

MINISTÉRIO DE EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM COMPUTACIONAL

ANÁLISE NUMÉRICA MULTIOBJETIVO DE TROCADORES DE CALOR SOLO-AR
HORIZONTAIS COM DUTOS RETILÍNEOS DE SEÇÃO TRANSVERSAL ELÍPTICA
ATRAVÉS DO DESIGN CONSTRUTAL

Por

Ivanilton Reinato de Andrade

Dissertação para a obtenção do Título de
Mestre em Modelagem Computacional

Rio Grande, agosto de 2024.

Ivanilton Reinato de Andrade

ANÁLISE NUMÉRICA MULTIOBJETIVO DE TROCADORES DE CALOR SOLO-AR
HORIZONTAIS COM DUTOS RETILÍNEOS DE SEÇÃO TRANSVERSAL ELÍPTICA
ATRAVÉS DO DESIGN CONSTRUTAL

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional (PPGMC), da Universidade Federal do Rio Grande (FURG), como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre. Área concentração: Modelagem Computacional.

Avaliado por:

Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Orientador – (FURG)

Prof. Dr. Andre Luis Razera
Coorientador – (FURG)

Prof. Dr. Jairo Valões de Alencar Ramalho
(UFPEL)

Prof. Dr. Emanuel da Silva Diaz Estrada
(FURG)

Rio Grande, agosto de 2024.

Ficha Catalográfica

A553a Andrade, Ivanilton Reinato de.

Análise numérica multiobjetivo de trocadores de calor solo-ar horizontais com dutos retilíneos de seção transversal elíptica através do *design* construtal / Ivanilton Reinato de Andrade. – 2024.

88 f.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande – FURG, Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, Rio Grande/RS, 2024.

Orientador: Dr. Liércio André Isoldi.

Coorientador: Dr. Andre Luis Razera.

1. Trocador de Calor Solo-Ar 2. *Design* Construtal 3. *IDE*
4. TOPSIS 5. Energias Renováveis I. Isoldi, Liércio André II. Razera, Andre Luis III. Título.

CDU 004

Catálogo na Fonte: Bibliotecário José Paulo dos Santos CRB 10/2344

ATA DE DEFESA DE DISSERTAÇÃO

ATA Nº 03/2024

Aos dois dias do mês de agosto de dois mil e vinte e quatro, por meio de videoconferência, realizou-se a 179ª sessão de defesa de dissertação do Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional. O mestrando **Ivanilton Reinato de Andrade** apresentou e defendeu a dissertação **“Análise Numérica Multiobjetivo de Trocadores de Calor Solo-Ar Horizontais com Dutos Retilíneos de Seção Transversal Elíptica Através do Design Construtal”** como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Modelagem Computacional. A sessão foi aberta às quatorze horas pelo Prof. Dr. Liércio André Isoldi, orientador da dissertação e presidente da Comissão de Avaliação. A referida Comissão esteve integrada, além do presidente e orientador, pelo Prof. Dr. André Luis Razera (Coorientador - FURG), pelo Prof. Dr. Emanuel da Silva Diaz Estrada (FURG) e pela Prof. Dr. Jairo Valões de Alencar Ramalho (UFPel). Após a apresentação do trabalho, a banca arguiu o candidato e, a seguir, deliberou pela

- () aprovação da Dissertação
- (x) aprovação da Dissertação, sugerindo modificações no texto
- () reprovação da Dissertação

Prof. Dr. Emanuel da Silva Diaz Estrada
Membro Interno

Prof. Dr. Jairo Valões de Alencar Ramalho
Membro Externo

Prof. Dr. André Luis Razera
Coorientador

Prof. Dr. Liércio André Isoldi
Orientador

AGRADECIMENTOS

A Deus, pelo dom da vida e por conceder-me forças para superar todos os obstáculos.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo imprescindível apoio financeiro. Também expresso minha gratidão ao Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional e à Universidade Federal do Rio Grande.

Ao meu orientador, Prof. Liércio pela compreensão e ensinamentos ao longo dessa jornada.

Ao meu coorientador, Prof. Andre, pelas contribuições no desenvolvimento dessa pesquisa.

Ao Prof. Elizaldo, Prof. Jairo e ao Prof. Emanuel, pelo auxílio e contribuições.

À minha família e amigos pelo apoio e confiança.

RESUMO

Este estudo aborda a análise do potencial térmico e da perda de carga do Trocador de Calor Solo – Ar (TCSA). O dispositivo explora a energia proveniente do sol como alternativa viável para a redução do consumo de energia elétrica com condicionamento térmico de ambientes construídos. O TCSA consiste em dutos enterrados no solo, no qual permite escoar o ar do ambiente para seu interior de forma forçada, promovendo o aquecimento ou resfriamento do ar através da inércia térmica. Sendo que, esse processo é utilizado para melhorar as condições térmicas em edifícios. Neste contexto, para o problema de convecção forçada em regime turbulento e transiente, com propriedades termofísicas constantes, a razão de aspecto entre os eixos vertical e horizontal (H/L) da seção transversal elíptica do duto retilíneo é avaliada. Assim sendo, o estudo tem como objetivo geral, investigar numericamente o potencial térmico e a queda de pressão de um TCSA Horizontal Retilíneo com duto de seção transversal elíptica. A geometria é avaliada pelo método Design Construtal associada à busca exaustiva, baseando-se na variação da razão entre os eixos vertical e horizontal (H/L) da seção transversal elíptica do duto. Além disso, uma análise multiobjetivo do problema é considerada, na qual o potencial térmico (PT) e a perda de carga (PC) são avaliados conjuntamente, utilizando o Indicador de Desempenho Energético (IDE) e o método da Técnica de Preferência de Ordem por Similaridade com a Solução Ideal (TOPSIS). A modelagem matemática do sistema foi resolvida utilizando o software ANSYS FLUENT, que baseia-se no Método dos Volumes Finitos (MVF). Os resultados mostraram que, conforme a razão H/L aumenta, o potencial térmico é maximizado. Assim, a instalação ótima foi determinada com a razão $H/L = 6,0$ para o potencial térmico médio anual, representando um aumento significativo de 12,35% para o período de aquecimento e 11,51% para o período de resfriamento quando comparada à Instalação de Referência. Quanto à perda de carga, a razão $H/L = 0,9$ foi identificada como a instalação ótima, apresentando uma redução de 0,28% em relação à Instalação de Referência e de aproximadamente 87% em relação à $H/L = 6,0$. Na comparação dos métodos multiobjetivos (IDE e TOPSIS) aplicados no estudo, o TOPSIS se destacou como o mais apropriado, pois permitiu, a partir das relevâncias térmicas e fluidodinâmicas, identificar a razão $H/L = 0,9$ como a configuração geométrica ideal, maximizando o PT e minimizando a PC no TCSA.

Palavra-chave: Trocador de Calor Solo-Ar, Design Construtal, IDE , TOPSIS, Energias Renováveis.

ABSTRACT

This study addresses the analysis of thermal potential and pressure drop in the Earth-Air Heat Exchanger (EAHE). The device exploits energy from the sun as a viable alternative for reducing electrical energy consumption with thermal conditioning in built environments. The EAHE consists of ducts buried in the ground, which allows air to flow from the environment to the interior by force, promoting heating or cooling of the air through thermal inertia. This process is used to improve thermal conditions in buildings. In this context, for the problem of forced convection in turbulent and transient regimes, with constant thermophysical properties, the aspect ratio between the vertical and horizontal axes (H/L) of the elliptical cross-section of the rectilinear duct is evaluated. Therefore, the general objective of the study is to numerically investigate the thermal potential and pressure drop of a Horizontal Rectilinear EAHE with an elliptical cross-section duct. The geometry is evaluated using the Construtal Design method associated with an exhaustive search, based on the variation in the ratio between the vertical and horizontal axes (H/L) of the elliptical cross-section of the duct. Additionally, a multi-objective analysis of the problem is considered, where thermal potential (TP) and pressure drop (PD) are jointly evaluated using the Energy Performance Indicator (EPI) and the Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution (TOPSIS) method. The computational modeling of the system was developed using the ANSYS FLUENT software, which is based on the Finite Volume Method. The results showed that, as the H/L ratio increases, the thermal potential is maximized. Thus, the optimal installation was determined with the H/L ratio = 6,0 for the average annual thermal potential, representing a significant increase of 12,35% for the heating period and 11,51% for the cooling period when compared to the Reference Installation. Regarding pressure drop, the $H/L = 0,9$ ratio was identified as the optimal installation, presenting a reduction of 0,28% in relation to the Reference Installation and approximately 87% in relation to $H/L = 6,0$. In the comparison of the multi-objective methods (EPI and TOPSIS) applied in the study, TOPSIS stood out as the most appropriate, as it allowed, based on thermal and fluid dynamic relevances, the identification of the H/L ratio of 0,9 as the ideal geometric configuration, maximizing TP and minimizing PD in the EAHE.

Keywords: Earth-Air Heat Exchanger, Constructal Design, EPI , TOPSIS, Renewable Energies.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	14
1.1. Motivação	14
1.2. Estado da arte	17
1.3. Justificativa	22
1.4. Objetivos.....	22
1.5. Estrutura da dissertação	23
2. REFERENCIAL TEÓRICO	24
2.1. Condução	24
2.2. Convecção.....	25
2.3. Comportamento Térmico do Solo	26
3. MODELAGEM FÍSICO-MATEMÁTICA	27
3.1. Equações de conservação	27
3.2. Modelagem da Turbulência	29
3.3. Definição do problema	31
3.4. Design Construtal.....	31
3.5. Potencial Térmico	34
3.6. Perda de carga	34
3.7. Indicador de Desempenho Energético.....	36
3.8. Modelo TOPSIS Multi-Objetivo.....	36
4. MODELAGEM NUMÉRICA.....	39
4.1. Método de Volumes Finitos.....	39
4.2. Tratamentos dos Termos Advectivos	42
4.3. Discretização Temporal das Equações de Conservação.....	43
4.4. Acoplamento pressão – velocidade	45
4.5. Domínio computacional e condições de contorno	46
4.6. Procedimentos Numéricos e Análise de Qualidade de Malha	47

4.7. Análise Estatística	48
4.8. Critério de convergência.....	48
4.9. Análise de qualidade da Malha	49
4.10. Validação e Verificação do modelo computacional de TCSA	51
4.11. Verificação do Modelo Computacional para análise Fluidodinâmica	52
4.12. Estudo de Caso	53
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	54
5.1. Instalação de Referência	54
5.2. Análises Relativas ao Potencial Térmico Médio Anual para Instalações de Razão H/L	56
5.3. Potencial Térmicos Mensal de Razão (H/L) para Aquecimento e Resfriamento	58
5.4. Análise da Perda de Carga no dispositivo TCSA	59
5.5. Análise da Aplicação do Indicador de Desempenho Energético no TCSA Anual	60
5.6. Análise da Aplicação do Indicador de Desempenho Energético no TCSA Mensal	62
5.7. Aplicação do método TOPSIS no dispositivo Trocador de Calor Solo - Ar	64
5.8. Comparação dos métodos <i>IDE</i> e TOPSIS no dispositivo Trocador de Calor Solo – Ar	70
6. CONCLUSÕES E PROPOSTA DE CONTINUIDADE.....	72
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	74
APÊNDICE A	83
APÊNDICE B	85

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Princípio de funcionamento do TCSA: a) entrada de ar quente; b) entrada de ar frio.....	15
Figura 2. Transferência de calor unidimensional por condução.....	25
Figura 3. Variação do grau de liberdade H/L : a) $H/L = 0,2$; b) $H/L = 1,0$; e c) $H/L = 6,0$	31
Figura 4. Representação esquemática da aplicação do Design Construtal associado à busca exaustiva.....	32
Figura 5. Diferentes seções transversais elípticas usando busca exaustiva.....	33
Figura 6. Design Construtal associado a busca exaustiva.....	33
Figura 7. Diferentes seções transversais de instalação de razão H/L	34
Figura 8. Método numérico.....	40
Figura 9. Volume elementar para os balanços de conservação.....	41
Figura 10. Obtenção de ϕ_f em uma face do volume de controle.....	43
Figura 11. Conexões espacial e temporal do volume P – Explícita.....	44
Figura 12. Conexões espacial e temporal do volume P – Implícita.....	44
Figura 13. Conexões espacial e temporal do volume P - Totalmente implícito.....	45
Figura 14. Domínio computacional e condições de contorno.....	47
Figura 15. Validação do modelo computacional com temperaturas médias diárias.....	51
Figura 16. Verificação do Modelo Computacional usando temperaturas de entrada média diária.....	52
Figura 17. Variação das temperaturas de entrada, saída e do solo no TCSA.....	55
Figura 18. Efeito da razão H/L sobre o PT médio mensal para aquecimento.....	58
Figura 19. Efeito da razão H/L sobre o PT médio mensal para resfriamento.....	59
Figura 20. IDE usando PT médio anual para aquecimento.....	61
Figura 21. IDE usando PT médio anual absoluto para resfriamento.....	62
Figura 22. IDE de TCSA mensal das razões H/L para aquecimento.....	63
Figura 23. IDE de TCSA mensal das razões H/L para resfriamento.....	64
Figura 24. Indicador de performance multiobjetivo (C_k) em função da razão H/L usando pesos $w_1 = 100\%$ e $w_2 = 0\%$ para aquecimento e resfriamento.....	66
Figura 25. Indicador de performance multiobjetivo (C_k) em função da razão H/L usando pesos $w_1 = 0\%$ e $w_2 = 100\%$ para aquecimento e resfriamento.....	66
Figura 26. Indicador de performance multiobjetivo (C_k) em função da razão H/L usando pesos $w_1 = 90\%$ e $w_2 = 10\%$ para aquecimento e resfriamento.....	67
Figura 27. Indicador de performance multiobjetivo (C_k) em função da razão H/L usando	

pesos $w_1 = w_2 = 50\%$ para aquecimento e resfriamento.....68

Figura 28. Indicador de performance multiobjetivo (C_k) em função da razão H/L usando

pesos $w_1=10\%$ e $w_2=90\%$ para aquecimento e resfriamento..... 69

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Design Construtal associado à busca exaustiva.....	33
Tabela 2. Informações do TOPSIS.....	37
Tabela 3. Propriedades dos materiais.....	46
Tabela 4. Convergência de malha para temperaturas de saída do último dia.....	49
Tabela 5. Perda de carga média para razão $H/L = 1,0$	50
Tabela 6. Perda de carga média para razão $H/L = 0,5$	50
Tabela 7. Potencial térmico mensal de aquecimento e resfriamento ao longo do ano da IR	56
Tabela 8. Potencial térmico médio anual para diferentes configurações geométricas.....	57
Tabela 9. Perda de carga total médio para diferentes configurações geométricas.....	60
Tabela 10. Pesos de importância (w) considerados no estudo do TOPSIS.....	65
Tabela 11. Pesos de importância de melhores C_k	70

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área (m^2)
c_p	Calor específico ($\text{J/kg} \cdot \text{K}$)
c_μ	Parâmetro Constante
c_1	Parâmetro Constante
c_2	Parâmetro Constante
$\vec{F}$	Forças de corpos externas, por unidade de volume ($\text{N} \cdot \text{m}^3$)
h	Profundidade (m)
h_c	Coeficiente de transferência de calor por convecção ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$)
h_f	Perda de carga distribuída (m)
h_s	Perda de carga localizada (m)
h_t	Perda de carga total (m)
H	Altura (m)
I	Tensor unitário (N/m^2)
k	Condutividade térmica ($\text{W/m} \cdot \text{K}$)
k_{eff}	Condutividade térmica efetiva ($\text{W/m} \cdot \text{k}$)
k_t	Condutividade térmica turbulenta ($\text{W/m} \cdot \text{k}$)
L	Comprimento (m)
L_d	Comprimento do duto (m)
L_s	Comprimento do solo (m)
p	Pressão estática do fluido (N/m^2)
q_x''	Taxa de transferência de calor na direção x (W/m^2)
S_m	Termo fonte de massa ($\text{kg/m}^3 \cdot \text{s}$)

t	Tempo (s) ou (dias)
T	Temperatura (°C)
T_{∞}	Temperatura do fluido (infinito) (°C)
T_s	Temperatura da superfície do solo (°C)
T_{ref}	Temperatura em estado termodinâmico (°C)
v	Velocidade (m/s)
$\vec{v}$	Vetor velocidade do escoamento (m/s)
$V_{méd}$	Velocidade média do escoamento (m/s)
V	Volume (m ³)
W	Largura (m)
X	Direção x (m)

Letras gregas

ν_t	Viscosidade cinemática turbulenta (m ² /s)
$\bar{\tau}$	Tensor de tensões viscosas (N/m ²)
∇	Operador gradiente
ε	Dissipação da energia cinética de turbulência (m ² /s ³)
η	Entalpia específica (J/kg)
μ	Viscosidade dinâmica (kg/m · s)
ρ	Massa específica (kg/m ³)
$\rho \vec{g}$	Campo de forças gravitacional (N/m ³)
σ	Constante de Stefan – Boltzmann (W/m ² · K ⁴)

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

CEP	Câmara de entrada plena
Eq(s).	Equação(ões)
HVAC	Sistemas Convencionais de Aquecimento, Ventilação e Ar-Condicionado
IDE	Indicador de Desempenho Energético
IR	Instalação de Referência
MAE	Erro médio absoluto
MAPE	Erro percentual absoluto médio
MCC	Modelo computacional compacto
MVF	Método dos volumes finitos
MVF	Método de volumes finitos
NIS	Ponto ideal negativo
PC	Perda de carga
PIS	Ponto ideal positivo
PRESTO!	<i>Pressure Staggering Option</i>
PT	Potencial térmico
PVC	Policloreto de Vinila
RMSE	Erro Médio quadrático
SIMPLE	<i>Semi Implicit Linked Equations</i>
TCS	Trocador de Calor Subterrâneo
TCSA	Trocador de Calor Solo – Ar
TOPSIS	Técnica de Ordenação de Preferência por Similaridade a Idealidade

1. INTRODUÇÃO

A partir dos constantes desafios enfrentados na engenharia, a questão da energia tornou-se uma ferramenta chave e indispensável para o homem, sendo que este fato possibilita impulsionar o desenvolvimento de todas as atividades, embora seu uso seja bastante oneroso. Portanto, como alternativa das fontes convencionais de energia, a energia solar pode ser aproveitada na redução do consumo de energia elétrica em edifícios, assim como, pode trazer outras vantagens significativas, tais como a redução do impacto ambiental (diminuição das emissões de CO₂ e da poluição atmosférica), a utilização em pacotes de medidas para restaurar a economia em resposta à recessão econômica global, e ser um dos instrumentos mais eficazes para resolver o problema do acesso à energia, entre outras (NEZHNIKOVA *et al.*, 2018). Assim sendo, neste capítulo, são abordados aspectos relacionados à motivação da realização deste trabalho, os objetivos do estudo, bem como, o princípio de funcionamento do Trocador de Calor Solo-Ar (TCSA) e o estado da arte.

1.1. Motivação

As fontes renováveis de energia são encontradas facilmente na natureza e em grandes quantidades, possuindo capacidade de regeneração por meios naturais (BRAZ *et al.*, 2017). Em vista disso, este trabalho tem como objetivo aprimorar o estudo do TCSA, buscando aproveitar a energia térmica acumulada nas camadas superiores do solo para aquecer ou resfriar os ambientes em edifícios.

Neste contexto, a demanda mundial de energia está em constante crescimento, ao mesmo tempo as reservas de combustíveis fósseis estão diminuindo e não serão suficientes para satisfazer as demandas globais de energia no futuro. Além disso, os sistemas convencionais de aquecimento e refrigeração consomem a maior parte da demanda por energia elevando consideravelmente os custos (VIVAS e GUERRA, 2021).

A sustentabilidade das fontes renováveis de energia está relacionada à minimização de danos aos ecossistemas, como a redução de resíduos poluentes, a utilização de materiais recicláveis, a conservação de energia e o uso de tecnologias limpas que contribuam para melhoria das condições de vida da população (SOUZA e NOGUEIRA, 2022).

A matriz energética global é composta majoritariamente por fontes fósseis. Por isso, a transição energética torna-se uma medida fundamental para a agenda da segurança energética e ambiental de forma conjunta, contribuindo na solução do problema da escassez e da instabilidade das fontes fósseis. Portanto, a implementação das fontes renováveis de energias pode ser a resposta para garantir maior equilíbrio energético dos países (ALBUQUERQUE, 2021).

O aproveitamento de fontes renováveis de energia no melhoramento das condições térmicas de ambientes construídos, diminui o consumo de energia convencional, representando um aspecto importante para o projeto de edificação sustentável. Nesse contexto, é possível aproveitar a energia solar, que atinge e é armazenada na superfície da Terra como energia térmica. Para isso, pode ser empregado o dispositivo TCSA (BRUM *et al.*, 2013). Ele, explora a diferença de fases entre as temperaturas do ar e do solo, tornando possível aquecer o ar no inverno ou resfriá-lo no verão (BRUM *et al.*, 2019).

O princípio de funcionamento do TCSA consiste em forçar o ar ambiente a escoar no interior de um ou mais dutos enterrados no solo, que, devido a sua inércia térmica permite a troca de calor com o ar em escoamento. Dessa forma, o solo retira calor do ar em estações do ano de temperaturas mais elevadas, e cede calor ao ar em estações do ano, nas quais as temperaturas são mais baixas (HERMES *et al.*, 2019). Como pode-se observar nas Figuras 1.a e 1.b, o funcionamento do TCSA permite a entrada de ar quente ou frio em dutos enterrados e na saída mostra o ar resfriado ou aquecido. A cor vermelha representa temperaturas elevadas em relação à cor azul.

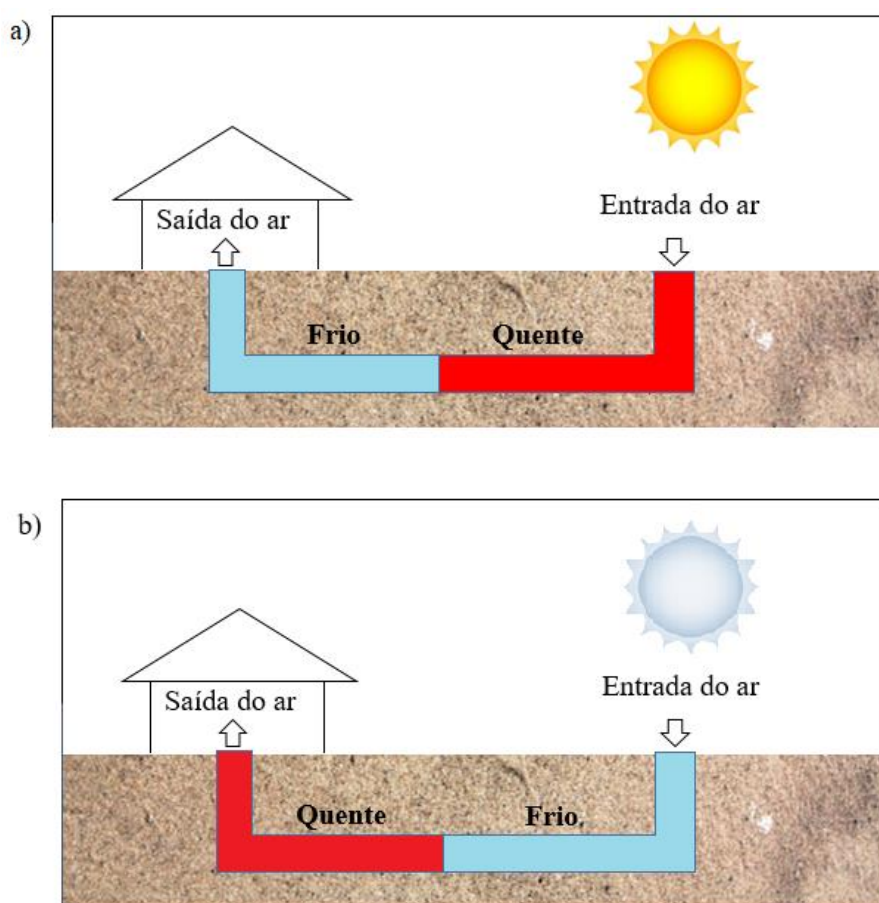


Figura 1. Princípio de funcionamento do TCSA: a) entrada de ar quente; b) entrada de ar frio.

Em escoamentos internos, estudos têm demonstrado a eficácia dos dispositivos de configuração elíptica em diversas aplicações. Essas pesquisas indicam que esses dispositivos podem apresentar melhor desempenho térmico em comparação com outras geometrias. Isso foi constatado por Jahanbin (2020), em um estudo que comparou o desempenho térmico do TCSA com dutos em U com seção transversal elíptica em relação aos dutos com seção circular. Na pesquisa de Benhammou *et al.* (2022) compararam diversas configurações geométricas e observaram que as geometrias retangulares e elípticas são mais eficazes devido às suas maiores áreas de transferência de calor em comparação com as geometrias circulares.

Já o método Design Construtal baseia-se na teoria Construtal, que explica de forma precisa como são criadas as formas de escoamento na natureza com base no princípio evolucionário de acesso, mais fácil, ao fluxo/escoamento no tempo (BEJAN e LORENTE, 2008). Esse método foi utilizado com sucesso para racionalizar a configuração geométrica em sistemas idealizados aplicáveis em vários equipamentos de engenharia, como: escoamentos sobre arranjos de cilindros (TEIXEIRA *et al.*, 2018; RAZERA *et al.*, 2019; CUNEGATTO *et al.*, 2023; DEL AGHENESE *et al.*, 2024), escoamentos em canais (TEIXEIRA *et al.*, 2020; RAZERA *et al.*, 2022; FENG *et al.*, 2023), caminhos condutivos, arranjo de aletas e cavidades (HAJMOHAMMADI, 2017; HAJMOHAMMADI, 2018; FAGUNDES *et al.*, 2019; LIN, 2023; LIU *et al.*, 2024), dissipadores de calor (MUSTAFA, 2019; DE MOURA *et al.*, 2023; GODI e PETINRIN, 2023; GODI, 2024).

O Design Construtal associado à busca exaustiva, permite uma abrangente visualização do comportamento térmico e fluidodinâmico do sistema na medida em que a configuração geométrica do sistema em análise é variada em função aos comprimentos vertical e horizontal do duto retilíneo da seção transversal elíptica, embora que esse processo demande um maior esforço computacional, principalmente em domínio tridimensional com problemas transientes. Além disso, através da busca exaustiva permite identificar a geometria que oferece a melhor performance por meio de simulações numéricas entre as diversas configurações definidas (RAZERA *et al.*, 2019; RODRIGUES, 2019).

