C) x_v^2) + \left(\frac{P_a}{T_K}\right)^2 (a_7 + a_8 x_v^2). \quad (63)$$

A massa específica do ar úmido ($\rho_{h,a}$) é dada por:

$$\rho_{h,a} = \left(\frac{3,48349 + 1,44(0,000314 - 0,00004)}{1000} \right) \cdot \frac{P_a}{Z \cdot T_K} \cdot (1 - 0,378 \cdot x_v). \quad (64)$$

A equação para o calor específico do ar úmido $c_{p,ha}$ em $\frac{\text{cal}}{\text{g} \cdot \text{K}}$ é:

$$c_{p,ha} = a_0 + a_1 \cdot T_K + a_2 \cdot T_K^2 + a_3 \cdot T_K^3 + (a_4 + a_5 \cdot T_K + a_6 \cdot T_K^2) x_v + (a_7 + a_8 \cdot T_K + a_9 \cdot T_K^2) x_v^2. \quad (65)$$

Para converter $c_{p,ha}$ para $\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$, utiliza-se:

$$c_{p,ha} \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] = c_{p,ha} \left[\frac{\text{cal}}{\text{g} \cdot \text{K}} \right] \cdot 4184. \quad (66)$$

A vazão mássica do ar úmido ($m_{h,a}$) é dada por:

$$m_{h,a} = \rho_{h,a} \cdot v \cdot A. \quad (67)$$

A viscosidade do ar úmido ($\mu_{h,a}$) é dada por:

$$\mu_{h,a} = \frac{a_0 + a_1 T_K + (a_2 + a_3 T_K) x_v + a_4 T_K^2 + a_5 x_v^2}{10^8}. \quad (68)$$

A condutividade térmica k em $\frac{\text{cal}}{\text{g} \cdot \text{K}}$ é dada por:

$$k = (a_0 + a_1 T_K + a_2 T_K^2 + (a_3 + a_4 T_K) x_v) \cdot 10^{-8}. \quad (69)$$

Para expressar k em $\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$, tem-se:

$$k \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] = k \left[\frac{\text{cal}}{\text{g} \cdot \text{K}} \right] \cdot 4184. \quad (70)$$

O número de Prandtl (Pr) é:

$$Pr = \frac{c_{p,ha} \cdot \mu_{h,a}}{k}. \quad (71)$$

O número de Nusselt (Nu) é:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7\left(\frac{f}{2}\right)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}. \quad (72)$$

A entalpia do ar úmido na entrada do duto (h_{in}) é dada por:

$$h_{in} = c_{p,ha_{in}} \cdot T_{in}, \quad (73)$$

onde $c_{p,ha_{in}}$ é o calor específico do ar úmido na entrada.

A entalpia do ar úmido na saída do duto (h_{out}) é dada por:

$$h_{\text{out}} = c_{p,h} a_{\text{out}} \cdot T_{\text{out}} \quad (74)$$

onde $c_{p,h} a_{\text{out}}$ é o calor específico do ar úmido na saída do duto.

3.1.8 Potencial térmico e erro percentual absoluto médio

O Potencial Térmico (PT) representa a diferença entre as temperaturas do ar na saída e na entrada do dispositivo TCSA. Essa diferença pode ser calculada utilizando médias diárias, mensais ou anuais, conforme apresentado por (BRUM et al., 2019). A expressão para o cálculo do PT é dada por:

$$PT = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n [T_i^s(t) - T_i^e(t)]. \quad (75)$$

Nessa equação, $T_i^s(t)$ e $T_i^e(t)$ correspondem, respectivamente, às temperaturas do ar na saída e na entrada do sistema TCSA, avaliadas em um dado instante de tempo t , para um total de n medições.

De acordo com a Equação (75): se $T_i^s(t) > T_i^e(t)$, o PT é positivo, indicando um efeito de aquecimento. Se $T_i^s(t) < T_i^e(t)$, o PT é negativo, caracterizando um efeito de resfriamento, e se $T_i^s(t) = T_i^e(t)$, não há diferença de temperatura, ou seja, nenhum ganho ou perda térmica.

Para a avaliação estatística do desempenho do modelo, utilizou-se o Erro Percentual Absoluto Médio (MAPE) como um dos principais indicadores. Conforme Rodrigues et al. (2022), o MAPE quantifica o grau de concordância entre variáveis paresadas, expressando em termos percentuais a precisão das estimativas em relação aos valores observados. Dessa forma, o MAPE permite uma análise intuitiva do erro relativo, facilitando a comparação entre diferentes conjuntos de dados.

O MAPE é definido pela expressão matemática

$$MAPE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{p_i - o_i}{o_i} \right| \times 100, \quad (76)$$

onde p_i é o valor previsto, o_i é o valor observado, e n corresponde ao número total de observações analisadas.

O resultado do MAPE é apresentado em porcentagem, o que facilita sua interpretação em termos relativos. Valores menores de MAPE indicam maior precisão nas estimativas, enquanto valores mais elevados indicam maior discrepância entre os valores previstos e observados. Segundo Makridakis; Wheelwright; Hyndman (1998) considera valores inferiores a 10% como indicativos de alta precisão, entre 10% e 20% como boa precisão, entre 20% e 50% como razoável, e acima de 50% como indicativo

de baixa confiabilidade.

3.1.9 Propriedades termofísicas dos materiais usados para estudo do caso

A validação e a verificação do modelo computacional de TCSA-MMF proposto neste estudo, conforme ilustrado nas Figuras 11 e 13, basearam-se em dados experimentais obtidos em uma instalação localizada em Chongqing, China, construída por Zhou et al. (2018). Para a validação, foram utilizados os dados experimentais fornecidos por esse estudo. A verificação complementar consistiu na comparação entre os resultados da simulação desenvolvida neste trabalho e os valores numéricos obtidos nos modelos de Zhou et al. (2018) e Vielma et al. (2024).

As propriedades termofísicas do ar, da areia úmida e do MMF empregadas na validação e verificação são idênticas às utilizadas no experimento Zhou et al. (2018), conforme apresentado na Tabela 4. Ressalta-se que o MMF utilizado nesse caso é um material compósito constituído por uma mistura de ácido cáprico e ácido palmítico com grafite expandido (CA-PA/EG).

Tabela 4 – Propriedades termofísicas dos materiais usados na validação e verificação do TCSA-MMF.

Material	ρ (kg/m ³)	k (W/m·K)	c_p (J/kg·K)	μ (kg/(m·s))
Ar	1,165	0,0267	1005	$1,9 \times 10^{-5}$
Solo	1800	1,1	860	—
CA-PA/EG	904,5	5,43 / 3,26	1750	—

Fonte: Zhou et al. (2018)

No estudo de caso referente à cidade de Pelotas-RS, adotaram-se as propriedades termofísicas do solo conforme apresentadas por Nóbrega (2020). Embora o trabalho de Nóbrega (2020) considere diferentes camadas de solo, optou-se por não alterar o modelo computacional utilizado, uma vez que o domínio representado na Figura 4 é adaptável a um solo homogêneo. Além disso, observou-se que as propriedades térmicas da areia e da argila apresentam valores semelhantes. Por esse motivo, para fins de simplificação, assumiu-se a argila como um único tipo de solo, conforme apresentado na Tabela 5.

Tabela 5 – Propriedades termofísicas dos materiais usados para cidade de Pelotas-RS.

Material	ρ (kg/m ³)	k (W/m·K)	c_p (J/kg·K)	μ (kg/(m·s))
Solo (argila)	1600	0,25	890	—
Ar	1,160	0,0242	1010	$1,798 \times 10^{-5}$
BioPCM Q20	1400	2,5	3422	—

Fonte: Vaz et al. (2011); Nóbrega (2020)

No estudo de caso realizado para a cidade de Viamão-RS, as propriedades termofísicas adotadas para o solo e para o ar foram as mesmas utilizadas por Vaz et al. (2011), conforme apresentadas na Tabela 6. Para o MMF, optou-se pelo uso do produto comercial BioPCM Q20, fornecido pela empresa Phase Change Energy Solutions. A escolha desse material se deve ao fato de ele ser biodegradável, não tóxico, não corrosivo e apresentar estabilidade química e térmica. Além disso, o BioPCM Q20 possui alta capacidade de armazenamento térmico e condutividade térmica superior à de outros MMFs disponíveis no mercado (PHASE CHANGE ENERGY SOLUTIONS, 2022).

Segundo Campbell; Sailor (2011), o BioPCM Q20 é derivado de óleos vegetais refinados, como óleo de soja e óleo de palma.

Tabela 6 – Propriedades termofísicas dos materiais usados para cidade de Viamão-RS.

Material	ρ (kg/m ³)	k (W/m·K)	c_p (J/kg·K)	μ (kg/(m·s))
Solo	1800	2,1	1780	—
Ar	1,160	0,0242	1010	$1,798 \times 10^{-5}$
BioPCM Q20	1400	2,5	3422	—

Fonte: Vaz et al. (2011)

Para determinar a equação da capacidade térmica equivalente do BioPCM Q20, é necessário conhecer as temperaturas características do processo de mudança de fase: a temperatura inicial extrapolada (T_1), a temperatura de pico (T_{pico}) e a temperatura final extrapolada (T_2). Com base na metodologia proposta por Vielma (2021) e utilizando o termograma DSC disponibilizado na folha de dados técnicos do BioPCM Q20 Phase Change Energy Solutions (2022), foram estimados os seguintes valores: $T_1 = 17,90^\circ\text{C}$, $T_{\text{pico}} = 20,26^\circ\text{C}$ e $T_2 = 22,62^\circ\text{C}$.

O calor específico nas fases sólida e líquida foi assumido como constante, com valor de $c_{p1} = c_{p2} = 3422 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$. Já o calor específico equivalente na temperatura de pico é estimado por:

$$c_{\text{eq}} = \frac{2L}{T_2 - T_1} + c_{p1}. \quad (77)$$

Assumindo um calor latente de fusão $L = 250000 \text{ J/kg}$ (PHASE CHANGE ENERGY SOLUTIONS, 2022), obtém-se $c_{\text{eq}} = 109354,2 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$.

A Figura 7 apresenta a curva do calor específico equivalente obtida para o BioPCM Q20.

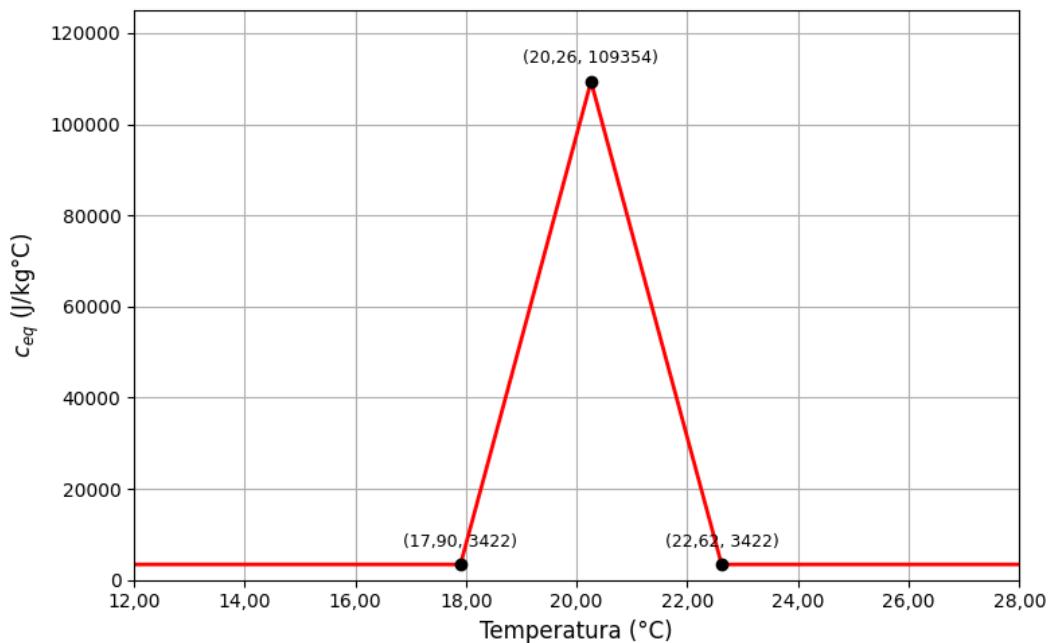


Figura 7 – Representação gráfica do calor específico equivalente do BioPCM Q20.

Fonte: Autor, 2025.

4 RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos a partir da aplicação de dois modelos utilizados para a estimativa da temperatura do TCSA. Para o solo, foi desenvolvido um modelo numérico 2D por meio de simulações computacionais no software ANSYS Fluent. Já a modelagem analítica, descrita na Equação (39), baseia-se na solução unidimensional da equação de condução de calor com condição periódica na superfície, tendo sido implementada em linguagem Python.

Uma primeira verificação e validação foram realizadas sem a utilização de MMF, sendo os resultados comparados com os trabalhos de Brum et al. (2012), Vielma et al. (2024) e Rodrigues et al. (2022). Esses estudos utilizaram dados climáticos da cidade de Viamão, RS, onde foram obtidos dados experimentais conforme descrito por Vaz et al. (2014).

Uma segunda validação e verificação foi feita de acordo com o trabalho de Zhou et al. (2018), permitindo a comparação entre os resultados obtidos e os dados experimentais disponíveis na literatura, a fim de avaliar a consistência da formulação proposta.

Na sequência, conduziu-se um estudo de caso para as cidades de Pelotas-RS e Viamão-RS, empregando dados climáticos anuais de 2024 fornecidos pelo INMET (EMBRAPA, 2025; VAZ et al., 2011).

Além disso, os resultados foram avaliados para cenários com e sem a presença de MMF no sistema, com o objetivo de quantificar o impacto dessa tecnologia na eficiência térmica do TCSA ao longo do tempo.

4.1 Verificação e Validação do Modelo TCSA sem MMF

A verificação e validação do modelo computacional desenvolvido neste trabalho foram realizadas com o objetivo de assegurar tanto a correta implementação numérica quanto a capacidade preditiva do modelo frente a dados disponíveis na literatura.

A verificação visa assegurar a coerência dos resultados, por meio da correta implementação das equações de transporte de calor e dos algoritmos numéricos. Para

isso, considerou-se um sistema sem a presença de MMF, com simulação ao longo de um ano completo (365 dias).

