

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

Otimização de Trocadores de Calor Solo-Ar Configurados em Rede com
Base na Teoria Construtal

por

Francisco Tadeu Sousa

Dissertação para obtenção do título de
Mestre em Modelagem Computacional

Rio Grande, agosto de 2022

Francisco Tadeu Sousa

“Otimização de Trocadores de Calor Solo-Ar Configurados em Rede com Base na Teoria Construtal”

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

Aprovada em: 29/09/2022

BANCA EXAMINADORA



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



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



Prof. Dr. Liércio André Isoldi (FURG)



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

Rio Grande - RS
2022

Ficha Catalográfica

S725o Sousa, Francisco Tadeu.

Otimização de trocadores de calor solo-ar configurados em rede com base na teoria construtal / Francisco Tadeu Sousa. – 2022.
70 f.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande – FURG, Programa de Pós-Graduação em Modelagem Computacional, Rio Grande/RS, 2022.

Orientador: Dr. Emanuel da Silva Diaz Estrada.

Coorientadora: Dra. Ruth da Silva Brum.

1. Trocador de Calor Solo-Ar 2. Teoria Construtal 3. Otimização
4. Sistema em Rede I. Estrada, Emanuel da Silva Diaz II. Brum, Ruth da Silva III. Título.

CDU 004.7

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

AGRADECIMENTOS

A Deus, pela vida e por me manter firme nessa jornada e sempre guiar meus passos.

A minha esposa Carla Simone, pelo amor incondicional e por estar sempre ao meu lado, me apoiando e incentivando nos momentos mais felizes e naqueles onde o cansaço e desânimo batiam.

Ao meus pais Antonio e Socorro, por tudo que me ensinaram e pelo amor que eles têm por mim.

Ao meu orientador Prof. Dr. Emanuel da Silva Diaz Estrada pela orientação, disponibilidade, paciência e por todo ensinamento compartilhado, que foram fundamentais para a realização deste trabalho.

A minha coorientadora Profa. Dra. Ruth da Silva Brum, pelo incentivo, contribuições e ensinamentos em todo o desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço à banca examinadora, Prof. Dr. Liércio André Isoldi e Prof. Dr. Jairo Valões de Alencar Ramalho, pela disponibilidade e considerações realizadas.

Aos amigos que conquistei no curso, que compartilharam conhecimentos e tornaram essa jornada mais alegre e com boas recordações.

À Universidade Federal do Rio Grande (FURG), e ao PPGMC, por toda estrutura e por me possibilitar a realização deste trabalho.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo suporte financeiro que permitiu a realização deste trabalho.

RESUMO

O trocador de calor solo-ar (TCSA) é um sistema utilizado para melhoria térmica de ambientes. Tem como fundamento, o emprego da inércia térmica presente no subsolo para melhorar o conforto térmico de ambientes construídos e reduzir as taxas de uso de energia convencional. Considerando a alta capacidade térmica do solo, o uso da tecnologia de escoamento de ar por dutos enterrados pode ser considerado como uma alternativa para o desenvolvimento sustentável. O objetivo principal desse trabalho é apresentar um estudo analítico comparativo de TCSA's com uma configuração em rede com um sistema de TCSA individual. Inicialmente, usa-se um modelo matemático desenvolvido através de um modelo analítico no estado estacionário de um TCSA individual, considerando a entalpia do ar úmido dentro do balanço de energia, que estabelecem as condições de contorno do problema para um clima tropical. Em seguida, é utilizada uma modelagem analítica de sistema em rede através da Teoria Construtal, onde é realizada uma otimização dos diâmetros aplicando os multiplicadores de Lagrange, feita primeiramente maximizando a entalpia e, uma segunda otimização é feita minimizando a perda de carga dentro dos dutos. Dessa forma, é possível comparar a performance de um sistema TCSA em forma de rede subterrânea para várias unidades construídas. Os resultados se mostraram satisfatórios, para as configurações em rede quando $n = 2, 3$ e 4 demonstrando que as configurações do TCSA em forma de rede analisadas são eficientes em relação ao desempenho energético comparados a um sistema TCSA de duto único, quando $n = 1$. Percebe-se que a aplicação da teoria Construtal em projetos de instalações TCSA's configurados em rede resulta em um desempenho energético maior quando comparados com um TCSA de duto único.

Palavras-chaves: Trocador de Calor Solo-Ar, Teoria Construtal, Otimização, Sistema em Rede.

ABSTRACT

The Earth-Air Heat Exchanger (EAHE) is a system used for thermal improvement of environments. It is based on the use of a thermal inertia present in the subsoil to improve the thermal comfort of built environments and reduce the rates of use of conventional energy. Considering the high thermal capacity of the soil, the use of buried duct air flow technology can be considered as an alternative for sustainable development. The main objective of this work is to present a comparative analytical study of EAHE's with a network configuration with an individual EAHE system, identifying the advantages in this comparison. Initially, the mathematical model developed using an analytical model in the steady state of the individual EAHE is used, considering the enthalpy of the humid air within the energy balance, which establish the boundary conditions of the problem in tropical. Then, an analytical modeling of the network system is used through the Constructal Theory, where an optimization of the diameters is carried out by applying the Lagrange multipliers, done firstly by maximizing the enthalpy and, a second optimization is done by minimizing the pressure inside the ducts. In this way, it is possible to compare the advantage of a EAHE system in the form of an underground network for several built units. The results were satisfactory for network configurations when $n = 2, 3$ and 4 , demonstrating that the analyzed network configurations of the EAHE are efficient in terms of energy performance compared to a single duct EAHE system, when $n = 1$. It is noticed that the application of the Constructal Theory in projects of EAHE's installations configured in a network results in a higher energy performance when compared to a single duct EAHE.

Keywords: Earth-Air Heat Exchanger, Constructal Theory, Optimization, Network System.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO.....	13
1.1. Objetivos.....	15
1.1.1. Objetivo geral	15
1.1.2. Objetivos específicos.....	15
1.2. Organização do trabalho	15
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1. Estado da Arte.....	16
2.1.1. Trabalhos sobre TCSA.....	16
2.1.2. Trabalhos aplicando Teoria Construtal	20
2.2. Relevância da pesquisa	23
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	24
3.1. Transferência de calor.....	24
3.1.1. Calor sensível	25
3.1.2. Calor latente.....	25
3.2. Trocadores de calor solo-ar.....	25
3.3. Teoria construtal.....	27
3.4. TCSA em rede.....	28
4. METODOLOGIA.....	33
4.1 Modelagem Matemática	33
4.1.1. Modelagem matemática do TCSA	40
4.2. Modelagem do sistema em rede	41
4.2.1. Otimização do TCSA em rede.....	52
5. RESULTADOS	54
5.1. Verificação do modelo computacional	54
5.2. Comparação entre TCSA configurado em rede e um duto único.....	55
5.3. Análise do desempenho energético	62
6. CONCLUSÕES	65
6.1. Sugestões de trabalhos futuros	65
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	67

LISTA DE FIGURAS

3.1. Processos de transmissão do calor e da dinâmica dos fluidos associados ao princípio de funcionamento do trocador de calor solo-ar	24
3.2. Esquema ilustrativo de um trocador de calor solo-ar(verão).....	26
3.3. Esquema ilustrativo de um trocador de calor solo-ar(inverno)	27
3.4. Junção em T numa estrutura de árvore	29
4.1. Sistema TCSA e modelo de domínio	34
4.2. Fluxograma da modelagem computacional para o modelo analítico	41
4.3. Entalpia adimensional na saída de um tubo.....	43
4.4. Sistema TCSA em rede com duas saídas de ar.....	46
4.5. Sistema TCSA em rede com quatro saídas de ar.....	48
4.6. Sistema TCSA em rede com oito saídas de ar.....	49
4.7. Sistema TCSA em rede com dezesseis saídas de ar	51
5.1. Evolução da entalpia para zona de clima tropical	54
5.2. Fluxograma da determinação dos resultados.....	55
5.3. Diâmetros do TCSA	58
5.4. Entalpia na saída do TCSA.....	59
5.5. Queda de pressão do TCSA.....	60
5.6. Potência do ventilador do TCSA.....	61
5.7. Taxa de transferência de calor do TCSA.....	62
5.8. Coeficiente de desempenho total do TCSA por nível	63

LISTA DE TABELAS

5.1. Parâmetros iniciais de um sistema TCSA composto por duto único.....	56
5.2. Parâmetros de um sistema TCSA de duto único	57
5.3. Queda de Pressão por nível	59
5.4. Potência do ventilador por nível de rede	60