A maximização da transferência de calor em equipamentos e processos de engenharia requer operações com o mínimo consumo energético possível. Essa troca de calor está diretamente relacionada ao potencial térmico (BEJAN e LORENTE, 2008). Além disso, é fundamental levar-se em conta a redução das resistências ao escoamento no sistema como um indicador importante de desempenho ao avaliar as configurações geométricas de equipamentos e processos.

Ao considerar uma análise conjunta dos parâmetros térmicos e fluidodinâmicos, fica caracterizado um problema multiobjetivo. Uma abordagem adequada para a resolução de problemas com múltiplos objetivos é a aplicação do método TOPSIS (*Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution*). Este método tem base no conceito de que a solução ótima multiobjetivo

do sistema deve ter a menor distância Euclidiana da solução ideal positiva e ao mesmo tempo ser o mais distante da solução ideal negativa (HWANG e YOON, 1981). Assim, o TOPSIS pode ser empregado em sistemas de múltiplos objetivos, onde necessita-se maximizar um parâmetro e minimizar outro e vem sendo utilizado com êxito em diversas aplicações no contexto da engenharia térmica e fluidodinâmica, como pode ser observado em: Mao *et al.* (2016); Ge *et al.* (2016); Mishra *et al.* (2018); Ge *et al.* (2019); Keykhah *et al.* (2020); Trilok e Gnanasekaran (2021); Bai *et al.* (2023);

Neste trabalho foi investigado numericamente o comportamento térmico e fluidodinâmico do TCSA Horizontal com duto retilíneo de seção transversal elíptica. Para tal, o sistema foi submetido a um escoamento turbulento e foi considerado o mecanismo de convecção forçada entre o ar e o solo. O método Design Construtal, associado à busca exaustiva, foi empregado para definir as geometrias e avaliar o efeito da variação geométrica sobre a resposta do sistema. O grau de liberdade foi definido pela razão dos comprimentos vertical e horizontal da seção transversal do duto. Além disso, os métodos *IDE* e o TOPSIS foram utilizados para uma análise do problema multiobjetivo do sistema, considerando o potencial térmico e a perda de carga. Em vista disso, o TCSA foi avaliado numericamente considerando na sua instalação as características do solo e os dados da temperatura correspondentes à cidade de Viamão – RS, baseando-se em dados experimentais de Vaz *et al.* (2011).

1.2. Estado da arte

Aqui serão abordados alguns aspectos do referencial teórico como uma forma de contextualizar trabalhos já desenvolvidos e relacionados com o tema em discussão, para ter um melhor entendimento do dispositivo TCSA que tem sido notavelmente discutido nos últimos anos.

Brum *et al.* (2019), apresentaram uma pesquisa através de estratégias de Design Construtal para investigar configurações geométricas de dutos retos com o intuito de aprimorar o desempenho térmico de suas instalações. Foram realizadas diversas simulações computacionais com diferentes configurações para organizar até cinco (5) dutos alinhados horizontalmente ao solo, depois de impor restrições ao escoamento de ar e aos volumes de instalação. Os resultados revelaram melhorias significativas na eficiência do TCSA, podendo ser obtidas a partir do aumento adequado de número de dutos e reduzindo seus diâmetros até certo ponto, a relação entre seus espaçamentos vertical e horizontal, aumentando a relação entre o volume da instalação e o domínio computacional. Portanto, a simples adição de dutos nas instalações de TCSA, não significa um desempenho superior quando não se dá atenção à forma de organizá-los.

Em Greco e Masselli (2020), foram investigados os parâmetros que otimizam o desempenho térmico de um TCSA horizontal de duto único. O estudo foi realizado variando os seguintes parâmetros geométricos que influenciam a troca de calor entre o ar que escoar no duto e o solo: o comprimento do duto (L), diâmetro (D), profundidade de instalação (z) e os parâmetros térmicos e

de escoamento do ar úmido (velocidade de entrada (v) e temperatura), de modo a otimizar o funcionamento do sistema. Os resultados mostraram que, o desempenho térmico aumenta com o comprimento até que a distância de saturação seja atingida. A combinação de parâmetros que otimiza o desempenho do sistema TCSA para resfriamento e aquecimento foi de: $D = 0,1$ m; $v = 1,5$ m/s; $L = 50$ m.

No trabalho de Lekhal *et al.* (2021) foi investigado o desempenho de aquecimento e a viabilidade operacional de dois TCSAs em três regiões geoclimáticas diferentes da Argélia. Em primeiro lugar, os desempenhos dos TCSA foram estudados experimentalmente no clima moderado de Oran e os resultados correspondentes foram utilizados para a validação da parte numérica. A experiência permitiu analisar o efeito do material do duto no desempenho dos dois TCSAs que são feitos de materiais diferentes (PVC e Zinco). O estudo foi expandido a três climas diferentes, incluindo um clima temperado para Oran, um clima árido para Bechar e um clima de estepe para as cidades de El-Bayadh. Também analisou-se a sensibilidade para avaliar a viabilidade operacional dos TCSA nas regiões consideradas. Os resultados mostram que o desempenho térmico do TCSA depende principalmente das condições geoclimáticas e do tipo de material do duto.

Em Nunes *et al.* (2021), o estudo centrou-se na avaliação geométrica numérico-analítico de vários arranjos de TCSA segundo o método do Design Construtal. Os indicadores de desempenho consistiram na minimização da ocupação do volume do solo, a minimização da perda de carga do escoamento de ar e a maximização do potencial térmico. A partir de um TCSA com duto retilíneo, designado por Instalação de Referência, foram delineadas 26 geometrias complexas. Os resultados revelaram que o uso de serpentinas com espaçamento reduzido entre os dutos levou a uma redução de quase 39% no volume ocupado pelo (TCSA) em comparação com a Instalação de Referência. Além disso, configurações com menos curvas contribuíram para uma diminuição na queda de pressão do ar, com um desempenho superior em 30% em relação às formas mais complexas. Observou-se também uma melhoria de cerca de 6% no potencial térmico máximo entre a melhor e a pior configuração.

Na pesquisa de Rodrigues *et al.* (2021), buscou-se associar uma abordagem numérico-analítica com o método Design Construtal e a técnica de busca exaustiva, para minimizar a ocupação do volume do solo, minimizar a queda de pressão do escoamento de ar e maximizar o potencial térmico de um TCSA em forma de T. A partir de um TCSA convencional, composto por um duto reto, denominado Instalação de Referência, foram considerados dois graus de liberdade a destacar, a relação de comprimentos e uma relação de diâmetros. Os resultados mostraram que, em comparação com a Instalação de Referência, usando diferentes geometrias de TCSA em forma de T, foram identificadas uma redução de 23% de volume e 62% de queda de pressão e um aumento de 21% de

potencial térmico; e quando os três parâmetros de desempenho foram considerados ao mesmo tempo, a configuração geométrica de TCSA em forma de T permitiu alcançar uma melhoria de cerca de 27% em comparação com a Instalação de Referência.

Em Jahanbin (2020) foi apresentado um projeto de Trocador de Calor Solo Ar (TCSA) vertical com um duto em forma de U com seção transversal elíptico, para melhorar o desempenho térmico dos sistemas de Bombas de calor acopladas ao solo. Foram realizadas diversas simulações de elementos finitos 3D, para estudar o comportamento térmico dos dutos em U com seção transversal elípticos e comparar o seu desempenho com os dutos em U com seção transversal circular. Um fator de forma adimensional γ foi introduzido para avaliar o efeito da geometria elíptica do duto em U no desempenho térmico do TCSA. Além disso, os parâmetros que influenciam o desempenho térmico de dutos em U elípticos foram investigados e a redução da porcentagem de resistência térmica do poço, com referência ao duto em U típico, foi comparada para cada parâmetro. Os resultados revelaram que os dutos em U elípticos melhoram significativamente a transferência de calor e diminuíram a resistência térmica do poço em mais de 17%, em comparação com os dutos em U circular. Demonstrou-se que, quanto maior for o valor do fator de forma γ , melhor será o aumento da transferência de calor.

Em Benhammou *et al.* (2022) foi investigado o impacto da forma geométrica da seção transversal do duto no desempenho dos TCSA que funcionam em modo de resfriamento. Foram selecionadas três configurações diferentes, nomeadamente circular, retangular e elíptica. Com base na análise do balanço de calor, um modelo bidimensional transiente foi desenvolvido para o solo irregular ao redor do duto enterrado. Foi realizada uma análise de sensibilidade completa para avaliar o impacto dos parâmetros geométricos e operacionais, incluindo o comprimento e a seção transversal do duto e a velocidade do ar. Além disso, o efeito da horizontalidade do duto em relação às configurações retangulares e elípticas também foi considerado por meio da relação de aspecto geométrico.

Os resultados mostraram que uma seção transversal do duto de 0,07 m² e com um aspecto geométrico de 9, a superfície de troca entre o ar que flui e a parede do duto nos trocadores retangulares e elípticos foi 88,3% e 93,6% maior do que a do sistema convencional, respectivamente. Além disso, com um aspecto geométrico de 4 e um comprimento de duto de 60 m, as temperaturas de saída fornecidas pelos sistemas retangular e elíptico são 1,5°C e 1,3 °C menores do que as obtidas com o sistema convencional. Em relação à influência das dimensões do duto, observa-se que o comprimento do duto exerce um efeito dominante em comparação com a seção transversal, e o desempenho do sistema é proporcional ao comprimento do duto. Da mesma forma, o desempenho do TCSA aumenta com o aumento do aspecto geométrico do duto (BENHAMMOU *et al.*, 2022).

Ahmad e Prakash (2023) estudaram o desempenho do sistema de TCSA, para aplicação de resfriamento. Investigou-se computacionalmente, usando software de simulação dinâmica de fluidos computacional (CFD) ANSYS FLUENT da versão 18.2, e os resultados obtidos foram comparados aos resultados experimentais. Os resultados da simulação, revelaram que, a temperatura do ar em movimento diminui consideravelmente à medida em que se aumenta o comprimento do duto. A temperatura diminui lentamente em dutos de maior diâmetro, comparados aos de dutos menores, e a queda de temperatura diminui ligeiramente com o aumento da velocidade do ar.

Rodrigues *et al.* (2022) apresentou uma abordagem numérica completa para o estudo do TCSA. Investigou três aspectos fundamentais: a melhoria do modelo computacional, desenvolvendo o Modelo Computacional Compacto (CCM); a definição do Indicador de Desempenho Energético (EPI), dedicado à análise do TCSA; e a aplicação do método Design Construtal, associado ao CCM e ao EPI, num estudo de caso do TCSA em forma de Y instalado na cidade de Rio Grande/RS. Os resultados mostraram que foi possível validar e verificar o CCM, que apresentaram, entre outras melhorias, o tratamento desacoplado entre problemas térmicos e fluidodinâmicos, a redução do tempo de processamento e a possibilidade de simular numericamente o TCSA em diversas regiões do planeta. Também foi possível comprovar a eficácia do EPI, permitindo que o desempenho do TCSA seja avaliado com um único indicador, considerando concomitantemente, parâmetros térmicos e fluidodinâmicos. Foi ainda definida, a configuração ótima do TCSA em forma de Y, gerando economias mensais de eletricidade de até 117,72 kWh (aquecimento) em períodos frios, e 74,13 kWh (arrefecimento), em períodos quentes.

Em Ramalho *et al.* (2022) foi estudado o TCSA com dutos envolvidos por estruturas galvanizadas. Foram consideradas diferentes configurações, utilizando blocos circulares e retangulares com até quatro aletas. Uma vez que os arranjos têm alta condutividade térmica, eles aumentam a eficiência para quase 95%. Além disso, permitem reduzir o tamanho da instalação em quase metade, mantendo a eficiência acima de 70%. Os resultados mostraram que, a utilização de apenas uma aleta é suficiente para aumentar o potencial térmico do TCSA em 33% em relação a uma instalação convencional, mas a sua utilização descuidada pode reduzir o potencial térmico do solo. Finalmente, variando o tamanho de uma estrutura retangular sem aletas, foi obtido o melhor resultado, ou seja, a eficiência próximo de 95% e o potencial térmico do TCSA aumentado em 60,5%.

Em Yang *et al.* (2023) foi proposto no estudo um novo sistema de TCSA utilizando uma câmara de entrada plena (CEP-TCSA) para preparar o ar exterior na secção de entrada. Para avaliar o seu desempenho de arrefecimento, foi desenvolvido um modelo numérico e validado com base numa experiência de campo. Os resultados mostraram uma boa concordância entre os dados simulados e experimentais, com um erro relativo absoluto máximo de 4,43% para a temperatura do

ar de saída. Em seguida, estudos comparativos entre o CEP-TCSA e o TCSA tradicional foram conduzidos sob três taxas de escoamento de ar. Os resultados indicaram que o CEP-TCSA tem uma temperatura de saída do ar mais baixa e estável do que o TCSA tradicional. Comparado com o TCSA tradicional, o CEP-TCSA reduz a flutuação da temperatura do ar de saída em 53,13 %, 29,84 % e 26,60 % sob taxas de escoamento de ar de 190 m³/h, 380 m³/h e 570 m³/h, respectivamente. Isso melhora o potencial de resfriamento livre do TCSA para edifícios. Além disso, o CEP-TCSA pode reduzir o comprimento do duto enterrado em cerca de 60,30%, 53,0% e 50,0% para três taxas de escoamento de ar, respectivamente.

Em Diedrich *et al.* (2023) foi analisado o desempenho de um TCSA baseado em CFD, utilizando o software ANSYS FLUENT da versão 2021 nas simulações. Os valores de temperatura do ar obtidos foram comparados com dados experimentais de sensores instalados em um TCSA na Universidade Federal de Tecnologia-Paraná, Ponta Grossa/Brasil (25,1° Sul, 50,16° Oeste) para validar o modelo computacional, usando dutos horizontais de PVC de 100 mm de diâmetro em configuração serpentina, com dutos de 5,15 m de comprimento colocados a cada 0,5 m. A fim de otimizar a análise numérica do TCSA, foram verificados dois modelos reduzidos para os domínios do solo e do TCSA. Inicialmente foi imposta uma temperatura constante de 23,7 °C na superfície do duto, correspondente à temperatura média do solo a uma profundidade de 1,5 m. Posteriormente, foi considerado um domínio reduzido do solo que se estende 0,5 m em todas as direções a partir da serpentina do TCSA. Da mesma forma, foram impostas temperaturas constantes nas superfícies superior e inferior do domínio do solo, também obtidas experimentalmente. Os resultados revelaram que, em ambos os casos, os valores de temperatura obtidos apresentaram boa concordância em relação aos valores experimentais.

Com base nas diversas pesquisas apresentadas nesta subseção do estado da arte, esta dissertação propõe uma avaliação do desempenho da configuração geométrica de um TCSA com duto retilíneo horizontal com seção transversal elíptica no estudo térmico e fluidodinâmico. Conforme observado na literatura, o método Design Construtal por meio de busca exaustiva, permitiu avaliar o desempenho do TCSA para diferentes configurações no escoamento do fluido, enquanto o método multiobjetivo possibilitou a escolha ideal no contexto de problema multiobjetivo do sistema.

Além disso, a metodologia do presente estudo abrange várias etapas: modelagem físico-matemática do problema para resolver as equações de conservação da massa, quantidade de movimento e energia; consideração da turbulência; aplicação da modelagem numérica; utilização do método Design Construtal em conjunto com a técnica de Busca Exaustiva; e por fim, avaliação multiobjetivo do sistema TCSA envolvendo o *IDE* e o TOPSIS.

1.3. Justificativa

Com base na limitação da oferta da energia convencional, a abordagem do tema proposto neste trabalho é de grande importância e justificável, visto que, conforme esclarecido anteriormente na motivação, o contínuo desenvolvimento dos meios de transferência de calor e otimização energética são relevantes para o avanço tecnológico de diversos equipamentos e processos. Além disso, surge cada vez mais a necessidade da compreensão do efeito geométrico do sistema, para uma configuração pouco investigada através do Design Construtal em condições de convecção forçada no duto retilíneo, particularmente por se tratar de sistemas de geometrias baseadas no conceito elíptico, uma vez que, pode trazer vantagens interessantes na transferência de calor.

A aplicação do Design Construtal associado aos métodos multiobjetivos permitiram que o sistema proposto seja avaliado geometricamente, buscando a obtenção das configurações de melhor desempenho térmico e fluidodinâmico. Neste contexto, cabe destacar que estudos anteriores, como os de Jahanbin (2020) e Benhammou *et al.* (2022) exploraram em transferência de calor configurações elípticas. Esses estudos serviram como inspiração para a abordagem adotada na pesquisa atual.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo geral

Investigar numericamente o potencial térmico e a queda de pressão do Trocador de Calor Solo-Ar (TCSA) Horizontal Retilíneo com duto de seção transversal elíptica. A geometria é avaliada pelo método Design Construtal associada à busca exaustiva, baseando-se na variação da razão entre os comprimentos vertical e horizontal (H/L) da seção transversal elíptica do duto. Além disso, uma análise multiobjetivo do problema é considerada, na qual o potencial térmico e a perda de carga são avaliados conjuntamente.

1.4.2. Objetivos específicos:

No presente estudo são definidos os seguintes objetivos específicos:

- a. Avaliar a influência da razão de aspecto entre os comprimentos vertical e horizontal (H/L) da seção transversal do duto elíptico do TCSA Horizontal Retilíneo em relação ao potencial térmico (PT) e à perda de carga (PC);
- b. Avaliar a influência da razão de aspecto entre os comprimentos vertical e horizontal (H/L) da seção transversal do duto elíptico do TCSA Horizontal Retilíneo em relação ao problema multiobjetivo;

- c. Identificar as configurações geométricas que maximizem o potencial térmico e minimizem a perda de carga do sistema;
- d. Identificar as configurações geométricas que apresentam a melhor resposta para o problema multiobjetivo.

1.5. Estrutura da dissertação

Esta dissertação está estruturada da seguinte forma:

- No primeiro capítulo, o texto aborda uma parte introdutória, que inclui a apresentação da motivação, objetivos e juntamente com uma abordagem genérica do Trocador de Calor Solo - Ar.
- No segundo capítulo, o texto apresenta o referencial teórico dos aspectos relacionados com os princípios de transferência de calor e o comportamento térmico do solo.
- No terceiro capítulo, será apresentada a modelagem físico-matemática, ligada ao problema de TCSA, abrangendo as equações fundamentais de conservação da massa, da quantidade de movimento, e da energia, assim como a modelagem de turbulência, Design Construtal, os modelos (*IDE* e *TOPSIS*) e os demais aspectos.
- No quarto capítulo, será apresentada a modelagem numérica, onde serão tratados aspectos relacionados com método de volumes finitos, o acoplamento pressão-velocidade, estudo da qualidade da malha, a verificação e validação do modelo computacional, entre outros aspectos relevantes.
- No quinto capítulo, serão apresentados os resultados, comparando as diversas simulações numéricas. Igualmente será abordada uma discussão sobre os parâmetros (*PT* e *PC*), assim como a avaliação geométrica pelo Design Constructal associado ao Indicador de Desempenho Energético (*IDE*) e o *TOPSIS* para a escolha da solução ideal.
- No sexto capítulo, serão abordadas as conclusões, onde será apresentada uma síntese geral da dissertação. Em seguida, serão discutidas as recomendações que destacarão os aspectos que permitirão a continuidade de futuras pesquisas relacionadas ao tema. E por fim são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas no suporte e desenvolvimento do trabalho e os apêndices.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

Nesta seção são abordados os princípios de transferência de calor, com foco em dois aspectos fundamentais: a transferência de calor por condução e transferência de calor por convecção. Além disso, será apresentado o comportamento térmico do solo.

2.1. Condução

A condução é um modo específico de transferência de calor que ocorre em sólidos ou fluidos sem movimento convectivo resultante do deslocamento macroscópico do meio. Essa transferência de energia ocorre da região de alta temperatura para a região de baixa temperatura devido à presença de um gradiente de temperatura no sistema. Assim, uma vez que a distribuição de temperatura $T(\hat{r}, t)$ é conhecida dentro do meio como uma função do espaço (definido pelo vetor de posição $\hat{r}$) e do tempo (definido pelo escalar t), o fluxo de calor é então prescrito a partir das leis de transferência de calor (HAHN e ÖZISIK, 2012).

A ciência da condução de calor se preocupa principalmente com a determinação da distribuição de temperatura e do fluxo de energia em sólidos. Neste contexto, um sólido homogêneo e isotrópico, ou seja, um material em que a condutividade térmica é independente da direção, a lei de Fourier pode ser dada por (HAHN e ÖZISIK, 2012):

$$q''(\hat{r}, t) = -k \nabla T(\hat{r}, t) \quad (2.1.1)$$

onde: o gradiente de temperatura $\nabla T(\hat{r}, t)$ é um vetor normal à superfície isotérmica ($^{\circ}\text{C}/\text{m}$). Por outro lado, o vetor de fluxo de calor $q''(\hat{r}, t)$ representa o fluxo de calor por unidade de tempo, por unidade de área da superfície isotérmica na direção do gradiente de temperatura decrescente (W/m^2), e o k é a condutividade térmica do material ($\text{W}/(\text{m.K})$).

A Eq. (2.1.1) no sistema de coordenadas cartesianas é escrita de seguinte forma com base em (HAHN e ÖZISIK, 2012):

$$q''(x, y, z, t) = -\hat{i}k \frac{\partial T}{\partial x} - \hat{j}k \frac{\partial T}{\partial y} - \hat{z}k \frac{\partial T}{\partial z} \quad (2.1.2)$$

onde: $\hat{i}, \hat{j}, \hat{z}$, representam os vetores de direção unitária ao longo das direções x, y e z , respectivamente. Os três componentes do vetor de fluxo de calor nas direções x, y e z , respectivamente, são dados por:

$$q''_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.1.3)$$

$$q''_y = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad (2.1.4)$$

$$q''_z = -k \frac{\partial T}{\partial z} \quad (2.1.5)$$

O caso unidimensional é mostrado na Figura 2 (INCROPERA *et al.*, 2014).

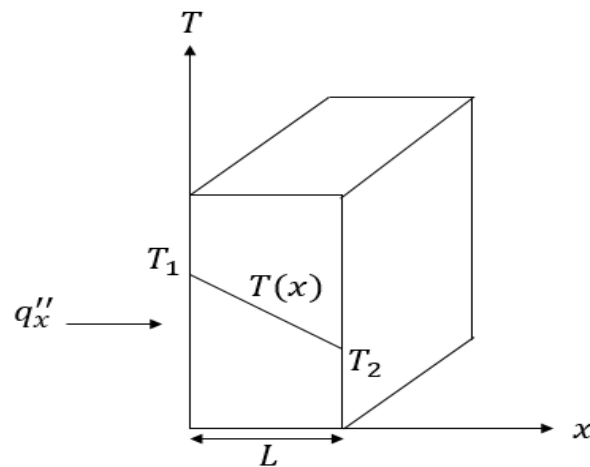


Figura 2. Transferência de calor unidimensional por condução. Fonte: (INCROPERA *et al.*, 2014).

2.2. Convecção

Segundo Çengel e Boles (2013), convecção é o modo de transferência de energia entre uma superfície sólida e o líquido ou gás em movimento adjacente à superfície. Além disso, a convecção envolve efeitos combinados de condução e movimento do fluido. Quanto mais intenso o movimento do fluido, maior a transferência de calor por convecção. Na ausência de movimento macroscópico do fluido, a transferência entre a superfície sólida e o fluido adjacente é feita por condução pura. A presença de qualquer movimento macroscópico do fluido aumenta a transferência de calor entre a superfície sólida e o fluido, mas também torna mais complexa a determinação das taxas de transferência de calor.

De acordo com Çengel e Boles (2013), a convecção é chamada de convecção forçada se o fluido for forçado a escoar em um tubo ou sobre uma superfície por meios externos, como um ventilador, uma bomba ou o próprio vento. Por sua vez, a convecção é chamada de convecção livre (ou natural) se o movimento do fluido for causado por forças de empuxo induzidas por diferenças de densidade em virtude da variação da temperatura do fluido.

De acordo com Bejan (2013), a taxa da transferência de calor por convecção é determinada pela lei de Newton do resfriamento, expressa por:

$$q'' = h_c \cdot (T_s - T_\infty) \quad (2.2.1)$$

onde q'' , o fluxo de calor por convecção (W/m^2) é proporcional à diferença entre as temperaturas da superfície e do fluido, T_s e T_∞ , respectivamente. Essa expressão é conhecida como a lei do resfriamento de Newton, e o parâmetro h_c ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$) é chamado de coeficiente de transferência de calor por convecção. Ele depende das condições na camada limite, as quais, por sua vez, são influenciadas pela geometria da superfície, pela natureza do escoamento do fluido e por uma série de propriedades termodinâmicas e de transporte do fluido.

2.3. Comportamento Térmico do Solo

A temperatura superficial do solo está sujeita a variações climáticas e atmosféricas. Fatores geográficos (regiões de clima seco, chuvoso ou sujeito a nevascas, em caráter perene ou sazonal) e temporais (a exemplo de consideráveis amplitudes térmicas diárias), bem como condições topográficas e de cobertura vegetal, influenciam diretamente a troca térmica da superfície do solo com o ar atmosférico (ALMEIDA, 2020).

De acordo com Varejão-Silva (2006), a superfície do solo se aquece principalmente por absorção de energia solar. Quer durante o dia, quer à noite, ocorrem trocas de calor entre a superfície do solo e a atmosfera, tanto por condução quanto por irradiação. A temperatura do solo, tanto à superfície como em qualquer nível mais abaixo, pode variar no espaço e com o tempo. Uma vez que o fluxo de calor é condicionado principalmente pela absorção de energia solar à superfície, a oscilação da temperatura do solo apresenta um ciclo diário e outro anual, que, embora com certa defasagem, acompanham os respectivos movimentos visíveis do Sol.

Considerando-se que a condução é o mecanismo predominante de transferência de calor em solos, é possível inferir que o aumento da porosidade de um solo resulta na redução de sua condutividade térmica, uma vez que maiores e mais numerosos vazios tendem a diminuir a superfície de contato para a condução de calor entre os grãos de solo. Por outro lado, menores índices de vazios correspondem a maiores densidades. Portanto, infere-se que densidade e condutividade térmica são diretamente proporcionais (ALMEIDA, 2020).