A Figura 4 apresenta a geometria bidimensional do solo adotada na simulação, baseada em Brum et al. (2013). As dimensões geométricas e parâmetros operacionais considerados neste caso estão apresentados na Tabela 1, correspondente ao modelo TCSA sem MMF.

As propriedades termofísicas dos materiais utilizados são apresentadas na Tabela 6. As condições de contorno adotadas foram adiabáticas nas laterais e na base do domínio, enquanto a superfície superior foi submetida a uma condição de temperatura variável, correspondente à temperatura do solo de Viamão ao longo do ano.

A Figura 8 apresenta a comparação entre as temperaturas de saída do ar obtidas no presente estudo e os resultados numéricos disponíveis na literatura, conforme Vielma et al. (2024), Brum et al. (2012) e Rodrigues et al. (2022). Além disso, também é exibida a temperatura de entrada no TCSA como referência.

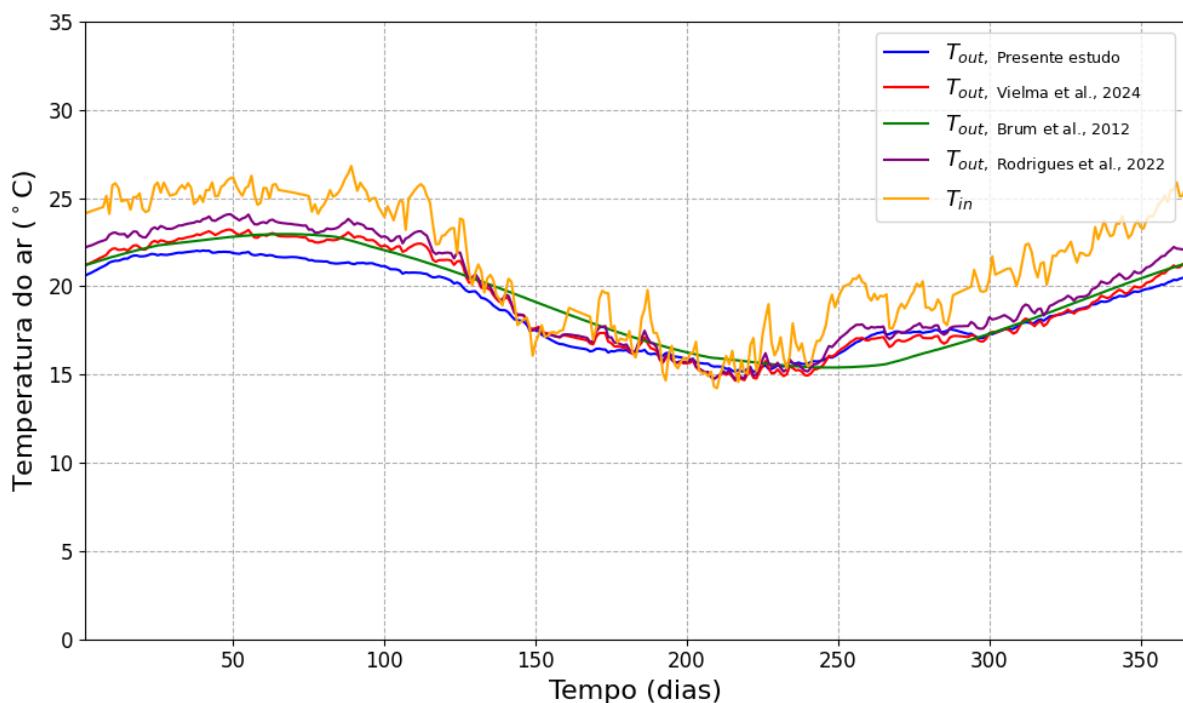


Figura 8 – Comparação da temperatura na saída do TCSA sem MMF ao longo de um ano (verificação).

Fonte: Autor, 2025.

Na Figura 8, a curva azul representa a temperatura de saída do ar obtida neste estudo. As curvas vermelha, verde e roxa correspondem, respectivamente, aos dados reportados por Vielma et al. (2024), Brum et al. (2012) e Rodrigues et al. (2022), enquanto a curva laranja indica a temperatura de entrada do ar no sistema. Esta última serve como referência para avaliar o desempenho térmico do solo ao longo do

ano.

Observa-se que todas as curvas de temperatura de saída apresentam significativa atenuação das oscilações térmicas sazonais em relação à temperatura de entrada, evidenciando a capacidade do solo em estabilizar as variações térmicas. A boa concordância entre os resultados deste estudo e os dados da literatura evidencia a consistência do modelo desenvolvido para a condição sem MMF.

A Tabela 7 apresenta os valores de MAPE, utilizados para quantificar a diferença entre os resultados obtidos e os dados comparativos. Os resultados obtidos foram comparados com os estudos de Vielma et al. (2024), Brum et al. (2012) e Rodrigues et al. (2022), apresentando valores de MAPE de 2,875%, 4,245% e 4,663%, respectivamente.

Tabela 7 – Comparação do MAPE do TCSA sem MMF (verificação)

Comparação de Modelos	MAPE (%)
Presente estudo vs Vielma et al. (2024)	2,875
Presente estudo vs Brum et al. (2012)	4,245
Presente estudo vs Rodrigues et al. (2022)	4,663

Fonte: Autor, 2025.

Os resultados confirmam o bom desempenho do modelo na predição da temperatura de saída do ar no sistema TCSA sem MMF, com erros inferiores a 5% em todas as comparações, o que valida sua implementação computacional.

A validação do modelo computacional foi conduzida com o objetivo de avaliar sua capacidade preditiva frente a dados experimentais extraídos da literatura. Para isso, foram mantidas as mesmas propriedades termofísicas dos materiais, condições de contorno e período de simulação utilizados na etapa de verificação, a fim de assegurar a consistência das análises.

A Figura 9 apresenta a comparação entre a temperatura de saída do ar obtida no presente estudo e os dados fornecidos por Vaz et al. (2011), considerados como referência experimental para o sistema TCSA sem MMF. A simulação abrange um ano completo (365 dias), com o sistema operando na cidade de Viamão-RS, e utiliza como temperatura de entrada a condição atmosférica externa medida diariamente ao longo do ano.

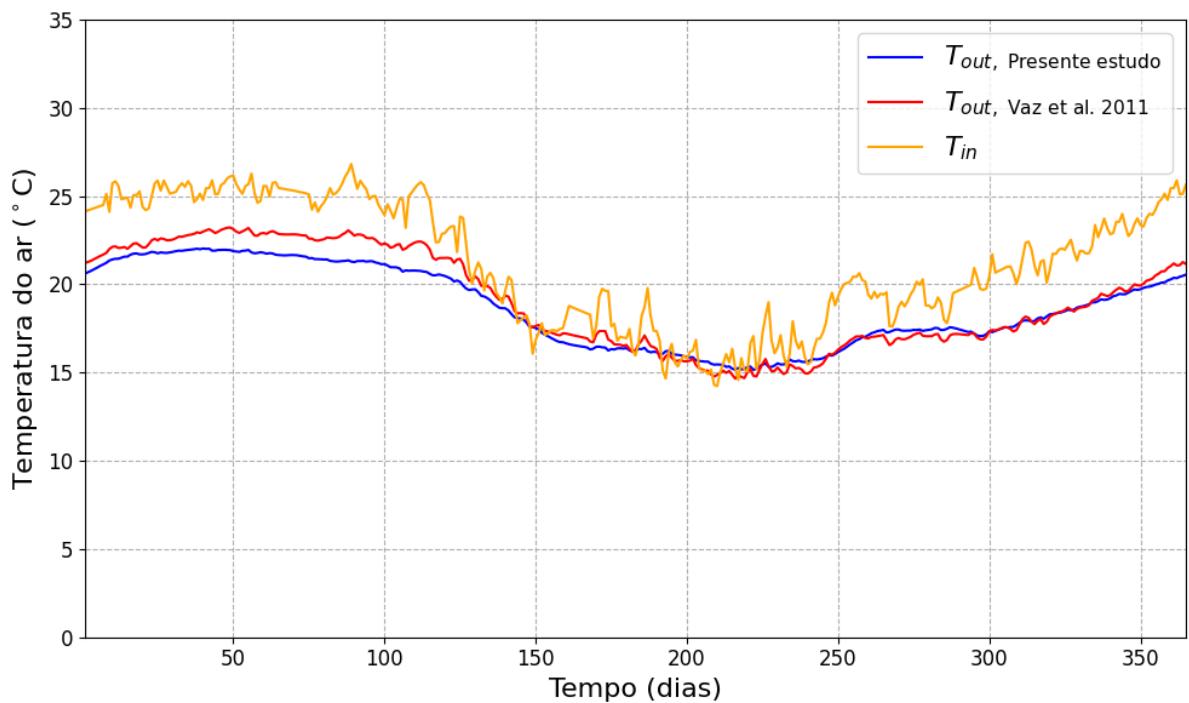


Figura 9 – Comparação da temperatura na saída do TCSA sem MMF ao longo de um ano (validação).

Fonte: Autor, 2025.

Na Figura 9, observa-se que a curva azul representa os resultados numéricos obtidos neste trabalho, enquanto a curva vermelha corresponde aos dados reportados por Vaz et al. (2011). A curva laranja indica a temperatura de entrada do ar , que é utilizada como referência para avaliar a atenuação térmica proporcionada pelo solo. Nota-se que ambos os conjuntos de dados para apresentam padrões sazonais semelhantes, com significativa atenuação das oscilações térmicas em relação à condição de entrada, evidenciando o papel do solo como regulador térmico.

A Tabela 8 apresenta o valor do MAPE, utilizado como métrica para quantificar a diferença entre os dados simulados e experimentais. O valor de MAPE obtido foi de 11,460%, o que está dentro de uma faixa aceitável para validação de modelos numéricos em sistemas térmicos complexos.

Tabela 8 – Comparação do MAPE do TCSA sem MMF (validação)

Comparação de Modelos	MAPE (%)
Presente estudo vs Vaz et al. (2011)	11,460

Fonte: Autor, 2025.

Dessa forma, os resultados da validação demonstram que o modelo computacional desenvolvido é capaz de representar adequadamente o comportamento térmico

do sistema TCSA sem MMF, inclusive em comparação com dados experimentais, reforçando sua confiabilidade para futuras análises envolvendo a introdução de materiais de mudança de fase.

A Figura 10 apresenta a comparação entre os perfis de temperatura de saída do ar (TCSA), obtidos por meio da Equação (39), utilizando as Equações (48) a (74) (Seções 3.1.6 e 3.1.7). A curva em azul representa a TCSA calculada sem considerar a umidade do ar, enquanto a curva em vermelho corresponde à TCSA com a consideração da umidade.

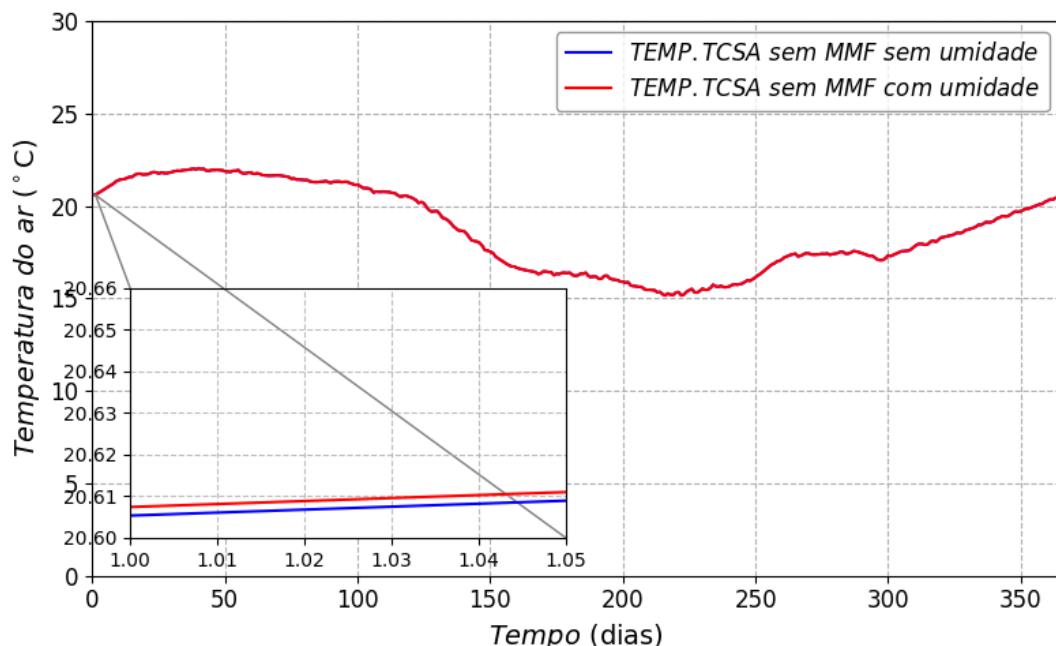


Figura 10 – Comparação da temperatura de TCSA sem MMF com e sem umidade ao longo do ano

Fonte: Autor, 2025.

A análise indica que ambas as curvas apresentam comportamentos semelhantes ao longo do ano, com pequenas variações pontuais. A DR , calculada conforme a Equação (47), é de aproximadamente 0,00486. Esse valor indica que a influência da umidade na temperatura do ar, neste caso específico, é pequena, mas não desprezível.

4.2 Validação e Verificação do Modelo Numérico de TCSA-MMF

A avaliação da confiabilidade do modelo numérico desenvolvido neste trabalho foi realizada em duas etapas complementares: a validação com dados experimentais disponíveis na literatura e a verificação da implementação computacional do modelo.

A validação do modelo computacional de TCSA-MMF foi realizada com base nos

dados experimentais do estudo conduzido na cidade de Chongqing, China, conforme descrito por Zhou et al. (2018), e também por meio da comparação com os resultados numéricos obtidos por (VIELMA et al., 2024).

As características geométricas e operacionais utilizadas na simulação de validação são apresentadas na Tabela 2, correspondentes ao modelo descrito por Zhou et al. (2018). A simulação foi realizada para um período de $t = 30$ h, conforme ilustrado na Figura 11.



Figura 11 – Geometria do solo do modelo TCSA-MMF para validação

Fonte: Autor, 2025.