LISTA DE SÍMBOLOS

A_z	amplitude da onda de temperatura (°C)
C_p	calor específico (J/kg.K)
L_v	calor latente de evaporação/condensação (kJ/kg)
h_{cv}	coeficiente de transferência de calor por convecção (W/K.m²)
h_m	coeficiente de transferência de massa por convecção (W/K.m²)
L	comprimento (m)
d	diâmetro (m)
h	entalpia específica (J/kg)
f	fator de atrito (m²/s)
m	massa (kg)
Nu	número de Nusselt
Pr	número de Prandtl
Re_D	número de Reynolds em relação ao diâmetro
Sh	número de Sherwood
p	perímetro (m)
P	pressão (Pa)
R_d	razão do diâmetro
$\dot{q}$	taxa de fluxo de calor (W)
T	temperatura (K)
T_{ref}	temperatura de referência na entrada do duto (K)
T_m	temperatura média (K)
t	tempo (s)
w	umidade específica (g/kg)

$\dot{m}$ vazão mássica (kg/s)

Símbolos gregos

ρ Massa específica (kg/m³)
 ∂ derivada
 η entalpia adimensional na saída do duto
 β função
 λ multiplicador de Lagrange
 Σ somatório

Sub índices

A ar
 ha ar úmido
 $cond$ condensado
 ent entrada
 L latente
 sp pressão de saturação
 Re rede
 ref referência
 sai saída
 Sat saturação
 S sensível
 $turb$ turbulento
 V vapor

LISTA DE ABREVIATURAS

CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
COP	Coeficiente de desempenho
CCM	<i>Compact Computational Model</i>
EPI	<i>Energy Performance Indicator</i>
EAHE	<i>Earth-Air Heat Exchanger</i>
HRU	<i>heat recovery unit</i>
PVC	Polícloroeto de Vinila
RI	Instalação de Referência
RMS	<i>Reynolds Stress Model</i>
TCSA	Trocador de Calor Solo-ar

1. INTRODUÇÃO

A energia é um dos principais insumos no crescimento econômico de um país, mas a economia de energia é um dos maiores desafios no mundo de hoje (BORDOLOI *et al.*, 2018). O consumo de energia aumenta a cada dia e parte dessa energia é utilizada na busca por conforto térmico em ambientes construídos, seja para aquecimento ou resfriamento através de aparelhos de ar condicionado ou aquecedores. Este aumento no consumo de energia deve ser acompanhado do desenvolvimento de novas tecnologias eficientes e que utilizem fonte alternativa de energia. A crescente demanda global por energia e a diminuição das fontes de energia convencionais disponíveis, aliadas às preocupações ambientais, motivam a busca por fontes alternativas e renováveis de energia (BRUM *et al.*, 2013). O termo, fonte alternativa de energia, não implica apenas em uma opção eficiente, mas é sinônimo de energia limpa (VAZ *et al.*, 2011).

O solo pode ser considerado como um imenso reservatório térmico, cuja temperatura permanece mais amena e mais estável que a temperatura do ar externo durante todo o ano (ESTRADA *et al.*, 2018). A inércia térmica presente nas camadas superficiais do solo, em relação à superfície do mesmo, sendo utilizada corretamente, pode melhorar a condição térmica do ar em ambientes construídos (VAZ *et al.*, 2011).

De acordo com Rodrigues (2015), a principal finalidade da aplicação de um TCSA é obter um diferencial de temperatura estabelecido entre a temperatura do ar na saída do duto e a temperatura do ar na entrada do duto. Esse diferencial de temperatura, conforme a literatura, é denominado de potencial térmico do TCSA. Ainda segundo Rodrigues (2014) essa diferença de temperatura pode ser utilizada de forma auxiliar em princípios de condicionamento do ar, conforto térmico e processo de climatização de ambientes, propondo uma redução do consumo de energia elétrica na forma convencional.

Na natureza existem vários sistemas de fluxo/escoamento que podem ser explicados pela Teoria Construtal como: bacias hidrográficas, pulmões, formas de animais, tecidos vascularizados entre outros. Segundo Bejan (2000) e Bejan e Lorente (2008), a Teoria Construtal prima pela configuração do fluxo/escoamento, fundamentada em um princípio de forma, geração e evolução no tempo na direção do maior acesso global do fluxo/escoamento em sistemas que podem variar a geometria, respeitando as restrições impostas. Ainda segundo Bejan e Zane (2012), para que um sistema de fluxo/escoamento de tamanho finito persista no tempo (para viver), sua

configuração deve evoluir de maneira a facilitar o acesso às correntes que fluem/escoam por ele.

De acordo com Bejan e Zane (2012), a lei construtal é revolucionária porque é uma lei da física - e não apenas da biologia, hidrologia, geologia, geofísica ou engenharia. Ela governa qualquer sistema, a qualquer hora e em qualquer lugar, abrangendo fenômenos inanimados (rios e raios), animados (árvores, animais) e projetados (tecnologia).

A avaliação da performance de diferentes construções geométricas para TCSAs compostos por quatro dutos pode ser vista em Brum *et al.* (2017). Uma análise numérica do efeito das variações de possíveis geometrias de TCSAs envolvendo configurações de um a cinco dutos foi desenvolvida em Brum *et al.* (2019a). Onde o objetivo do trabalho foi ampliar o potencial térmico desses dispositivos, isto é, a média das diferenças entre as temperaturas do ar na entrada e na saída dos dutos. Com isso, obtém também um aumento da eficiência e da quantidade de calor trocada pelos TCSA.

No trabalho de Brum *et al.* (2019b) foram reproduzidas configurações geométricas de TCSA para atender uma escala distrital de residência considerando o resfriamento e aquecimentos dessas nas regiões da França e Brasil. O escoamento e a transferência de calor foram resolvidos analiticamente a partir do trabalho de Estrada *et al.* (2018). O objetivo foi maximizar a transferência de calor em uma grande rede de TCSA e fazer uma análise dos diâmetros e comprimentos ideais para a construção dessas estruturas. Usou-se modelo analítico em estado estacionário, assumindo a umidade do ar de 100% e analisando a entalpia no duto de cada configuração.

Então, com base nos trabalhos de Estrada *et al.* (2018) e Brum *et al.* (2019b), no presente estudo pretende-se comparar a utilização de um sistema TCSA em rede para atender a várias unidades habitacionais em oposição a um TCSA de duto único para cada unidade de habitação. Para isso, foi aumentado o nível de complexidade à medida que o dobro de casas é atendido pelo TCSA, progressivamente, otimizando-se os diâmetros e comprimentos dos dutos aplicando o método dos multiplicadores de Lagrange. A otimização dos diâmetros é feita primeiramente maximizando a entalpia e uma segunda otimização é feita minimizando a perda de carga dentro dos dutos.

1.1. Objetivos

1.1.1. Objetivo geral

Estudar computacionalmente a aplicação de sistemas TCSA's configurados em rede, com base na teoria construtal, identificando vantagens de desvantagens frente a uma abordagem individual de um TCSA.

1.1.2. Objetivos específicos

- Fazer a otimização dos diâmetros dos dutos em rede aplicando multiplicadores de Lagrange;
- Avaliar os efeitos da energia gerada por cada configuração de TCSA e a energia consumida pelo mesmo;
- Comparar analiticamente o desempenho energético de um sistema TCSA em uma configuração em rede frente a um sistema TCSA de duto único para cada habitação aplicando a teoria construtal.

1.2. Organização do trabalho

Esta dissertação está estruturada em seis capítulos. No capítulo presente, é apresentado uma breve introdução e justificativa para a realização do trabalho, bem como os objetivos a serem alcançados com o mesmo e por fim, é apresentada a estrutura do trabalho.

O segundo capítulo contempla uma revisão bibliográfica feita para embasamento da pesquisa e a relevância da mesma.

O terceiro capítulo apresenta a fundamentação teórica aplicada neste trabalho.

O quarto capítulo apresenta a metodologia, bem como a modelagem matemática estudada no presente trabalho.

O quinto capítulo destina-se a apresentar os resultados obtidos a partir do estudo do modelo analítico e parâmetros analisados.

O sexto capítulo realiza uma discussão dos aspectos considerados relevantes, sintetizando os resultados, mostrando as conclusões obtidas e sugestões para trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esta seção apresenta uma revisão bibliográfica de trabalhos que abordam estudos de TCSA e a modelagem dos mesmos, bem como, trabalhos com aplicação da teoria construtal em problemas de engenharia e aplicação em estudos de TCSA.