3. MODELAGEM FÍSICO-MATEMÁTICA

Na presente seção, as equações de conservação da massa, balanço da quantidade de movimento e energia são apresentadas, abrangendo a física do problema em questão. Além disso, é delimitado o domínio físico do sistema, onde são identificados os parâmetros a serem analisados.

3.1. Equações de conservação

Nesta subseção, o trabalho aborda as equações de conservação no que concerne a instalação do TCSA, isto é, referente à representação adequada ao problema físico. O modelo computacional é baseado nas três equações comumente conhecidas, a destacar: A equação de conservação da massa, balanço da quantidade de movimento e a equação de conservação de energia, permitindo descrever o comportamento do fluido no interior do duto apresentado neste trabalho.

3.1.1. Conservação da Massa

De acordo com Pritchard *et al.* (2016) a lei da conservação da massa ou equação da continuidade pode ser escrita por:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{v}_i)}{\partial x_i} = s_m \quad (i = 1, 2 \text{ e } 3) \text{ em } t \times \Omega \quad (3.1)$$

onde ρ é a massa específica (kg/m^3), v_i é a velocidade do escoamento (m/s) na direção i , S_m é o termo fonte de massa ($\text{kg/m}^3\text{s}$). A variável t é o tempo (s) e o domínio espacial Ω representado pelas coordenadas dimensionais x_i (m) na direção i . A barra superior ($\bar{}$) é média temporal.

Para um fluido incompressível, a equação da continuidade é simplificada como:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (i = 1, 2 \text{ e } 3) \text{ em } \Omega \quad (3.2)$$

3.1.2. Conservação da quantidade de movimento

As equações de conservação da quantidade do movimento são denominadas equações de Navier-Stokes (PRITCHARD *et al.*, 2016). As equações que representam a Lei da Viscosidade de Newton em coordenadas cartesianas, podem ser escritas de seguinte forma (BEJAN, 2013):

$$\frac{\partial \rho \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{v}_i \bar{v}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} \delta_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} \right] + F_i \quad (3.3)$$

sendo $i, j = 1, 2$ e 3 em $t \times \Omega$, onde, p é a pressão estática do fluido (N/m^2), $\vec{F}$ é o campo de forças gravitacional, por unidade do volume (N/m^3), δ_{ij} é o delta de Kronecker ($\delta_{ij} = 1$ se $i = j$, caso contrário, $\delta_{ij} = 0$) e o μ é a viscosidade absoluta do fluido (kg/m.s).

Para um escoamento incompressível em regime transiente no interior do duto do TCSA, sem considerar os efeitos das forças de campo, assumindo a viscosidade absoluta do ar como constante e incorporando os efeitos das tensões turbulentas. Deste modo, a Eq. (3.1.3.3) é reescrita de seguinte forma:

$$\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{v}_i \bar{v}_j)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} \delta_{ij} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[v \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \tau_{ij} \right] \quad (3.4)$$

onde v é a viscosidade cinemática do ar [m^2/s]. O termo τ_{ij} que representa as tensões normais e de cisalhamento, quando filtrado da equação (3.1.3.4) e modelado, é expresso por:

$$\tau_{ij} = \bar{v}_i' \bar{v}_j' \quad (3.5)$$

onde $(')$ é a componente da variável flutuante no tempo (LAUNDER e SPALDING, 1972).

3.1.3. Conservação de energia

A lei de conservação de energia afirma que a energia total de um sistema isolado permanece constante, ou seja, a energia não pode ser criada ou destruída. Assim sendo, a equação da conservação da energia é descrita como (BEJAN, 2013):

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{v}_j \bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \alpha_a \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - q_j \right\} \quad (j = 1, 2 \text{ e } 3) \text{ em } t \times \Omega \quad (3.6)$$

onde α_a é a difusividade térmica do ar [m^2/s] e q_j é o fluxo turbulento de energia. Esse termo surge no processo de filtragem da Eq. (3.1.3.4) e após modelado, pode ser expresso por:

$$q_j = \bar{v}_j' \bar{T}' \quad (3.7)$$

A transferência de calor no solo ocorre por efeitos de difusão térmica e é definida pela seguinte expressão (BEJAN e KRAUS, 2003):

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_s \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3.8)$$

onde $(j = 1, 2 \text{ e } 3)$ em $t \times \Omega$, α_s é a difusividade térmica do solo (m^2/s). Neste trabalho o α_s é considerado constante).

3.2. Modelagem da Turbulência

A turbulência é um fenômeno caracterizado por variações aleatórias e caótico ou desordenado nas grandezas físicas que descrevem o movimento de um fluido, como a velocidade e a pressão. Essas variações ocorrem em escalas de tempo e espaço diferentes e, muitas vezes, são difíceis de prever ou controlar (SCHWIND, 1980). Além disso, a turbulência ocorre quando as forças viscosas no fluido não são capazes de conter flutuações aleatórias no movimento do fluido (geradas, por exemplo, pela rugosidade da parede de um tubo), e o escoamento torna-se caótico. Por exemplo, um fluido de alta viscosidade, tal como óleo de motor, é capaz de conter as flutuações mais efetivamente do que um fluido de baixa viscosidade e, por isso, permanece laminar mesmo em vazões relativamente altas. Por outro lado, um fluido de alta densidade irá gerar forças de inércia significativas devido às flutuações aleatórias no movimento, e este fluido experimentará transição para turbulência em vazões relativamente baixas (PRITCHARD *et al.* 2016).

A modelagem clássica de escoamento é baseada em princípios fundamentais da física, como a conservação de massa, quantidade de movimento e energia. Para Versteeg e Malalasekera (1995), a modelagem turbulenta é uma área da mecânica dos fluidos que se dedica a desenvolver modelos matemáticos capazes de descrever o comportamento de escoamentos turbulentos. Esses modelos são baseados nas equações de Navier-Stokes, que descrevem o movimento de fluidos viscosos, e nas equações de transporte de Reynolds, que descrevem a evolução das grandezas turbulentas, como a intensidade de turbulência e a escala de comprimento de turbulência.

3.2.1. Número de Reynolds

A transição do escoamento laminar para turbulento depende da geometria, da rugosidade da superfície, da velocidade de escoamento, da temperatura da superfície e do tipo de fluido, entre outras coisas. Após experimentos exaustivos na década de 1880, Osborne Reynolds descobriu que o regime de escoamento depende principalmente da relação entre as forças inerciais e as forças viscosas do fluido. Essa relação é chamada de número de Reynolds e é expressa para o escoamento interno em um tubo circular por (ÇENGEL e BOLES, 2013):

$$Re = \frac{\rho V_{méd} D}{\mu} \quad (3.9)$$

sendo que: $V_{méd}$ representa a velocidade média de escoamento (m/s), D representa o comprimento característico da geometria ou diâmetro neste caso, em (m) e μ representa a viscosidade dinâmica do fluido (kg/m.s). Nos escoamentos internos, em números de Reynolds menores que 2000, os escoamentos são laminares. Em números de Reynolds mais elevados que 2000, observa-se que os

escoamentos se tornam turbulentos e em valores intermédios tornam-se escoamentos transitórios (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

3.2.2. Modelo $k - \varepsilon$

Para Silva (2018), na sua forma original, o modelo $k - \varepsilon$ descreve os fenômenos turbulentos a partir de duas equações de transporte que são resolvidas fornecendo duas quantidades turbulentas, a energia cinética de turbulência (k), e a taxa de dissipação de turbulência isotrópica (ε). O modelo $k - \varepsilon$ mais popular foi desenvolvido por Launder e Spalding (1974), após contribuições de vários autores, e começou a ser largamente difundido a partir da versão introduzida por Jones e Launder (1972, 1973). O modelo assume que a viscosidade turbulenta é função apenas de k e ε e será dada por:

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.10)$$

onde: v_t representa a viscosidade cinemática turbulenta (m^2/s), k representa a energia cinética turbulenta (m^2/s^2), ε é a taxa de dissipação de turbulência isotrópica (m^2/s^3) e C_μ é uma constante de ajuste do modelo.

Para um modelo do tipo $k - \varepsilon$, além da equação de transporte de k , resolve-se ainda uma equação de transporte para ε , e conhecem-se as várias constantes da equação a partir do estudo de diferentes escoamentos turbulentos simples isolados. As equações de transporte apresentam-se de seguinte forma (LAUNDER e SPALDING, 1972):

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \varepsilon \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{v}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.12)$$

sendo que: $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_\varepsilon = 1,30$, $\sigma_k = 1,00$, $C_\mu = 0,09$ e $Pr_t = 1,0$.

O primeiro termo que corresponde ao lado direito da Eq. (3.11) representa a produção da energia cinética da turbulência, o segundo termo é o transporte de k por difusão e a taxa de dissipação viscosa de k . Na Eq. (3.12) os três termos do lado direito são respectivamente, os mecanismos de difusão, produção e dissipação de (ε) (DESCHAMPS, 2002).

3.3. Definição do Problema

De maneira representativa, a seção transversal do duto encontra-se esquematizado na Figura 3. Neste estudo, são investigadas as configurações geométricas que visam maximizar o potencial térmico PT absoluto para aquecimento e resfriamento. Adicionalmente, buscou-se identificar as configurações que proporcionam a menor perda de carga PC ao longo do interior do duto. No TCSCA o ar é escoado através do duto sob o mecanismo de convecção forçada em regime turbulento e transiente, com propriedades termofísicas constantes. A razão de aspecto entre os comprimentos vertical e horizontal (H/L) da seção transversal elíptica do duto é avaliada.

3.4. Design Construtal

Na análise geométrica, será empregado o método de Design Construtal, associado à busca exaustiva, para determinar as restrições e grau de liberdade com objetivo de identificar as correntes e dar liberdade, para que possam fluir mais facilmente (BEJAN, 2013). O grau de liberdade do sistema é definido pela razão de aspecto entre os eixos vertical e horizontal do duto elíptico (H/L), conforme ilustrado na Figura 3. Como restrições, o volume do solo e o volume do duto foram definidos como constantes. Além disso, a área da seção transversal do TCSCA, assim como o comprimento do duto, são considerados constantes à medida que H/L é variado. A função objetivo do problema é definida pelos indicadores de desempenho PT e PC , tanto em análise individual quanto em análise multiobjetivo.

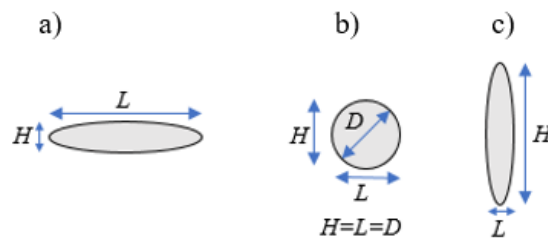


Figura 3. Variação do grau de liberdade H/L : a) $H/L = 0,2$; b) $H/L = 1,0$; e c) $H/L = 6,0$

A geometria do cilindro elíptico foi determinada através das seguintes equações:

$$A_{TCSCA} = \frac{\pi \cdot H \cdot L}{4} \quad (3.13)$$

$$H = \frac{4 \cdot A_{TCSCA}}{\pi \cdot L} \quad (3.14)$$

$$L = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{TCSCA}}{\pi \cdot \left(\frac{H}{L}\right)}} \quad (3.15)$$

O volume do duto foi definido com base na expressão:

$$V_{TCSA} = A_{TCSA} \cdot L_S \quad (3.16)$$

onde: A_{TCSA} representa a área transversal do duto (m^2), H representa o comprimento vertical da seção transversal duto (m), L representa o comprimento horizontal da seção transversal do duto, L_S é o comprimento do TCSA e do solo (domínio computacional).

A implementação do Design Construtal associada à busca exaustiva é apresentada na Figura 4 através de um esquema (RODRIGUES, 2019).

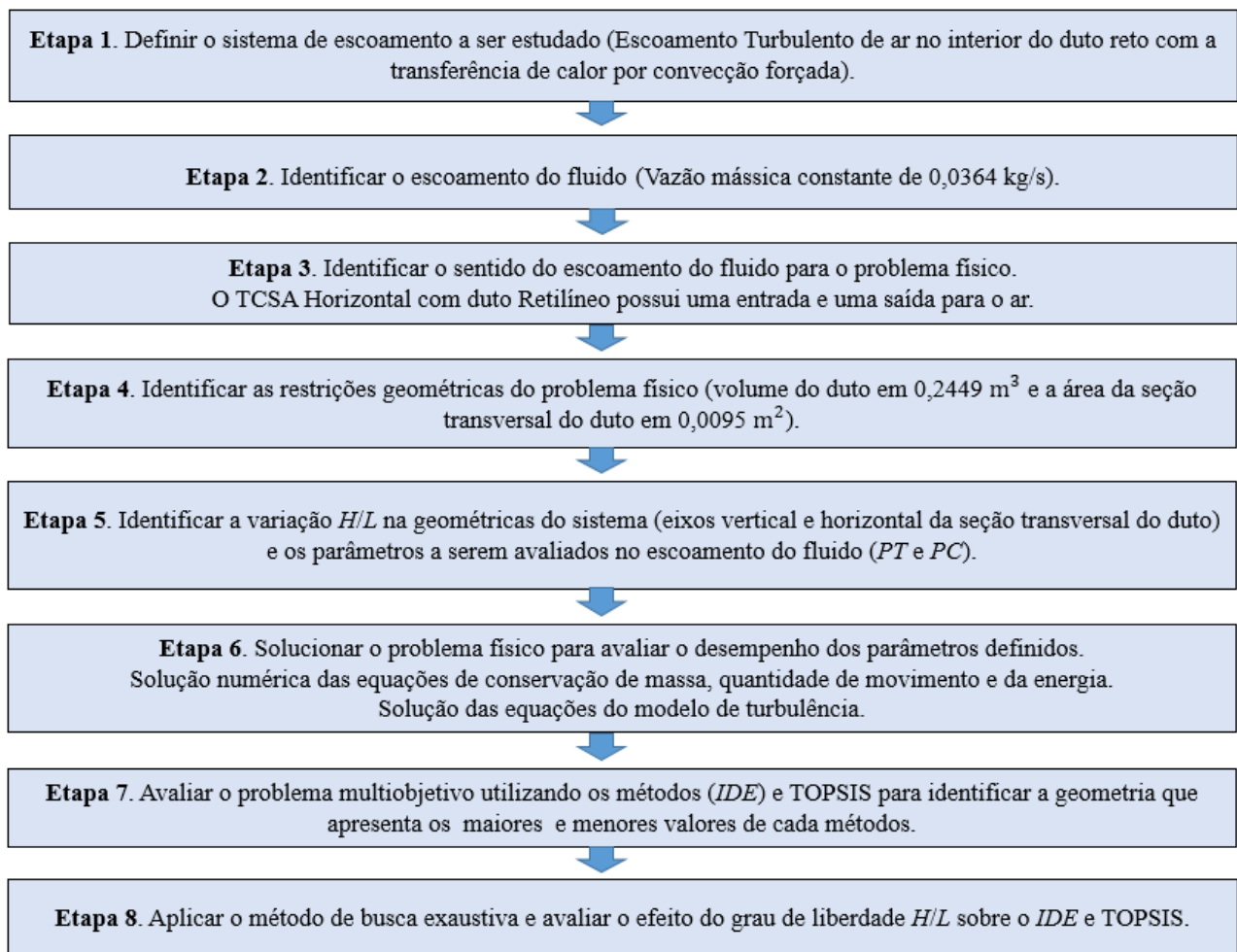


Figura 4. Representação esquemática da aplicação do Design Construtal associado à busca exaustiva.

Na Figura 5, é apresentada a visualização com destaque para a face frontal do TCSA a uma profundidade do solo de $h = 1,60$ m, em um enquadramento no solo, com dimensões: altura do solo ($H_S = 15$ m), largura do solo ($W_S = 5$ m) e o comprimento do TCSA e solo ($L = L_S = 25,77$ m) respectivamente, exemplificando dois extremos da razão (H/L).

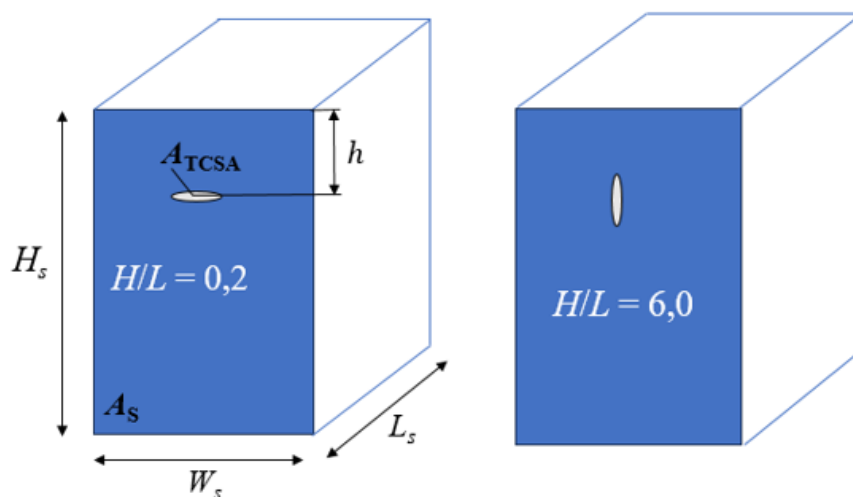


Figura 5. Diferentes seções transversais elípticas usando busca exaustiva.

Por meio da busca exaustiva, como forma de otimizar a geometria do TCSA, essa abordagem explora minuciosamente o espaço de busca estruturado, utilizando a avaliação geométrica definida pelo método Design Construtal. Foram concebidas 16 instalações com diferentes razões (H/L) na seção transversal do duto Horizontal Retilíneo do TCSA, conforme mostrado na Tabela 1.

Tabela 1. Design Construtal associado à busca exaustiva.

Instalações	Razões (H/L)
1	0,2
2	0,3
3	0,4
4	0,5
5	0,6
6	0,7
7	0,8
8	0,9
9	1,0
10	1,5
11	2,0
12	2,5
13	3,0
14	4,0
15	5,0
16	6,0

Algumas instalações podem ser observadas na Figura 7, com um exemplo evidente das configurações de seção transversal elíptica, com a implementação da razão H/L . Importante ressaltar que a partir desses casos foram realizadas simulações numéricas e conduzidas análises de desempenho térmico, referente ao potencial térmico, e fluidodinâmico, relacionado à perda de carga.

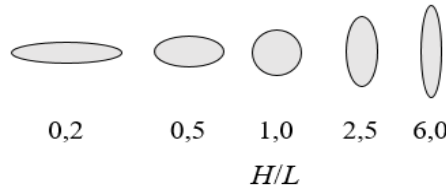


Figura 7. Diferentes seções transversais de instalação de razão H/L .

3.5. Potencial Térmico

O potencial térmico (PT) é a diferença entre a temperatura do ar na saída e entrada do dispositivo. O PT é avaliado no decorrer do tempo e pode ser avaliado discretamente ou aproximado através de uma função no tempo. O PT pode ser calculado a cada intervalo de tempo e geralmente expresso através de uma média considerada em um determinado período, seja diário, mensal ou anual (RODRIGUES, 2019). As análises do comportamento térmico do TCSA serão realizadas com base no parâmetro do potencial térmico (PT). Para tal efeito, o PT é dado por:

$$PT = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n [T_s(t) - T_e(t)] \quad (3.18)$$

onde: PT é o potencial térmico médio ($^{\circ}\text{C}$) do TCSA, $T_s(t)$ é a temperatura do ar na saída do sistema e $T_e(t)$ a temperatura do ar na entrada ($^{\circ}\text{C}$) do sistema. Essas temperaturas são avaliadas ao longo do intervalo de tempo t podendo ser estimados em segundos (s), minutos (min) ou horas (h), e n é o número de observações realizadas no período, $n = (1, 2, 3, 4, \dots, n)$. A partir desse parâmetro busca-se a configuração que possui o maior desempenho térmico, tanto para o período de aquecimento quanto para o período de resfriamento.

3.6. Perda de carga

A perda de carga é a energia perdida pela unidade de peso do fluido quando este escoar. Além disso, examinado o comportamento do escoamento de fluidos em condutos, é possível distinguir dois tipos de perda de carga, nomeadamente, a perda de carga distribuída, designada por h_f , e a perda de carga localizada ou singular (h_s) (BRUNETTI, 2008).

De acordo com Brunetti (2008), a perda de carga distribuída acontece ao longo de tubos retos, de seção constante, devido ao atrito das próprias partículas do fluido entre si. Observa-se que nessa situação a perda só será considerável se houver trechos relativamente longos de condutos, pois o atrito acontecerá de forma distribuída ao longo deles.

Ao passo que, as perdas de carga localizada ou singular, acontecem em locais das instalações em que o fluido sofre perturbações bruscas no seu escoamento. Essas perdas podem ser grandes em trechos relativamente curtos da instalação, como, por exemplo, em válvulas, mudanças de direção, alargamentos bruscos, obstruções parciais etc. Esses locais, nas instalações, costumam ser chamados de “singularidades” (BRUNETTI, 2008).

A perda de carga distribuída e localizada são dadas pelas seguintes equações (BRUNETTI, 2008):

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (3.19)$$

$$h_s = K_s \frac{v^2}{2g} \quad (3.20)$$

onde: L representa comprimento linear total da turbulência (m), v é a velocidade do escoamento (m/s), D é o diâmetro hidráulico do duto (m), g é a aceleração de gravidade (m^3/s), K_s representa o coeficiente da perda de carga singular e f é o coeficiente de perda de carga ou fator de atrito estimado por (PRITCHARD *et al.* 2016):

$$f = \left\{ -1,8 \log \left[\left(\frac{\varepsilon/d}{3,7} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \right\}^{-2} \quad (3.21)$$

onde: ε é a rugosidade do material (m), ε/d é a rugosidade relativa e Re é o número de Reynolds expresso por (PRITCHARD *et al.* 2016). Assim, o modelo analítico do duto por coincidência considerou-se liso, o que permitiu definir ($\varepsilon/d = 0$), desta forma a partir da Eq. (3.21) obteve-se $f = 0,024$ e com base na Eq. (3.9) observou-se o valor de $Re = 23.419,35$.

Na prática, os comprimentos equivalentes são tabelados, de forma que numa instalação todas as singularidades possam ser reduzidas a comprimentos imaginários de condutos, e o cálculo da perda total é dado por:

$$h_t = \sum h_f + \sum h_s \quad (3.22)$$

Numericamente uma avaliação fluidodinâmica dos dispositivos adotou-se como indicador de performance a perda de carga no interior da tubulação do TCSA retilíneo, é dado por (PRITCHARD *et al.* 2016):

$$PC = P_{in} - P_o \quad (3.23)$$

em que P_{in} e P_o são os valores da média da pressão, respectivamente, na face de entrada e na face de saída do duto do TCSA.

3.7. Indicador de Desempenho Energético

Neste estudo, será empregado um avaliador de desempenho multiobjetivo denominado Indicador de Desempenho Energético (*IDE*) do TCSA para analisar os efeitos causados pelo *PT* e *PC* sobre as diferentes configurações geométricas analisadas. A dedução do *IDE* pode ser encontrada na pesquisa de Rodrigues *et al.* (2022), expressa por:

$$IDE = v \left(PT - \frac{PC}{\eta_e C_p \rho} \right) \quad (3.24)$$

onde: a constante η_e simboliza a eficiência térmica do ventilador com o valor de 70% (COSTA, 2005), v é a velocidade do ar, C_p é o Calor específico do ar e ρ é a densidade do ar já definidos na subseção.

3.8. Modelo TOPSIS Multi-Objetivo

O método TOPSIS (*Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Solution* - que significa Técnicas para Ordenar as Preferências por Semelhança com a Solução Ideal) é utilizado para a avaliação multiobjetivo do problema. A ideia básica do TOPSIS é determinar a solução ótima multiobjetivo do sistema, que deve minimizar a distância Euclidiana em relação à solução ideal positiva e, simultaneamente, maximizar a distância Euclidiana em relação à solução ideal negativa. Para esta pesquisa a solução ideal positiva visa maximizar o potencial térmico (benefício) e minimizar a perda de carga (custo). Em contraste, a solução ideal negativa é caracterizada pela maximização da perda de carga e minimização do potencial térmico (CHEN *et al.* 2011).

Além disso, o TOPSIS foi proposto por Hwang e Yoon (1981) para determinar a melhor alternativa com base nos conceitos da solução de compromisso. A solução de compromisso pode ser considerada como a escolha da solução com a distância euclidiana mais curta em relação à solução ideal positiva (mais próximo do valor 1) e a distância euclidiana mais rápida em relação à solução ideal negativa (mais próximo do valor 0). Neste trabalho, o método será aplicado com vista a

responder o problema da minimização de perda de carga e maximização do desempenho térmico através do potencial térmico. Os procedimentos do TOPSIS podem ser descritos da seguinte forma com base em (TZENG e HUANG, 2011):

Dado um conjunto de alternativas $A = \{A_k | k = 1, \dots, n\}$, e um conjunto de critérios ou indicadores, $C = \{C_j | j = 1, \dots, m\}$, onde $X = \{x_{kj} | k = 1, \dots, n; j = 1, \dots, m\}$ representa o conjunto de classificações de desempenho e $W = \{w_j | j = 1, \dots, m\}$ é o conjunto de pesos, o quadro de informações, $I = (A, C, X, W)$ pode ser representado como mostra a Tabela 2.

Tabela 2. Informações do TOPSIS.

Alternativas	C_1	C_2	...	C_m
A_1	x_{11}	x_{12}	...	x_{1m}
A_2	x_{21}	C_{22}	...	x_{2m}
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
A_n	x_{n1}	x_{n2}	...	x_{nm}
W	C_m	C_m	...	W_m

onde: C_1 e C_2 representam os indicadores PT e PC , respetivamente.