As propriedades termofísicas do ar, areia úmida e MMF utilizadas seguem as mesmas especificadas em Zhou et al. (2018), conforme detalhado na Tabela 4. A velocidade de entrada do ar foi definida como $u = 2,02$ m/s, e as condições térmicas na entrada do duto e na superfície superior foram obtidas a partir da digitalização de gráficos experimentais apresentados por Zhou et al. (2018). As demais fronteiras foram assumidas adiabáticas.

A Figura 12 apresenta a variação da temperatura na entrada e na saída do sistema ao longo do tempo. A curva verde representa os dados experimentais de entrada, e a curva azul, os dados experimentais de saída. As curvas laranja e vermelha representam, respectivamente, os resultados numéricos de Vielma et al. (2024) e do presente estudo. Observa-se boa concordância entre os dados simulados e experimentais.

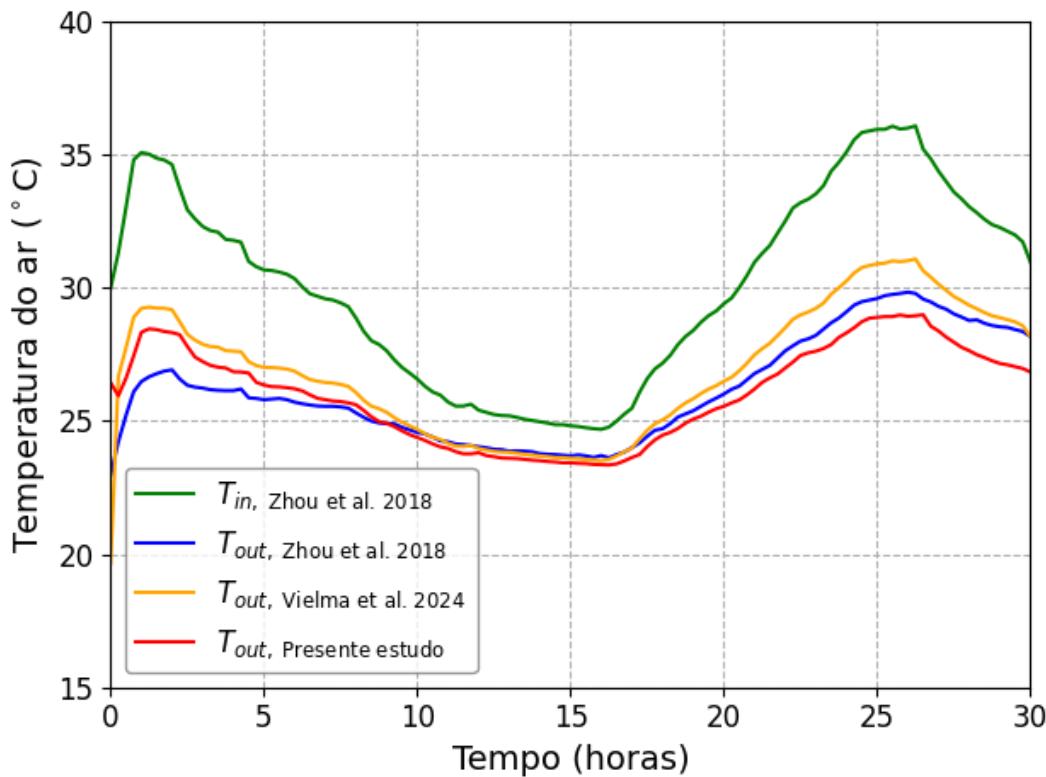


Figura 12 – Comparação da temperatura entrada e saída do TCSA-MMF

Fonte: Autor, 2025.

Para quantificar o erro entre os diferentes modelos, foi calculado o erro médio absoluto percentual (MAPE), conforme a Equação (76). Os resultados são apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 – Comparação do MAPE entre diferentes modelos (validação)

Comparação de Modelos	MAPE (%)
Presente estudo vs Zhou et al. (2018)	2,475
Presente estudo vs Vielma et al. (2024)	3,451
Zhou et al. (2018) vs Vielma et al. (2024)	2,995

Fonte: Autor, 2025.

Já a verificação do modelo teve como objetivo assegurar a correta implementação das equações governantes e algoritmos numéricos. A geometria utilizada encontra-se na Figura 13, com os seguintes parâmetros: $L = 25\text{ m}$, $h = 10\text{ m}$, $h_{MMF} = 1,5\text{ m}$, $D = 0,3\text{ m}$, $e = 0,2\text{ m}$, $u = 2\text{ m/s}$ e temperatura de entrada $T_i = 27,22^\circ\text{C}$, com um período de simulação de 31 dias.



Figura 13 – Geometria do solo do modelo TCSA-MMF para verificação

Fonte: Autor, 2025.

As condições de contorno adotadas foram: fronteiras laterais adiabáticas, temperatura média anual do solo a 10 m de profundidade igual a $T_b = 19,66^{\circ}\text{C}$ e temperatura da superfície do solo baseada nos dados de Zhou et al. (2018).

A análise foi dividida em duas etapas: a etapa 1 (dias 0 a 15,5) e a etapa 2 (dias 15,5 a 31), sendo esta última considerada para análise, conforme ilustrado na Figura 14.

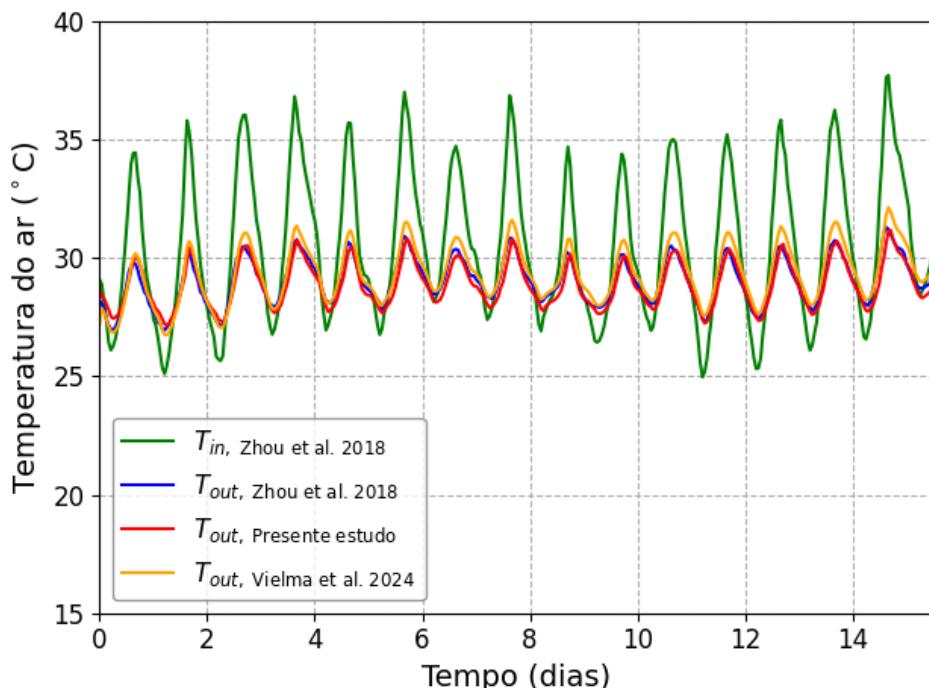


Figura 14 – Verificação do modelo TCSA-MMF

Fonte: Autor, 2025.

A curva verde mostra a temperatura na entrada, enquanto as curvas azul, vermelha e laranja representam, respectivamente, os dados de saída de Zhou et al. (2018), da presente simulação e de (VIELMA et al., 2024). As curvas apresentam comportamento semelhante, o que indica consistência entre os resultados simulados e os dados de referência.

A Tabela 10 apresenta os valores de MAPE obtidos entre as diferentes comparações numéricas.

Tabela 10 – Comparação do MAPE entre diferentes modelos (verificação)

Comparação de Modelos	MAPE (%)
Presente estudo vs Zhou et al. (2018)	0,930
Presente estudo vs Vielma et al. (2024)	1,730
Zhou et al. (2018) vs Vielma et al. (2024)	1,116

Fonte: Autor, 2025.

Os baixos valores de MAPE obtidos tanto na validação quanto na verificação confirmam a robustez do modelo numérico proposto e sua capacidade de representar adequadamente o comportamento térmico do sistema TCSA-MMF.

4.3 Estudo de caso

Com o objetivo de avaliar a eficácia do sistema TCSA com MMF, foi desenvolvido um estudo de caso com base no trabalho de Vielma et al. (2022), que simulou numericamente o desempenho térmico de um TCSA-MMF para a cidade de Viamão, RS. O modelo tridimensionalde Vielma et al. (2022) foi implementado no software ANSYS Fluent e adaptado às condições climáticas e geotécnicas da localidade. Para esse trabalho, foi feito um estudo de caso para cidade de Pelotas-RS e Viamão-RS. A geometria computacional do domínio utilizada no presente estudo é apresentada na Figura 4.

A simulação, realizada em duas dimensões (2D), considerou quatro comprimentos de duto distintos, uma profundidade de 15 m para o domínio do solo e o duto enterrado a 1,60 m da superfície. O duto, com diâmetro de 0,11 m, foi circundado por uma camada anular de MMF com espessura de 5 cm, e uma velocidade de escoamento do ar de 3,3 m/s foi considerada. Também foi calculada a variação entre os valores obtidos com o sistema TCSA-MMF e o sistema TCSA, conforme demonstrado na Equação 78:

$$\text{Variação (\%)} = \left(\frac{|TCSA-MMF - TCSA|}{TCSA} \right) \times 100. \quad (78)$$

4.3.1 Cidade de Pelotas

A Figura 15 apresenta a evolução da temperatura do ar ao longo de um ano na cidade de Pelotas–RS, considerando a aplicação dos sistemas TCSA convencional e TCSA acoplado com Material com Mudança de Fase (TCSA-MMF) para o comprimento de duto de 25,77 m. Os dados de temperatura do ar ambiente foram utilizados como condição de contorno térmica na entrada do duto (curva em preto), conforme modelado na Equação (39), e representam a condição de contorno térmica na entrada da geometria simulada.

As simulações numéricas foram realizadas utilizando o software ANSYS Fluent, considerando um domínio bidimensional do solo. A superfície superior do solo foi submetida a uma condição de contorno do tipo temperatura prescrita, com base em dados experimentais diários de temperatura do solo fornecidos pelos boletins agrometeorológicos da Embrapa (2025). As demais fronteiras do solo, ou seja, as superfícies laterais e a base do domínio foram consideradas adiabáticas, assumindo-se ausência de fluxo de calor nessas fronteiras.

Para os casos com MMF, foi considerada uma região preenchida com o material de mudança de fase ao redor do duto enterrado, com propriedades térmicas específicas, descritas na Tabela 5.

As curvas azul e vermelha da Figura 15 representam as temperaturas de saída do ar nos sistemas TCSA-MMF e TCSA (caso 1), respectivamente. Observa-se que ambos os sistemas promovem uma redução significativa na amplitude das variações térmicas ao longo do tempo, com destaque para o desempenho superior do sistema com MMF. O sistema com MMF apresenta uma resposta térmica mais estável, atenuando picos e vales de temperatura ao longo do ano, efeito que é particularmente notável nos períodos de verão e inverno, quando a amplitude térmica da temperatura de entrada é mais elevada. Isso evidencia o papel do MMF na regulação térmica, funcionando como um amortecedor térmico passivo dentro do sistema.

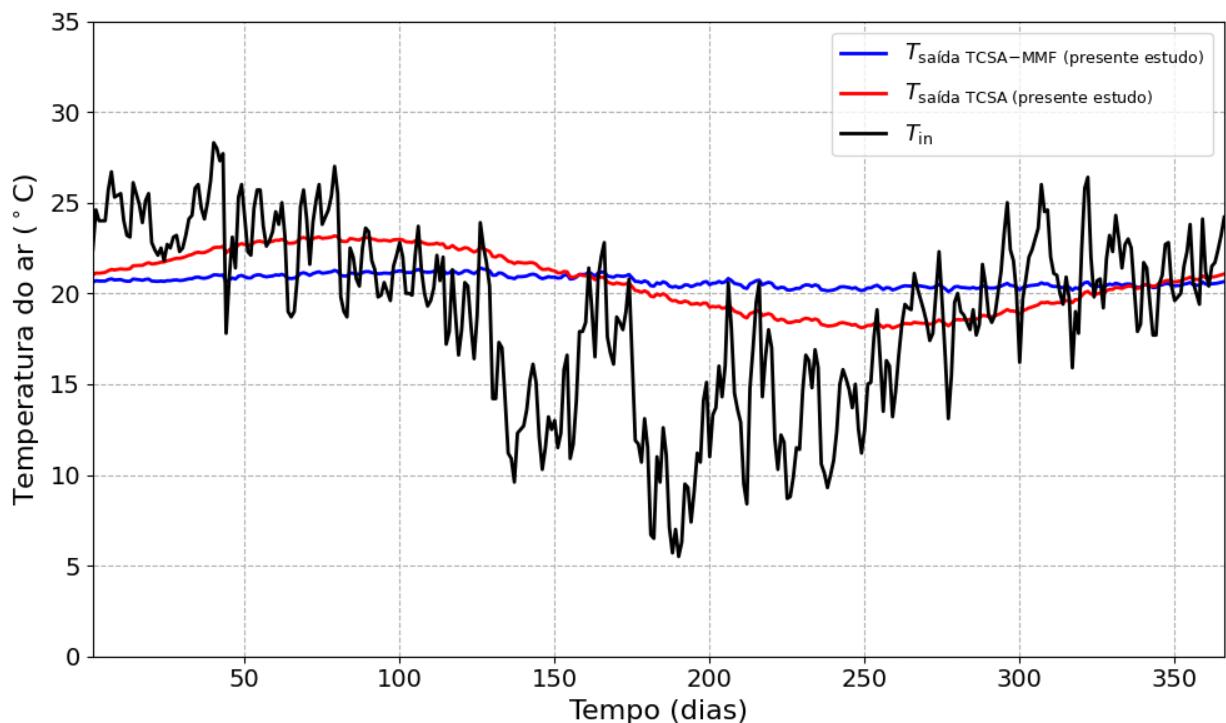


Figura 15 – Evolução da temperatura do ar: entrada e saída nos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Pelotas–RS, 25,77 m)

Fonte: Autor, 2025.