2.1. Estado da arte

2.1.1. Trabalhos sobre TCSA

Pode-se encontrar na literatura, diversos estudos sobre o funcionamento de TCSA. Serão apresentados a seguir alguns desses trabalhos:

No Trabalho de Vaz *et al.* (2013) foi feito um estudo térmico de um TCSA utilizado para reduzir o consumo de energia convencional para aquecimento e resfriamento a partir de um experimento realizado na cidade de Viamão, no sul do Brasil. Os dados do experimento foram utilizados para validar a modelagem computacional de TCSA e obter melhores períodos de tempo para utilização do dispositivo. A variação de temperatura do ar dentro dos tubos, para um ciclo anual, foi investigada. Os resultados mostraram que para dutos a uma profundidade de 1,6 m o TCSA apresentou um potencial operacional para aquecimento de 8 °C e de aproximadamente 4 °C para resfriamento. Um banco de dados completo foi desenvolvido sobre as temperaturas do solo, do ar externo e no interior do duto. Os resultados mostraram que os meses de maio e fevereiro foram os melhores para aquecimento e resfriamento, respectivamente.

Uma modelagem computacional que permite estudar a influência de parâmetros operacionais e construtivos e a aplicação de métodos de otimização geométrica de TCSA com um menor custo computacional foi apresentado em Brum *et al.* (2013). No trabalho, foram desenvolvidos dois modelos computacionais denominados de modelo simplificado e modelo reduzido. Um estudo de caso que investiga a influência da profundidade da instalação no potencial térmico de um TCSA também foi desenvolvido. Os resultados para os campos de temperatura obtidos com os modelos foram comparados com resultados analíticos, numéricos e experimentais da literatura. O modelo reduzido apresentado no trabalho levou a uma redução de 45% do esforço computacional, bem como, previu o comportamento fluidodinâmico e térmico de um TCSA. Os resultados indicaram que para profundidades superiores a 3,0 m não há ganho significativo de potencial térmico considerando o solo da cidade de Viamão – RS.

Alves e Schmid (2014) analisaram o potencial de aquecimento e resfriamento do solo para uma aplicação de TCSA, descrevendo a influência da profundidade entre 0,5 m e 4,0 m, e tratamento da superfície do solo, comparando as diferentes condições climáticas encontradas no território brasileiro, considerando cidades de 8 zonas climáticas Z01 – Curitiba, Z02 – Santa Maria, Z03 – Belo Horizonte, Z04 – Brasília, Z05 – Vitória da Conquista, Z06 – Campo Grande, Z07 – Cuiabá e Z08 – Belém. As conclusões mostraram que, a 4,0 m de profundidade, ou onde a temperatura do subsolo permanece constante ao longo do ano, o potencial de condicionamento térmico é melhor. Os resultados também mostraram que as temperaturas subterrâneas aplicadas ao Brasil devem considerar o uso de uma estratégia mais fria ou mais quente, dificilmente ambas, uma vez que Z01 e Z02 apresentaram potencial de aquecimento e Z06 – Z08, para o resfriamento. Também é visto que, em Z06 – Campo Grande, Z07 – Cuiabá e Z08 – Belém, a superfície do solo coberta de grama permite o uso do TCSA em profundidades rasas com diminuição insignificante de potencial.

Bisoniya (2015a) desenvolveu um modelo unidimensional de sistemas TCSA usando um conjunto de equações de projetos simplificadas. O método para calcular a temperatura não perturbada do solo e as correlações desenvolvidas mais recentemente para o fator de atrito e o número de Nusselt foram usados para garantir maior precisão no cálculo de transferência de calor. As equações desenvolvidas no trabalho permitem que projetistas calculem a transferência de calor, o coeficiente de transferência de calor por convecção, a queda de pressão e o comprimento do tubo do sistema TCSA. O valor utilizado para a temperatura não perturbada do solo foi da cidade de Bhopal (Índia Central). O diâmetro, o comprimento e o número de tubos foram os principais parâmetros a serem determinados. Concluíram que, com um aumento no comprimento do tubo, a queda de pressão e o desempenho térmico aumentaram. Um tubo mais longo, de menor diâmetro, enterrado a uma profundidade maior e com menor velocidade do escoamento de ar, resultou em um aumento no desempenho do sistema TCSA.

Rodrigues *et al.* (2018) desenvolveram uma simulação numérica de TCSA constituído por formas geométricas complexas. É analisada a influência de diferentes geometrias de instalação de um TCSA, com a finalidade de reduzir o volume de solo necessário para o sistema, reduzir a perda de carga do ar ao fluir dentro do duto e aumentar o potencial térmico do TCSA. Cinco instalações são avaliadas através de parâmetros construtivos e operacionais por meio de simulação numérica e métodos analíticos. Os resultados mostram que é fundamental avaliar a influência dos parâmetros

operacionais e construtivos do TCSA, de maneira a obter uma performance superior do mesmo. O trabalho também apresentou uma contribuição teórica na modelagem computacional de sistemas TCSA com configuração geométrica complexa.

Estrada *et al.* (2018) apresentou um projeto TCSA com base não apenas na transferência de calor sensível, mas também na troca de calor latente. Foi feita uma comparação entre o clima do Brasil (Rio de Janeiro) e do sul da França (Montpellier) na relevância de tais sistemas. O comprimento do duto foi determinado para obter trocas de calor subterrâneas máximas. Um modelo dependente de tempo, combinado com dados meteorológicos reais foi desenvolvido para mostrar quando um trocador de calor subterrâneo se torna uma boa opção em um clima tropical. Um modelo numérico 3D do TCSA foi responsável pela análise da transferência de calor e umidade ao longo do duto, sendo possível fazer uma comparação com um modelo 1D, que permitiu avaliar o potencial de refrigeração/aquecimento de diferentes regiões climáticas.

Em Amanowicz e Wojtkowiak (2018) foi apresentado a validação de um modelo CFD para simulação de desempenho de TCSA de tubos múltiplos onde foram investigadas experimentalmente e numericamente as perdas de carga e do escoamento do ar em cada duto do TCSA. Os resultados mostraram que o modelo validado pode ser utilizado para projetos TCSA de múltiplos tubos do ponto de vista das características do escoamento, bem como a influência de parâmetros geométricos nas perdas totais de pressão e na divisão do escoamento de ar entre os dutos. Já em Amanowicz (2018) foi feita uma investigação experimental e numérica sobre a influência dos parâmetros geométricos nas características de escoamento de TCSA com múltiplos dutos. Sistemas TCSA de múltiplos tubos com geometria em forma de Z e de U foram investigadas. Os resultados mostraram que a estrutura do tipo U pode ser mais eficiente para diminuir as perdas de pressão e distribuir igualmente o escoamento do ar nos ramais paralelos de TCSA de múltiplos tubos. As perdas totais de pressão para estruturas do tipo U são 6 – 36 % menores do que para estruturas do tipo Z e os coeficientes de uniformidade da divisão do escoamento de ar são 11 % – 80 % maiores nas estruturas do tipo U do que nas estruturas do tipo Z. Os resultados apresentados também podem ajudar no projeto de estruturas geométricas de TCSA com múltiplos tubos do ponto de vista do desempenho do escoamento. Também pode ser usado para avaliação de eficiência energética de sistemas de ventilação em cooperação com TCSA.

Li *et al.* (2019), apresentaram um estudo que visa explorar o potencial da aplicação do TCSA no pré aquecimento do ar fresco em regiões frias severas. Um

TCSA de camada dupla e uma unidade de recuperação de calor (HRU) foram combinados para realização da carga de aquecimento. O experimento foi realizado com foco principal nas variações de temperatura do ar, vazão de ar, capacidade de aquecimento e temperatura do solo. As análises mostraram que o TCSA poderia fornecer uma promoção de temperatura média de 12,4 °C sob condição de aquecimento. A capacidade média de aquecimento do TCSA foi de 4665 W, enquanto o consumo médio de energia foi de 130 W, o que trouxe um coeficiente de desempenho de aquecimento médio consideravelmente alto (COP) de 29,7. No final da estação de aquecimento, devido à histerese da temperatura do solo, o TCSA operou em modo de resfriamento e a capacidade média de resfriamento foi de 2243 W. Além disso, foi estudada a distribuição de temperatura do solo circundante. Variação da temperatura do solo intimamente relacionada ao modo de operação e temperatura do ar de entrada. A temperatura do solo pode se recuperar até certo ponto durante o período de folga, o que indica que o arranjo adequado do cronograma de execução pode suportar uma operação confiável de longo prazo.