O primeiro passo do TOPSIS consiste em calcular as classificações normalizadas através de:

$$r_{kj}(x) = \frac{x_{kj}}{\sqrt{\sum_{k=0}^n x_{kj}^2}}, k = 1, \dots, n; j = 1, \dots, m \quad (3.25)$$

Para critérios de benefícios (quanto maior, melhor), $r_{kj}(x) = (x_{kj} - x_j^-)/(x_j^* - x_j^-)$ onde $x_j^* = \max_k x_{kj}$ e $x_j^- = \min_k x_{kj}$ ou definir x_j^* é o nível almejado/desejado e x_j^- é o pior nível. Para critérios de custo (mais pequeno é melhor) $r_{kj}(x) = (x_j^- - x_{kj})/(x_j^- - x_j^*)$, e depois para calcular as classificações normalizadas ponderadas por:

$$v_{kj}(x) = w_j r_{kj}(x), \quad k = 1, \dots, n; j = 1, \dots, m. \quad (3.26)$$

Em seguida, a solução ideal artificial positivo (PIS) e a solução ideal artificial negativo (NIS) são derivados como:

$$PIS = A^+ = \{v_1^+(x), v_2^+(x), \dots, v_j^+(x), \dots, v_m^+(x)\} \quad (3.27)$$

$$= \left\{ \left(\max_k v_{kj}(x) \mid j \in j_1 \right), \left(\min_k v_{kj}(x) \mid j \in j_2 \right) \mid k = 1, \dots, n \right\}$$

e

$$NIS = A^- = \{v_1^-(x), v_2^-(x), \dots, v_j^-(x), \dots, v_m^-(x)\} \quad (3.28)$$

$$= \left\{ \left(\min_k v_{kj}(x) \mid j \in j_1 \right), \left(\max_k v_{kj}(x) \mid j \in j_2 \right) \mid k = 1, \dots, n \right\},$$

onde j_1 e j_2 são os atributos de benefício e de custo, respectivamente.

O passo seguinte é calcular a separação do *PIS* e do *NIS* entre as alternativas. Os valores de separação podem ser medidos usando a distância euclidiana, que é dada como:

$$D_k^* = \sqrt{\sum_{j=1}^m [v_{kj}(x) - v_j^+(x)]^2}, k = 1, \dots, n \quad (3.29)$$

e

$$D_k^- = \sqrt{\sum_{j=1}^m [v_{kj}(x) - v_j^-(x)]^2}, k = 1, \dots, n \quad (3.30)$$

onde: D_k^* é a distância euclidiana ao ideal positiva e D_k^- e a distância euclidiana ao ideal negativa. Além disso, o método TOPSIS foi aplicado considerando os indicadores do *PT* e da *PC*.

As semelhanças ou Indicador de Performance Multiobjetivo com a *PIS*, podem ser deduzidas da seguinte forma:

$$C_k^* = \frac{D_k^-}{(D_k^* + D_k^-)}, k = 1, \dots, n \quad (3.31)$$

onde $C_k^* \in [0,1] \quad \forall k = 1, \dots, n$. C_k^* é o Indicador de Performance Multiobjetivo.

Finalmente, as ordens preferenciais podem ser obtidas de acordo com os Indicador de Performance Multiobjetivo com a *PIS* (C_k^*) por ordem decrescente para escolher as melhores alternativas.

4. MODELAGEM NUMÉRICA

A modelagem matemática neste trabalho foi resolvida numericamente usando o software ANSYS FLUENT, que se baseia no Método dos Volumes Finitos (MVF). Para resolver uma ou mais equações diferenciais, substitui-se as derivadas existentes por expressões algébricas envolvendo funções desconhecidas. Quando não é possível a solução analítica, faz-se aproximação numérica da equação diferencial, aceitando uma solução para um número discreto de pontos, portanto, quanto maior for o número de pontos, mais perto da solução exata será a solução aproximada. Um método analítico com habilidade de resolver as equações permitiria solução fechada, e seria possível calcular os valores das variáveis dependentes em nível infinitesimal (MALISKA, 2004). Dessa maneira, o esforço computacional também cresce e de forma não linear, se algoritmos especiais, como os *multigrid*, não forem empregados (MALISKA, 2004).

A modelagem numérica em transferência de calor e mecânica dos fluidos pode ser dividida em três etapas principais (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007): Discretização, Solução e Pós-processamento.

A etapa de Discretização é responsável pelas equações que governam o problema físico que é discretizado em uma malha numérica. Isso envolve a subdivisão do domínio em células, volumes ou elementos finitos, dependendo da técnica de discretização utilizada. Dessa forma, a utilização do ANSYS FLUENT permitiu a construção da geometria, a geração de malha, a definição das propriedades termofísicas do fluido e a aplicação das condições de contorno (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

A etapa da Solução é quando uma vez discretizadas, as equações são resolvidas numericamente para obter a solução do problema. Isso pode ser feito por meio de métodos iterativos, como o método de Gauss-Seidel, ou por métodos diretos, como a eliminação gaussiana.

O Pós-processamento é a etapa que após a obtenção da solução numérica, é avaliada a precisão e a qualidade dos resultados. Isso pode ser feito por meio de análises de convergência, verificação de consistência, estudos de sensibilidade, visualização gráfica e comparação com soluções analíticas ou experimentais, caso disponíveis (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

A solução e o pós-processamento da simulação numérica foram obtidos, de igual modo, com base no software FLUENT, que se baseia em Métodos de Volumes Finitos.

4.1. Método de Volumes Finitos

Para transformar as derivadas que contêm a função, é necessário integrar a equação diferencial. As diversas maneiras de efetuar essa integração caracterizam o tipo de método numérico utilizado. A pesquisa foi baseada no Método dos Volumes Finitos (MVF), apesar de existirem outros

métodos que possam ser empregados, como Diferenças Finitas e Elementos Finitos (MALISKA, 2004).

Na Figura 8 evidencia-se o processo de discretização empregado pelo método numérico, o qual transforma uma equação definida no domínio D , em um sistema de equações algébricas.

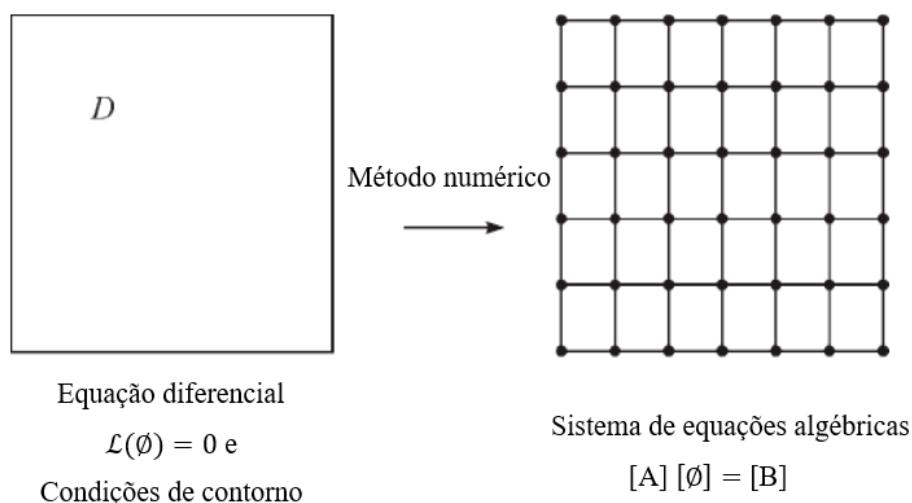


Figura 8. Representa o Método numérico. Fonte: Maliska, (2004).

Para obter as equações aproximadas e satisfazer a conservação da propriedade em nível de volumes elementares, recorre-se ao MVF. Há duas formas de obter as equações aproximadas: realizar balanços da propriedade em questão nos volumes elementares, ou volumes finitos, e na última forma consiste em integrar sobre o volume elementar no espaço e no tempo, as equações na forma conservativa. Essa forma é caracterizada pelo fato de, na equação diferencial, os fluxos estão dentro do sinal da derivada. Na primeira integração, surgem os fluxos nas fronteiras do volume elementar, equivalente a um balanço (MALISKA, 2004).

Para deduzir as equações diferenciais que representam os fenômenos físicos é necessário inicialmente realizar um balanço em um volume finito, fazendo-se em seguida, o processo de limites para obter a equação diferencial. A conexão entre as equações aproximadas utilizadas no método dos volumes finitos e as equações diferenciais na forma conservativa, considera-se o volume elementar bidimensional mostrado na Figura 9.

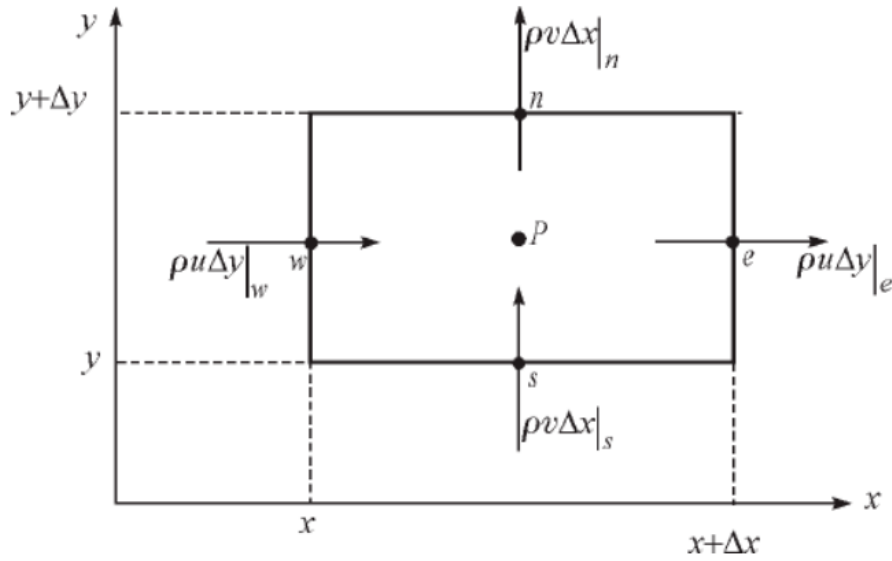


Figura 9. Volume elementar para os balanços de conservação. Fonte: Maliska (2004).

Em termos das velocidades, para o volume elementar no sistema cartesiano, tem-se:

$$\rho u \Delta y|_e - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s = 0 \quad (4.1)$$

onde ρ é a massa específica (kg/m^3), u e v representam as componentes horizontal e vertical da velocidade (m/s), respectivamente. As dimensões do volume são dadas por Δx e Δy .

Ao dividir a Eq. (4.1) por $\Delta x \Delta y$ obtém-se:

$$\frac{\rho u|_e - \rho u|_w}{\Delta x} + \frac{\rho v|_n - \rho v|_s}{\Delta y} = 0 \quad (4.2)$$

Após a aplicação do limite, quando Δx e Δy tendem a zero, obtém-se a forma diferencial conservativa da equação de conservação da massa:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (4.3)$$

Para obter a aproximação numérica da equação da conservação da massa infinitesimal, é preciso integrar a equação anterior no volume elementar mostrado na Figura 9. Assim,

$$\int_w^e \int_s^n \left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) \right] dx dy = 0 \quad (4.4)$$

ou seja:

$$\int_s^n [\rho u|_e - \rho u|_w] dy + \int_w^e [\rho v|_n - \rho v|_s] dx = 0 \quad (4.5)$$

Considerando que o fluxo de massa avaliado, no meio da face do volume de controle, representa a média da variação na face, pode-se escrever a equação:

$$\rho u \Delta y|_e - \rho u \Delta y|_w + \rho v \Delta x|_n - \rho v \Delta x|_s = 0 \quad (4.6)$$

O balanço de massa é dado por:

$$\dot{m}_e - \dot{m}_w + \dot{m}_n - \dot{m}_s = 0 \quad (4.7)$$

onde $\dot{m}$ é a vazão mássica (kg/s), e as letras minúsculas e , w , n e s representam as faces leste, oeste, norte e sul, respectivamente, do volume de controle na discretização numérica.

A Eq. (4.1) pode servir como uma equação aproximada (discreta) para o volume P da Figura 9. Observa-se que a integração na forma conservativa da equação diferencial é equivalente a fazer o balanço. Realizando o balanço, ou a integração, de todos os volumes elementares, obtém-se um sistema de equações algébricas, tendo uma equação para cada volume (MALISKA, 2004).

A seguir, o MVF é mostrado usando o sistema de equações governantes do modelo descrito no Capítulo 3 que são as equações da conservação da massa Eq. (3.1.3.2), da quantidade de movimento em relação a x , y e z , respectivamente, Eqs. (3.1.3.3) e da energia Eq. (3.1.3.4).

Para simplificar a descrição da aplicação do modelo numérico no FLUENT, as equações de transporte de massa, quantidade de movimento e energia são apresentadas na forma geral (MALISKA, 2004).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{\phi}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{v}_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(r^\phi \frac{\partial \bar{\phi}}{\partial x_i} \right) + S^\phi \quad (4.9)$$

onde ϕ é o escalar que está sendo transportado, r^ϕ representa o coeficiente de difusão térmica, e S^ϕ é o termo fonte, por unidade de volume.

4.2. Tratamentos dos Termos Advectivos

Segundo Maliska (2004), um escoamento advectivo-dominante, tem grandes oscilações numéricas quando se adotam discretizações por diferenças finitas centrais no tratamento dos termos advectivos. Essas instabilidades podem diminuir havendo um maior refinamento da malha, suficiente para a difusão ser dominante em nível de malha. Entretanto, não é possível fazer esse refinamento

devido ao grande esforço computacional. A maneira de evitar isso é empregando outra aproximação para os termos advectivos nas faces dos volumes de controle.

Neste trabalho foi utilizado o esquema de advecção *upwind*, nos termos advectivos. Considerando que a direção do escoamento leva em conta a realização do cálculo dos valores da velocidade e temperatura da face do volume. Além disso, é garantida a positividade dos coeficientes dos termos advectivos, onde foi possível gerar soluções numéricas ausentes de oscilações numéricas (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

No esquema de advecção *upwind* de primeira ordem, o valor de ϕ_f na interface é igual ao valor da célula que está à montante da face (Maliska, 2004; Dos Santos, 2011). Por exemplo, se a velocidade principal do escoamento ocorre na direção x , conforme mostra a Figura 10, a variável ϕ_e (na face leste) é dada por:

$$\phi_e = \phi_P \text{ se } F_e = (\rho v_1)_e > 0 \quad (4.10)$$

$$\phi_e = \phi_E \text{ se } F_e = (\rho v_1)_e < 0 \quad (4.11)$$

E na face oeste, por:

$$\phi_w = \phi_W \text{ se } F_e = (\rho v_1)_w > 0 \quad (4.12)$$

$$\phi_w = \phi_P \text{ se } F_e = (\rho v_1)_w < 0 \quad (4.13)$$

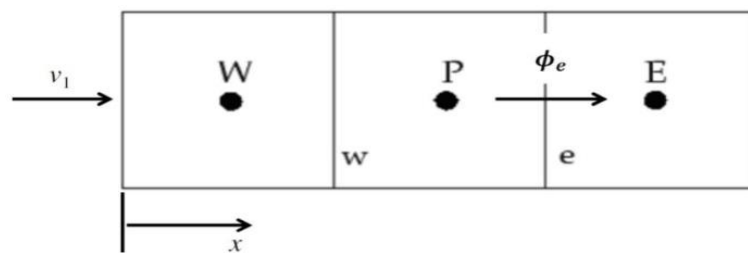


Figura 10. Obtenção de ϕ_f em uma face do volume de controle. Fonte: Dos Santos, (2011).

4.3. Discretização Temporal das Equações de Conservação

Ao tratar dos problemas transientes utiliza-se o esquema de interpolação no tempo, que podem ser classificados como implícitos, explícitos e totalmente implícitos, como podem ser observados nas Figuras 11, 12 e 13, respectivamente (MALISKA, 2004).

Na formulação implícita, os valores das temperaturas que entram no cálculo do fluxo difusivo são tomados como uma média dos valores dessas temperaturas no começo e no fim do intervalo de tempo. O mais conhecido método nessa classe é o de Crank-Nicolson, em que a temperatura é tomada como uma média aritmética entre as temperaturas, isto é, T_P^θ e T_P , como (MALISKA, 2004):

$$T_P^\theta = \theta T_P + (1 - \theta)T_P^\theta \quad (4.14)$$

Basta observar-se $\theta \neq 0$ para que as equações fiquem acopladas, caracterizando a implicitude entre as mesmas.

Tomando $\theta = 0$, tem-se a formulação explícita, em que todas as temperaturas vizinhas a P são avaliadas no instante anterior e, portanto, já são conhecidas. Isso viabiliza a explicitação da incógnita T_P^θ na equação em função de temperaturas vizinhas (MALISKA, 2004).

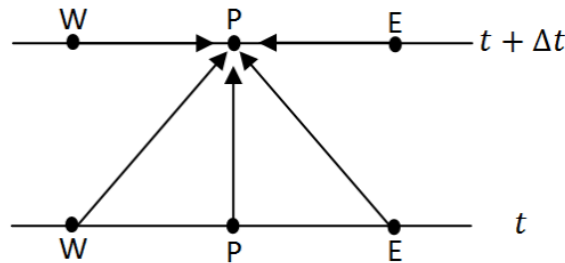


Figura 11. Conexões espacial e temporal do volume P – Implícita. Fonte: Maliska, (2004).

Na formulação explícita gera-se um conjunto de equações algébricas que podem ser resolvidas singularmente, obtendo o valor da propriedade em cada ponto do espaço para cada nível de tempo. Como as equações, não são acopladas entre si, não há um sistema a resolver, somente um conjunto de equações. Importa mencionar que para esse caso, deve-se conhecer o valor da propriedade no começo e no fim do intervalo de tempo (MALISKA, 2004).

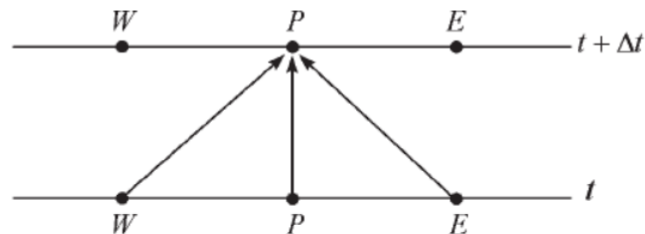


Figura 12. Conexões espacial e temporal do volume P – Explícita. Fonte: Maliska, (2004).

Na formulação totalmente implícita, é desejável que o termo S_P seja negativo para ajudar na magnitude do termo da diagonal do sistema linear. Sistemas lineares com diagonal dominante são passíveis de solução mesmo por métodos não robustos, como os iterativos ponto-a-ponto, por

exemplo. Como em geral a formulação usada é a totalmente implícita, busca-se sempre linearizar o termo fonte com S_p negativo (MALISKA, 2004):

$$A_P T_P = A_e T_E + A_w T_W + A_P^0 T_P^0 + S_c \Delta x \quad (4.15)$$

onde:

$$A_P = \frac{M_P}{\Delta t} + A_e + A_w - S_p \Delta x \quad (4.16)$$

Os dois últimos termos da Eq. (4.15) podem ser agrupados, resultando no sistema linear que deve ser resolvido de modo a obter a distribuição de temperatura para aquele nível de tempo:

$$A_P T_P = A_e T_E + A_w T_W + B_P \quad (4.17)$$

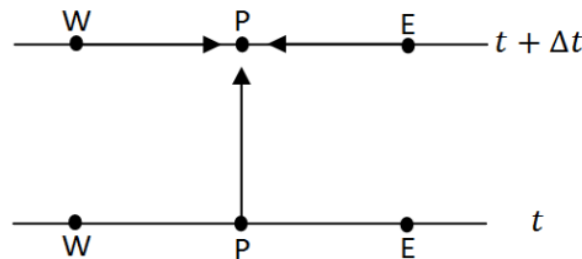


Figura 13. Conexões espacial e temporal do volume P - Totalmente implícito. Fonte: Maliska, (2004).

Neste trabalho irá priorizar a aplicação da conexão espacial e temporal do volume P – totalmente implícito, como ilustra-se na Figura 13.

4.4. Acoplamento pressão – velocidade

De acordo com Maliska (2004), existem dois problemas a serem resolvidos: o problema de Mecânica dos Fluidos e o de Transferência de Calor. Esses problemas podem ser acoplados, em convecção natural quando as propriedades físicas variam com a temperatura; ou totalmente desacoplados, quando a convecção forçada com propriedades físicas constantes for resolvida. Em qualquer dos casos, o problema mais complexo a ser resolvido é o de Mecânica dos Fluidos, em função do delicado acoplamento entre a pressão e a velocidade e às não linearidades presentes nas equações de conservação da quantidade de movimento linear.

A solução segregada das equações de conservação da quantidade de massa e movimento gera o problema do acoplamento pressão-velocidade para escoamentos incompressíveis. Nesta situação é necessário um algoritmo que melhore a estimativa do campo de pressão, de maneira que, o campo de

velocidade se aproxime da solução da equação discretizada da continuidade (VERSTEEG e MALALASEKERA, 1995).

O Fluent possui cinco algoritmos de acoplamento pressão-velocidade: SIMPLE, SIMPLEC, PISO, *Coupled* e *Fractional Step*. De um modo geral, esses algoritmos utilizam o modelo de solução segregado para os sistemas de equações, exceto o *Coupled* que utiliza o modelo de solução acoplado (ANSYS Inc., 2018). Portanto, neste trabalho foi aplicado o acoplamento pressão-velocidade SIMPLE.

4.5. Domínio computacional e condições de contorno

Nesta pesquisa, o domínio computacional corresponde a uma porção de volume de solo argiloso que contém o duto do TCSA, onde a face superior representa a superfície do solo, com dimensões: $H_s = 15$ m, $W_s = 5$ m e $L_s = 25,77$ m. Inicialmente, foi considerado um duto circular com um diâmetro $D = 110$ mm e comprimento $L_d = 25,77$ m, posicionado no interior do solo a uma profundidade $h = 1,60$ m, conforme o Modelo Simplificado introduzido por Brum (2013). As propriedades termofísicas para o solo e o ar foram as mesmas empregadas no estudo experimental de Vaz *et al.* (2011), realizado na cidade de Viamão no estado do Rio Grande do Sul, Brasil, em 2007 (coordenadas geográficas: 30° 04' 51" S, 51° 01' 24" W e uma altitude de 111 m), e são mostradas na Tabela 3. Na atual pesquisa não será considerada a espessura da parede do duto na abordagem computacional (BRUM *et al.*, 2013; VAZ *et al.*, 2011). Adicionalmente, o volume do domínio computacional atende a uma porção específica do solo de $1,93275 \times 10^3$ m³, conforme é apresentado na Figura 14.

Tabela 3. Propriedades dos materiais.

Materiais	Massa específica $\rho(\text{kg/m}^3)$	Condutividade térmica $k(\text{W/m.K})$	Calor Específico $c_p(\text{J/kg.K})$	Viscosidade dinâmica $\mu(\text{kg/(m.s)})$
Solo	1800	2,1	1780	-----
Ar	1,160	0,0242	1010	$1,798 \times 10^{-5}$

Com base nos dados experimentais de Vaz *et al.* (2011) foram consideradas como prescritas as variações anuais de temperatura do ar na entrada do duto e na superfície superior do domínio computacional. Além disso, a velocidade do ar na entrada do duto foi estabelecida em 3,3 m/s. Na saída, foi assumida a condição de pressão atmosférica. As superfícies do domínio computacional são definidas como adiabáticas, excetuando a superfície superior do solo. Quanto à condição inicial, assume-se que o domínio inicialmente terá uma temperatura de 18,7 °C, que é a média anual do solo da cidade de Viamão.

Por outro lado, a partir do diâmetro e comprimento do duto mencionado anteriormente, será calculado o volume do mesmo, considerado fixo ao longo do estudo. Mantendo como restrições o volume, área e o comprimento, serão estabelecidos diversos casos para um duto com seção transversal elíptica, onde o grau de liberdade vai ser a razão entre os eixos vertical e horizontal da elipse. O domínio de tempo computacional que será utilizado nas simulações numéricas corresponde a um período de dois ciclos anuais, embora na análise de resultados apenas o segundo ano de simulação será considerado, sendo que o primeiro ano servirá para a estabilização da temperatura do solo que é influenciada pela condição inicial artificial que foi imposta.

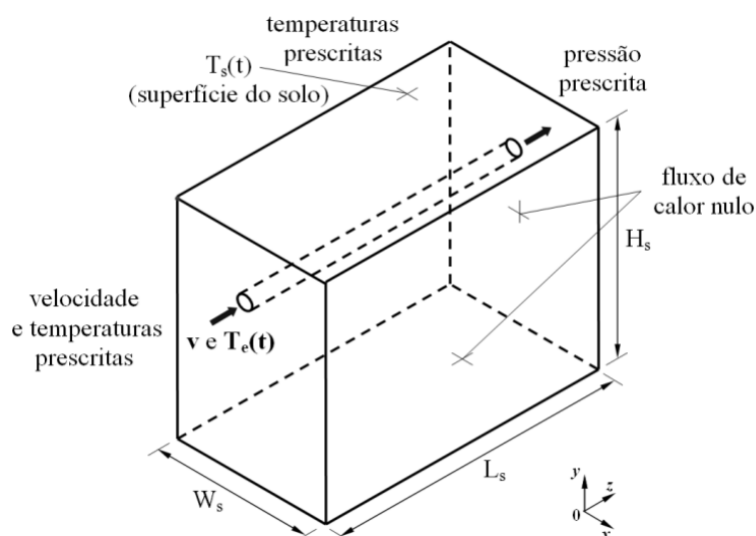


Figura 14. Domínio computacional e condições de contorno. Fonte: Rodrigues (2019).

4.6. Procedimentos Numéricos e Análise de Qualidade de Malha

Para a simulação dos escoamentos turbulentos com transferência de calor por convecção forçada e convecção mista, as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia serão resolvidas usando o código comercial de dinâmica dos fluidos FLUENT, o qual é baseado no MVF (ANSYS Inc., 2018). Nas configurações que serão simuladas, a discretização espacial foi construída através de volumes tetraédricos quadrilaterais. Ainda, conforme foi mencionado nas subseções anteriores, foi adotado para o tratamento dos termos advectivos o esquema de interpolação *Upwind* de Segunda Ordem na solução das equações de quantidade de movimento e de energia e PRESTO! para a discretização da pressão.

Portanto, o acoplamento pressão-velocidade foi resolvido com base no método SIMPLE. As geometrias e malha do domínio computacional foram desenvolvidas no pacote *Design Modeler* e *Mesh* respectivamente. O número de volumes adotados para a malha do sistema foi determinado por meio de refinamentos sucessivos, aumentando-se aproximadamente em duas vezes (ou mais) o

número de volumes a cada refinamento, com o propósito de estabelecer adequadamente um número de volumes que não influencie os resultados do estudo.