Foram analisados quatro comprimentos distintos do duto para avaliar o desempenho térmico do sistema TCSA-MMF em função dessa variável: $L = 25,77\text{ m}$ (Caso 1), $L = 20,62\text{ m}$ (Caso 2), $L = 15,46\text{ m}$ (Caso 3) e $L = 10,31\text{ m}$ (Caso 4), os quais correspondem aproximadamente a 100%, 80%, 60% e 40% do comprimento originalmente adotado por (BRUM et al., 2013).

As Figuras 16 e 19 apresentam a distribuição mensal do Potencial Térmico (PT) para os sistemas TCSA e TCSA-MMF em Pelotas, considerando os quatro comprimentos de duto avaliados. De forma geral, observa-se que ambos os sistemas apresentam maior desempenho nos meses mais frios (junho, julho e agosto) no modo de aquecimento, e nos meses mais quentes (janeiro, fevereiro e dezembro) no modo de resfriamento, o que era esperado devido às variações sazonais da temperatura do ar.

De maneira geral, observa-se que o método TCSA-MMF resulta em valores mais elevados de PT , indicando um maior número de dias com funcionamento térmico satisfatório. No entanto, há exceções notáveis, como nos meses de abril, maio e novembro, nos quais o sistema convencional (TCSA) apresentou um desempenho superior, com maior PT em todos os casos analisados.

Um aspecto relevante observado na Tabela 11, que apresenta o número de dias mensais de operação do sistema nos modos de resfriamento e aquecimento, é o comportamento no mês de outubro. Nesse período, o sistema TCSA sem MMF operou

durante 22 dias em modo de resfriamento e 9 dias em modo de aquecimento. Por outro lado, com a incorporação do MMF, o número de dias em resfriamento caiu para 11, enquanto os dias em aquecimento aumentaram para 20.

Tabela 11 – Número de dias de operação do sistema por mês para TCSA e TCSA-MMF (Pelotas-RS).

Mês	TCSA		TCSA-MMF	
	Resfriamento	Aquecimento	Resfriamento	Aquecimento
Janeiro	31	0	31	0
Fevereiro	23	6	28	1
Março	17	14	22	9
Abril	1	29	11	19
Maio	2	29	3	28
Junho	4	26	3	27
Julho	1	30	0	31
Agosto	2	29	0	31
Setembro	12	18	2	28
Outubro	22	9	11	20
Novembro	24	6	22	8
Dezembro	16	15	18	13

Fonte: Autor, 2025.

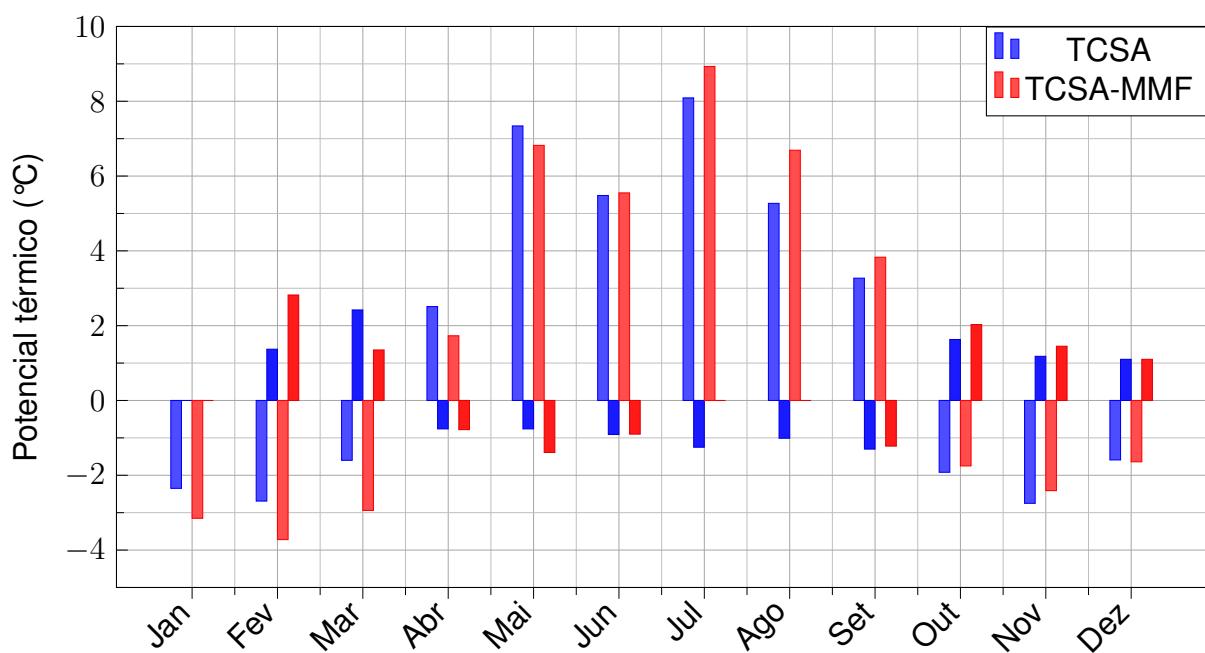


Figura 16 – Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 1, Pelotas-RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.

Fonte: Autor, 2025.

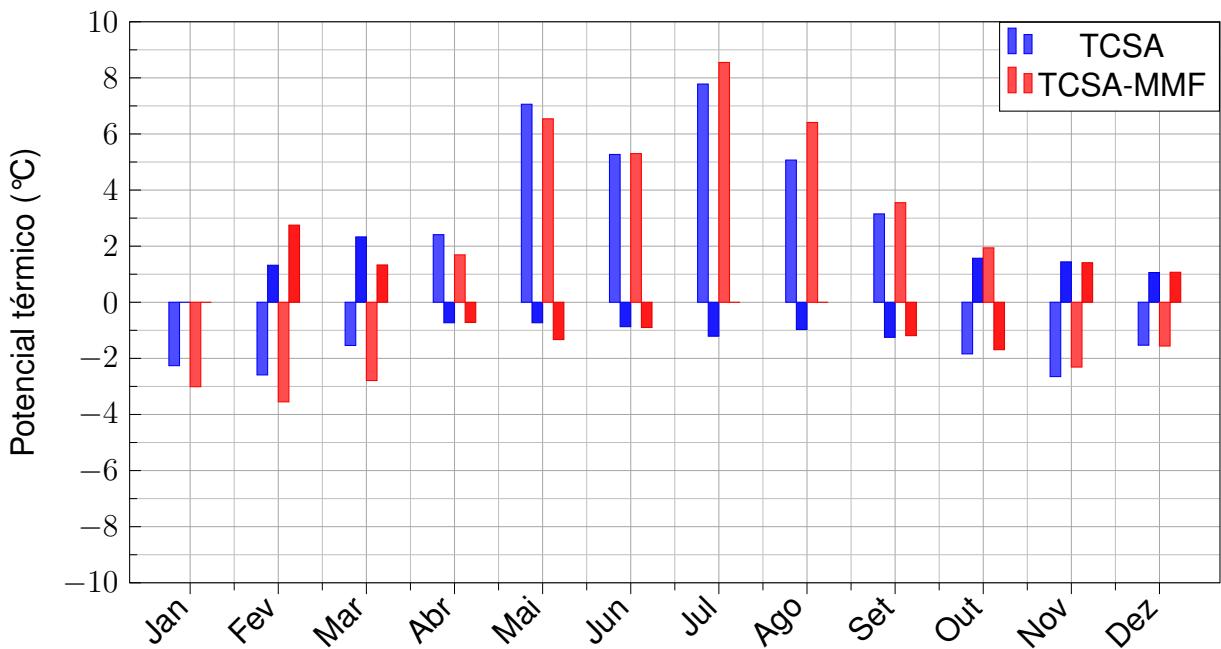


Figura 17 – Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 2, Pelotas–RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.

Fonte: Autor, 2025.

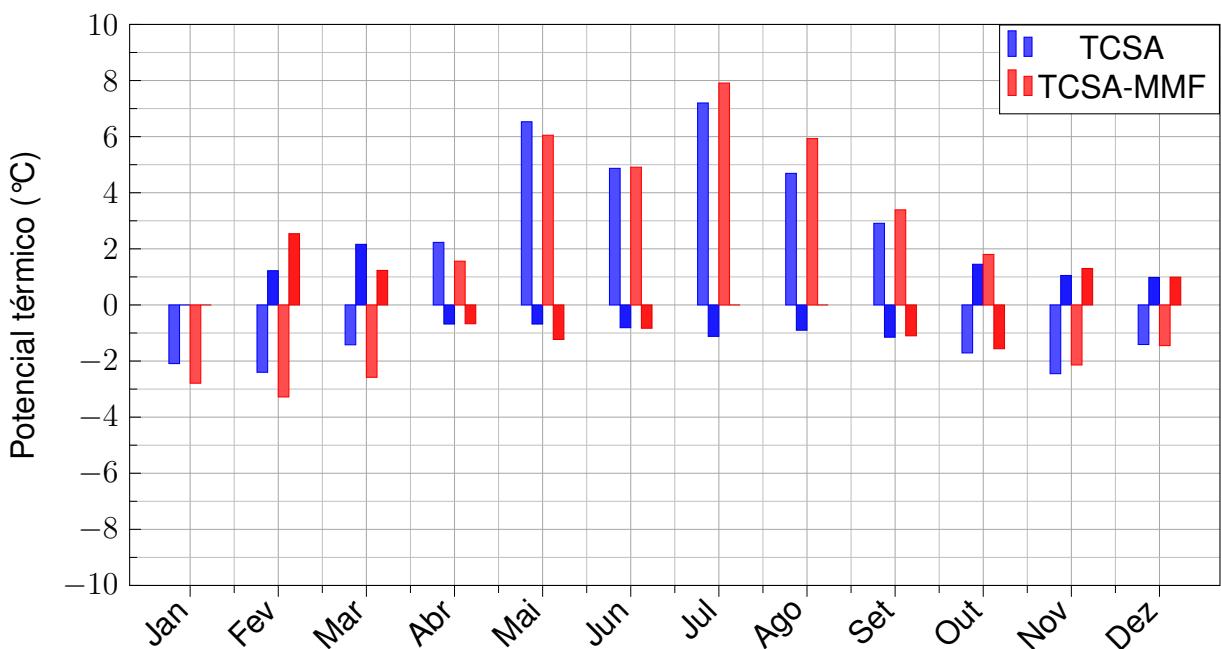


Figura 18 – Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 3, Pelotas–RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.

Fonte: Autor, 2025.

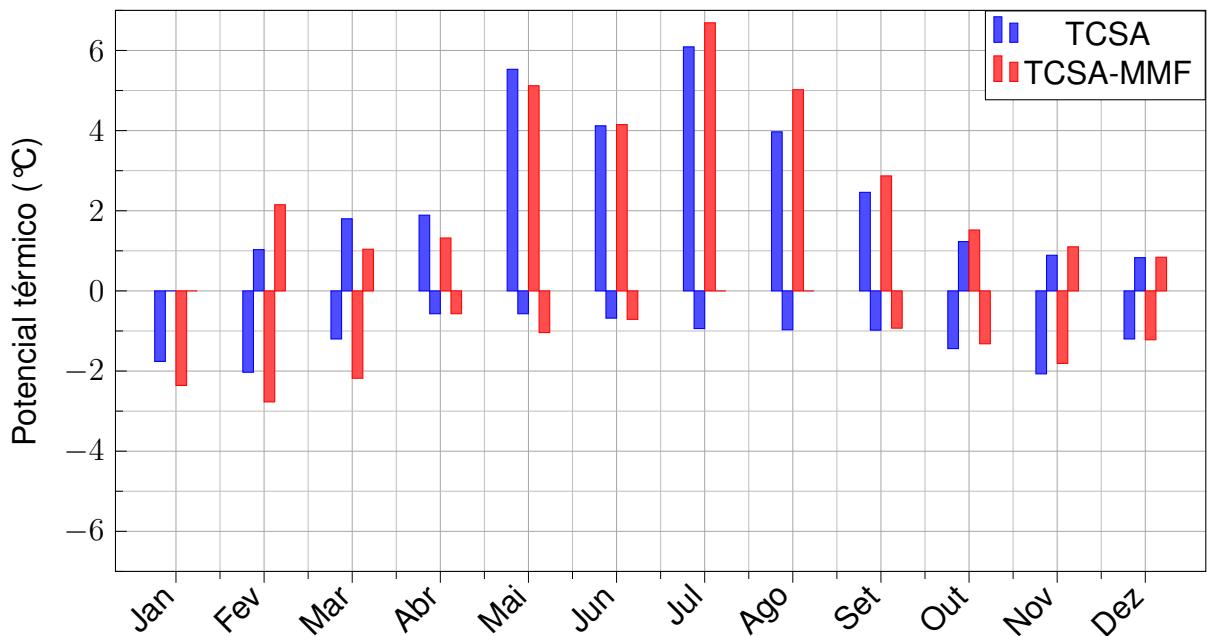


Figura 19 – Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 4, Pelotas–RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.

Fonte: Autor, 2025.

A Figura 20 apresenta os valores do PT nos meses representativos de temperaturas extremas, conforme definidos pela Equação (75). Foram selecionados dois meses mais frios (julho e maio) e dois mais quentes (novembro e fevereiro), permitindo uma comparação direta entre os métodos TCSA e TCSA-MMF para os quatro casos simulados na cidade de Pelotas–RS.