Lin *et al.* (2020) apresentaram um estudo sobre o impacto da umidade e das propriedades térmicas do solo no desempenho do TCSA a longo prazo. Foi apresentado um modelo experimental de TCSA em grande escala na Universidade de Estrasburgo, bem como seus dados medidos. As propriedades térmicas das diferentes camadas do solo presentes no local foram caracterizadas experimental e teoricamente com diferentes teores de umidade do solo. Com base nos dados obtidos foi proposta uma solução analítica para simular as temperaturas do solo e do ar na saída do TCSA. Com base na solução analítica um programa de computador foi desenvolvido para avaliar o desempenho do TCSA por um período de três anos.

Um estudo experimental de TCSA para condições climáticas úmidas pode ser visto em Hernández *et al.* (2020). O estudo é realizado nas condições de clima quente e úmido do México. O TCSA de configuração horizontal tem três seções de tubo PVC de 101,6 mm de diâmetros e 6 m de comprimento, um tubo horizontal de 6 m de comprimento e duas seções verticais de 3 m de comprimento para saída e entrada de ar. O duto foi enterrado a 2,5 m de profundidade, sendo isolada termicamente a seção de saída para melhorar o desempenho térmico do TCSA. A temperatura do solo de 0 a 2,5 m foi monitorada por 6 meses e se manteve entre 27 – 28 °C. A temperatura na entrada e saída do duto também foi monitorada e o calor específico do solo obtido variou entre 0,726 e 0,910 J/gK apresentando um comportamento homogêneo. O TCSA teve uma

diferença de temperatura como resfriador de 5,5 °C. A energia máxima retirada como resfriador foi de 4.438 kWh para agosto. Os resultados mostram que com o TCSA é possível resfriar um fluxo de ar sob condições de clima úmido e quente.

2.1.2. Trabalhos aplicando Teoria Construtal

Em vários estudos a teoria construtal tem sido aplicada na melhoria de projetos para otimização de sistemas térmicos, na busca por melhor eficiência do sistema em estudo.

Bejan, Lorente e Anderson (2013) apresentaram avanços feitos no desempenho de transferência de calor de arquiteturas de fluxo/escoamento complexas embutidas em um sólido condutor. As aplicações do trabalho incluem projeto de bombas de calor acopladas ao solo, sistemas de armazenamento de energia térmica sazonal e sistemas de aquecimento e resfriamento urbano. As configurações geométricas consideradas são em forma de U, T, Y e S. Em cada caso, a proporção de volume de fluido para solo é fixa. A relação entre o projeto evolutivo da arquitetura de fluxo e o desempenho global de cada uma das configurações estudadas está de acordo com a lei construtal. O melhor desempenho ocorre quando os ângulos de ramificação são otimizados em todos os níveis de montagem. Como consequência, a melhor geometria é o design em forma de Y, onde cada elemento geométrico pode se transformar livremente.

Rodrigues *et al.* (2015) apresentaram uma investigação numérica sobre diferentes configurações geométricas de TCSA utilizando o design construtal para obter um maior potencial térmico. O estudo de cinco instalações foi realizado comparando os resultados do potencial térmico de cada instalação. Os resultados apresentados indicaram que o design construtal pode ser aplicado com sucesso na busca por desempenho superior de um TCSA e que, para a mesma área ocupada pelos dutos, a taxa de fluxo de massa fixa do ar e o aumento no número de dutos melhorou o potencial térmico do TCSA em até 73 % para resfriamento e 115 % para aquecimento.

O trabalho de Ramalho *et al.* (2018) apresenta modelos periódicos para o potencial térmico de TCSA's baseando-se no método design construtal. Foi feita uma análise do melhor espaçamento para três dutos dispostos triangularmente a fim de maximizar a transferência de calor entre o solo e o ar. A razão s entre os espaços horizontais e verticais entre os dutos é livre para variar até o limite das restrições globais. O objetivo do trabalho é entender como as variações em s afetam o desempenho térmico do TCSA. A partir do conceito de potencial térmico instantâneo P ,

que é a razão entre as temperaturas na saída e entrada do duto, o trabalho não apenas descobre que P é periódico, mas também que, sua amplitude é afetada diretamente pela razão s entre espaçamento horizontal e vertical dos dutos. Os resultados dentro das simulações estudadas encontram a melhor fração de volume para o TCSA; a amplitude máxima de P ; o melhor espaçamento entre os dutos; a melhor forma de dispor os dutos; os dias e meses com maiores potenciais e seus valores (janeiro e julho). Também permite calcular a eficiência do TCSA nos melhores meses de inverno (92,9 %) e verão (88,6 %), e o desempenho energético, que atinge o máximo de 327,9 kWh em janeiro.

Em Brum *et al.* (2019a) foi feita uma investigação de configurações geométricas para montagem dos dutos utilizando o projeto construtal com o objetivo de melhorar o desempenho térmico das instalações de um TCSA. O trabalho foi feito realizando várias simulações computacionais com diferentes *layouts* para organizar até cinco dutos, impondo restrições ao escoamento de ar e aos volumes da instalação. São avaliados o potencial térmico, a troca de calor e a eficiência anual para oito tipos de instalações de TCSA sujeitas a diferentes configurações geométricas. Os resultados foram obtidos através de uma metodologia estratégica baseada na aplicação do design construtal e mostram que melhorias significativas na eficiência do TCSA podem ser obtidas aumentando adequadamente o número de tubos e reduzindo seus diâmetros, diminuindo a relação entre o espaçamento vertical e horizontal; mostrando que a simples adição de dutos na instalação do TCSA não significa desempenho superior se não é observada a organização dos mesmos.

Brum *et al.* (2019b) apresentaram a vantagem de projetar um TCSA como uma rede através do ponto de vista da lei construtal; é proposto primeiro uma metodologia para projetar um TCSA de tubo único identificando as necessidades em termos de potência de refrigeração, eficiência global e diferença de entalpia entre o ar de entrada e o solo. Um TCSA de tubo único foi usado como referência para projetar uma rede em forma de árvore com restrições de volume de fluido e potência de refrigeração idênticos. A conclusão apresentada no trabalho mostra que o design de um TCSA pode considerar o uso de uma rede, pois proporciona economia significativa de energia. A configuração de rede dendrítica mostra um desempenho melhor do que o projeto de duto único clássico, para uma potência de resfriamento direcionada, considerando a transferência de calor e umidade ao longo do duto.

Nunes *et al.* (2021) apresentaram um estudo numérico-analítico de instalações TCSA com diversas configurações complexas diferentes, com o objetivo de realizar

uma análise comparativa entre esses projetos, em coerência com o Design Construtal. Os indicadores de desempenho analisados são, a minimização da ocupação do seu volume de solo, a minimização da queda de pressão do escoamento de ar e a maximização do seu potencial térmico. Um TCSA com duto reto, tendo diâmetro e comprimento constantes, foi considerada como Instalação de Referência (RI) para a proposição e comparação de todos os arranjos complexos de TCSA. Os resultados revelaram que as melhores configurações recomendadas dependem do indicador de desempenho (volume do solo, queda de pressão e potencial térmico), que domina o design do TCSA. A instalação de referência foi a melhor configuração para maximizar o desempenho térmico e minimizar a queda de pressão. No entanto, essa configuração exigiu grande espaço para sua implantação, o que pode ser uma limitação importante para sua aplicação em áreas urbanas.

Rodrigues et al. (2021) apresentaram um estudo que alia 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 fluxo de ar e maximizar o potencial térmico de um TCSA em forma de T. Foram considerados dois graus de liberdade: a razão entre o comprimento do galho bifurcado e o comprimento do galho principal ($L1/L0$) e a razão entre o diâmetro do ramo bifurcado e o diâmetro do ramo principal ($D1/D0$). Comparando com a instalação de referência, diferentes geometrias TCSA em forma de T foram identificadas para reduzir o volume em 23% e a queda de pressão em 62% e aumentar o potencial térmico em 21%; e quando esses três parâmetros de desempenho foram considerados concomitantemente outra configuração geométrica do TCSA em forma de T permitiu alcançar uma melhora em torno de 27% quando comparado com a instalação de referência.

Rodrigues et al. (2022) apresentaram um trabalho com objetivo de apresentar uma abordagem numérica completa para o estudo da TCSA, definindo três objetivos específicos: aperfeiçoamento do modelo computacional, desenvolvendo o Modelo Computacional Compacto (CCM); definição do Indicador de Desempenho Energético (EPI), dedicado à análise do TCSA; e aplicação do método design construtal, associado ao CCM e EPI, em um estudo de caso do TCSA em forma de Y. Os resultados apresentados mostraram que foi possível validar e verificar o CCM, que apresenta, 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. Ainda foi definida a configuração ótima do TCSA em forma de Y, gerando economia mensal de energia elétrica de até 117,72 kWh (aquecimento) nos períodos frios, e 74,13 kWh (resfriamento), nos períodos quentes.