4.7. Análise Estatística

Para a análise estatística, foram utilizados o erro médio absoluto (*MAE*), o erro percentual absoluto médio (*MAPE*) e o erro médio quadrático (*RMSE*). O *MAE* é uma medida de erros para pares de conjuntos de observações que representam o mesmo fenômeno e pode ser descrito por (MOZAFFARI *et al.*, 2015):

$$MAE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |T_i^j - T_i^{j-1}| \quad (4.18)$$

O *MAPE* mede o nível de concordância na comparação entre variáveis emparelhadas em um conjunto de dados, o que pode ser descrito por (MOZAFFARI *et al.*, 2015):

$$MAPE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{T_i^j - T_i^{j-1}}{T_i^{j-1}} \right| 100\% \quad (4.19)$$

O *RMSE* é a medida que calcula a raiz quadrática média dos erros entre duas variáveis e pode ser expresso por (WILKS, 2019):

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (T_i^j - T_i^{j-1})^2} \quad (4.20)$$

onde: As variáveis T_i^j e T_i^{j-1} representam a temperatura de saída do TCSA definida com o refinamento da malha atual e anterior, respectivamente.

4.8. Critério de convergência

Para todas as simulações numéricas neste trabalho, foram considerados os critérios de convergência dos resíduos das equações de massa 10^{-3} , quantidade de movimento 10^{-3} e para energia 10^{-6} como em: Rodrigues *et al.* (2015), Rodrigues *et al.* (2022) e Brum *et al.* (2013). Vale ressaltar que nas três pesquisas foram aplicados duto circulares, embora que na pesquisa atual tem como foco um duto retilíneo com a seção transversal elíptica.

4.9. Análise de qualidade da Malha

Nesta etapa da pesquisa, foram realizadas duas análises da qualidade da malha para o duto retilíneo. A primeira análise foi realizada para avaliar o desempenho térmico, enquanto a segunda foi para avaliar o comportamento fluidodinâmico.

4.9.1. Análise de Qualidade de Malha para o Problema Térmico

Para o estudo da qualidade da malha, como no trabalho de Rodrigues *et al.* (2015), nesta pesquisa foi adotado um refinamento de $3d$ para o solo, sendo que d representa o diâmetro do duto quando $H/L = 1,0$ (ver Figura 3). Além disso, foram geradas quatro malhas tetraédricas não estruturadas de tamanhos de volumes $d/2$, $d/3$, $d/3,75$ e $d/3,85$, com base na geometria com razão $H/L = 0,5$ comercialmente aceitável usando o software Ansys Fluent. Para a análise de convergência foi considerada a temperatura média do ar na saída do duto no último dia do ano 2007.

Na Tabela 4, observa-se os resultados numéricos para diferentes refinamentos de malha. Para estabelecer a qualidade da malha foi usado o critério definido por:

$$\left| \frac{T_j - T_{j-1}}{T_{j-1}} \right| \leq 1 \times 10^{-3} \quad (4.21)$$

onde as variáveis T_j e T_{j-1} representam temperaturas de saída da simulação numérica, medida em °C. A primeira variável refere-se ao refinamento da malha atual e a outra corresponde à anterior, respectivamente.

A convergência foi alcançada para o tamanho de volume $d/3,85$, onde a diferença relativa foi de $0,3 \times 10^{-3}$, representando a malha mais refinada nas regiões do interior do duto. O valor obtido é inferior ao critério de 1×10^{-3} (Vivas *et al.*, 2023).

Tabela 4. Convergência de malha para temperaturas de saída do último dia.

Malha	Temperaturas de saída (°C)	Diferença relativa
$d/2$	20,75240032	-----
$d/3$	20,80100008	0,002341886
$d/3,75$	20,86420397	0,003038502
$d/3,85$	20,87150580	0,000349969
$d/4$	20,87381575	0,000110675

4.9.2. Análise de Qualidade de Malha para a Perda de Carga

Para o estudo da qualidade da malha da perda de carga, inicialmente foi definido a qualidade da malha com base na configuração de razão $H/L = 1,0$ afim de permitir uma comparação posterior com estudo desenvolvido por Rodrigues (2019). Em seguida, foram geradas quatro malhas estruturadas considerando tamanhos de volumes de $d/8$, $d/10$, $d/12$ e $d/14$, utilizando volumes finitos hexaédricos no software Ansys Fluent. Para avaliar a convergência, a pressão total foi considerada tanto na entrada quanto na saída do duto. Ao considerar o escoamento do ar no duto como incompressível, onde as variações na massa específica do fluido são constantes (PRITCHARD *et al.* 2016), atende-se ao critério de Mach, que define a condição de escoamento incompressível. Para isso, o número de Mach (M) deve ser inferior a 0,3. Conforme apresentado na Tabela 5, a convergência foi alcançada na malha $d/14$ para o critério 0,3 de igual modo foi empregado na pesquisa de Rodrigues *et al.* (2022).

Tabela 5. Perda de carga média para razão $H/L = 1,0$.

Malha	Perda de carga (Pa)	Diferença relativa
$d/8$	35,63	-----
$d/10$	35,87	0,0069444
$d/12$	35,65	0,0062055
$d/14$	35,65	0,000073
$d/16$	35,77	0,003366

Em um segundo momento, na Tabela 6 apresenta uma malha com uma razão de $H/L = 0,5$ foi gerada com o objetivo de aprimorar a investigação. Da mesma forma, foi considerado o critério de convergência de 0,3, conforme utilizado na pesquisa de Rodrigues (2019). Como se procurou refinar ao máximo a malha neste estudo, optou-se por adotar o tamanho de volumes definido pelo critério de $d/14$ como no estudo desenvolvido por Rodrigues *et al.* (2022).

Tabela 6. Perda de carga média para razão $H/L = 0,5$.

Malha	Perda de carga (Pa)	Diferença relativa
$d/8$	38,99	-----
$d/10$	38,91	0,002066
$d/12$	38,82	0,0025285
$d/14$	38,76	0,0013253

4.10. Validação e Verificação do modelo computacional de TCSA

A partir dos resultados da pesquisa experimental realizada por Vaz *et al.* (2011), na cidade de Viamão, no estado do Rio Grande do Sul, Brasil, em 2007, a validação da modelagem computacional térmica do TCSA deste trabalho foi realizada. E para a verificação do modelo computacional para a análise térmica utilizou-se os estudos de Rodrigues *et al.* (2022) e de Vivas *et al.* (2023). Foram consideradas as seguintes análises estatísticas para comparação: o *MAE*, o *MAPE* e o *RMSE*, os quais são apresentados nas Eqs. (4.20), (4.22) e (4.24), respectivamente.

Neste contexto, procedeu-se à validação do modelo computacional utilizando um caso com duto retilíneo circular considerando tamanho de volumes para o domínio computacional $3d$ conforme empregado na pesquisa de Rodrigues *et al.* (2015) e para o duto foi utilizado $d/3,85$. A malha computacional utilizada foi do tipo não estruturada e tetraédrica. Foram consideradas as temperaturas médias de entrada diárias realísticas, seguindo as mesmas condições de contorno empregadas no estudo experimental de Vaz *et al.* (2011).

Em uma análise quantitativa, observou-se uma concordância entre os resultados numéricos obtidos e o estudo experimental de Vaz *et al.* (2011), como evidenciado na Figura 15, mostrando um comportamento similar. A diferença quantitativa entre os resultados numéricos obtidos no estudo atual e os dados do estudo experimental revelou um *MAE* de $2,50^{\circ}\text{C}$, *MAPE* de $11,50\%$ e *RMSE* de $2,67^{\circ}\text{C}$. Essa diferença pode ser justificável pelo fato do estudo experimental possuir três dutos enterrados no solo, enquanto o atual estudo possui apenas um duto enterrado e isso pode afetar o comportamento térmico do sistema. Embora seja observada uma diferença significativamente maior, considera-se o modelo computacional validado.

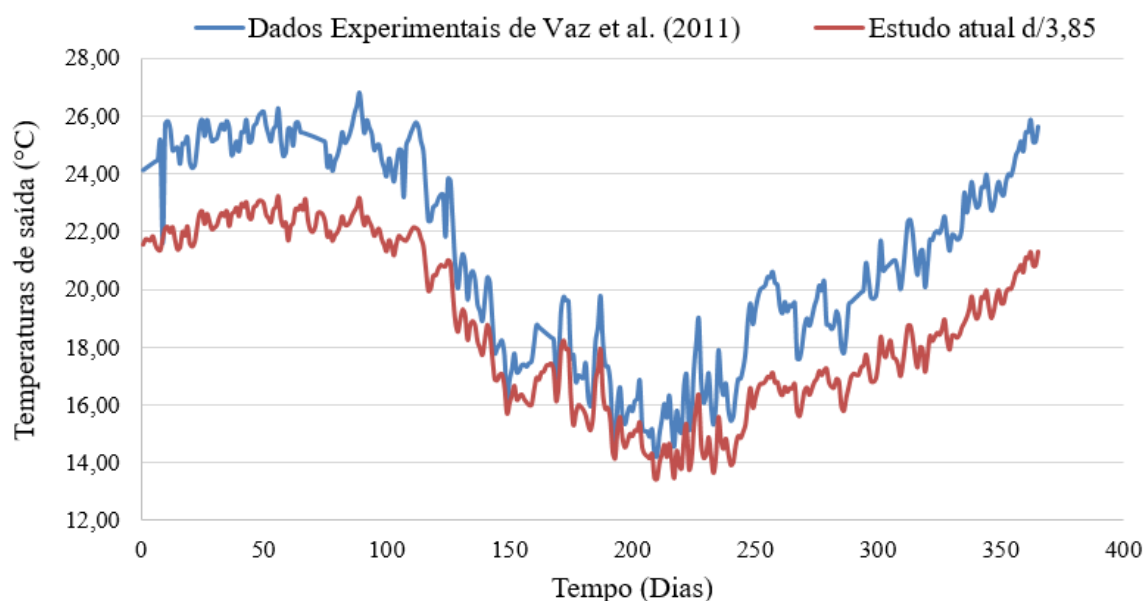


Figura 15. Validação do modelo computacional com temperaturas médias diárias

Contudo, na Figura 16, observa-se uma boa concordância entre os resultados da pesquisa atual e os estudos numéricos utilizados na verificação. Assim, ao comparar as temperaturas de saída do duto, os resultados numéricos deste estudo em relação ao estudo de Rodrigues *et al.* (2022) revelou um MAE de $0,95^{\circ}\text{C}$, $MAPE$ de $4,85\%$ e $RMSE$ de $1,01^{\circ}\text{C}$. Essa diferença pode estar associada ao fato da pesquisa de Rodrigues *et al.* (2022) utilizar um duto circular e um comprimento menor de 26 m do que estudo atual, o que explica em parte os erros encontrados. Apesar dessa diferença, considera-se verificado o modelo computacional desenvolvido, permitindo assim que esta metodologia numérica seja implementada para desenvolver uma previsão do comportamento térmico do sistema. Em comparação com Vivas *et al.* (2023), que utilizou um duto retilíneo circular, os resultados exibiram um MAE de $0,50^{\circ}\text{C}$, $MAPE$ de $2,77\%$ e $RMSE$ de $0,63^{\circ}\text{C}$, indicando uma excelente concordância com o modelo.

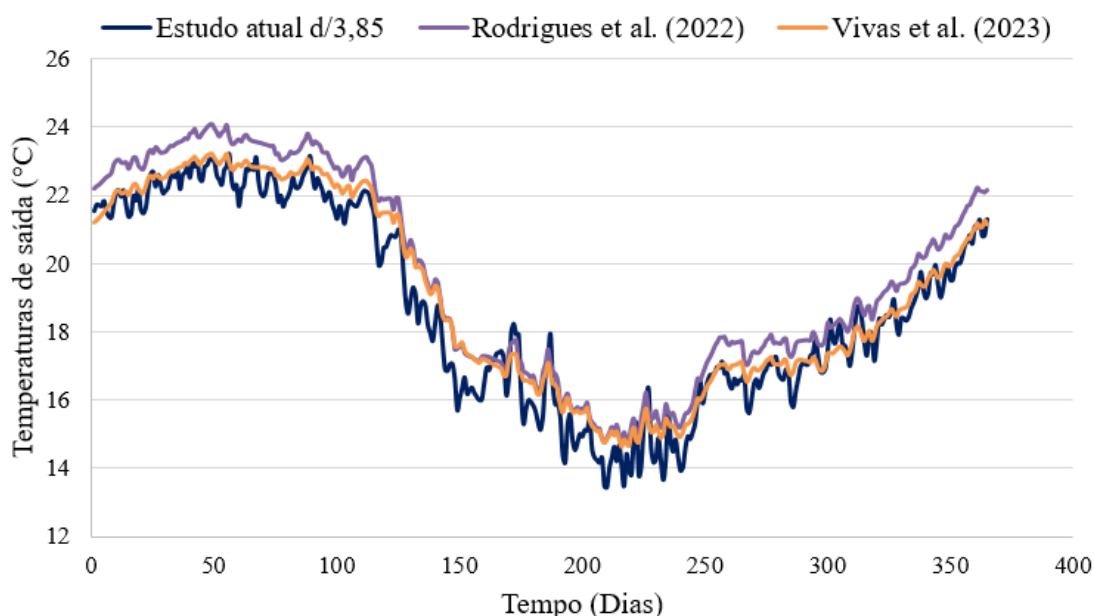


Figura 16. Verificação do Modelo Computacional usando temperaturas de entrada média diária.

4.11. Verificação do Modelo Computacional para análise Fluidodinâmica

Para a verificação do modelo computacional, utilizou-se o componente 1 do modelo desenvolvido no estudo de Rodrigues (2019), que representa um trecho do duto circular retilíneo. Isso possibilitou a comparação com os dados obtidos numericamente da pressão média total considerando a malha estruturada de tamanho $d/14$ para ambas razões, $H/L=1$ e $0,5$. Além disso, considerando o escoamento de ar na entrada do duto com uma velocidade de $v = 3,3$ m/s ao longo de um comprimento do duto de $L_d = 25,77$ m. As propriedades termofísicas do ar foram as mesmas utilizadas na pesquisa de Rodrigues (2019), conforme especificado na Tabela 3.

Os resultados do componente 1 foram de 36,92 Pa (numéricos) e 36,96 Pa (analíticos), apresentando uma diferença relativa de 0,11%. Para a razão $H/L = 1$, os valores foram de 35,65 Pa (numérico) e 35,51 Pa (analítico), com uma diferença relativa de 0,38%. Para a razão $H/L = 0,5$, foi obtido apenas o valor numérico de 38,76 Pa, o cálculo analítico não foi determinado.

Comparando os valores numéricos da componente 1 com os da pesquisa para $H/L = 1$, a diferença relativa foi de 3,56%. Ao comparar os valores analíticos da componente 1 com os do estudo $H/L = 1,0$, observou-se uma diferença de 3,91%. Comparando os valores numéricos da componente 1 com o valor numérico para $H/L = 0,5$, a diferença foi de 4,87%. Por fim, comparando os valores analíticos da componente 1 com o valor numérico para $H/L = 0,5$, a diferença foi de 4,64%. Portanto, o modelo computacional para a análise fluidodinâmica é considerado verificado.

4.12. Estudo de Caso

No presente estudo de caso, adotou-se um diâmetro de 0,11 m como referência no duto reto, utilizando a seção transversal geométrica circular com uma malha mais refinada em $d/3,85$. Para a análise da perda de carga, implementou-se uma malha hexaédrica no duto reto com tamanho de volume $d/14$, seguindo a abordagem já utilizada na pesquisa de Rodrigues (2019) devido aos resultados positivos obtidos. Essa malha, permitiu assim refinar na camada limite e no interior do duto.

Os resultados numéricos do potencial térmico e da perda de carga obtidos foram essenciais para aplicar os métodos multibjetivos (*IDE* e o *TOPSIS*), como forma de identificar quais parâmetros apresentam o melhor desempenho. Vale ressaltar que, nas simulações numéricas da perda de carga, foram aplicados exclusivamente em um duto, isto é, sem o solo. Assim, não foi considerada a parte de troca térmica no procedimento, sendo a perda de carga obtida através do escoamento do ar no interior do duto reto, ou seja, pela subtração entre a pressão total na entrada e a pressão total na saída, como empregado no estudo de (RODRIGUES, 2019).

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção são apresentadas as discussões dos resultados referentes ao problema físico, de igual modo, são analisadas as diversas configurações geométricas a partir de um conjunto de simulações numéricas do TCSA com a forma de um duto retilíneo com a seção transversal elíptica.

Além disso, são abordadas discussões sobre os indicadores utilizados, tais como, a determinação numérica do potencial térmico e da perda de carga para diferentes geometrias dos TCSAs avaliadas através do Design Construtal. E por fim, os métodos *IDE* e *TOPSIS* são empregados para avaliar a performance das geometrias em relação ao problema multiobjetivo, resultando na identificação da geometria ideal a partir dessas análises.

5.1. Instalação de Referência

O modelo computacional tridimensional empregado neste trabalho foi fundamentado em um estudo experimental conduzido por Vaz *et al.* (2011) no município de Viamão, conforme detalhado na subseção 4.5. Para a instalação de referência (*IR*) do TCSA foi utilizado um duto retilíneo de razão $H/L = 1,0$ com 25,77 m de comprimento e 110 mm de diâmetro, enterrado a uma profundidade de 1,6 m, com o intuito de manter a mesma grandeza dos valores do *PT* e da *PC*. O domínio computacional dessa instalação possui dimensões de 25,77 m de comprimento, 15 m de altura e 5 m de largura. Para a simulação numérica do duto foi considerada a malha $d/3,85$ e para solo em $3d$. Em relação ao comportamento térmico da (*IR*), são exibidas as variações anuais das temperaturas de entrada e saída do ar no TCSA, assim como as temperaturas do solo, conforme mostrado na Figura 17. Para essa análise, utilizou-se dois arquivos no formato TXT um contendo as temperaturas de entrada e o outro as temperatura do solo, o que possibilitou a obtenção dos resultados numéricos. Essa configuração foi utilizada para comparar com as configurações geométricas definidas no presente estudo.

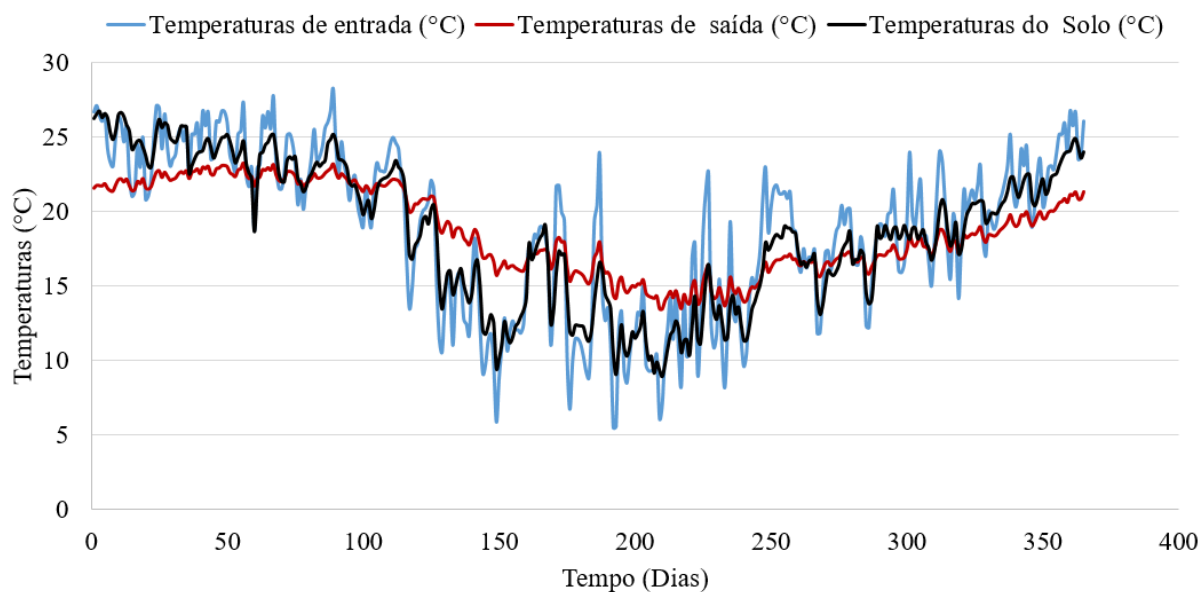


Figura 17. Variação das temperaturas de entrada, saída e do solo no TCSA.

5.1.1. Potencial Térmico Mensal da Instalação de Referência

Nesta fase do estudo, foram realizadas análises do potencial térmico mensal da *IR* de razão $H/L=1,0$, abordando os períodos de aquecimento e resfriamento.

A Tabela 7 destaca o *PT* mensal nos meses de maior e menor desempenho térmico ao longo do ano. Os períodos de melhor potencial térmico no modo de aquecimento foram em maio (5,21°C), junho (4,28°C) e julho (4,80°C). Por outro lado, o melhor potencial térmico no modo de resfriamento se registrou nos meses de dezembro (-4,28°C), janeiro (-3,91), fevereiro (-4,08°C) e agosto (-4,02°C). Adicionalmente, observa-se que os meses de junho, julho e agosto apresentam um comportamento inesperado com um *PT* médio de resfriamento elevado. Este fenômeno pode ser atribuído às maiores oscilações nas temperaturas diárias e à maior diferença de temperatura entre o ambiente interno e externo durante o inverno, justificando os valores elevados.

Tabela 7. Potencial térmico mensal de aquecimento e resfriamento ao longo do ano da *IR*.

Meses	$PT(^{\circ}C)$ para Aquecimento (período mensal)	$PT(^{\circ}C)$ para Resfriamento (período mensal)
Janeiro	1,78	-3,91
Fevereiro	1,71	-4,08
Março	1,65	-2,95
Abril	2,76	-2,80
Maio	5,21	-2,32
Junho	4,28	-3,76
Julho	4,80	-3,31
Agosto	3,21	-4,02
Setembro	1,82	-3,39
Outubro	2,54	-3,58
Novembro	2,67	-3,87
Dezembro	1,66	-4,28

5.2. Análises Relativas ao Potencial Térmico Médio Anual para Instalações de Razão H/L

Nesta etapa da pesquisa aplicando Design Construtal foi analisado o Potencial Térmico (PT) médio anual para aquecimento e resfriamento do TCSA, empregando a mesma profundidade utilizada na *IR* e considerando as diferentes razões H/L , conforme apresentados na Tabela 8. A análise inicial observa-se que nas configurações com razões H/L de 0,4, 0,5 e 2,5, obteve-se um valor do PT médio anual semelhante. Essas instalações apresentaram um aumento de 3,24% e 3,29% no PT , em relação à *IR* para aquecimento e resfriamento, respectivamente.

Adicionalmente, nas configurações com razões H/L de 0,8 e 0,9 constatou-se um PT médio anual similar nos dois períodos, apresentando um aumento de 0,29% e 0,27% no PT para aquecimento e resfriamento, respectivamente, quando comparado com o valor obtido da *IR*. Essas duas configurações representam um PT anual no TCSA menos favoráveis em relação às demais instalações. Também são notáveis duas instalações de razões H/L de 0,2 e 5,0, que apresentaram os mesmos valores, com um aumento de PT de 10,59% e 10,14% para aquecimento e resfriamento, respectivamente, quando comparada com a *IR*.

Além disso, destaca-se que a instalação com a razão de H/L de 6,0 teve o melhor desempenho térmico em relação às demais instalações, apresentando um aumento de 12,35% e 11,51% para aquecimento e resfriamento do PT , respectivamente, se comparada com a *IR*, como pode ser visto na Tabela 8.

Tabela 8. Potencial térmico médio anual para diferentes configurações geométricas.

Instalações	Razões (H/L)	$PT(^{\circ}C)$ para Aquecimento (período anual)	$PT(^{\circ}C)$ para Resfriamento (período anual)
1	0,2	3,76	-4,02
2	0,3	3,61	-3,87
3	0,4	3,51	-3,77
4	0,5	3,51	-3,77
5	0,6	3,50	-3,75
6	0,7	3,47	-3,73
7	0,8	3,41	-3,66
8	0,9	3,41	-3,66
9	1,0	3,40	-3,65
10	1,5	3,46	-3,72
11	2,0	3,54	-3,79
12	2,5	3,51	-3,77
13	3,0	3,57	-3,83
14	4,0	3,68	-3,93
15	5,0	3,76	-4,02
16	6,0	3,82	-4,07

Notou-se que as geometrias que alcançaram o melhor desempenho para aquecimento e resfriamento convergiram nos extremos geométricos avaliados ($H/L = 0,2$ e $6,0$). Este resultado sugere que a melhora no desempenho térmico do sistema pode estar atrelada à maior superfície de troca térmica do duto. Além disso, a diferença absoluta do PT para aquecimento entre as razões $H/L = 0,2$ e $H/L = 6,0$ com a IR foi de $0,36^{\circ}C$ e $0,42^{\circ}C$, respectivamente. A implementação da razão $H/L = 6,0$ exigiria uma escavação mais profunda verticalmente, porém menos extensa horizontalmente. Isso resultaria em uma área de ocupação horizontal menor. Ao passo que, a razão $0,2$ precisaria um espaço horizontalmente maior e menos profundidade. A diferença percentual observada em relação à IR pode refletir em economia de energia, mas na prática as condições térmicas do ambiente têm uma contribuição significativamente baixa. Além disso, as configurações $H/L = 6,0$ e $H/L = 0,2$ não são comercialmente viáveis, pois implicariam custos adicionais elevados para sua implementação.

5.3. Potencial Térmicos Mensal de Razão (H/L) para Aquecimento e Resfriamento

Na Figura 18, é apresentada uma investigação numérica sobre o comportamento do PT médio mensal durante o período de aquecimento, considerando os efeitos da variação da razão H/L do TCSA. Em primeira análise, nota-se um aumento de H/L dentro do intervalo de $0,2 < H/L < 0,9$, observa-se uma redução do PT médio mensal. O ponto de inflexão da curva é alcançado para $H/L = 0,8$, apontando a pior configuração para desempenho térmico para aquecimento. No intervalo de $0,9 < H/L < 6,0$, observa-se um incremento de H/L resultando no melhor desempenho térmico do PT médio para o sistema, atingindo o ponto máximo nos extremos em $H/L = 0,2$ e $H/L = 6,0$.

Em seguida, no mês de maio identificou-se o melhor desempenho térmico nas configurações geométricas com razão $H/L = 6,0$ registrando $5,89^{\circ}\text{C}$. Encontre-se, para as razões ($H/L = 0,2$ e $H/L = 5,0$) obteve-se o mesmo valor de $5,79^{\circ}\text{C}$ enquanto que a IR foi de $5,21^{\circ}\text{C}$. Esses valores representam uma diferença absoluta do PT mensal $0,68^{\circ}\text{C}$ e $0,58^{\circ}\text{C}$, respetivamente, quando comparados com a IR . Por outro lado, a diferença relativa foi de $13,05\%$ e $11,13\%$, respetivamente, se comparados com a IR . De igual modo, nos meses de junho e julho obtive-se o melhor desempenho térmico.