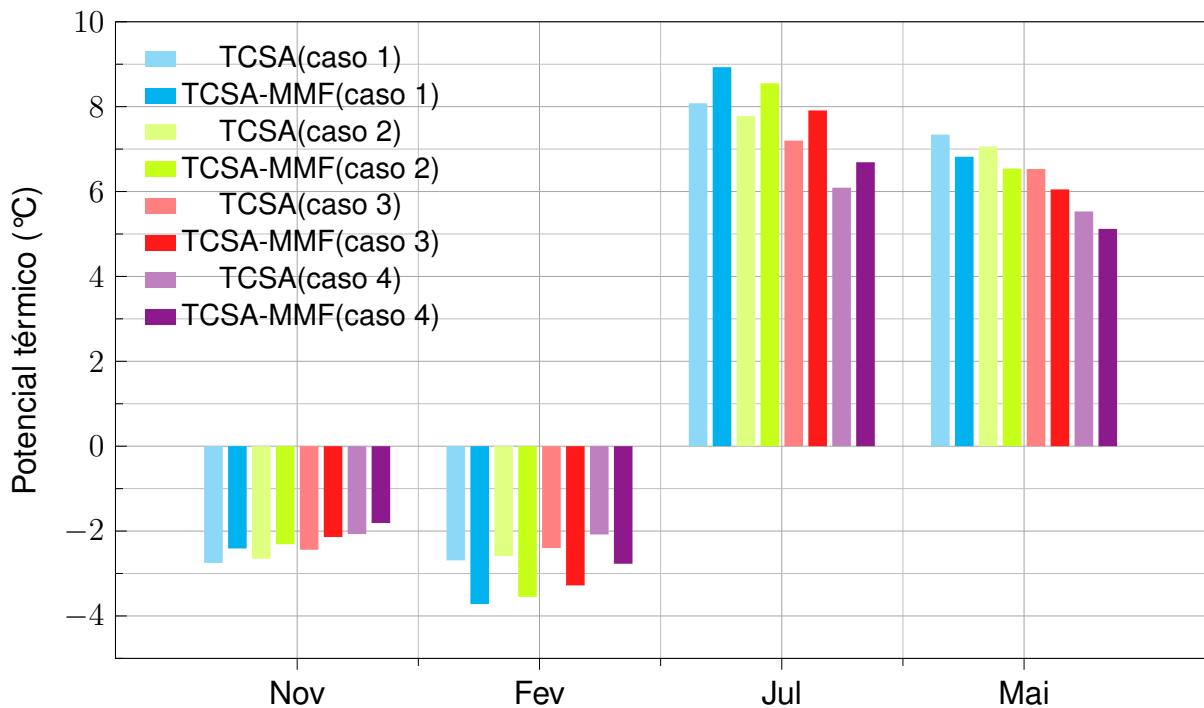


Figura 20 – Potencial térmico nos meses mais quentes e mais frios do ano para os quatro casos simulados em Pelotas–RS.

Fonte: Autor, 2025.

A Tabela 12 apresenta os resultados do *PT* para os meses de novembro e fevereiro (meses frios), bem como para julho e maio (meses quentes), conforme simulações realizadas para Pelotas–RS. A seleção desses meses permite avaliar o desempenho dos métodos TCSA e TCSA-MMF em condições térmicas extremas.

Tabela 12 – Potencial térmico nos meses mais quentes e mais frios do ano (Pelotas–RS).

Caso	Nov			Fev			Jul			Mai		
	TCSA	TCSA-MMF	Var. (%)	TCSA	TCSA-MMF	Var. (%)	TCSA	TCSA-MMF	Var. (%)	TCSA	TCSA-MMF	Var. (%)
1	-2,75	-2,41	12,36	-2,69	-3,72	38,29	8,08	8,93	10,51	7,34	6,82	7,09
2	-2,65	-2,31	12,83	-2,59	-3,55	37,07	7,78	8,55	9,89	7,06	6,54	7,36
3	-2,44	-2,14	12,30	-2,40	-3,28	36,67	7,20	7,91	9,86	6,53	6,05	7,35
4	-2,07	-1,81	12,56	-2,08	-2,77	33,17	6,09	6,69	9,85	5,53	5,12	7,42

Fonte: Autor, 2025.

A Tabela 12 evidencia que, no modo de resfriamento, a incorporação do MMF ao TCSA resultou em um aumento percentual significativo no mês de fevereiro, com variações de 38,29% (Caso 1), 37,07% (Caso 2), 36,67% (Caso 3) e 33,17% (Caso 4). Observa-se que, no mês de novembro, ocorrem dias mais amenos, nos quais a diferença entre as temperaturas do solo e do ar é menor. Além disso, há dias em que o TCSA aquece o ambiente e outros em que ele o resfria, o que resultou em uma diminuição do *PT*, ao se inserir o MMF e calcular a média mensal.

Durante o mês de julho, o de 10,51% (Caso 1), 9,89% (Caso 2), 9,86% (Caso 3) e

9,85% (Caso 4). Durante o outono, mais especificamente no mês de maio, é possível observar dias mais amenos, nos quais a diferença entre as temperaturas do solo e do ar é reduzida. Nessas condições, ocorrem tanto situações em que o TCSA aquece o ambiente quanto outras em que ele o resfria, o que resultou em uma diminuição do *PT*, ao se inserir o MMF e calcular a média mensal. Já em maio, houve uma diminuição do *PT* com a utilização do MMF foram de 7,09%, 7,36%, 7,35% e 7,42%, respectivamente.

Esses resultados evidenciam que a integração do MMF ao sistema TCSA contribui para um desempenho térmico aprimorado ao longo do ano, com ganhos particularmente mais expressivos durante o modo de resfriamento, especialmente nos meses de verão.

A Figura 21 ilustra o *PT* médio anual, distinguindo os modos de resfriamento e aquecimento, para os quatro casos simulados em Pelotas–RS. Observa-se que, em todos os casos, a incorporação do MMF ao sistema TCSA resultou em valores mais intensos de *PT*, tanto negativos (resfriamento) quanto positivos (aquecimento).

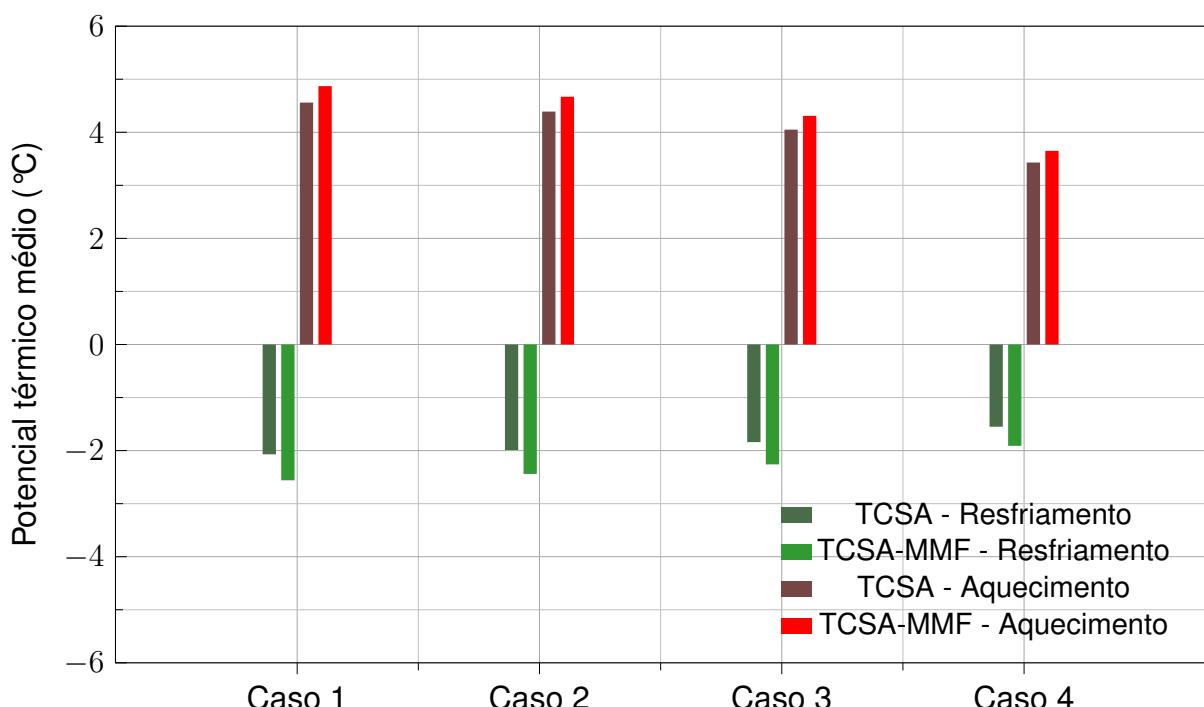


Figura 21 – Potencial térmico médio anual para os quatro casos simulados em Pelotas–RS.

Fonte: Autor, 2025.

A Tabela 13 apresenta os valores do *PT* médio anual obtidos para cada um dos casos analisados. No modo de resfriamento, observou-se um aumento nesse indicador de 23,67% (Caso 1), 22,61% (Caso 2), 22,83% (Caso 3) e 23,23% (Caso 4) após a incorporação do BioPCM Q20 ao sistema TCSA. Já no modo de aquecimento, os incrementos foram de 6,80%, 6,38%, 6,42% e 6,41% para os Casos 1 a 4, respectiva-

mente.

Tabela 13 – Potencial térmico médio anual (Pelotas–RS).

Caso	TCSA	TCSA-MMF	Variação (%)	TCSA	TCSA-MMF	Variação (%)
	Resfriamento (°C)			Aquecimento (°C)		
1	-2,07	-2,56	23,67	4,56	4,87	6,80
2	-1,99	-2,44	22,61	4,39	4,67	6,38
3	-1,84	-2,26	22,83	4,05	4,31	6,42
4	-1,55	-1,91	23,23	3,43	3,65	6,41

Fonte: Autor, 2025.

De forma geral, os resultados obtidos para Pelotas–RS demonstram que a incorporação do material com mudança de fase no sistema TCSA proporciona uma melhoria significativa na estabilidade térmica e na capacidade de amortecimento das variações sazonais. Entretanto, a eficácia do sistema apresenta variações mensais, destacando-se a necessidade de uma análise criteriosa dos objetivos térmicos específicos (aquecimento ou resfriamento) em cada período do ano.

4.3.2 Cidade de Viamão

A Figura 22 apresenta a evolução da temperatura do ar ao longo de um ano na cidade de Viamão–RS, considerando o desempenho dos sistemas TCSA e TCSA-MMF para o comprimento de duto de 25,77 m. A curva em preto representa a temperatura de entrada do ar no sistema, adotada como condição de contorno na entrada do domínio fluidodinâmico, conforme especificado na Equação (39). As curvas azul e vermelha representam as temperaturas de saída do ar nos sistemas com e sem MMF, respectivamente.

As simulações numéricas foram realizadas no software ANSYS Fluent, adotando a mesma metodologia empregada do solo no caso de Pelotas. O domínio computacional consistiu em um volume de solo contendo o duto enterrado em sua porção central. A superfície superior do solo foi submetida a uma condição de contorno de temperatura prescrita, com base em dados climáticos da cidade de Viamão, conforme apresentado em Vaz et al. (2011). As fronteiras laterais e inferior do solo foram consideradas adiabáticas, sendo adotadas as propriedades termofísicas descritas na Tabela 6.

Observa-se, a partir das curvas simuladas, que ambos os sistemas são capazes de atenuar as oscilações da temperatura de entrada ao longo do tempo. No entanto, a presença do MMF no sistema TCSA-MMF (linha azul) proporciona uma resposta térmica mais estável, suavizando variações extremas da temperatura do ar. Esse comportamento é particularmente evidente nos meses de verão, quando o MMF atua como um amortecedor térmico, reduzindo os picos de temperatura de saída; e também

no inverno, ao minimizar quedas acentuadas. Essa regulação térmica é resultado direto da capacidade do MMF de armazenar e liberar energia latente durante o processo de mudança de fase, evidenciando sua eficácia em climas com elevada amplitude térmica, como o de Viamão.

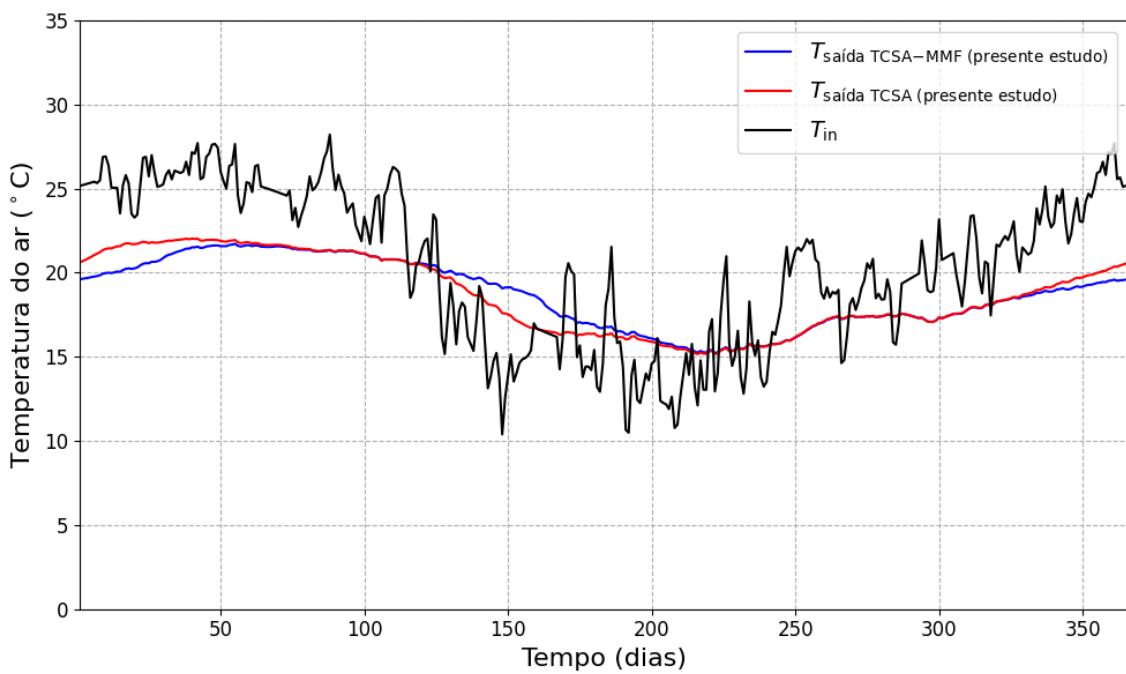


Figura 22 – Evolução da temperatura do ar: entrada e saída nos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Viamão–RS, 25,77 m)

Fonte: Autor, 2025.

As mesmas configurações geométricas e condições operacionais foram utilizadas: domínio com 15 m de profundidade, duto enterrado a 1,60 m da superfície do solo, diâmetro de 0,11 m, camada de MMF com 5 cm de espessura ao redor do tubo e velocidade do ar de 3,3 m/s. As propriedades dos materiais utilizados são as apresentadas na Tabela 6, já descrita anteriormente.

Também foram analisados os mesmos quatro comprimentos do duto, a saber: $L = 25,77\text{ m}$ (Caso 1), $L = 20,62\text{ m}$ (Caso 2), $L = 15,46\text{ m}$ (Caso 3) e $L = 10,31\text{ m}$ (Caso 4), com o objetivo de avaliar o impacto dessa variável sobre o desempenho térmico do sistema.