2.2. Relevância da pesquisa

Por meio do exposto anteriormente é possível notar que TCSA é um assunto bastante estudado pela comunidade científica. No entanto, muito se pode explorar sobre o assunto e realizar novos estudos. A aplicação da teoria construtal na busca por melhores dimensionamentos e otimização de sistema TCSA pode ser uma contribuição relevante para a ciência. Embora haja trabalhos com aplicação da teoria construtal, ainda há poucos trabalhos aplicando a mesma no estudo de TCSA em sistemas de rede. Logo, este trabalho é relevante pela necessidade de mais estudos de projeto de TCSA em configurados em rede aplicando a teoria construtal, considerando um único sistema TCSA servindo a mais de uma residência.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Esta seção apresenta conceitos sobre transferência de calor, trocador de calor solo-ar, teoria construtal e TCSA em rede.

3.1 – Transferência de calor

De acordo com Incropera *et al.* (2011), pode-se destacar que existem três formas de transferência de calor, que são condução, convecção e radiação térmica. Essa transmissão de energia térmica ocorre do corpo de maior temperatura para o de menor temperatura.

Os processos de transmissão do calor e da dinâmica dos fluidos associados ao princípio de funcionamento do TCSA são apresentados através da Fig. 3.1.

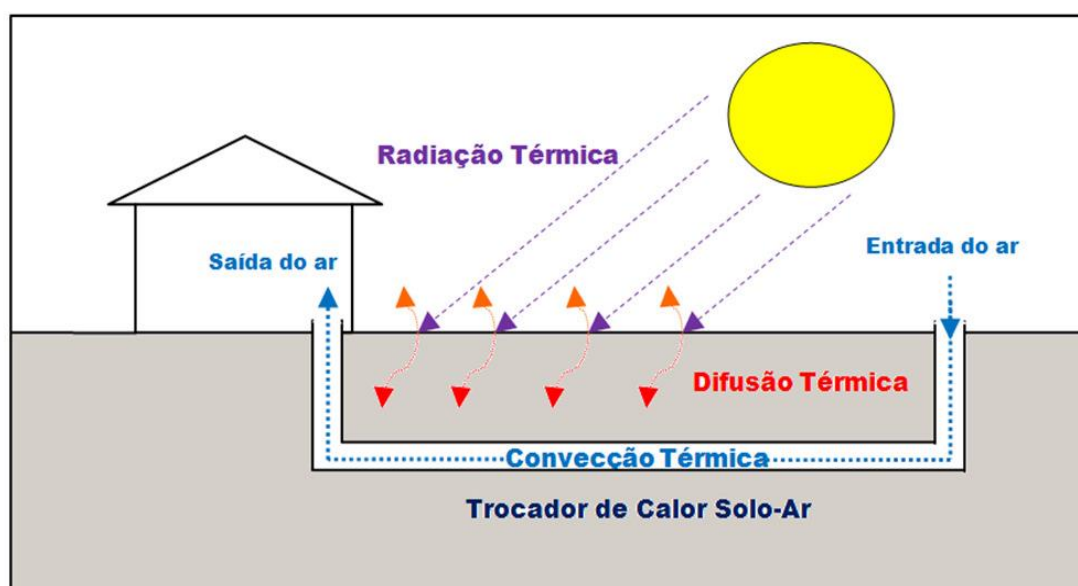


Figura 3.1 – Processo de transmissão do calor e da dinâmica dos fluidos associados ao princípio de funcionamento do TCSA.

Fonte: Rodrigues (2014)

Segundo Incropera *et al.* (2011) é denominado condução, o processo de transmissão de calor no qual ocorre apenas transferência de energia térmica, sem que haja transporte de massa (matéria). Já a convecção, é o processo de transmissão de calor em que a energia térmica se propaga através do transporte de matéria (massa). O modo transferência de calor por convecção abrange dois mecanismos. Além da transferência de energia devido ao movimento molecular aleatório (difusão), a energia também é transferida através do movimento global, ou macroscópico. A radiação térmica é a

energia emitida pela matéria que se encontra a uma temperatura não-nula. Enquanto a transferência de energia por condução e convecção requer a presença de um meio material, a radiação não necessita dele.

A transmissão de energia dos raios solares à superfície do solo ocorre pelo processo de radiação térmica. Parte dessa energia é transferida no solo pelo processo de difusão térmica. A transferência de calor no ar que circula dentro do duto ocorre por meio de convecção térmica forçada. Assim sendo, a mesma está associada a um processo difusivo e um advectivo. Esse processo advectivo ocorre devido ao movimento molecular no interior do duto (BEJAN, 2013; INCROPERA *et al.*, 2011).

3.1.1 – Calor sensível

De acordo com Powers (2022), o calor sensível pode ser definido como a quantidade de calor trocado entre corpos, onde essa troca gera um aumento da temperatura. Quando o calor sensível necessário para elevar uma unidade de massa em um grau é determinado, ele é chamado de calor específico.

Para Adkins e Adkins (1983), a variação de temperatura que um corpo sofre é diretamente proporcional à quantidade de calor que é distribuída para ele, do mesmo modo que é inversamente proporcional a sua massa e ao seu calor específico.

3.1.2 – Calor latente

Segundo Powers (2022), quando o calor é adicionado a um corpo, a temperatura não muda, mas a fase sim, como em um processo de vaporização ou fusão, esse calor é chamado de calor latente.

Conforme Perrot (1998), o calor latente é a energia absorvida por um ou mais corpos, durante um processo de mudança de fases a temperatura constante. Sendo a energia fornecida utilizada para alterar o estado de uma substância sem alterar sua temperatura.

3.2 – Trocador de calor solo-ar

Um TCSA é uma técnica não convencional que encontrou aplicações em edifícios residenciais com sistema de ar condicionado, estufas, edifícios comerciais, etc., que utiliza a temperatura do subsolo terrestre (BORDOLOI *et al.*, 2018). Os sistemas TCSA são soluções muito boas para edifícios passivos de aquecimento e resfriamento (BISONIYA *et al.*, 2013).

O desempenho do TCSA depende de parâmetros como o diâmetro, comprimento e material do tubo, teor de umidade do ar, características do solo, diferença de temperatura entre o solo e o ar ambiente, a condutividade térmica do solo, a velocidade de escoamento do ar, a profundidade do TCSA (CONGEDO *et al.*, 2019, PERETTI *et al.*, 2013, OZGENER 2011, BISONIYA *et al.*, 2015b).

O sistema TCSA, é composto de um ou mais dutos enterrados que troca/dissipa calor com o solo e o ar que escoa no duto, por meio da ação de um ventilador. Segundo Rodrigues *et al.* (2014), através das trocas térmicas que ocorrem no interior do duto, entre o solo e o ar interno, em períodos de temperaturas mais quentes, como no verão, o ar externo à edificação entra no duto com uma temperatura mais elevada do que o solo, troca calor com o solo, e entra na construção com uma temperatura mais amena como apresentado na Fig. 3.2. Vale lembrar que, a cor laranja dentro do duto representa o ar quente e a cor azul representa o ar frio.