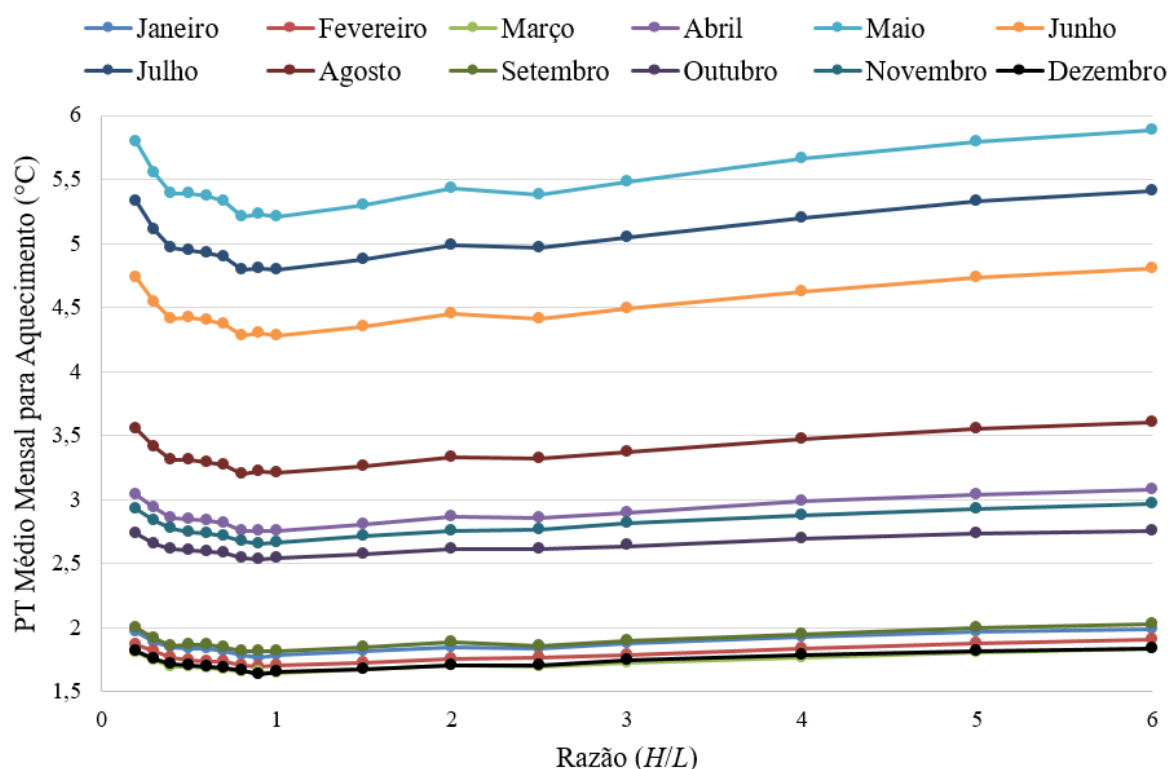


Figura 18. Efeito da razão H/L sobre o PT médio mensal para aquecimento.

Na Figura 19 são apresentados os efeitos da razão H/L sobre o TCSA em relação ao potencial térmico médio mensal para resfriamento. Evidencia-se um aumento de H/L dentro do intervalo de $0,2 < H/L < 0,9$, implicando em uma redução do PT médio mensal. O ponto de inflexão da curva é alcançado para $H/L = 0,9$, indicando a pior configuração para desempenho térmico para resfriamento.

No intervalo de $0,9 < H/L < 6,0$, observa-se um aumento de H/L resultando em um aumento do desempenho térmico do PT médio para o sistema, atingindo o ponto máximo nos extremos em $H/L = 0,2$ e $H/L = 6,0$.

Adicionalmente, no mês de dezembro foi observado o melhor desempenho térmico nas configurações geométricas com a razão $H/L = 6,0$ registrando $-4,82^{\circ}\text{C}$, para $H/L = 0,2$ obtive o valor de $-4,74^{\circ}\text{C}$ e a IR foi de $-4,29^{\circ}\text{C}$ representando uma diferença absoluta do PT mensal $0,53^{\circ}\text{C}$ e $0,45^{\circ}\text{C}$, respectivamente, em relação à IR . As diferenças relativas foram de 12,35% e 10,49%, respectivamente, se comparados com a IR . De igual modo, nos meses de janeiro e fevereiro apresentaram os melhores desempenhos térmicos. Por outro lado, o mês de maio destacou-se como o pior mês do PT médio mensal para o período de resfriamento. Os detalhes dos valores de PT médio mensal para resfriamento podem ser encontrados no apêndice A.

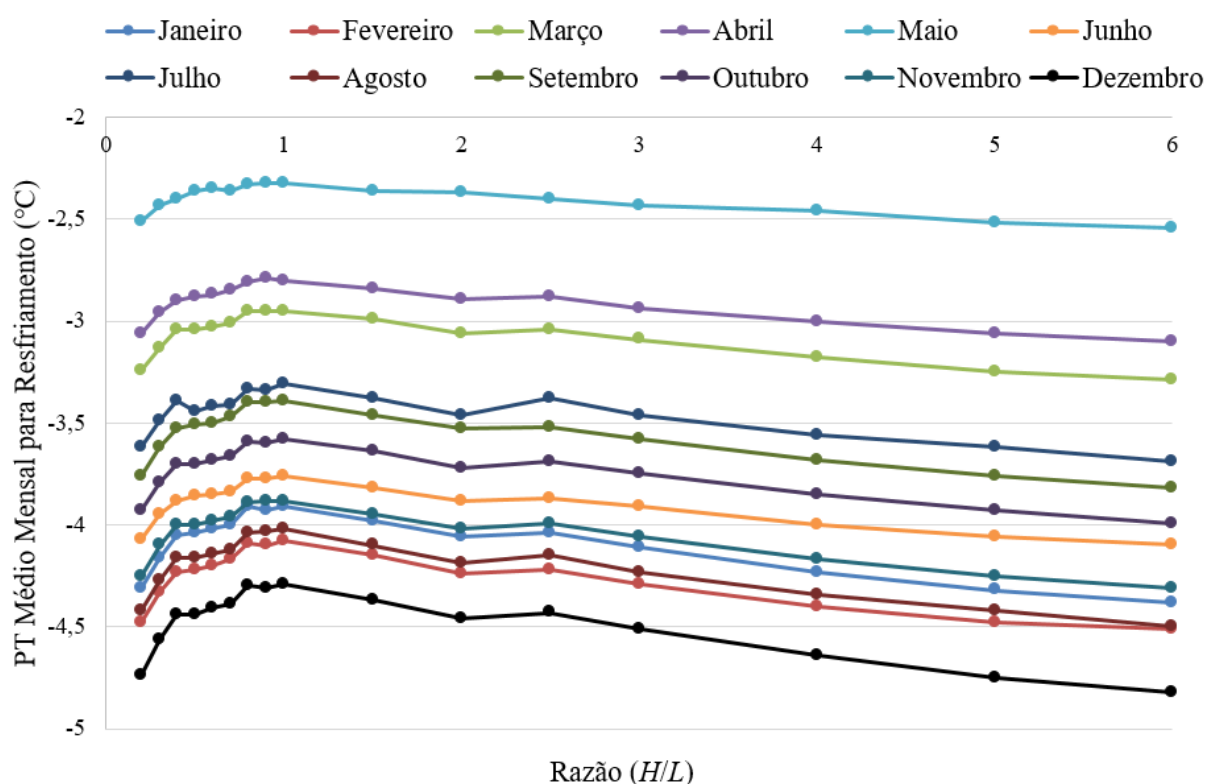


Figura 19. Efeito da razão H/L sobre o PT médio mensal para resfriamento.

5.4. Análise da Perda de Carga no dispositivo TCSA

Na Tabela 9 observa-se uma tendência global do comportamento da PC à medida que a razão de aspecto H/L é variada. É importante destacar que os extremos geométricos avaliados correspondem às geometrias que apresentaram as piores performances. Assim, com aumento de H/L dentro do intervalo de $0,2 < H/L < 0,9$, observamos uma redução na perda de carga. O ponto de inflexão da curva ou ponto mínimo é alcançado para $H/L = 0,9$, indicando a geometria de ótimo

desempenho fluidodinâmico. No intervalo de $1,0 < H/L < 6,0$, o incremento de H/L resultou no aumento na perda de carga para o sistema, atingindo o ponto máximo da PC em $H/L = 6,0$ com valor de 66,2 Pa.

Além disso, na Tabela 9 observou-se que os valores da IR e da configuração geométrica com a razão $H/L = 0,9$ foram de 35,4 Pa e 35,3 Pa, respectivamente, representando uma diferença absoluta ínfima de 0,1 Pa, equivalente a uma diferença relativa de 0,28%. Essa diferença sugere-se no estudo que pode-se utilizar tanto o duto com razão $H/L = 1,0$ quanto o duto com razão $H/L = 0,9$. Além disso, a razão $H/L = 0,8$, pode oferecer resultados interessantes, o que representa uma diferença relativa de 0,56%, quando comparado com a IR .

Tabela 9. Perda de carga total médio para diferentes configurações geométricas.

Instalações	Razões (H/L)	PC total médio (Pa)
1	0,2	59,2
2	0,3	48,6
3	0,4	42,4
4	0,5	38,8
5	0,6	37,4
6	0,7	36,3
7	0,8	35,6
8	0,9	35,3
9	1,0	35,4
10	1,5	36,7
11	2,0	39,2
12	2,5	42,9
13	3,0	46,8
14	4,0	54,2
15	5,0	60,2
16	6,0	66,2

5.5. Análise da Aplicação do Indicador de Desempenho Energético no TCSA Anual

Com base nas formulações discutidas na pesquisa conduzida por Rodrigues (2019) é possível aplicar o método multiobjetivo Indicador de Desempenho Energético (IDE) tanto para o aquecimento quanto para o resfriamento anual neste estudo. A Figura 20 apresenta os valores do IDE para as

instalações com razões mais propícias ao aquecimento anual. O *IDE* mais elevado foi alcançado na instalação de razão 6,0 atingindo o valor de 12,34, além disso, as instalações com razões 0,2 e 5,0 obtiveram o mesmo *IDE* com valor de 12,17 que representa um aumento de 11,37% e 9,84%, respectivamente, com relação ao pior *IDE* que foi obtido na instalação de referência, ou seja 11,08.

Ao analisar a configuração com razão $H/L = 6,0$ apresentada na Figura 20, comparando-a com a configuração da *IR*, observa-se um aumento no *PT* e *PC* de 12,35% e 87,01%, respectivamente. Enquanto que, a configuração de razão $H/L = 0,2$ em comparação com a *IR* obteve-se um incremento no *PT* e *PC* de 10,59% e 67,23%, respectivamente. De acordo com a equação de *IDE*, Eq. (3.3.1), esse indicador aumenta com o incremento de *PT* e diminui com o aumento de $PC/\rho c_p \eta_e$. Portanto, aqui o *PT* prevalece sobre essa razão no que se traduz em um incremento do *IDE* tanto para aquecimento quanto para resfriamento, igualmente é aplicável para os períodos mensais.

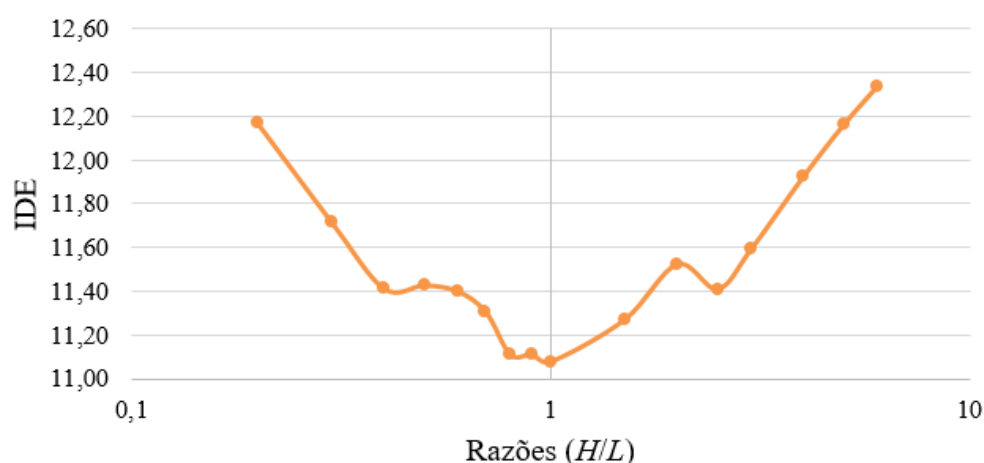


Figura 20. *IDE* usando *PT* médio anual para aquecimento.

Segundo Rodrigues (2019), a maximização do *IDE* é desejável, pois um *IDE* mais alto resulta em menor consumo de energia. Assim, para período de resfriamento, o *PT* médio absoluto e *PC* foram considerados para otimizar o *IDE* do sistema. Na Figura 21 são mostrados os valores do *IDE* para as configurações geométricas mais favoráveis e desfavorável para o período anual. O *IDE* mais elevado foi obtido na configuração de razão $H/L = 6,0$ no o valor de 13,70 e seguida pelas razões $H/L = 0,2$ com o valor de 13,50. Esses valores do *IDE* representam um aumento de 12,39% e 10,75%, respectivamente, em relação ao pior *IDE* que foi atingido na *IR* com o valor de 12,19.

Ao avaliar a configuração da razão $H/L = 6,0$ mostrada na Figura 21, em comparação com a geometria da *IR* observou-se um aumento no *PT* absoluto e *PC* de 11,51% e 87,01%, respectivamente. Ao passo que, a instalação de razão $H/L = 0,2$ em comparação com a *IR* obteve-se um incremento no *PT* absoluto e *PC* de 10,14% e 67,23%, respectivamente. A partir da equação da

Eq. (3.3.1) os melhores *IDE* do sistema foram alcançados nos extremos das instalações de razão H/L ou por outra, à medida que se afasta do ponto de inflexão da curva é observado um *IDE* mais elevado.

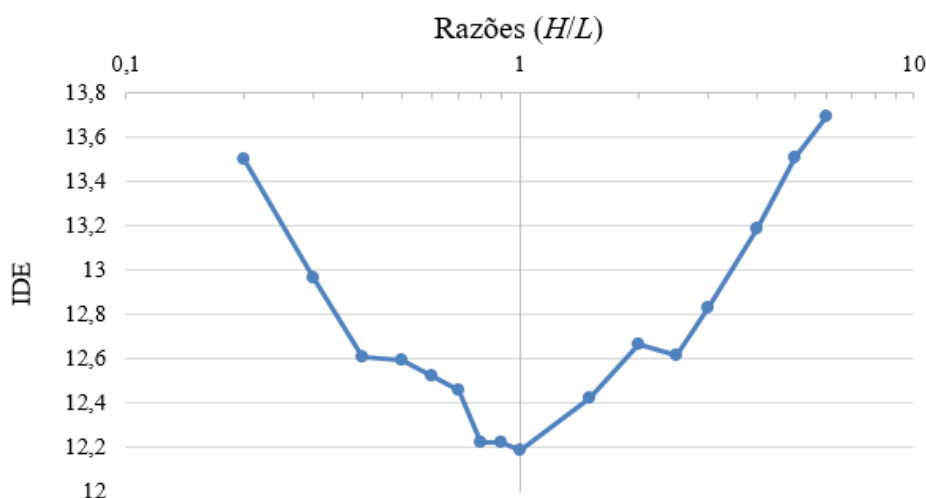


Figura 21. *IDE* usando *PT* médio anual absoluto para resfriamento.

5.6. Análise da Aplicação do Indicador de Desempenho Energético no TCSA Mensal

Nesta etapa do estudo foi realizado uma avaliação multiobjetivo do *IDE* envolvendo os parâmetros do *PT* médio absoluto mensal e *PC* considerando todas as configurações geométricas de razão H/L . Esse método permitiu identificar os meses que resultaram em valores de *IDE* mais elevados e mais baixos para o período de aquecimento e resfriamento. De igual modo, foram avaliados os períodos em que a demanda por aquecimento ou resfriamento foi mais significativa. No entanto, a Figura 22 apresenta os valores do *IDE* para as instalações com razões mais propícias ao aquecimento mensal. O *IDE* mais elevado foi alcançado no mês de maio nos extremos das instalações, isto é, as configurações de razão $H/L = 6,0$ registrando o valor máximo de 19,17 e $H/L = 0,2$ com o valor de 18,87, enquanto que no ponto de inflexão da curva obteve o valor de 17,05 que corresponde à *IR*. Esses valores em comparação com a *IR* obteve um incremento de 12,43% e 10,67%, respectivamente.

De igual modo, foram identificados os meses de junho e julho com valores elevados de *IDE*. Em junho, os valores foram de 15,61 para $H/L = 6,0$, 15,37 para $H/L = 0,2$ e 13,98 para *IR*. Em julho, os valores foram de 17,56 para $H/L = 6,0$, 17,35 para $H/L = 0,2$ e 15,70 para a *IR*. A diferença relativa dessa comparação com a *IR*, notou-se que houve um aumento de 11,66% e 9,94% para junho e de 11,85% e 10,51% para julho, respectivamente.

Ao passo que, o pior valor de *IDE* foi observado no mês de dezembro para a configuração de razão $H/L = 0,9$ registrando o valor de 5,27 e a *IR* com o valor de 5,34. O valor obtido em comparação com a *IR* obteve-se um incremento de 1,31%.

Portanto, os valores mais elevados do *IDE* indicaram uma maior eficiência do sistema, sugerindo que no mês de maio haverá um menor consumo de energia em edificações, seguido dos meses de junho e julho.

Enquanto que, o mês de dezembro revelou menor eficiência do TCSA, o que pode permitir um maior consumo de energia nesse período e impactar na conta mensal de energia.

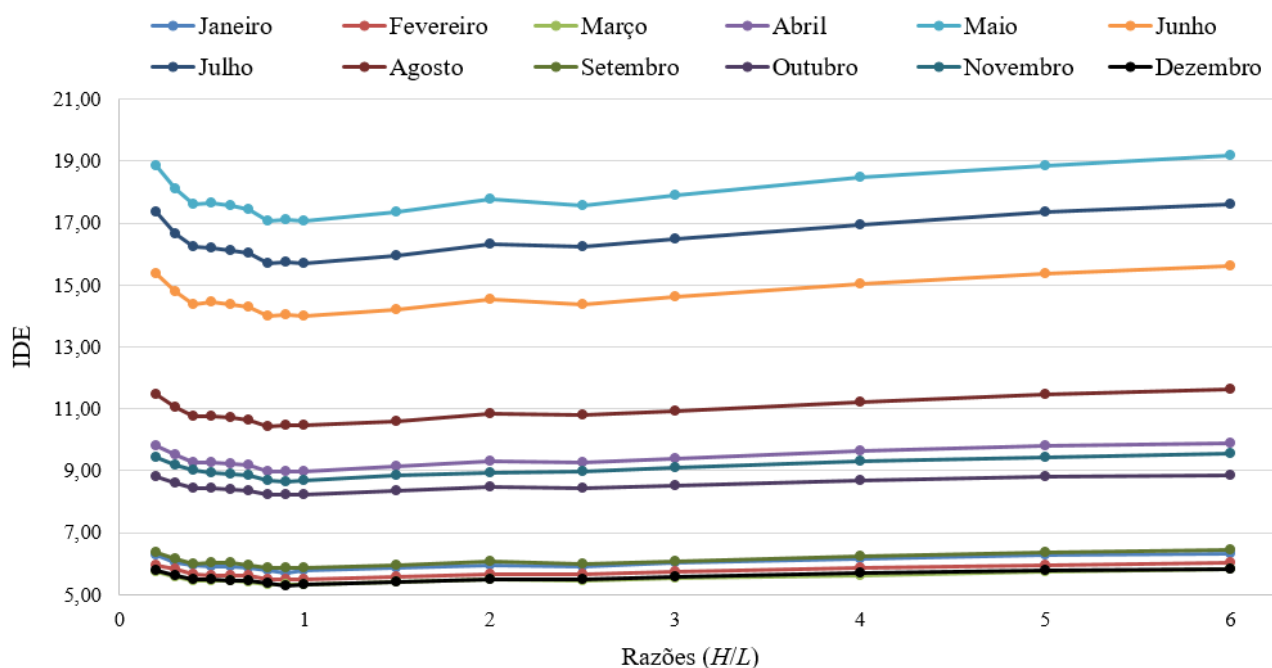


Figura 22. *IDE* de TCSA mensal das razões H/L para aquecimento.

Na Figura 23 é apresentada uma avaliação do *IDE* mensal para o período de resfriamento, considerando o *PT* absoluto e *PC* sobre as configurações geométricas de razão H/L do sistema. O *IDE* mais elevado foi obtido no mês de dezembro para as configurações de razão $H/L = 6,0$ com o valor de 16,17, para $H/L = 0,2$ com o valor de 15,88 e a *IR* com o valor de 14,30. Os *IDE* em relação à *IR* observou-se um aumento de 13,08% e 11,05%, respectivamente. Assim, os valores mais altos do *IDE* apontaram um maior desempenho térmico, evidenciando uma maior eficiência do sistema, sugerindo que no mês de dezembro haverá um menor consumo de energia em edificações, seguido dos meses de janeiro e fevereiro. Enquanto que o mês de maio revelou um menor desempenho térmico mostrando uma menor eficiência do sistema, o que pode contribuir em um maior consumo de energia nesse período e impactar na conta mensal de energia.

Ao passo que, o valor de *IDE* absoluto mais baixo foi alcançado no mês de maio na configuração de razão $H/L = 0,9$ com o valor de 7,80 e esse valor coincide com a *IR*. Assim notou-se uma convergência em relação aos valores de *IDE* obtidos.

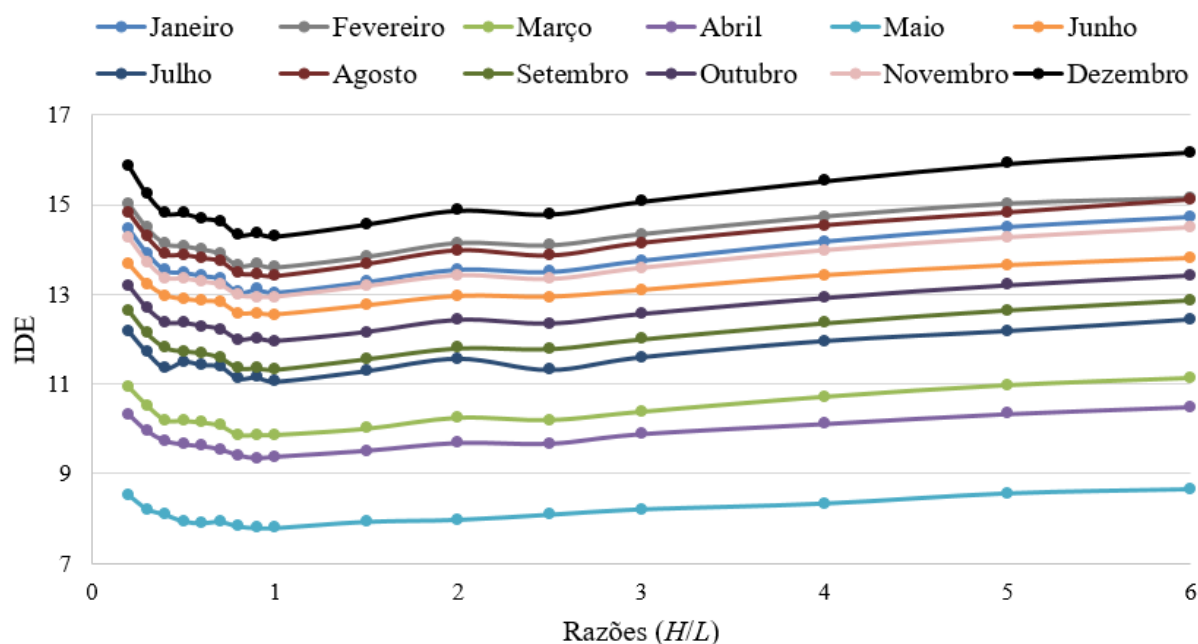


Figura 23. IDE de TCSA mensal das razões H/L para resfriamento.

5.7. Aplicação do método TOPSIS no dispositivo Trocador de Calor Solo - Ar

Nesta fase da investigação, o método TOPSIS foi aplicado em todas as configurações de razão (H/L) analisadas, partindo da normalização dos resultados. Em ambas soluções ideais, positiva e negativa, foram consideradas para todas as instalações de razões (H/L) para permitir comparações entre elas, utilizando o indicador de desempenho multiobjetivo (C_k). As instalações com valores maiores de C_k indicam proximidade com a solução ideal multiobjetivo, onde valores mais próximos de 1 representam configurações ótimas e valores mais próximos do zero apontam as piores configurações geométricas. Isso possibilitou a identificação das instalações de razão H/L mais e menos favoráveis.

Para a análise deste estudo, considerou-se a relevância dos pesos de importância tanto para a relevância térmica (w_1) quanto para a fluidodinâmica (w_2), conforme apresentado na Tabela 10. As curvas com pontos marcados em amarelo nas Figuras representam o ponto ótimo, enquanto as curvas com pontos vermelhos indicam os valores mais baixos. Além disso, foram discutidos os pesos de importância $w_1 = 90\%$ e $w_2 = 10\%$, $w_1 = 10\%$ e $w_2 = 90\%$ e o ponto de equilíbrio $w_1 = w_2 = 50\%$, enquanto as demais combinações podem ser encontrados no Apêndice B.

Tabela 10. Pesos de importância (w) considerados no estudo do TOPSIS.

	$w_1(\%)$	$w_2(\%)$
Extremos	100	0
desconsiderados	0	100
	90	10
Relevância	80	20
térmica	70	30
	60	40
Equilíbrio	50	50
	40	60
Relevância	30	70
fluidodinâmica	20	80
	10	90

Quando são estabelecidos os pesos $w_1 = 100\%$ e $w_2 = 0\%$ para os períodos de aquecimento e resfriamento anual. Sob essas condições a instalação de razão $H/L = 6,0$, obteve o valor de $C_k = 1$. Esse resultado corresponde a mesma resposta da solução artificial positiva definida através do TOPSIS, uma vez que o critério fluidodinâmico é desconsiderado (ver Tabela 11). Assim, a distância euclidiana entre $H/L = 6,0$ e a solução ideal artificial positiva é mínima, enquanto em relação à solução ideal artificial negativa a distância é máxima, resultando em $C_k = 1$.