Tabela 14 apresenta o número de dias de operação do sistema em cada modo (resfriamento e aquecimento) para os sistemas TCSA e TCSA-MMF, considerando o clima da cidade de Viamão–RS. Observa-se que há um predomínio do modo de resfriamento na maior parte do ano, embora exista uma demanda significativa pelo modo de aquecimento durante os meses de maio a setembro. Esses dados reforçam a importância da adoção de estratégias híbridas, como o uso de material com MMF, para ampliar a aplicabilidade e eficiência dos sistemas TCSA.

Tabela 14 – Número de dias de operação do sistema por mês para TCSA e TCSA-MMF (Viamão–RS).

Mês	TCSA		TCSA-MMF	
	Resfriamento	Aquecimento	Resfriamento	Aquecimento
Janeiro	31	0	31	0
Fevereiro	28	0	28	0
Março	31	0	31	0
Abril	27	3	27	3
Maio	6	25	4	27
Junho	7	23	4	26
Julho	5	26	5	26
Agosto	13	18	13	18
Setembro	27	3	27	3
Outubro	28	3	28	3
Novembro	29	1	29	1
Dezembro	31	0	31	0

Fonte: Autor, 2025.

As Figuras 23, 24, 25 e 26 mostram a comparação mensal do *PT* entre os sistemas TCSA e TCSA-MMF para os quatro casos avaliados na cidade de Viamão–RS. De forma geral, ambos os sistemas apresentam desempenho semelhante nos meses de transição (abril, setembro e outubro), período em que ocorrem tanto o resfriamento quanto o aquecimento.

Nos meses tipicamente quentes (janeiro, fevereiro, março, novembro e dezembro), o *PT* assume valores negativos, indicando a predominância da operação em modo de resfriamento. Já nos meses mais frios (maio, junho, julho e agosto), os valores positivos de *PT* caracterizam o funcionamento do sistema em modo de aquecimento.

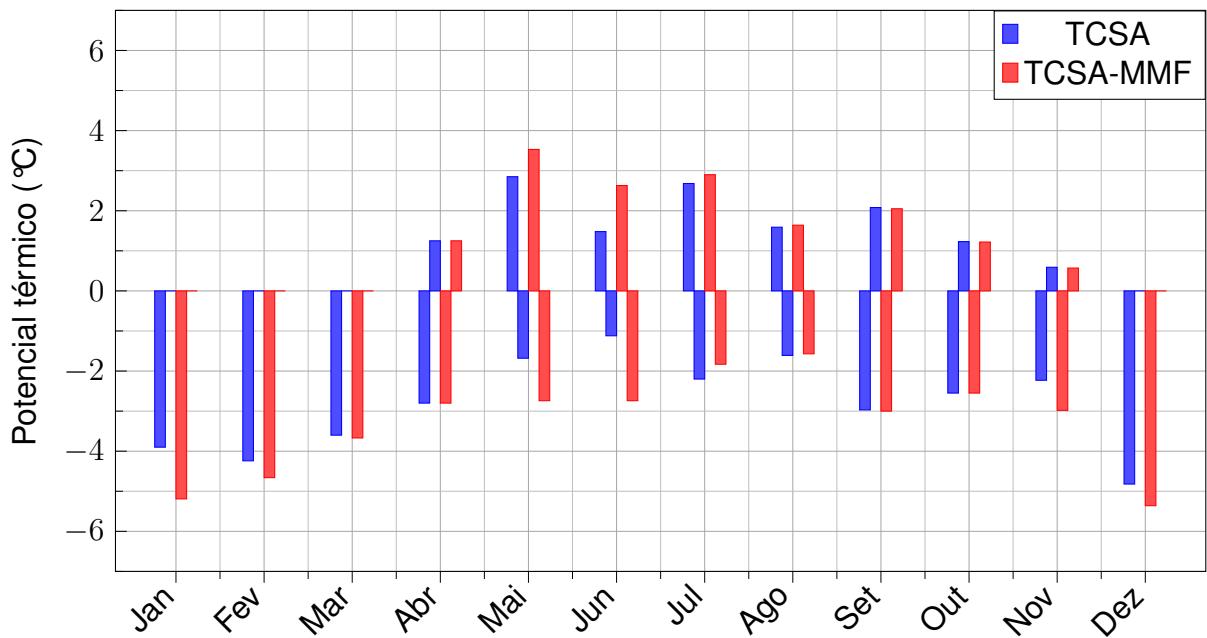


Figura 23 – Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 1, Viamão-RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.

Fonte: Autor, 2025.

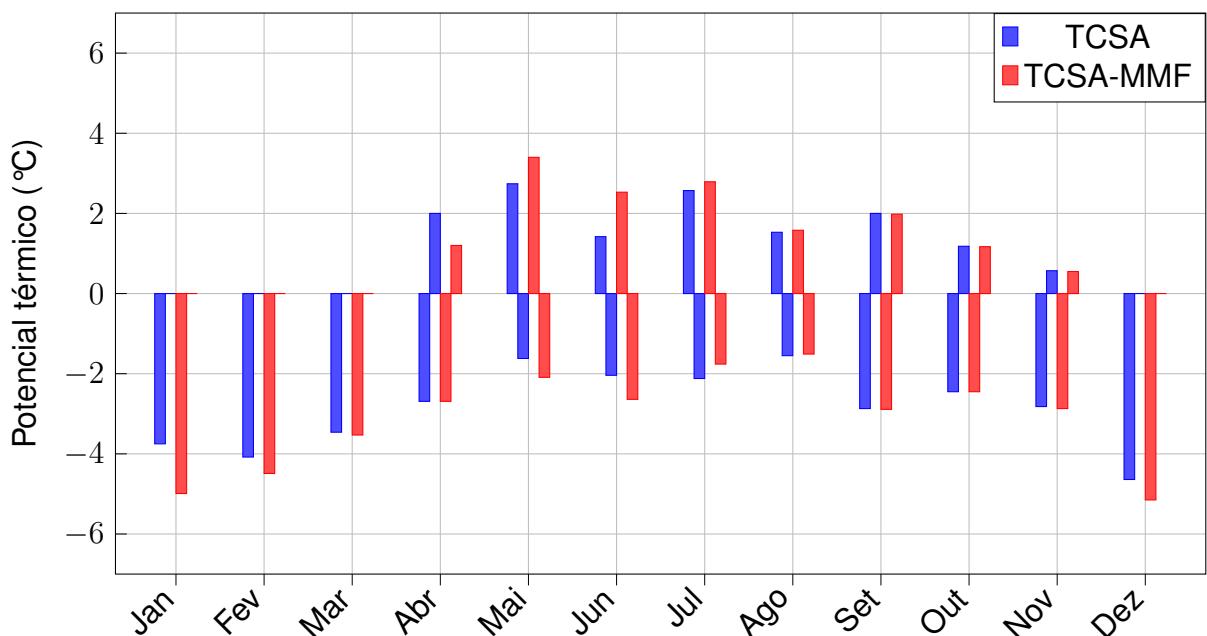


Figura 24 – Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 2, Viamão-RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.

Fonte: Autor, 2025.

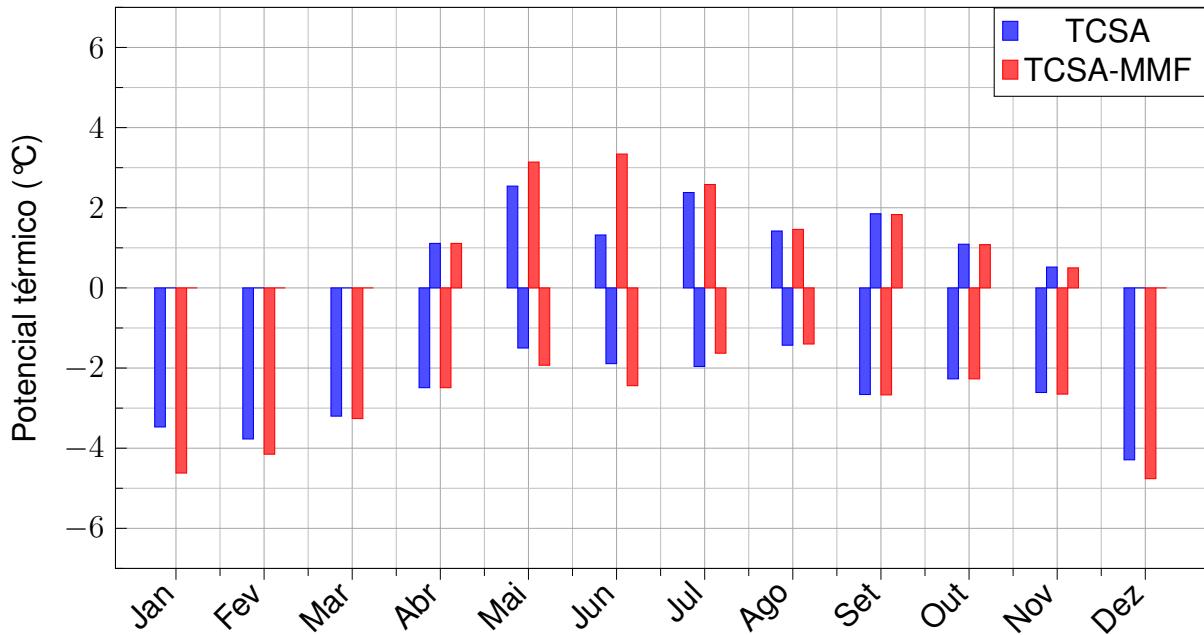


Figura 25 – Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 3, Viamão-RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.

Fonte: Autor, 2025.

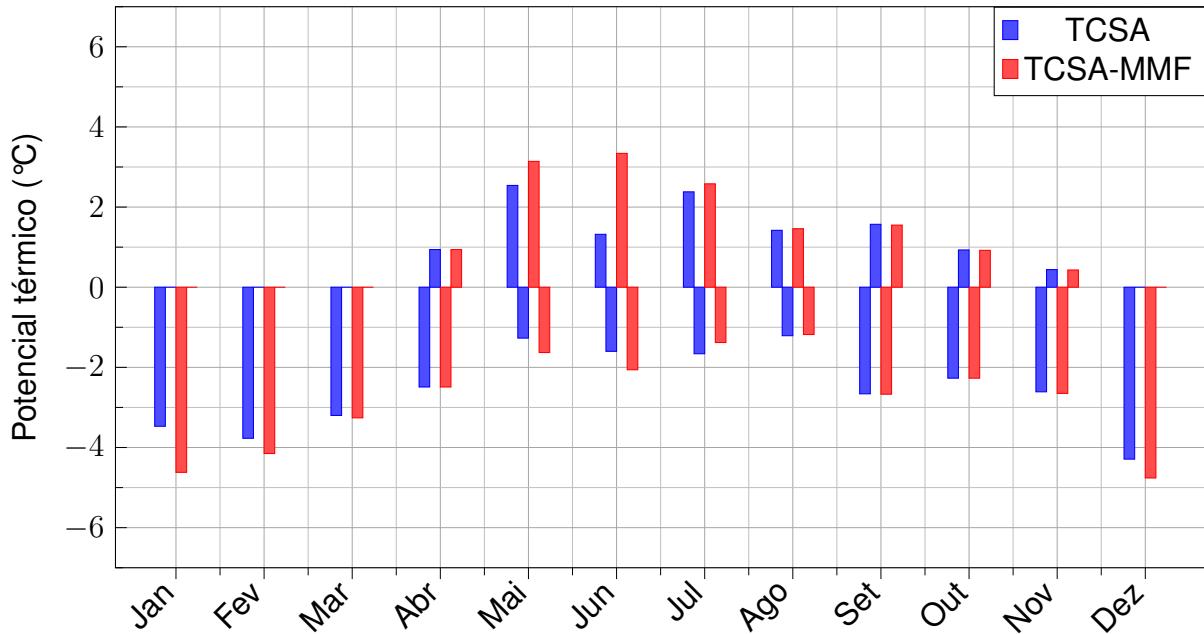


Figura 26 – Distribuição mensal do potencial térmico dos sistemas TCSA e TCSA-MMF (Caso 4, Viamão-RS), considerando operação nos modos de aquecimento e resfriamento.

Fonte: Autor, 2025.

O uso do MMF contribui significativamente para ampliar o *PT* nos períodos de maior demanda térmica. Nos meses frios, o sistema TCSA-MMF apresenta aumento no potencial de aquecimento, enquanto nos meses quentes observa-se um incremento

no desempenho de resfriamento em relação ao TCSA convencional. Essa melhoria está associada à capacidade do MMF de armazenar e liberar energia térmica durante as transições de fase, promovendo maior estabilidade térmica no ambiente condicionado.

A Figura 27 apresenta o *PT* dos sistemas TCSA e TCSA-MMF para os meses mais quentes (dezembro e fevereiro) e mais frios (julho e maio) do ano em Viamão-RS. Nota-se que a adição do MMF contribuiu para a melhoria do desempenho térmico em todos os casos, reforçando o papel do material de mudança de fase na modulação da temperatura do ar ao longo do ano.