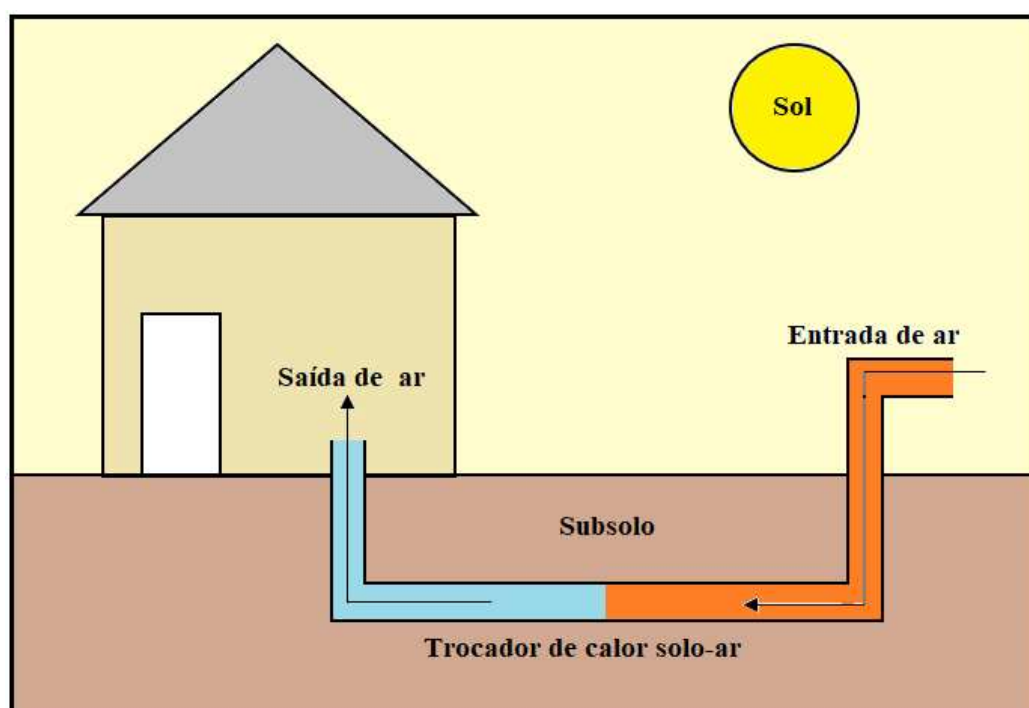


Figura 3.2 – Esquema ilustrativo de um TCSA (Verão)

Fonte: Autor

Já em períodos do ano com temperaturas mais frias (inverno), o ar externo se encontra a uma temperatura mais baixa que o solo, nesse caso, o ar circundante absorve

calor do solo durante o escoamento no duto e entra na construção com uma temperatura mais elevada, como apresentado na Fig. 3.3.

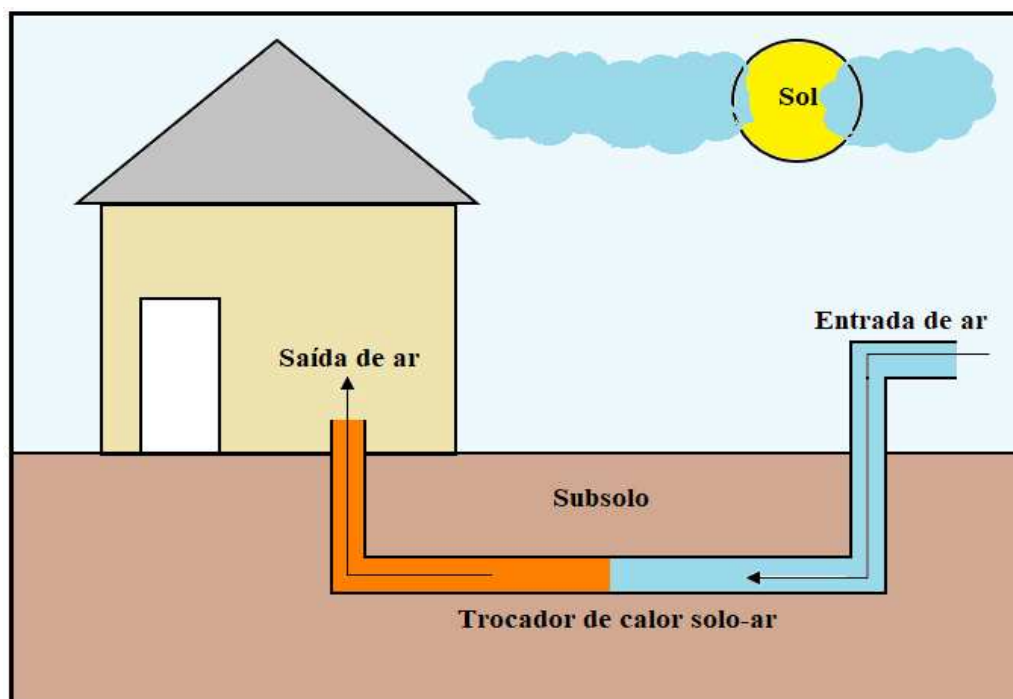


Figura 3.3 – Esquema ilustrativo de um TCSA (Inverno)

Fonte: Autor

3.3. Teoria construtal

Nesta seção é feita uma breve abordagem sobre a teoria construtal, que tem como base a lei construtal. A teoria construtal proporciona interpretações baseadas na evolução do design em escoamento na natureza, ela permite avaliar e identificar a evolução da forma, de qualquer sistema de fluxo/escoamento, como sistemas de resfriamentos de dispositivos eletrônicos, bacias hidrográficas e sistemas de vasos sanguíneos (BEJAN E ZANE, 2012). Os desenhos que são vistos na natureza não são o resultado do acaso. Eles surgem naturalmente, espontaneamente, porque aumentam o acesso ao fluxo/escoamento no tempo (BEJAN E ZANE, 2012).

A ocorrência e evolução da configuração do fluxo/escoamento na natureza e engenharia são governadas pela lei construtal (BEJAN, 1997). De acordo com Bejan e Lorente (2008), a teoria construtal é a visão mental de que a geração das estruturas de fluxo/escoamento na natureza (bacias hidrográficas, pulmões, circulação atmosférica, tecidos vascularizados etc.) pode ser fundamentada com base em um princípio evolutivo de aumento do acesso ao fluxo/escoamento no tempo.

De acordo com a teoria construtal (BEJAN E LORENTE, 2008), as estruturas de fluxo/escoamento em forma de árvore são manifestações de uma tendência natural de fluir/escoar mais facilmente, alterando a configuração do fluxo/escoamento. Essa tendência está em ação em todos os lugares e está condensada na lei construtal.

Ainda segundo Bejan e Lorente (2008), um fluxo/escoamento em forma de árvore é necessário para conectar um ponto (fonte) com um número muito grande de pontos (volume ou área). Quando o fluxo/escoamento prossegue do ponto (raiz) para o volume, o fluxo/escoamento da árvore serve como uma rede de distribuição: a árvore distribui o fluxo/escoamento único para cada “habitante” do volume. Esse padrão em forma de árvore surge em toda a natureza porque é um projeto eficaz para facilitar o fluxo/escoamento ponto a área e área a ponto (BEJAN E ZANE, 2012)

As configurações obtidas através da lei construtal explicam sistemas de escoamento gerados pela natureza, o que torna possível a sua aplicabilidade em projetos de engenharia, como sistemas de transferência de calor e mecânica dos fluidos. Portanto, essa dissertação tem como motivação, a aplicação da teoria construtal a um sistema TCSA em rede e comparar com um sistema TCSA de duto único para cada unidade de habitação.

3.4. TCSA em rede

A configuração em forma de árvore (rede) transmite bem o exemplo de um escoamento que permite ligação entre um ponto e uma infinidade de pontos. A configuração mais simples (BEJAN E LORENTE, 2008) é a construção em forma de T que liga um ponto a dois pontos (ver Fig. 3.4) com duas restrições globais: (1) o volume total do duto expresso por,

$$V = \frac{\pi}{4} (D_1^2 L_1 + 2D_2^2 L_2) \quad (3.1)$$

e (2) a área total ocupada pela construção

$$A = (2L_2 L_1) \quad (3.2)$$

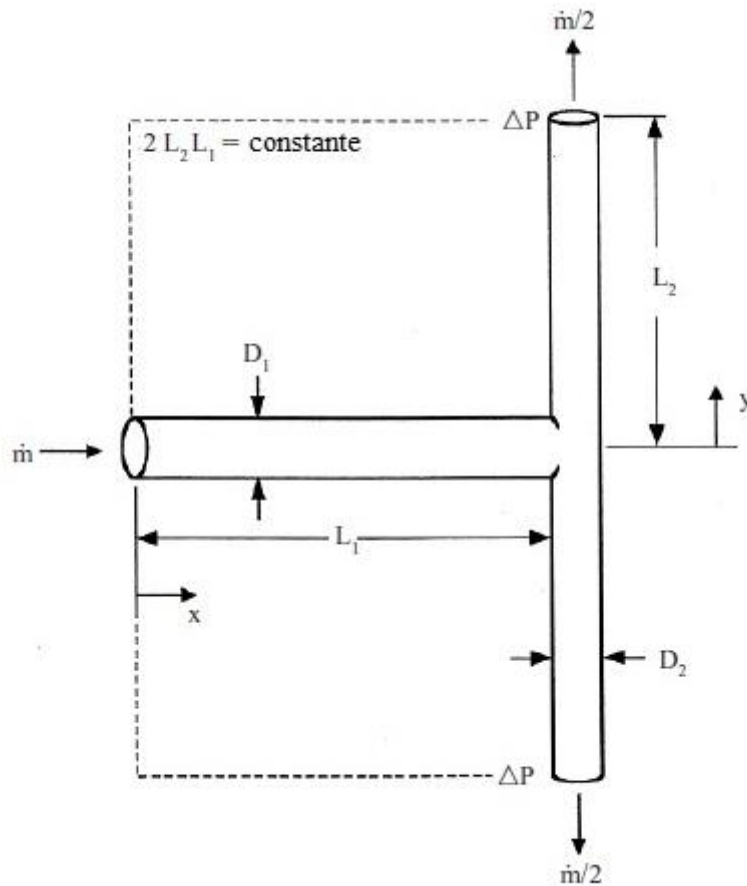


Figura 3.4 – Junção em T numa estrutura de árvore.