Da mesma modo, obteve-se $C_k = 0$ para a razão $H/L = 1,0$, o resultado corresponde à mesma resposta da solução ideal negativa. Isso significa que a distância de $H/L = 1,0$ em relação à solução ideal artificial positiva é máxima, enquanto a distância euclidiana em relação à solução artificial ideal negativa é mínima. As instalações contidas no intervalo $0,2 < H/L \leq 5,0$, revelaram-se inviáveis para o sistema, como observa-se na Figura 24.

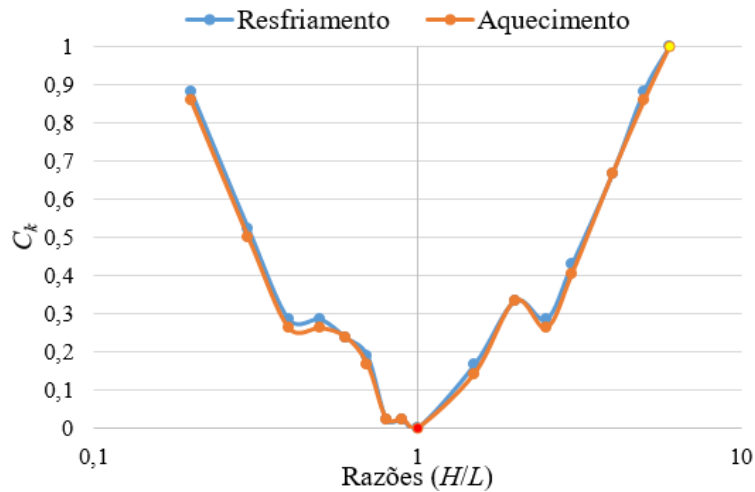


Figura 24. TOPSIS em função da razão H/L usando pesos $w_1 = 100\%$ e $w_2 = 0\%$ para aquecimento e resfriamento.

Ao definir os pesos $w_1 = 0\%$ e $w_2 = 100\%$, nessas condições observou-se que a configuração com a razão $H/L = 0,9$ alcança o valor máximo de $C_k = 1$. Este resultado corresponde à mesma resposta da solução artificial positiva definida através do TOPSIS, dado que o critério de relevância térmico é desconsiderado (peso igual a 0%). Desse modo, a distância euclidiana entre $H/L = 0,9$ e a solução ideal artificial positiva é mínima, enquanto em relação a solução ideal artificial negativa a distância é máxima, resultando em $C_k = 1$.

Da mesma forma, obteve-se $C_k = 0$, para $H/L = 6,0$ pois, corresponde à mesma resposta da solução ideal negativa. Ou seja, a distância de $H/L = 6,0$ em relação à solução ideal artificial positiva é máxima, enquanto a distância euclidiana em relação à solução artificial ideal negativa é mínima. Portanto, as instalações contidas no intervalo $0,2 < H/L < 0,9$ e de $1,0 < H/L < 6,0$, revelaram-se inviáveis para o sistema, como pode-se observar na Figura 25.

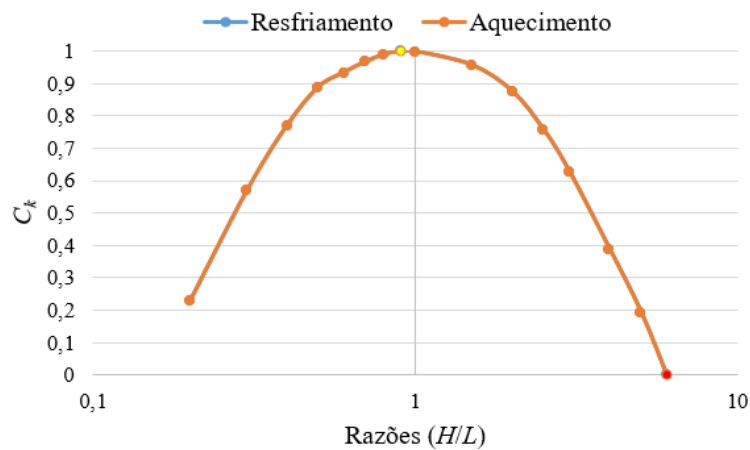


Figura 25. TOPSIS em função da razão H/L usando pesos $w_1 = 0\%$ e $w_2 = 100\%$ para aquecimento e resfriamento.

Quando analisados os pesos $w_1 = 90\%$ e $w_2 = 10\%$, onde a relevância térmica predominou em relação à perda de carga, conforme as condições inicialmente estabelecidas, os resultados mostraram que a geometria com a razão $H/L = 0,2$ obteve o melhor desempenho, alcançando $C_k = 0,63$ para aquecimento e $C_k = 0,62$ para resfriamento. Esta configuração corresponde à resposta da solução artificial positiva definida pelo método TOPSIS, considerando o peso dominante de 90% atribuído ao critério térmico. Assim, a distância euclidiana entre $H/L = 0,2$ e a solução ideal artificial positiva é mínima, enquanto em relação à solução ideal artificial negativa, a distância é maior, resultando em $C_k = 0,63$ e $C_k = 0,62$ para os dois períodos, conforme observado na Figura 26.

Do mesmo modo, obteve-se $C_k = 0,39$ para aquecimento e $C_k = 0,40$ para resfriamento pois a razão $H/L = 1,0$ corresponde à mesma resposta da solução ideal negativa. Ou seja, a distância de $H/L = 1,0$ em relação à solução ideal artificial positiva é maior, enquanto a distância euclidiana em relação à solução artificial ideal negativa é mínima, além disso, essa geometria mostrou-se menos favorável em relação à análise de relevância predominantemente térmica. Portanto, as configurações contidas no intervalo $0,3 \leq H/L \leq 6,0$, mostraram-se inviáveis para o sistema em critério multiobjetivo, como pode-se notar na Figura 26.

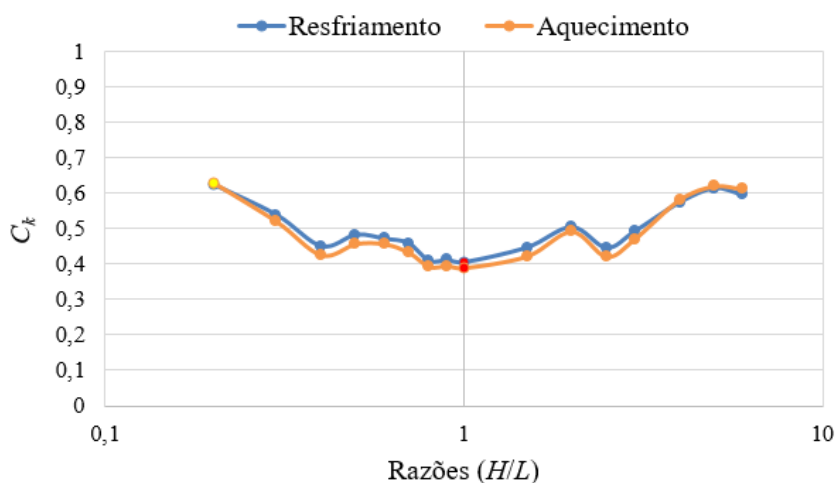


Figura 26. Indicador de performance multiobjetivo (C_k) em função da razão H/L usando pesos $w_1 = 90\%$ e $w_2 = 10\%$ para aquecimento e resfriamento.

Na abordagem em equilíbrio dos pesos $w_1 = 50\%$ e $w_2 = 50\%$ como é mostrado na Figura 27, observou-se uma situação igualitária da relevância térmica em relação à perda de carga, nessas condições, por um lado os resultados evidenciaram que a configuração de razão $H/L = 0,7$ teve o melhor desempenho de $C_k = 0,87$ para o período de aquecimento e resfriamento. Essa configuração

corresponde a mesma resposta da solução artificial positiva definida através do TOPSIS, neste contexto, considerando o critério de equilíbrio para relevância térmica 50% e para importância fluidodinâmica em 50%. Assim, a distância euclidiana entre $H/L = 0,7$ e a solução ideal artificial positiva é mínima, enquanto em relação a solução ideal artificial negativa a distância é maior, resultando em $C_k = 0,87$ em ambos períodos.

Por outro lado, obteve-se $C_k = 0,15$ para aquecimento e $C_k = 0,14$ para resfriamento, pois a razão $H/L = 6,0$ corresponde a mesma resposta da solução ideal negativa. Ou seja, a distância de $H/L = 6,0$ em relação a solução ideal artificial positiva é maior, enquanto a distância euclidiana em relação a solução artificial ideal negativa é mínima, mostrando que essa geometria possui um desempenho menor. Portanto, as configurações contidas no intervalo $0,2 \leq H/L < 0,7$ e de $0,7 < H/L \leq 6,0$, revelaram-se inviáveis para o sistema em critério multiobjetivo, como evidencia a Figura 27.

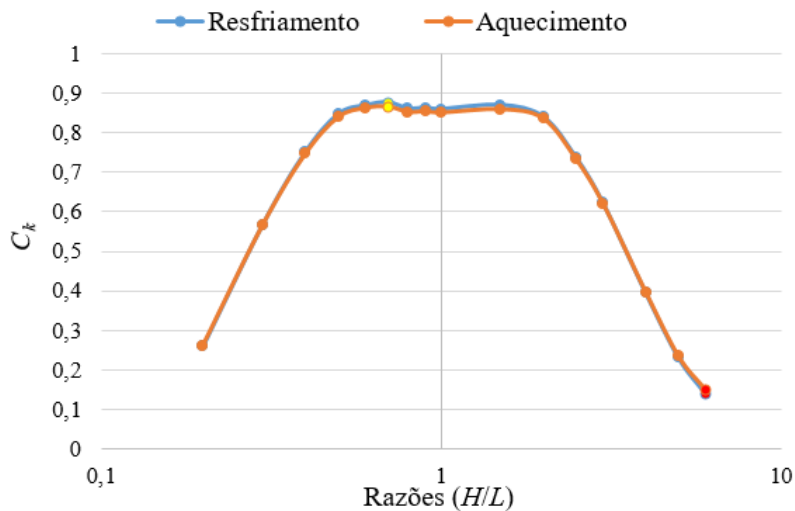


Figura 27. Indicador de performance multiobjetivo (C_k) em função da razão H/L usando pesos $w_1 = w_2 = 50\%$ para aquecimento e resfriamento.

Na Figura 28 são apresentados e avaliados os pesos $w_1 = 10\%$ e $w_2 = 90\%$, onde atribuiu-se a maior relevância fluidodinâmica (w_2) em relação a importância térmica (w_1), sob essas condições estabelecidas, os resultados indicaram que a razão $H/L = 0,9$ teve o melhor desempenho de $C_k = 0,98$ para o período de aquecimento e resfriamento, essa configuração geométrica corresponde a mesma resposta da solução artificial positiva definida através do TOPSIS, uma vez que o critério predominante foi fluidodinâmica pelo peso ser igual a 90%. Assim, a distância euclidiana entre a configuração $H/L = 0,9$ e a solução ideal artificial positiva é mínima, enquanto em relação a solução ideal artificial negativa a distância é maior, resultando em $C_k = 0,98$ para os dois períodos.

Também, obteve-se $C_k = 0,02$ para ambos períodos, pois a razão $H/L = 6,0$ corresponde a mesma resposta da solução ideal negativa, apresentando o valor mais baixo de C_k . Isto é, a distância

de $H/L = 6,0$ em relação a solução ideal artificial positiva é maior, enquanto a distância euclidiana em relação a solução artificial ideal negativa é mínima, evidenciando que essa geometria teve um desempenho menor. Isto é, as instalações contidas no intervalo $0,2 \leq H/L < 0,9$ e de $0,9 < H/L \leq 6,0$, revelaram-se inviáveis para o sistema em critério multiobjetivo do TCSA. Nota-se que nesses intervalos, à medida que se varia a liberdade das geometrias afetam de forma menos expressivas no sistema, como mostra-se na Figura 28.

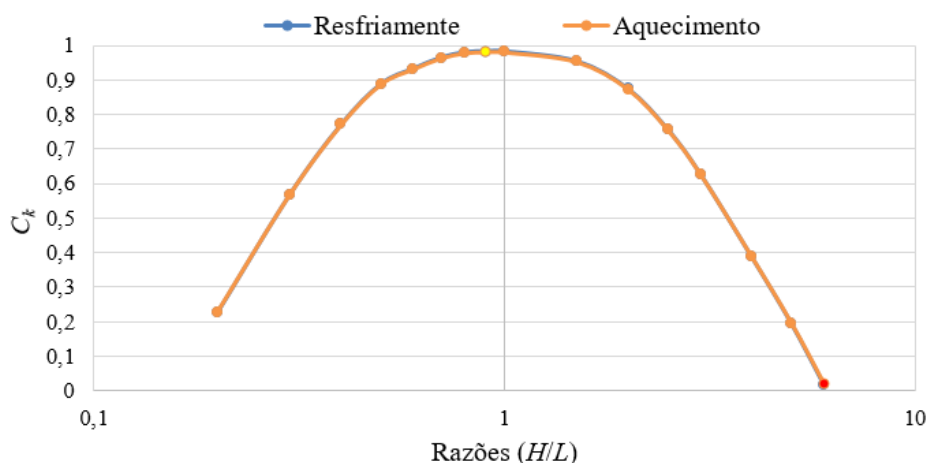


Figura 28. Indicador de performance multiobjetivo (C_k) em função da razão H/L usando pesos $w_1=10\%$ e $w_2=90\%$ para aquecimento e resfriamento.

Na Tabela 11, são apresentadas as configurações que demonstraram os melhores desempenhos em relação aos pesos de importância avaliados. Inicialmente, foram aplicados os pesos $w_1 = 100$; $w_2 = 0$ e $w_1 = 0$; $w_2 = 100$ para verificar se o equacionamento do método TOPSIS foi implementado adequadamente neste estudo, considerando a exclusão total de um dos critérios na avaliação.

Durante o estudo multiobjetivo global, ao considerar apenas os diferentes pesos com relevância térmica, observou-se que os pesos $w_1 = 60\%$ e $w_2 = 40\%$ obtiveram o melhor desempenho para o critério térmico, com as configurações $H/L = 0,6$ e $H/L = 0,7$, apresentando valores de $C_k = 0,82$ e $C_k = 0,81$, respectivamente, como pode-se observar na Figura A3 do Apêndice B. Para o critério de pesos em equilíbrio de 50% para cada relevância, os resultados identificaram a razão 0,7 com o $C_k = 0,87$. Por outro lado, na avaliação dos diferentes pesos com relevância fluidodinâmica no TCSA identificou-se que os pesos $w_1 = 10\%$ e $w_2 = 90\%$ destacou-se a instalação de razão $H/L = 0,9$, com o valor mais elevado de $C_k = 0,98$ em todo o sistema multiobjetivo, revelando o melhor desempenho do sistema de forma global.

Adicionalmente, na avaliação multiobjetivo do sistema, observou-se que conforme o peso de importância para a relevância térmica (w_1) diminui e o peso de importância para a relevância fluidodinâmica (w_2) aumenta, o indicador de desempenho multiobjetivo (C_k) tende a aumentar, indicando que a relevância fluidodinâmica tem um impacto positivo maior no desempenho geral do sistema.

Tabela 11. Pesos de importância de melhores C_k .

	w_1 (%)	w_2 (%)	Razões (H/L)	C_k (Aquecimento)	C_k (Resfriamento)
	100	0	6,0	1,0	1,0
Relevância térmica	90	10	0,2	0,63	0,62
	80	20	2,0	0,65	0,67
	70	30	0,6	0,75	0,76
	60	40	(0,6*) ¹ e (0,7') ²	0,82*	0,81'
Equilíbrio	50	50	0,7	0,87	0,88
	40	60	0,7	0,90	0,91
	30	70	0,7	0,93	0,94
Relevância fluidodinâmica	20	80	0,9	0,96	0,96
	10	90	0,9	0,98	0,98
	0	100	0,9	1,0	1,0

5.8. Comparação dos métodos *IDE* e *TOPSIS* no dispositivo Trocador de Calor Solo – Ar

Nesta subseção, foram analisadas as vantagens e desvantagens da implementação dos métodos multiobjetivos (*IDE* e *TOPSIS*) neste estudo. Isso visa avaliar quais aspectos foram mais ou menos considerados para garantir uma avaliação abrangente e precisa. Por um lado, os resultados obtidos pelo *IDE* notou-se que houve uma maior sensibilidade para a relevância térmica, o que permitiu destacar mais as configurações geométricas localizadas nos extremos do sistema, especificamente para as razões $H/L = 0,2$ e $H/L = 6,0$. Daí que não permite realizar uma avaliação abrangente. Isso pode ser justificável pela implementação da equação de *IDE*, Eq. (3.3.1), esse indicador aumenta com o incremento de PT e diminui com o aumento de $PC/\rho c_p \eta_e$. Assim, o PT sobressai mais sobre essa razão no que se traduz em um incremento do *IDE* tanto para aquecimento quanto para resfriamento, da mesma forma é aplicável para os períodos mensais.

¹ Asterisco (*) indica valores correspondentes entre razão ($H/L = 0,6$) e C_k (Aquecimento).

² Aspas simples (') representa os valores correspondentes entre razão ($H/L = 0,7$) e C_k (Resfriamento).

Ao passo que, na aplicação do método TOPSIS possibilitou a implementação da relevância térmica, ponto em equilíbrio, assim como a relevância fluidodinâmica da pesquisa, o que permitiu efetuar uma avaliação mais abrangente do TCSA, encontrando assim as configurações ótimas do sistema onde identificou-se a configuração de razão $H/L = 0,9$. Essa instalação quando comparada com a solução ideal artificial positiva alcançou o valor mais alto do sistema, enquanto a distância euclidiana em relação à solução artificial ideal negativa foi mínima.

6. CONCLUSÕES E PROPOSTA DE CONTINUIDADE

Neste estudo, uma investigação numérica foi conduzida para analisar o comportamento térmico e fluidodinâmico de Trocadores de Calor Solo - Ar, utilizando um duto retilíneo com seção transversal elíptica. A avaliação foi realizada aplicando o método Design Construtal, associado à busca exaustiva e os métodos multiobjetivos *IDE* e o TOPSIS. O Design Construtal possibilitou a identificação das configurações mais adequadas que promovam o escoamento do fluido e a transferência de calor. E os métodos multiobjetivos foram aplicados entre diferentes objetivos do problema, isto é, *PT* e *PC* para encontrar uma solução. Os resultados das simulações permitiram determinar os valores das razões H/L que conduziram à maximização do potencial térmico e minimização da perda de carga no interior do duto.

Na análise do potencial térmico, foi considerado de forma mensal e anual nas diferentes configurações geométricas. Em relação à análise mensal para aquecimento concluiu-se que a instalação de razão $H/L = 6,0$, demonstrou o melhor desempenho térmico registrando uma temperatura de $5,89^{\circ}\text{C}$ no mês de maio. De igual modo, o potencial térmico para resfriamento, ocorreu na razão $H/L = 6,0$ no mês de dezembro com $-4,82^{\circ}\text{C}$. Quanto à avaliação anual, a instalação ótima foi determinada com razão $H/L = 6,0$ representando um ganho significativo de 12,35% e 11,51% para aquecimento e resfriamento do potencial térmico médio anual, respectivamente, se comparada com a Instalação de Referência.

Na análise global da perda de carga, os dutos com seção elíptica de razões 0,2, 5,0 e 6,0 demonstraram aumentos expressivos na perda de carga de 67,23%, 70,06% e 87,01%, respectivamente se comparada à Instalação de Referência. Os resultados evidenciaram que as configurações geométricas mais próximas da *IR* apresentam menos resistência global no escoamento interno do fluido, sendo a razão $H/L = 0,9$ foi identificada como a instalação ótima representando uma redução de 0,28% em relação à *IR*. Sugerindo que, à medida que se afasta da configuração ótima, a perda de carga tendem a aumentar.

Além disso, ao empregar o método Design Construtal associado ao Indicador de Desempenho Energético (*IDE*), consideraram-se os parâmetros do potencial térmico absoluto e perda de carga. A análise como esperado mostrou que a melhor performance do *IDE*, tanto para aquecimento quanto para resfriamento no período anual foi observada na instalação com razão 6,0 com valores correspondentes a 12,34 e 13,70, respectivamente, revelando um aumento de 11,37% e 12,39%, respectivamente, quando comparados com a *IR*. Por outro lado, o pior *IDE* foi identificado na configuração com razão $H/L = 1,0$ com os valores de 11,08 e 12,19 para ambos períodos, respectivamente.

Adicionalmente, foi realizada uma análise multiobjetivo do problema físico utilizando o Design Construtal associado à busca exaustiva e ao TOPSIS. A análise considerou os pesos de importância para a relevância térmica, e relevância fluidodinâmica em todas as configurações geométricas estudadas. Conforme previsto, os resultados indicaram que a geometria ideal para avaliação multiobjetivo do problema foi alcançada na instalação com a razão $H/L = 0,9$, apresentando o valor mais elevado de $C_k = 0,98$ em todo o sistema, tanto para o período de aquecimento quanto para o de resfriamento. Esta configuração corresponde a mesma solução ideal positiva definida pelo TOPSIS, onde o critério predominante foi a relevância fluidodinâmica com um peso de 90%.

Na comparação da aplicação dos métodos multiobjectivos (*IDE* e TOPSIS), o TOPSIS mostrou-se mais eficiente ao determinar o conjunto de instalações de razão H/L que apresentaram o melhor desempenho considerando de forma equilibrada a relevância térmica assim como a relevância fluidodinâmica, proporcionando uma análise abrangente.

Por fim, conclui-se que a configuração geométrica com razão $H/L = 0,9$ é a mais adequada para aplicações que exigem um equilíbrio entre desempenho térmico e eficiência fluidodinâmica para o TCSA retilíneo com seção transversal elíptica a uma profundidade de 1,6 m, ao invés da seção transversal circular.

Como continuidade do modelo do duto reto com diâmetro circular de 110 mm, sugere-se os seguintes para trabalhos futuros:

- Realizar uma análise da redução do diâmetro circular de 110 mm, resultando em um aumento proporcional no comprimento do duto. Da mesma forma, ao aumentar o diâmetro original, será necessário diminuir o comprimento, mantendo assim o volume do duto constante.
- Investigar outras formas geométricas, além da elipse, como retângulos, triângulos, entre outras.
- Investigar outras variações nos pesos de importância. Além das variações propostas de 10% em 10%, pode-se realizar uma análise mais detalhada variando os pesos de importância em intervalos menores como por exemplo de 5% em 5%. Isso permitiria uma compreensão mais refinada do impacto de cada parâmetro no desempenho global do sistema.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHMAD, S. N.; PRAKASH, O. Three-dimensional simulation of earth air heat exchanger for cooling application and its validation using an experimental test rig. **Heat and Mass Transfer**, vol. 59, n. 7, p. 1277-1292. 2023.

ALBUQUERQUE, T. S. D. **China na corrida por energia limpa: os desafios da segurança energética para o desenvolvimento sustentável**. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Pernambuco. 2021.

ALMEIDA, C. R. D. **Análise do comportamento térmico de estacas geotérmicas em solo arenoso**. Tese de Doutorado. Universidade de São Paulo. 2020.

ANSYS Inc.; **ANSYS Fluent Theory Guide**, Release (Version 18.2.0). 2018.

BAI, Y.; SHEN, Y.; WANG, T. Multi-objective optimization of heating operation of stratum ventilation under different clothing insulations using Taguchi method, RSM, and SPATOPSIS. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 186, p.108124. 2023.

BEJAN, A. **Convection Heat Transfer**. 4ª edição, John Wiley and Sons. 2013.

BEJAN, A.; KRAUS, A. D. **Heat transfer handbook**. Hoboken: John Wiley and Sons, Inc. 2003.

BEJAN, A.; LORENTE, S. **Design with Constructal Theory**. John Wiley and Sons. 2008.

BENHAMMOU, M.; SAHLI, Y.; MOUNGAR, H. Investigation of the impact of pipe geometric form on earth-to-air heat exchanger performance using Complex Finite Fourier Transform analysis. Part I: Operation in cooling mode. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 177, p. 107484. 2022.

BRAZ, C. A.; RODRIGUES, R. L.; SIQUEIRA, H. V. Geração de energia elétrica por meio de fontes de energias renováveis: uma revisão sistemática da literatura sobre energia eólica. **Revista Gestão Industrial**, vol. 13, n. 1. 2017.

BRUM, R. S. **Modelagem computacional de trocadores de calor solo-ar**. Dissertação de Mestrado. 2013.

BRUM, R. S.; RAMALHO, J. V.; RODRIGUES, M. K.; ROCHA, L. A.; ISOLDI, L. A.; DOS SANTOS, E. D. Design evaluation of Earth-Air Heat Exchangers with multiple ducts. **Renewable Energy**, vol. 135, p. 1371-1385, 2019.

BRUM, R. S.; VAZ, J.; ROCHA, L. A. O.; DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A. A New Computational Modeling to Predict the Behavior of Earth-Air Heat Exchangers. **Energy and Buildings**, vol. 64, p. 395-402, 2013.

BRUNETTI, F. **Mecânica dos fluidos**. 2ª Ed. 2008.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7ª Ed. Porto Alegre: LTC, 2013.

CHEN, Y.; LI, K. W.; LIU, S. F. An OWA-TOPSIS method for multiple criteria decision analysis. **Expert Systems with Applications**, vol. 38, n. 5, p. 5205-5211, 2011.

COSTA, E. C. **Ventilação**. Blucher, 1ª Ed., p. 256, 2005.

CUNEGATTO, E. H. T.; GOTARDO, M.; ZINANI, F. S. F. Numerical analysis of tube arrangements with one, two, and four degrees of freedom for heat transfer with pseudoplastic fluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 208, p. 124080. 2023.

DE MOURA, A.M.; DOS SANTOS, E.D.; SOUZA, J.A. Numerical study of three-dimensional microchannel using the Constructal Law. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, vol. 146, p.106891. 2023.

DEL AGHENESE, A. P.; NALDI, C.; ROCHA, L. A. O.; ISOLDI, L. A.; PROLO FILHO, J. F.; BISERNI, C.; DOS SANTOS, E. D. Geometrical investigation of forced convective flows over staggered arrangement of cylinders employing constructal design. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, vol. 155, p.107553. 2024.