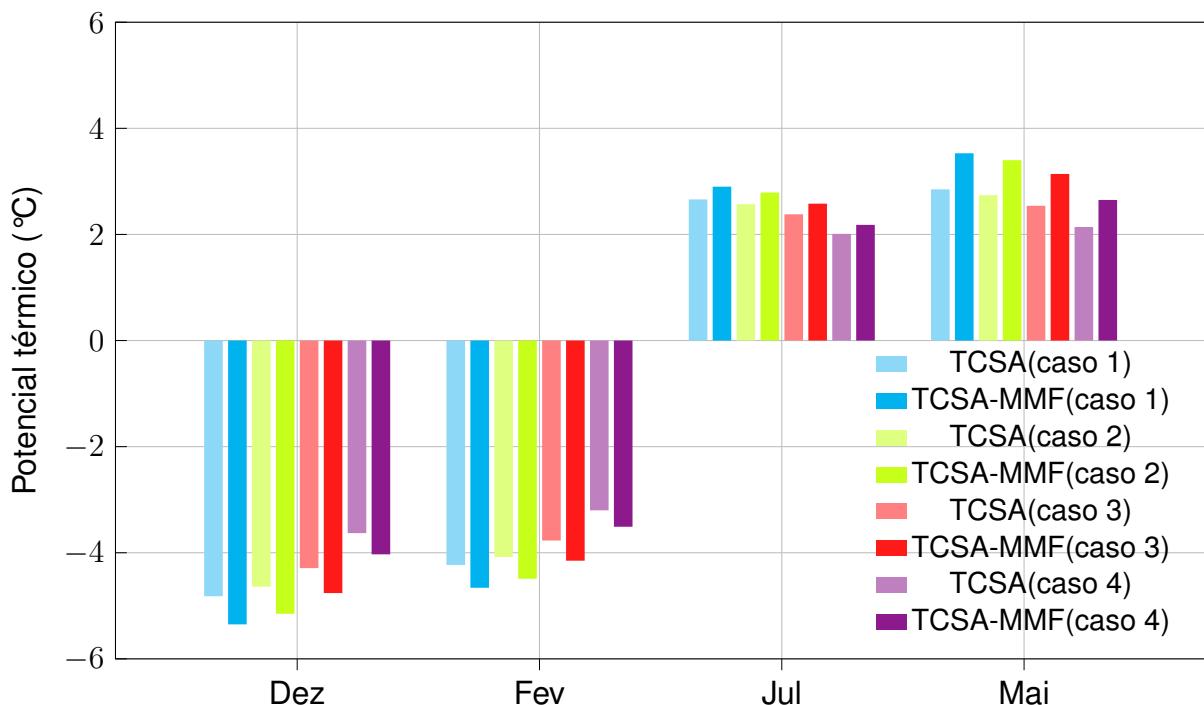


Figura 27 – Potencial térmico nos meses mais quentes e mais frios do ano para os quatro casos simulados em Viamão-RS.

Fonte: Autor, 2025.

A Tabela 15 apresenta os valores médios do potencial térmico do sistema TCSA, com e sem o uso de MMF, para os meses mais quentes (dezembro e fevereiro) e mais frios (maio e julho) do ano na cidade de Viamão-RS.

Tabela 15 – Potencial térmico nos meses mais quentes e mais frios do ano (Viamão-RS).

Caso	Dez			Fev			Jul			Mai		
	TCSA	TCSA-MMF	Var. (%)	TCSA	TCSA-MMF	Var. (%)	TCSA	TCSA-MMF	Var. (%)	TCSA	TCSA-MMF	Var. (%)
1	-4,82	-5,35	11,00	-4,23	-4,66	10,17	2,66	2,90	9,02	2,85	3,53	23,86
2	-4,64	-5,15	10,99	-4,08	-4,49	10,05	2,57	2,79	8,56	2,74	3,40	24,09
3	-4,29	-4,76	10,96	-3,77	-4,15	10,08	2,38	2,58	8,40	2,54	3,14	23,62
4	-3,63	-4,03	11,02	-3,20	-3,51	9,69	2,01	2,18	8,46	2,14	2,65	23,83

Fonte: Autor, 2025.

Nos meses mais quentes, observou-se que a adição do MMF proporcionou um aumento significativo no desempenho térmico do sistema. Em dezembro, os acréscimos chegaram a até 11,02%, enquanto em fevereiro foram de até 10,17%, com variações semelhantes entre os diferentes casos simulados. Já no período mais frio, os ganhos foram mais expressivos em maio, variando entre 23,62% e 24,09%. Em julho, os acréscimos oscilaram entre 8,40% e 9,02%. Esses resultados evidenciam o impacto positivo da incorporação de MMFs ao TCSA, especialmente em condições de aquecimento, nas quais os benefícios térmicos foram mais acentuados.

A Figura 28 ilustra o potencial térmico médio anual obtido para os sistemas TCSA e TCSA-MMF nos modos de resfriamento e aquecimento, considerando os quatro casos avaliados em Viamão-RS. Em todos os cenários, a inclusão do MMF contribuiu para uma melhora no desempenho térmico, tanto no resfriamento quanto no aquecimento. Essa melhoria reflete a eficácia do MMF em intensificar o desempenho térmico do sistema ao longo do ano, mesmo com diferentes configurações geométricas.

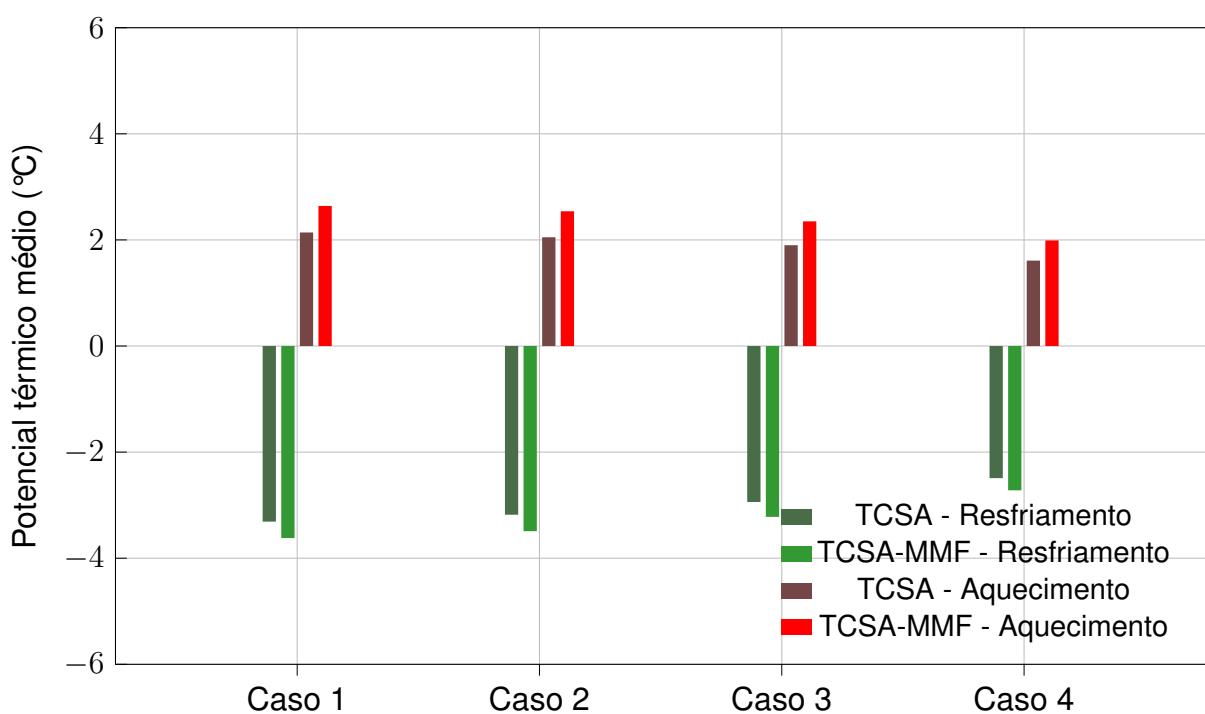


Figura 28 – Potencial térmico médio anual para os quatro casos simulados em Viamão-RS.
Fonte: Autor, 2025.

A seguir, são apresentados os resultados médios do *PT* anual obtidos com e sem a presença do MMF, tanto para os modos de resfriamento quanto de aquecimento:

Tabela 16 – Potencial térmico médio anual (Viamão-RS).

Caso	TCSA	TCSA-MMF	Var. (%)	TCSA	TCSA-MMF	Var. (%)
	Resfriamento (°C)			Aquecimento (°C)		
1	-3,31	-3,62	9,37%	2,14	2,64	23,36%
2	-3,18	-3,49	9,75%	2,05	2,54	23,90%
3	-2,94	-3,22	9,52%	1,90	2,35	23,68%
4	-2,49	-2,72	9,24%	1,61	1,99	23,60%

Fonte: Autor, 2025.

A Tabela 16 resume os valores médios anuais do potencial térmico nos modos de resfriamento e aquecimento para cada caso simulado. No regime de resfriamento, a presença do BioPCM Q20 no sistema resultou em aumentos consistentes de desempenho térmico: 9,37% (Caso 1), 9,75% (Caso 2), 9,52% (Caso 3) e 9,24% (Caso 4). No modo de aquecimento, os ganhos foram ainda mais expressivos, com variações entre 23,36% e 23,90%. Esses resultados demonstram a efetividade da aplicação de MMFs na otimização do desempenho térmico do TCSA.

4.3.3 Comparação

Os resultados obtidos nas simulações numéricas para as cidades de Pelotas-RS e Viamão-RS permitiram avaliar o desempenho térmico do sistema TCSA-MMF ao longo de um ano, com base em dados mensais médios de temperatura do ar e do solo. A análise concentrou-se nos valores de PT nas condições de resfriamento e aquecimento, tanto no cenário anual quanto nos meses de maior e menor temperatura ambiente.

No modo de resfriamento, os dados simulados indicaram melhor desempenho térmico para a cidade de Viamão. O valor médio anual de PT mais significativo foi observado no Caso 1, atingindo -3,62°C (Tabela 16), enquanto, em Pelotas, o valor máximo foi de -2,56°C (Tabela 13) para o mesmo caso. A superioridade de Viamão também se manteve nos meses de verão (dezembro e fevereiro), nos quais o Caso 1 alcançou valores de até -5,35°C (Tabela 15), contrastando com os -3,72°C registrados em Pelotas (Tabela 12).

Em contrapartida, no modo de aquecimento, Pelotas apresentou desempenho superior. Os valores médios anuais de PT foram significativamente mais altos, com destaque para o Caso 1, que alcançou 4,87°C (Tabela 13), enquanto Viamão apresentou 2,64°C (Tabela 16) no mesmo cenário. Durante o mês de julho, caracterizado por temperaturas mínimas, Pelotas obteve valores máximos de PT superiores a 8,93°C com a presença do MMF (Tabela 12), ao passo que Viamão não ultrapassou 2,90°C (Tabela 15).

Quanto aos ganhos térmicos proporcionados pela presença do MMF, observou-se um aumento expressivo de desempenho em ambas as localidades. Em Pelotas, os ganhos mais relevantes ocorreram no modo de resfriamento, durante o mês de fevereiro, alcançando incrementos de até 38,29% em relação ao cenário com MMF (Tabela 12). Em Viamão, os maiores ganhos foram registrados no modo de aquecimento, no mês de maio, com acréscimos de até 23,86% (Tabela 15).

Na média anual, Pelotas apresentou ganho de 23,67% no modo de resfriamento (Caso 1, Tabela 13), superior aos 9,75% obtidos em Viamão (Caso 2, Tabela 16). Por outro lado, no modo de aquecimento, Viamão obteve ganho de 23,90% (Caso 2, Tabela 16), enquanto Pelotas registrou 6,80% (Caso 1, Tabela 13).

Esses resultados demonstram que, embora o desempenho do sistema varie entre as localidades em função das condições climáticas sazonais, a inclusão do MMF é vantajosa em ambos os cenários, ampliando a eficiência térmica do TCSA de forma significativa.

5 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma modelagem semianalítica para a análise do desempenho térmico de TCSA integrados a MMF, com o objetivo de promover maior eficiência energética em edificações e contribuir para a mitigação das mudanças climáticas. A abordagem combinou modelagem analítica e simulações numéricas utilizando o ANSYS Fluent, permitindo estimar o comportamento térmico do sistema sob diversas condições operacionais e climáticas.

A aplicação da metodologia nas cidades de Pelotas-RS e Viamão-RS evidenciou os efeitos da inserção do MMF BioPCM Q20 nos sistemas TCSA. Os resultados de validação e verificação mostraram bom alinhamento com dados experimentais da literatura, apresentando MAPE entre 0,930% e 3,451%, o que indica alta confiabilidade nos modelos desenvolvidos.

No modo de resfriamento, Viamão demonstrou desempenho superior, atingindo um *PT* médio anual de até $-3,62^{\circ}\text{C}$, com máximos de $-5,35^{\circ}\text{C}$ em meses críticos. Já Pelotas obteve melhores resultados no aquecimento, com *PT* médio anual de até $4,87^{\circ}\text{C}$ e picos superiores a $8,9^{\circ}\text{C}$ durante o inverno.

A análise também revelou ganhos percentuais expressivos com a adição do MMF: até 38,29% em Pelotas no verão e 23,86% em Viamão no outono. Isso comprova que, apesar das diferenças climáticas regionais, o uso do MMF potencializa o desempenho térmico do TCSA em todas as situações simuladas.

Conclui-se que a viabilidade do sistema TCSA-MMF depende diretamente da finalidade térmica desejada. Viamão é mais indicada para aplicações de resfriamento passivo, enquanto Pelotas apresenta vantagens significativas em estratégias de aquecimento. A metodologia proposta mostrou-se robusta e replicável, sendo uma ferramenta promissora para o desenvolvimento de soluções sustentáveis e adaptadas às características locais de clima e solo.

Para estudos futuros:

- Investigar o efeito da umidade do ar na eficiência do TCSA com MMF, considerando cenários com e sem umidade, a fim de avaliar sua influência na troca de calor latente;

- Desenvolver e implementar uma modelagem numérica bidimensional (2D) do TCSA acoplado ao MMF, considerando diferentes tipos de solo, utilizando o software ANSYS Fluent;
- Avaliar o desempenho do sistema em diferentes condições climáticas, aplicando os modelos em outras regiões do Brasil ou do outro país com características térmicas distintas;
- Investigar alternativas de materiais e geometrias para o MMF, visando maximizar a eficiência térmica e reduzir custos de implantação do sistema.

REFERÊNCIAS

- AERONAUTICS, N.; ADMINISTRATION, S. **Climate Change**: Vital Signs of the Planet. Acessado em 18 de outubro de 2021. Disponível em: <<https://climate.nasa.gov/>>.
- AGRAWAL, K. K. et al. The state of art on the applications, technology integration, and latest research trends of earth-air-heat exchanger system. **Geothermics**, v.82, p.34–50, 2019.
- ALVES, A. B. M.; SCHMID, A. L. Cooling and heating potential of underground soil according to depth and soil surface treatment in the Brazilian climatic regions. **Energy and Buildings**, v.90, p.41–50, 2015.
- BADY, M.; OUZZANE, M. Efficient operation of earth–air heat exchanger system for air cooling in a hot climate based on a new control strategy. **Applied Thermal Engineering**, v.244, p.122782, 2024.
- BAI, X. et al. Six research priorities for cities and climate change. **Nature**, v.555, n.7694, p.23–25, 2018.
- BEJAN, A. **Convection Heat Transfer**. 4th.ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2013.
- BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S.; INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 7.ed. Hoboken, NJ: John Wiley and Sons Inc., 2011.
- BISONIYA, T. S. Design of earth-air heat exchanger system. **Geothermal Energy**, v.3, p.1–10, 2015.
- BRAGA, R. Mudanças climáticas e planejamento urbano: uma análise do estatuto da cidade. **VI Encontro Nacional da Anppas**, v.6, p.1–15, 2012.
- BRUM, R.; RAMALHO, J.; RODRIGUES, M.; ROCHA, L.; ISOLDI, L.; DOS SANTOS, E. Design evaluation of earth-air heat exchangers with multiple ducts. **Renewable Energy**, v.135, p.1371–1385, 2019.