Fonte: Bejan e Lorente, 2008.

Considerado um escoamento turbulento totalmente desenvolvido no regime totalmente rugoso, as perdas de pressão local (entrada, junção) são insignificantes em comparação com a perda de pressão por atrito que é distribuída uniformemente ao longo do comprimento do tubo.

Assim sendo, as quedas de pressão para cada trecho de duto mostrados na Fig. 3.4, segundo Bejan e Lorente (2008), podem ser dadas pelas equações seguintes:

$$\Delta P = c \dot{m}_1^2 \frac{L_1}{d_1^5} \quad (3.3)$$

$$\Delta P_i = c \dot{m}_2^2 \frac{L_2}{d_2^5} \quad (3.4)$$

sendo, de acordo com Bejan e Lorente (2008) $c = \frac{f}{64\rho\pi^2}$, considerando as duas vazões de massa $\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = 2$. Consequentemente a queda de pressão total é dada por:

$$\Delta P = \Delta P + \Delta P_i \quad (3.5)$$

então, a queda de pressão no duto pode ser apresentada da seguinte maneira,

$$\Delta P = \frac{c\dot{m}_1^2}{4} \cdot \frac{L_1}{d_1^5} + c\dot{m}_2^2 \frac{L_2}{d_2^5} \quad (3.6)$$

ou então,

$$\Delta P = c\dot{m}_1^2 \cdot R_{turb} \quad (3.7)$$

onde, R_{turb} é um fator dependente da geometria da rede (BEJAN e LORENTE, 2008), que representa uma simplificação da soma da queda de pressão, dado por

$$R_{turb} = \frac{L_1}{4d_1^5} + \frac{L_2}{d_2^5} \quad (3.8)$$

De acordo com Brum *et al.* (2019b) é considerado um conjunto de incógnitas – $d_1, d_2, \dots, d_n$ – que será determinado de forma que uma função $\beta(d_1, d_2, \dots, d_n)$ seja mínima sob a restrição de volume total constante V_t em cada caso.

Para otimização dos diâmetros, com o objetivo de minimizar a queda de pressão nos dutos, considerando o volume dado, foi utilizado o método dos multiplicadores de Lagrange (STEWART, 1998; BEJAN E LORENTE, 2008). Supondo duas restrições, pressão e volume, a função agregada é $\beta = \Delta P(d_n) + \lambda V(d_n)$ onde λ é o multiplicador de Lagrange. Seu mínimo ocorre quando o gradiente de beta é nulo, isto é: $\frac{\partial \beta}{\partial d_n} = 0$. É assumido um valor tal que:

$$\beta = (d_1, d_2, \dots, d_{n-1}, \lambda) = P(d_1, d_2, \dots, d_{n-1}) + \lambda V_t(d_1, d_2, \dots, d_{n-1}) \quad (3.9)$$

Aplicando os multiplicadores de Lagrange para $n = 2$:

$$\beta = (d_1, d_2, \lambda) = P(d_1, d_2) + \lambda V_t(d_1, d_2) \quad (3.10)$$

Dessa forma, encontrando d_0 e d_1 que minimiza R_{turb} mantendo o volume V_t constante e, usando o método dos multiplicadores de Lagrange para buscar os extremos da função agregada λ tem-se:

$$\beta = R_{turb} + \lambda V \quad (3.11)$$

Então a função β pode ser dada por:

$$\beta = \frac{L_1}{4d_1^5} + \frac{L_2}{d_2^5} + \lambda(2d_1^2 L_1 + d_2^2 L_2) \quad (3.12)$$

Os pontos extremos são encontrados quando $\frac{\partial \beta}{\partial d_1} = 0$ e $\frac{\partial \beta}{\partial d_2} = 0$, portanto:

$$d_1 = \left(\frac{5}{16\lambda}\right)^{\frac{1}{7}} \quad (3.13)$$

$$d_2 = \left(\frac{5}{2\lambda}\right)^{\frac{1}{7}} \quad (3.14)$$

Logo, a razão entre os diâmetros é válida em qualquer nível de construção e pode ser apresentada do modo a seguir (BEJAN E LORENTE, 2008)

$$\frac{d_2}{d_1} = 2^{3/7} \quad (3.15)$$

Então, assumindo um fator de atrito constante, a queda de pressão é mínima quando a razão do diâmetro R_d de dois dutos em uma bifurcação é dado por

$$\frac{d_{n+1}}{d_n} = R_d \quad (3.16)$$

A partir do exposto, é possível observar que a relação do diâmetro do duto não depende da taxa de fluxo de massa nem do comprimento do duto. Logo, é o mesmo para todas as bifurcações e todas as redes.

4. METODOLOGIA

A metodologia empregada na elaboração deste trabalho consiste em analisar por meio de modelagem computacional, sistemas TCSA configurados em rede e, avaliar as diferenças comparando com um sistema TCSA composto de um único duto.

Inicialmente é calculado o volume do duto do TCSA unitário, em seguida, o cálculo da queda de pressão e o diâmetro ótimo do sistema TCSA de duto único. Em seguida é calculado o volume total de cada nível do sistema em rede. Busca-se com a otimização dos diâmetros e volume um melhor aproveitamento do solo ocupado, considerando a utilização em áreas urbanas, e maior desempenho do sistema.

Em seguida é realizado o cálculo dos comprimentos e diâmetros de cada seguimento de duto do sistema em rede. Feitos esses cálculos, é determinada a vazão mássica da entrada de cada trecho de duto da rede, pois, a cada nível de bifurcação, a vazão mássica é dividida, sendo novamente calculada. O cálculo seguinte determina a entalpia de saída de cada trecho de duto do sistema em rede.

A queda de pressão do TCSA em rede é calculada em função da vazão mássica, dos comprimentos de cada trecho de duto e dos diâmetros otimizados em cada nível de bifurcação.

O cálculo da potência (trabalho) do ventilador ($\dot{W}$) exigida para cada nível do sistema TCSA em rede e a potência de resfriamento ($\dot{Q}$) do sistema são calculados para determinar o coeficiente de desempenho (COP) do sistema.

4.1. Modelagem Matemática

Nesta seção é apresentada a modelagem matemática empregada no presente estudo, que descreve os fenômenos físicos que ocorrem no sistema TCSA e equações governantes de tais fenômenos, por meio da termodinâmica clássica, através da influência da entalpia.

Para Rodrigues *et al.* (2011), a entalpia é uma variável que constantemente é usada como um indicador de conforto para instalações e sistemas de refrigeração, estabelecendo uma quantidade de energia térmica a ser removida do ambiente para permitir condições térmicas de sobrevivência dentro de uma instalação.

De acordo com Chu e Jong (2008), entalpia é uma medida do teor de calor das substâncias. Essa teoria da entalpia é conveniente para prever a condição do ar em um espaço térmico. Exemplificando, a entalpia de uma mistura de gases perfeitos é igual à

soma das entalpias parciais individuais dos componentes. Sendo assim, a entalpia do ar úmido é a soma das entalpias parciais individuais dos dois componentes, ar seco e vapor de água, representado através da equação seguinte:

$$h = h_A + wh_V \quad (4.1)$$

onde h_A é a entalpia do ar seco (J/kg); w é umidade específica do ar (g/kg), e h_V é a entalpia do vapor de água.

O modelo matemático apresentado nesse trabalho com base em Estrada *et al.* (2018), trata-se de um modelo analítico que determina o potencial térmico do sistema TCSA para um determinado período de tempo considerando a entalpia do ar úmido dentro do balanço de energia, que estabelece as condições de contorno do problema.

De acordo com Incropera *et al.* (2011), pode-se utilizar um balanço de energia para determinar a variação da temperatura média de acordo com sua posição ao longo de um tubo e a relação entre a transferência de calor por convecção total e a diferença entre as temperaturas de entrada e saída do tubo.