DESCHAMPS, C.J.; FREIRE, A. P. S; MENUT, P. P. M.; SU, J., Turbulência, Volume I. **Associação Brasileira de Ciências Mecânicas**. Rio de Janeiro, Brasil, 2002.

DIEDRICH, C. H.; SANTOS, G. H. D.; CARRARO, G. C.; DIMBARRE, V. V.; ALVES, T. A. Numerical and Experimental Analysis of an Earth–Air Heat Exchanger. **Atmosphere**, vol. 14, n. 7, p. 1113. 2023.

DOS SANTOS, E. D. **Análise numérica de escoamentos turbulentos não reativos com transferência de calor por convecção e radiação térmica em meios participantes**. Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), Porto Alegre, RS, Brasil, 2011.

FAGUNDES, T. M.; LORENZINI, G.; ESTRADA, E. D. S.; ISOLDI, L. A.; DOS SANTOS, E. D.; ROCHA, L. A. O.; DA SILVA NETO, A. J. Constructal design of conductive asymmetric tri-forked pathways. **Journal of Engineering Thermophysics**, vol. 28, p. 26-42. 2019.

FENG, H.; SUN, K.; CHEN, L.; GE, Y. Constructal design of a nanofluid cooling channel with sidewall ribs and cavities in a rectangular heat generation body. **Case Studies in Thermal Engineering**, vol. 41, p. 102640. 2023.

GE, Y.; LIU, Z.; LIU, W. Multi-objective genetic optimization of the heat transfer for tube inserted with porous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 101, p. 981-987, 2016.

GE, Y.; WANG, S.; LIU, Z.; LIU, W. Optimal shape design of a minichannel heat sink applying multi-objective optimization algorithm and three-dimensional numerical method. **Applied Thermal Engineering**, vol. 148, p. 120-128, 2019.

GODI, N. Y. Constructal Solid and Perforated Fin Installation in a Combined Microchannel Heat Sink for Maximum Heat Transfer. **Journal of The Institution of Engineers (India): Series C**: vol. 105, p.17-30. 2024.

GODI, N.Y.; PETINRIN, M.O. Heat transfer analysis in constructal designed microchannels with perforated micro fins. **Journal of The Institution of Engineers (India): Series C**, vol. 104, n. 3, p. 529-540. 2023.

GRECO, A.; MASSELLI, C. The optimization of the thermal performances of an earth to air heat exchanger for an air conditioning system: A numerical study. **Energies**, vol. 13, n. 23, p. 6414. 2020.

HAHN, D. W.; ÖZISIK, M. N. **Heat Conduction**. John Wiley and Sons, Inc. 2012.

HAJMOHAMMADI, M. R. Introducing a ψ -shaped cavity for cooling a heat generating medium. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 121, p. 204-212. 2017.

HAJMOHAMMADI, M. R. Optimal design of tree-shaped inverted fins. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 116, p. 1352-1360. 2018.

HERMES, V. F.; COSTI, J.; MARQUES, W. C.; ROCHA, L. A. O.; DOS SANTOS, E. D.; RODRIGUES, M. K.; ISOLDI, L. A. Estudo numérico de trocador de calor solo-ar considerando variação anual realística de temperatura do ar e da superfície do solo em região da Universidade Federal do Rio Grande-FURG. **Revista Interdisciplinar de Pesquisa em Engenharia**, vol. 5, n. 1, p. 121-128, 2019.

HWANG, C. L.; YOON, K. Multiple attribute decision making: Methods and applications. **Springer-Verlag**. New York. 1981.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e massa** - 7ª Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

JAHANBIN, A. Thermal performance of the vertical ground heat exchanger with a novel elliptical single U-tube. **Geothermics**, vol. 86, p. 101804. 2020.

JONES W. P; LAUNDER B. E. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. **International journal of heat and mass transfer**, vol. 15, n. 2, p. 301-14. 1972.

JONES, W. P.; LAUNDER B. E. The Calculation of Low-Reynolds-Number Phenomena with a Two-Equation Model of Turbulence. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 16, n. 6, p. 1119-30. 1973.

KEYKHAH, S.; ASSAREH, E.; MOLTAMES, R.; IZADI, M.; ALI, H. M. Heat transfer and fluid flow for tube included a porous media: Assessment and Multi-Objective Optimization Using Particle Swarm Optimization (PSO) Algorithm. **Physica A: Statistical Mechanics and its Applications**, vol. 545, p. 123804, 2020.

LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. **Lectures in Mathematical Models of Turbulence**. London: Academic Press, 1972.

LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. The Numerical Computation of Turbulent Flows. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, vol 3, n. 2, p. 269-89. 1974.

LEKHAL, M.C.; BENZAAMA, M.H.; KINDINIS, A.; MOKHTARI, A.M.; BELARBI, R. Effect of geo-climatic conditions and pipe material on heating performance of earth-air heat exchangers. **Renewable energy**, vol. 163, p. 22-40. 2021.

LIN, J. Finite element modeling of heat transfer in Z-shaped cavity according to constructal design. **Proceedings of the Indian National Science Academy**, vol. 89, n. 4, p.967-976. 2023.

LIU, X.; FENG, H.; CHEN, L.; GE, Y. Design of a multi-scale cylindrical porous fin based on constructal theory. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, vol. 153, p. 107352. 2024.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Flúídos Computacional**. Disponível em: Minha Biblioteca. 2ª ed. Grupo GEN, 2004.

MAO, N.; SONG, M.; DENG, S. Application of TOPSIS method in evaluating the effects of supply vane angle of a task/ambient air conditioning system on energy utilization and thermal comfort. **Applied Energy**, vol. 180, p. 536-545, 2016.

MISHRA, P. K.; NADDA, R.; KUMAR, R., RANA, A.; SETHI, M.; EKILESKI, A. Optimization of multiple arcs protrusion obstacle parameters using AHP-TOPSIS approach in an impingement jet solar air passage. **Heat and Mass Transfer**, vol. 54, n. 12, p. 3797-3808, 2018.

MOZAFFARI, L.; MOZAFFARI, A.; AZAD, N. L. Vehicle speed prediction via a sliding-window time series analysis and an evolutionary least learning machine: A case study on San Francisco urban roads. **Engineering science and technology, an international journal**, vol. 18, n. 2, p. 150-162, 2015.

MUSTAFA, A. W. Constructal design of multi-scale diamond-shaped pin fins cooled by mixed convection. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 145, p. 106018. 2019.

NEZHNIKOVA, E.V.; OKHREMENKO, I.V.; PAPELNIUK, O.V. Investigation of the features of investment in the development of renewable energy sources: Main consumers, legal regulation, equipment, rates and delivery. **International Journal of Energy Economics and Policy**, vol. 8, n. 4, p. (178-186). 2018.

NUNES, B. R.; RODRIGUES, M. K.; OLIVEIRA ROCHA, L. A.; LABAT, M.; LORENTE, S.; DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A.; BISERNI, C. Numerical-analytical study of earth-air heat exchangers with complex geometries guided by constructal design. **International Journal Of Energy Research**, vol. 45, p. 20970-20987, 2021.

PRITCHARD, P. J.; MITCHELL, J. W. FOX e Mcdonald's: **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, 8ª ed., John Wiley e Sons Inc., Hoboken, 2016.

RAMALHO, J. V. A.; FERNANDO, H. J.; BRUM, R. S.; DOMINGUES, A. M. B.; PASTOR, N. N.; OLIVERA, M. B. Accessing the thermal performance of Earth–air heat exchangers surrounded by galvanized structures. **Sustainable Energy Technologies and Assessments**, vol. 54, p. 102838. 2022.

RAZERA, A. L.; DA FONSECA, R. J. C.; ISOLDI, L. A.; DOS SANTOS, E. D.; ROCHA, L. A. O.; BISERNI, C. A constructal approach applied to the cooling of semi-elliptical blocks assembled into a rectangular channel under forced convection. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 184, p.122293. 2022.

RAZERA, A. L.; QUEZADA, L. A.; FAGUNDES, T. M.; ISOLDI, L. A.; DOS SANTOS, E. D.; BISERNI, C.; ROCHA, L. A. O. Fluid flow and heat transfer maximization of elliptic cross-section

tubes exposed to forced convection: A numerical approach motivated by Bejan's theory. **International Communications in Heat and Mass Transfer**, vol. 109, p. 104366. 2019.

RODRIGUES, G. C.; LORENZINI, G.; VICTORIA, L. C.; VAZ, I. S.; ROCHA, L. A.; DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A. Constructal design applied to the geometric evaluation of a T-shaped earth-air heat exchanger. **Int. J. Sustain. Dev. Plann.**, vol. 16, n. 2, p. 207-217. 2021.

RODRIGUES, M. K. **Análise numérica de trocadores de calor Solo-Ar em forma de Y através do método design construtal e de um novo indicador de desempenho energético (IDE) empregando modelo computacional aprimorado**. Tese de Doutorado. 2019.

RODRIGUES, M. K.; VAZ, J.; ROCHA, L. A. O.; DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A. A full approach to Earth-Air Heat Exchanger employing computational modeling, performance analysis and geometric evaluation. **Renewable Energy**, vol. 191, p. 535-556. 2022.

RODRIGUES, M.K.; BRUM, R. S.; VAZ, J.; ROCHA, L.A.O.; DOS SANTOS, E.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**, vol. 80, p.538-551. 2015.

SCHWIND, J. J. **Geophysical Fluid Dynamics for Oceanographers**. Prentice-Hall, Inc. 1980.

SILVA, J. P. Como calcular a área e o perímetro de uma elipse?. **C.Q.D. Revista Eletrônica Paulista de Matemática**, Bauru, vol. 3, p. 2-6. 2014.

SILVA, P. M. S. **Estudo comparativo entre modelos de turbulência para escoamentos em condutas com rugosidade**. Universidade do Porto. 2018.

SOUZA, T. A.; NOGUEIRA, F. J. Fontes Alternativas de Energia no Brasil: Biomassa, Eólica e Solar. **Caderno de Estudos em Engenharia Elétrica**, vol. 4, n. 1. 2022.

TEIXEIRA, F. B.; ALTNETTER, M. V.; LORENZINI, G.; RODRIGUEZ, B. D. A.; ROCHA, L. A. O.; ISOLDI, L. A.; DOS SANTOS, E. D. Geometrical evaluation of a channel with alternated

mounted blocks under mixed convection laminar flows using Constructal Design. **Journal of Engineering Thermophysics**, vol. 29, n. 1, p. 92-113. 2020.

TEIXEIRA, F. B.; LORENZINI, G.; ERRERA, M. R.; ROCHA, L. A. O.; ISOLDI, L. A.; DOS SANTOS, E. D. Constructal Design of triangular arrangements of square bluff bodies under forced convective turbulent flows. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 126, p. 521-535. 2018.

TRILOK, G.; GNANASEKARAN, N. Numerical study on maximizing heat transfer and minimizing flow resistance behavior of metal foams owing to their structural properties. **International Journal of Thermal Sciences**, vol. 159, p. 106617. 2021.

TZENG, G. H.; HUANG, J. J. **Multiple attribute decision making: methods and applications**. CRC press. 2011.

VAREJÃO-SILVA, M. A. **Meteorologia e climatologia**: versão digital 2. Recife: Esalq. 2006.

VAZ, J.; SATTLER, M. A.; DOS SANTOS, E. D.; ISOLDI, L. A. Experimental and numerical analysis of an earth–air heat exchanger. **Energy and Buildings**, vol. 43, n. 9, p. 2476-2482, 2011.

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

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**. 1^a Ed. Malasia: Longman, 1995.

VIVAS, G. A. V.; GUERRA, D. R. S. Modelagem computacional do trocador de calor solo-ar adaptado às condições climáticas de Belém. **Ambiente Construído**, vol. 21, p. 359-381. 2021.

VIVAS, G. A. V.; RODRIGUES, M. K.; ROCHA, L. A. O.; dos SANTOS, E. D.; BRUM, R. da 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. **In Defect and Diffusion Forum**, vol. 427, pp. 85–94. 2023.

WILKS, D. S. **Statistical Methods in the Atmospheric Sciences**. 2^a ed. Elsevier, Amsterdam, Netherlands, p. 807. 2019.

YANG, Q.; HU, Z.; TAO, Y.; SHI, L.; TU, J.; CHAI, J.; WANG, Y. Experimental and numerical study on cooling performance of a novel earth-to-air heat exchanger system with an inlet plenum chamber. **Energy Conversion and Management**, vol. 277, p. 116671. 2023.

APÊNDICE A

Os dados do *PT* médio mensal das instalações elípticas de razões *H/L* foram apresentados em duas Tabelas A1 e A2 obedecendo os seguintes intervalos de [0,2-0,8] e [0,9-6,0], respectivamente, ilustrando o desempenho térmico mensal do TCSA ao longo do ano, tanto para o aquecimento (+) quanto para o resfriamento (-). Essas tabelas evidenciam uma visão abrangente desses aspectos.

Tabela A1. *PT* médio mensal das *IE* de razões *H/L* de [0,2-0,8] para os período quente e frio.

Meses	Períodos	Razões (<i>H/L</i>)						
		0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Janeiro	+	1,97	1,89	1,85	1,84	1,84	1,82	1,79
	-	-4,31	-4,16	-4,05	-4,04	-4,02	-4,00	-3,91
Fevereiro	+	1,87	1,82	1,77	1,75	1,74	1,74	1,71
	-	-4,48	-4,33	-4,23	-4,22	-4,20	-4,17	-4,09
Março	+	1,81	1,75	1,70	1,70	1,69	1,68	1,66
	-	-3,24	-3,13	-3,04	-3,04	-3,03	-3,01	-2,95
Abril	+	3,04	2,94	2,86	2,85	2,84	2,82	2,76
	-	-3,06	-2,96	-2,90	-2,88	-2,87	-2,85	-2,81
Maio	+	5,79	5,55	5,39	5,39	5,37	5,33	5,21
	-	-2,51	-2,43	-2,40	-2,36	-2,35	-2,36	-2,33
Junho	+	4,73	4,54	4,41	4,42	4,40	4,37	4,28
	-	-4,07	-3,95	-3,88	-3,86	-3,85	-3,84	-3,77
Julho	+	5,33	5,11	4,97	4,95	4,93	4,90	4,80
	-	-3,62	-3,49	-3,39	-3,44	-3,42	-3,41	-3,33
Agosto	+	3,55	3,41	3,31	3,31	3,29	3,27	3,20
	-	-4,42	-4,27	-4,16	-4,16	-4,14	-4,12	-4,04
Setembro	+	2,00	1,92	1,86	1,87	1,87	1,85	1,82
	-	-3,76	-3,62	-3,53	-3,51	-3,50	-3,47	-3,40
Outubro	+	2,74	2,66	2,61	2,60	2,59	2,58	2,54
	-	-3,93	-3,79	-3,70	-3,70	-3,68	-3,66	-3,59
Novembro	+	2,93	2,84	2,78	2,75	2,74	2,72	2,68
	-	-4,25	-4,10	-4,00	-4,00	-3,98	-3,96	-3,89
Dezembro	+	1,82	1,76	1,72	1,71	1,70	1,69	1,67
	-	-4,74	-4,56	-4,44	-4,44	-4,41	-4,39	-4,30

Tabela A2. *PT* médio mensal das *IE* de razões *H/L* de [0,9-6,0] para os período quente e frio.

Meses	Períodos	Razões (<i>H/L</i>)								
		0,9	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
Janeiro	+	1,77	1,79	1,82	1,85	1,84	1,88	1,93	1,97	1,99
	-	-3,93	-3,91	-3,98	-4,06	-4,04	-4,11	-4,23	-4,32	-4,38
Fevereiro	+	1,70	1,71	1,73	1,76	1,77	1,79	1,84	1,88	1,91
	-	-4,10	-4,08	-4,15	-4,24	-4,22	-4,29	-4,40	-4,48	-4,51
Março	+	1,66	1,65	1,68	1,71	1,70	1,73	1,77	1,81	1,84
	-	-2,95	-2,95	-2,99	-3,06	-3,04	-3,09	-3,18	-3,25	-3,29
Abril	+	2,76	2,76	2,81	2,87	2,86	2,90	2,99	3,04	3,08
	-	-2,79	-2,80	-2,84	-2,89	-2,88	-2,94	-3,00	-3,06	-3,10
Maio	+	5,23	5,21	5,30	5,43	5,38	5,48	5,66	5,79	5,89
	-	-2,32	-2,32	-2,36	-2,37	-2,40	-2,43	-2,46	-2,52	-2,54
Junho	+	4,30	4,28	4,35	4,45	4,41	4,49	4,62	4,73	4,81
	-	-3,77	-3,76	-3,82	-3,88	-3,87	-3,91	-4,00	-4,06	-4,10
Julho	+	4,81	4,80	4,88	4,99	4,97	5,05	5,20	5,33	5,41
	-	-3,34	-3,31	-3,38	-3,46	-3,38	-3,46	-3,56	-3,62	-3,69
Agosto	+	3,22	3,21	3,26	3,33	3,32	3,37	3,47	3,55	3,60
	-	-4,03	-4,02	-4,10	-4,19	-4,15	-4,23	-4,34	-4,42	-4,50
Setembro	+	1,82	1,82	1,85	1,89	1,86	1,90	1,95	2,00	2,03
	-	-3,40	-3,39	-3,46	-3,53	-3,52	-3,58	-3,68	-3,76	-3,82
Outubro	+	2,53	2,54	2,57	2,61	2,61	2,64	2,70	2,74	2,76
	-	-3,60	-3,58	-3,64	-3,72	-3,69	-3,75	-3,85	-3,93	-3,99
Novembro	+	2,66	2,67	2,72	2,76	2,77	2,82	2,88	2,93	2,97
	-	-3,88	-3,88	-3,95	-4,02	-3,99	-4,06	-4,17	-4,25	-4,31
Dezembro	+	1,64	1,66	1,68	1,71	1,71	1,75	1,79	1,82	1,84
	-	-4,31	-4,29	-4,37	-4,46	-4,43	-4,51	-4,64	-4,75	-4,82

APÊNDICE B

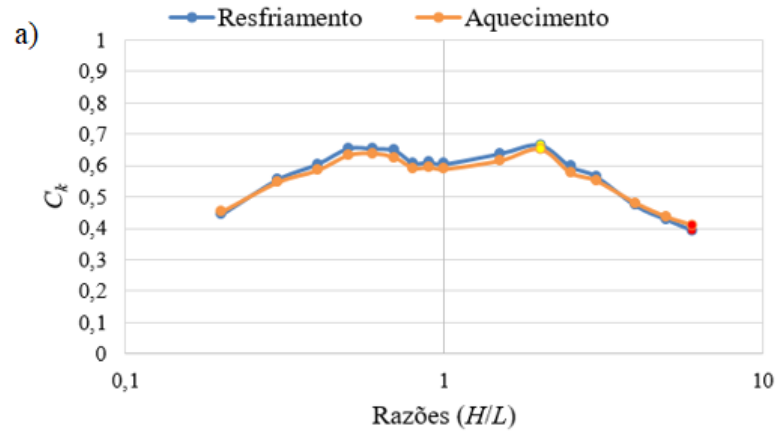


Figura A1. Indicador de performance multiobjetivo (C_k) em função da razão H/L usando pesos $w_1 = 80\%$ e $w_2 = 20\%$ para aquecimento e resfriamento.

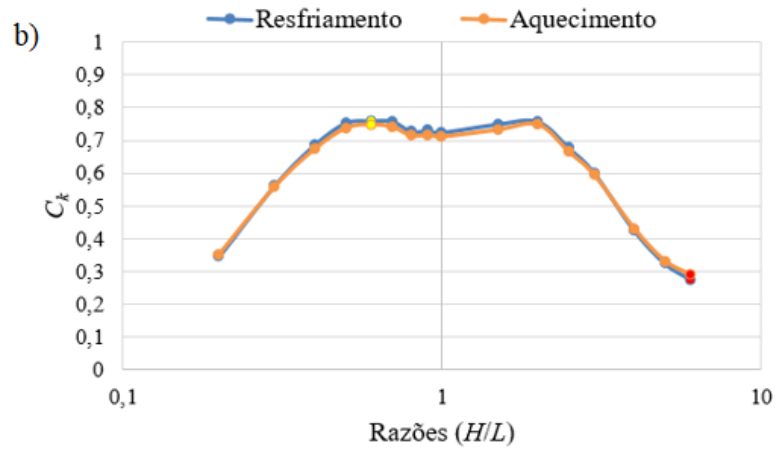


Figura A2. Indicador de performance multiobjetivo (C_k) em função da razão H/L usando pesos $w_1 = 70\%$ e $w_2 = 30\%$ para aquecimento e resfriamento.

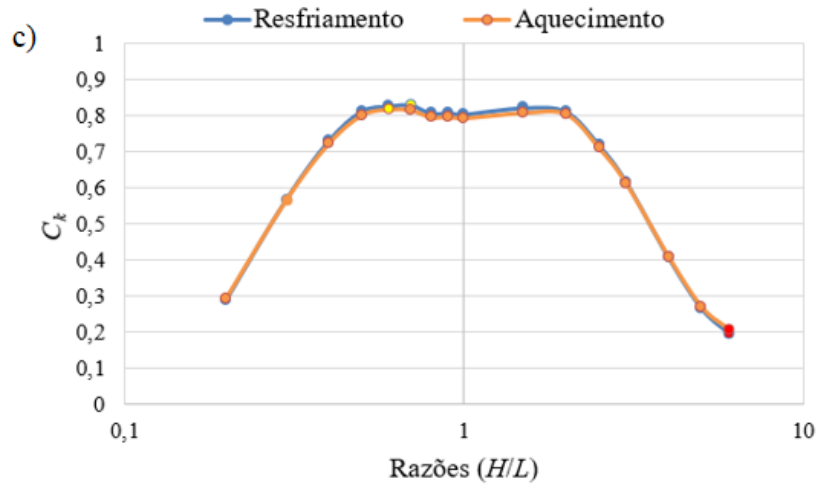


Figura A3. Indicador de performance multiobjetivo (C_k) em função da razão H/L usando pesos $w_1 = 60\%$ e $w_2 = 40\%$ para aquecimento e resfriamento.

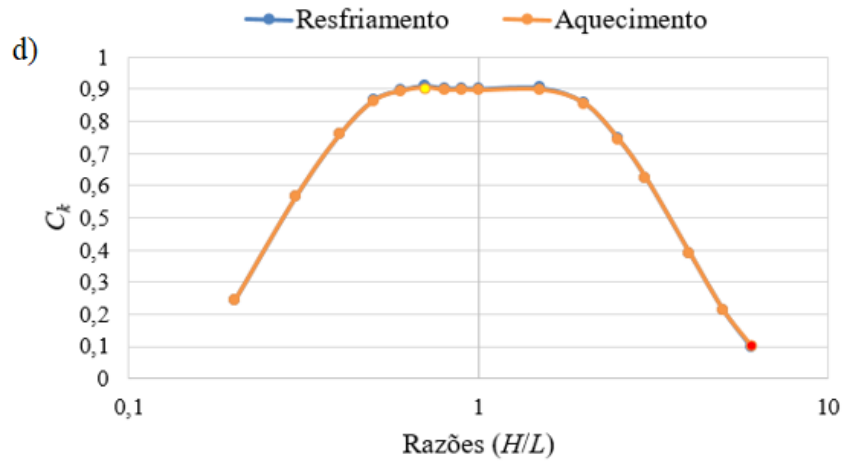


Figura A4. Indicador de performance multiobjetivo (C_k) em função da razão H/L usando pesos $w_1 = 40\%$ e $w_2 = 60\%$ para aquecimento e resfriamento.

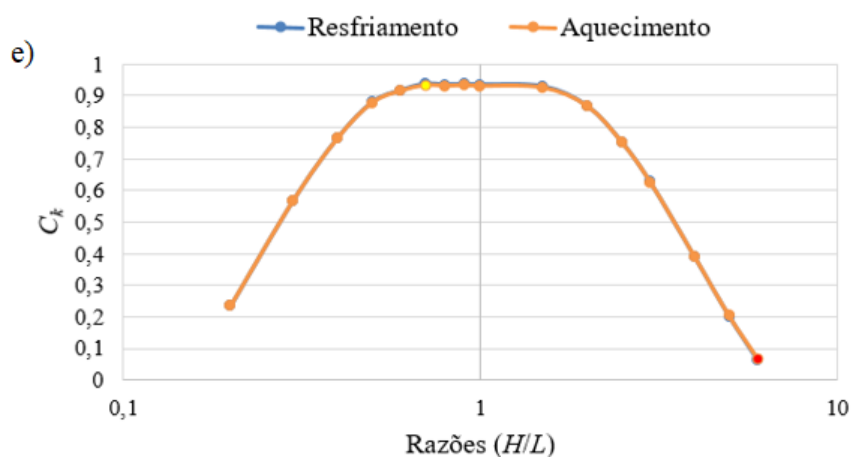


Figura A5. Indicador de performance multiobjetivo (C_k) em função da razão H/L usando pesos $w_1 = 30\%$ e $w_2 = 70\%$ para aquecimento e resfriamento.

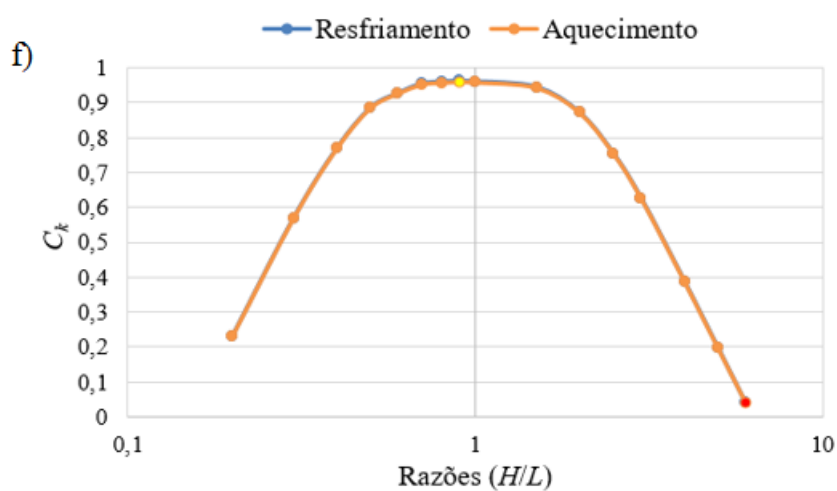


Figura A6. Indicador de performance multiobjetivo (C_k) em função da razão H/L usando pesos $w_1 = 20\%$ e $w_2 = 80\%$ para aquecimento e resfriamento.