BRUM, R.; ROCHA, L.; VAZ, J.; SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. Development of simplified numerical model for evaluation of the influence of soil-air heat exchanger installation depth over its thermal potential. **International Journal of Advanced Renewable Energy Research**, v.1, p.505–514, 2012.

BRUM, R. S. **Teoria Construtal e desempenho térmico de trocadores de calor solo-ar**. 2016. Tese (Doutorado em Ciência da Computação) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brazil.

BRUM, R. S. et al. A new computational modeling to predict the behavior of earth-air heat exchangers. **Energy and Buildings**, v.64, p.395–402, 2013.

BRUM, R. S. et al. A MATLAB code to fit periodic data. **Revista Brasileira de Computação Aplicada**, v.7, p.16–25, 2015.

BUTKOV, E. **Mathematical Physics**. 6.ed. Boston: Addison-Wesley Publishing Company, 1973.

CAMPBELL, K. R.; SAILOR, D. J. Phase Change Materials as Thermal Storage for High Performance Homes. In: ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress and Exposition (IMECE 2011). The American Society of Mechanical Engineers, 2011.

CHIESA, G.; ZAJCH. Contrasting climate-based approaches and building simulations for the investigation of earth-to-air heat exchanger (EAHE) cooling sensitivity to building dimensions and future climate scenarios in North America. **Energy and Buildings**, v.227, 2020.

CIRILLO, L.; GRECO, A.; MASSELLI, C. Daily, monthly and seasonal energy performances and economic assessment on the coupling of an earth to air heat exchanger to an already existing HVAC system: A case study for Italian cities. **Applied Thermal Engineering**, v.236, p.121884, 2024.

CUCUMO, M. et al. A one-dimensional transient analytical model for earth-to-air heat exchangers, taking into account condensation phenomena and thermal perturbation from the upper free surface as well as around the buried pipes. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.51, n.3-4, p.506–516, 2008.

EL KHACHINE, H.; OUAHABI, M. H.; TAOUKIL, D. Improvement of earth-to-air heat exchanger performance by adding cost-efficient soil. **Energy Exploration & Exploitation**, v.42, n.2, p.589–602, 2024.

EMBRAPA. **Boletim agrometeorológico da estação do CPACT**. Acesso em: 22 jan. 2025, <https://agromet.cpact.embrapa.br/estacao/boletim.php>.

- ESTRADA, E.; LABAT, M.; LORENTE, S.; ROCHA, L. A. The impact of latent heat exchanges on the design of earth air heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, v.129, p.306–317, 2018.
- FERZIGER, J. H.; PERIĆ, M. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. 3rd.ed. Berlin: Springer, 2002.
- FILHO, F. Modelagem de solos não saturados por elementos finitos. **Revista Tecnologia**, v.25, p.1–10, 2004.
- FLORA, L. D. **Influência da massa específica na difusividade térmica do solo em diferentes umidades**. 2006. Dissertação (Mestrado em Ciência da Computação) — Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, Brazil.
- GAO, X.; XIAO, Y.; GAO, P. Thermal Potential Improvement of an Earth-Air Heat Exchanger (EAHE) by Backfilling Technology for Deep Underground Emergency Ventilation. **SSRN Electronic Journal**, 2021.
- HASAN, M. I.; NOORI, S. W. A study of the potential of using the earth to air heat exchanger for cooling and heating of residential buildings in Iraq. **Heat Transfer-Asian Research**, v.48, p.839–851, 2019.
- HORTON, R.; WIERENGA, P.; NIELSEN, D. Evaluation of methods for determining the apparent thermal diffusivity of soil near the surface. **Soil Science Society of America Journal**, v.47, p.25–32, 1983.
- INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 6.ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2007.
- International Energy Agency. **The Future of Cooling: Opportunities for Energy Efficient Air Conditioning**. Paris: International Energy Agency, 2018.
- JIANG, Y.; SUN, A.; ZHAO, Y.; YING, W.; SUN, H.; YANG, X.; XING, B.; SUN, W.; REN, L.; HU, B. et al. Proteomics identifies new therapeutic targets of early-stage hepatocellular carcinoma. **Nature**, v.567, n.7747, p.257–261, 2019.
- LEE, K. H.; STRAND, R. K. **Implementation of an Earth Tube System into Energy-Plus Program**. In: SimBuild 2006: 2nd National Conference of IBPSA-USA, 2–4 August, Cambridge, MA, USA. p. 26–35.
- LI, J.; JIMENEZ-BESCOS, C.; CALAUTIT, J. K.; YAO, J. Evaluating the energy-saving potential of earth-air heat exchanger (EAHX) for Passivhaus standard buildings in different climates in China. **Energy and buildings**, v.288, p.113005, 2023.

LIU, Q.; HUANG, Y.; MA, Y.; PENG, Y.; WANG, Y. Parametric study on the thermal performance of phase change material-assisted earth-to-air heat exchanger. **Energy and Buildings**, v.238, p.110811, 2021.

LIU, Z.; SUN, P.; LI, S.; YU, Z.; MANKIBI, M. E.; ROCCAMENA, L.; YANG, T.; ZHANG, G. Enhancing a vertical earth-to-air heat exchanger system using tubular phase change material. **Journal of Cleaner Production**, v.237, p.117763, 2019.

LIU, Z.; SUN, P.; XIE, M.; ZHOU, Y.; HE, Y.; ZHANG, G.; D., C.; LI, S.; YAN, Z.; QIN, D. Multivariant optimization and sensitivity analysis of an experimental vertical earth-to-air heat exchanger system integrating phase change material with Taguchi method. **Renewable Energy**, v.173, p.401–414, 2021.

LIU, Z.; YU, Z.; YANG, T.; MANKIBI, M. E.; ROCCAMENA, L.; SUN, Y.; SUN, P.; LI, S.; ZHANG, G. Experimental and numerical study of a vertical earth-to-air heat exchanger system integrated with annular phase change material. **Energy Conversion and Management**, v.186, p.433–449, 2019.

MACHADO, P. G. **Design Construtal aplicado a trocadores de calor solo-ar utilizando modelagem numérica e analítica estacionárias e transientes**. 2022. Dissertação (Mestrado em Ciência da Computação) — Universidade Federal de Pelotas.

MAKRIDAKIS, S.; WHEELWRIGHT, S. C.; HYNDMAN, R. J. **Forecasting: Methods and Applications**. 3rd.ed. New York: Wiley, 1998.

MAYTORENA, M.; MORENO, S.; HINOJOSA, J. F. Effect of operation modes on the thermal performance of EAHE systems with and without PCM in summer weather conditions. **Energy and Buildings**, v.250, p.111278, 2021.

MAYTORENA, V. M.; HINOJOSA, J. F.; MORENO, S.; BUENTELLO-MONTOYA, D. Thermal performance analysis of a passive hybrid earth-to-air heat exchanger for cooling rooms at Mexican desert climate. **Case Studies in Thermal Engineering**, v.41, p.102590, 2023.

MIHALAKAKOU, G.; SANTAMOURIS, M.; ASIMAKOPOULOS, D. Modelling the thermal performance of earth-to-air heat exchangers. **Solar Energy**, v.53, n.3, p.301–305, 1994.

MINAEI, A.; SAFIKHANI, H. A new transient analytical model for heat transfer of earth-to-air heat exchangers. **Journal of Building Engineering**, v.33, p.1–11, 2021.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7.ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

NEJAT, P. et al. A global review of energy consumption, CO₂ emissions and policy in the residential sector (with an overview of the top ten CO₂ emitting countries). **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v.43, p.843–862, 2015.

NETO, J. **Caracterização térmica de solos**. 2011. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Pernambuco, Recife, Brasil.

NGUYEN, V. T.; NGUYEN, Y. Q. Forced and natural ventilation of a room with a combined solar chimney and Earth-to-Air Heat Exchanger system. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, v.1109, n.1, p.012009, 2021.

NÓBREGA, E. d. S. B. **Abordagem analítica para análise térmica dos trocadores de calor solo-ar na cidade de Pelotas/RS**. 2020. Dissertação (Mestrado em Ciência da Computação) — Universidade Federal de Pelotas.

OZGENER, O.; OZGENER, L.; TESTER, J. W. A practical approach to predict soil temperature variations for geothermal (ground) heat exchangers applications. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v.62, p.473–480, 2013.

PAEPE, M. D.; JANSSENS, A. Thermo-hydraulic design of earth-air heat exchangers. **Energy and Buildings**, v.35, p.389–397, 2003.

Phase Change Energy Solutions. **BioPCM Q20 Tunable Physical and Chemical Properties**. Acesso em: 22 abr. 2025, <https://phasechange.com/wp-content/uploads/2020/08/BioPCM-Data-Sheet-Q20.pdf>.

RASMUSSEN, K. **Calculation methods for the physical properties of air used in the calibration of microphones**. Lyngby, Dinamarca: Departamento de Tecnologia Acústica, Universidade Técnica da Dinamarca, 1997. Relatório Técnico, Acesso em: 19 jun. 2025. (PL-11b).

REN, Z.; REN, Y.; ZHOU, T.; WANG, T.; GAO, X.; YANG, Z.; XIONG, Q.; CHEN, S.; XIAO, Y. Investigating the dynamic thermal performance of a novel PCM to earth-air heat exchanger: Developing numerical model and comparing thermal performance. **J. Build. Eng.**, v.97, p.110718, 2024.

RODRIGUES, M.; BRUM, R.; VAZ, J.; ROCHA, L.; SANTOS, E. D. D.; ISOLDI, L. A. Numerical investigation about the improvement of the thermal potential of an earth-air heat exchanger (EAHE) employing the constructal design method. **Renewable Energy**, v.80, p.538–551, 2015.

RODRIGUES, M. K.; VAZ, J.; ROCHA, L. A. O.; SANTOS, E. D. D.; ISOLDI, L. A. A full approach to earth-air heat exchanger employing computational modeling, performance analysis and geometric evaluation. **Renewable Energy**, v.191, p.535–556, 2022.

ROMIO, L. **Aperfeiçoamento de modelos numéricos para estimativa de propriedades térmicas do solo.** 2019. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, Brasil.

ROMIO, L. et al. Nova abordagem para a estimativa do fluxo de calor no solo para o bioma Pampa. **Revista do Centro de Ciências Naturais e Exatas - UFSM**, v.40, p.76–81, 2018.

SILVA, A. **Determinação de Condutividade e Difusividade Térmica de Grãos de Soja.** 2003. Dissertação (Mestrado em Ciência da Computação) — Universidade Estadual de Campinas, Campinas, Brazil.

SILVA, J. A.; SOUZA, M. F.; PEREIRA, R. L. Impacto da eficiência energética na redução das emissões e consumo em edificações. **Revista Espacios**, v.43, n.5, p.45–54, 2022.

VAZ, J.; SATTLER, M.; SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. Experimental and numerical analysis of an earth-air heat exchanger. **Energy and Buildings**, v.43, p.2476–2482, 2011.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **Introduction to Computational Fluid Dynamics:** The Finite Volume Method. 2.ed. Harlow, England: Pearson Education Limited, 2007.

VIELMA, G. A.; RODRIGUES, M. K.; ROCHA, L. A. O.; SANTOS, E. D. d.; BRUM, R. d. S.; ISOLDI, L. A. Modelagem Computacional de um Trocador de Calor Solo-Ar Integrado com Materiais de Mudança de Fase: Um Estudo de Caso Realizado para a Cidade de Viamão no Rio Grande do Sul. In: Anais do Encontro Nacional de Modelagem Computacional, Encontro de Ciência e Tecnologia de Materiais, Conferência Sul em Modelagem Computacional e Seminário e Workshop em Engenharia Oceânica XXV ENMC; XIII ECTM; 9º MCSul e o IX SEMENGO, 2022.

VIELMA, G. A.; RODRIGUES, M. K.; ROCHA, L. A. O.; SANTOS, E. D. D.; BRUM, R. S.; ISOLDI, L. A. Computational modeling of an earth-air heat exchanger integrated with phase change materials: A case study performed for the Viamão city, Rio Grande do Sul state, Brazil. **Defect and Diffusion Forum**, v.427, p.85–94, 2023.

VIELMA, G. A.; RODRIGUES, M. K.; ROCHA, L. A. O.; SANTOS, E. D. D.; BRUM, R. S.; ISOLDI, L. A. Numerical analysis of phase change material parameters on the behavior of a ground-air heat exchanger. **Defect and Diffusion Forum**, v.436, p.103–115, 2024.

VIELMA, G. **Modelagem Computacional de Trocadores de Calor Solo-ar integrado com Materiais de Mudança de Fase.** 2021. Dissertação (Mestrado em Engenharia

Mecânica) — Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Pará, Belém.

ZHOU, T.; XIAO, Y.; HUANG, H.; LIN, J. Numerical study on the cooling performance of a novel passive system: Cylindrical phase change material-assisted earth-air heat exchanger. **Journal of Cleaner Production**, v.245, p.118907, 2020.

ZHOU, T.; XIAO, Y.; LIU, Y.; LIN, J.; HUANG, H. Research on cooling performance of phase change material-filled earth-air heat exchanger. **Energy Conversion and Management**, v.177, p.210–223, 2018.

ZHOU, T.; ZHANG, H.; XIAO, Y.; CHAO, L. Performance improvement of the phase change material-assisted earth-air heat exchanger in summer. **Applied Thermal Engineering**, v.248, p.123325, 2024.

ZIMMER, T. **Dinâmica das propriedades térmicas e do fluxo de calor no solo em uma área de pastagem no bioma Pampa**. 2017. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, Brasil.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 8.ed. Porto Alegre: AMGH, 2019.