O domínio considerado neste trabalho está representado através de um volume elementar de diâmetro d (m) e largura dx , onde é realizado um balanço de energia com vazões mássicas de entrada e saída do ar e do vapor. A Fig. 4.1 apresenta um esquema das trocas de calor que ocorrem entre o ar que circula dentro do duto e o solo, desde a entrada a saída do TCSA.

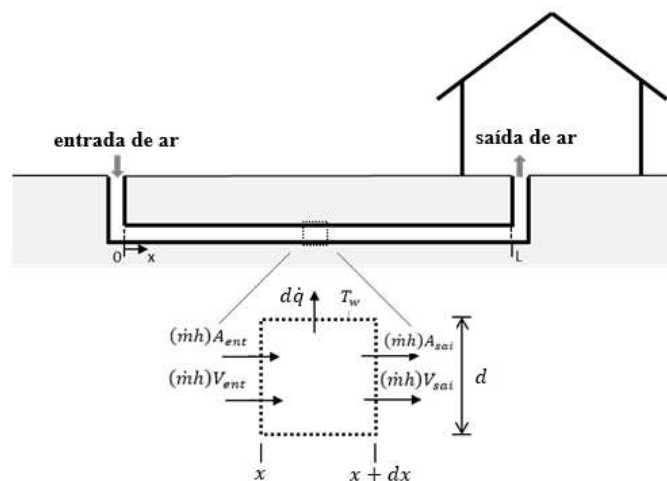


Figura 4.1 – Sistema TCSA e modelo de domínio

Fonte: Adaptado de Estrada *et al.* (2018)

Em Estrada *et al.* (2018) foi desenvolvido um modelo de transferência de calor e massa em regime permanente. Este modelo é composto de um ventilador soprando ar em um duto cilíndrico, sendo que, a posição exata do ventilador não importa para o modelo, desde que o motor elétrico se localize fora do duto. Para simplificação não foi considerada a geometria de entrada e saída neste estudo, dessa forma, a região de interesse do TCSA é o volume elementar de comprimento (L) e diâmetro (d) da parte horizontal.

Inicialmente, é determinada a vazão mássica do ar úmido, como segue:

$$\dot{m}_{ha} = \dot{m}_A + \dot{m}_V \quad (4.2)$$

onde $\dot{m}_A$ é a vazão mássica do ar seco (kg/s) e $\dot{m}_V$ é vazão mássica do vapor (kg/s).

Considerando, através da Eq. (4.2), que a vazão mássica tem uma troca de calor com a parede do duto e que tem uma resultante ($d\dot{q}$) que é a saída de massa com taxa de energia trocada com a parede; a taxa de energia que entra é dada pela vazão mássica do ar úmido pela entalpia total h (J/kg), representado por:

$$(\dot{m}h)_{A,ent} + (\dot{m}h)_{V,ent} = (\dot{m}h)_{A,sai} + (\dot{m}h)_{V,sai} + d\dot{q}$$

Organizando as vazões mássicas do ar e do vapor, é obtido:

$$[(\dot{m}h)_{A,sai} - (\dot{m}h)_{A,ent}] + [(\dot{m}h)_{V,sai} - (\dot{m}h)_{V,ent}] = -d\dot{q} \quad (4.3)$$

Então, o balanço de energia do problema é representado como:

$$d[(\dot{m}h)_A + (\dot{m}h)_V] = -d\dot{q} \quad (4.4)$$

Determina-se então a entalpia do ar úmido (h_{ha}), representada por:

$$h_{ha} = C_{P,A}T + w(C_{P,V}T + L_v) \quad (4.5)$$

onde $C_{p,A}$ e $C_{p,V}$ são o calor específico do ar e do vapor, respectivamente (J/kg K); T é a temperatura do ar úmido (K); w é a umidade específica do ar (g/kg); L_v é o calor latente de evaporação/condensação (J/kg).

Expandindo o lado esquerdo da Eq. (4.4), e considerando a Eq. (4.5), onde a entalpia é escrita na forma completa, sendo que T_{ref} é a temperatura determinada na entrada do tubo, tem-se então que:

$$d[(\dot{m}h)_A + (\dot{m}h)_V] = d[\dot{m}_A C_{p,A}(T - T_{ref}) + \dot{m}_V(C_{p,V}(T - T_{ref}) + L_v)] \quad (4.6)$$

Multiplicando-se e dividindo-se a massa de vapor pela massa de ar seco é determinada a umidade específica w , isto é, a relação entre a massa de vapor de água ($\dot{m}_V$) e a massa de ar seco ($\dot{m}_A$). Tem-se então:

$$\dot{m}_V = \dot{m}_A \frac{\dot{m}_V}{\dot{m}_A} = \dot{m}_A w \quad (4.7)$$

Substituindo-se a Eq. (4.7) na Eq. (4.6), encontra-se:

$$d[(\dot{m}h)_A + (\dot{m}h)_V] = d[\dot{m}_A C_{p,A}(T - T_{ref}) + \dot{m}_A w(C_{p,V}(T - T_{ref}) + L_v)] \quad (4.8)$$

Evidenciando $\dot{m}_A$ na Eq. (4.8) obtém-se:

$$\dot{m}_A \cdot d[C_{p,A} \cdot T + w(C_{p,V} \cdot T + L_v)] = -d\dot{q} \quad (4.9)$$

A porção de calor sensível representa a energia absorvida durante o resfriamento ou aquecimento do sistema. A porção de calor latente representa a energia absorvida durante a umidificação ou desumidificação do sistema. A diferença de entalpia entre os dois estados de ar úmido no espaço pode ser distinguida pelas mudanças de calor sensível e latente. E pode ser representado através das Eqs. (4.10), (4.11) e (4.12).

Pode-se definir a troca de calor latente e sensível na parede do duto como:

$$d\dot{q} = d\dot{q}_L + d\dot{q}_S \quad (4.10)$$

A troca de calor sensível ($\dot{q}_S$) calculada em um trecho da parede do duto é dada pela Eq. (4.11), onde h_{cv} é o coeficiente de transferência de calor por convecção (W/K.m^2), e p é o perímetro do duto (m):

$$\dot{q}_S = h_{cv} p dx(T - T_w) \quad (4.11)$$

A troca de calor latente ($\dot{q}_L$) calculada em um trecho do duto é dada pelo produto da taxa de massa transferida (condensada) ($d\dot{m}_{cond}$), pelo calor latente de evaporação/condensação.

$$d\dot{q}_L = d\dot{m}_{cond} L_v \quad (4.12)$$

A taxa de massa transferida (condensada), é determinada por:

$$d\dot{m}_{cond} = h_m p dx(c_{vsat} - c_{vwsat}) \quad (4.13)$$

onde h_m é o coeficiente de transferência de massa por convecção; c_{vsat} é a concentração de vapor saturado; c_{vwsat} é a concentração de vapor saturado da parede do duto.

De acordo com a equação de Clayperon (KAUZMANN, 1970) é considerando um gás perfeito, como sendo:

$$PV = nRT \quad (4.14)$$

onde P é a pressão, V o volume ocupado pelo gás, T é a temperatura, n é a quantidade de matéria do gás e R a constante universal dos gases. A concentração do vapor é determinada pelo produto da massa específica do ar úmido ρ_{ha} (kg/m^3) pela umidade específica, e é representada através da equação a seguir:

$$c_v = \rho_{ha} W \quad (4.15)$$

A taxa de transferência de calor tem duas contribuições. A primeira é a transferência de calor sensível, e a segunda é devido à condensação ($d\dot{m}_{cond}L_v$). Dessa forma, a taxa de fluxo de massa da água condensada ($d\dot{m}_{cond}L_v$) no domínio elementar é dada por:

$$d\dot{m}_{cond} = h_m p dx \rho_{ha} (w_{sp} - w_{wsp}) \quad (4.16)$$

onde w_{sp} é o teor de umidade da pressão de saturação na parede do duto e w_{wsp} é o teor de umidade da pressão de saturação na parede do duto.

Somando o calor latente ao calor sensível, tem-se:

$$d\dot{q} = h_m \cdot p \cdot dx \cdot \rho_{ha} (w_{sp} - w_{wsp}) \cdot L_v + h_{cv} \cdot p \cdot dx (T - T_w) \quad (4.17)$$

A relação de Chilton-Colburn (CHILTON & COLBURN, 1934; BIRD *et al.* 2001) utilizada para os coeficientes convectivos de transferência de massa e calor é apresentada pela Eq. (4.18). Nas configurações apresentadas neste trabalho, os coeficientes de transferência de massa são iguais, logo, os números de Sherwood são os mesmos. Então, quando $Le = 1$, irá implicar em $Nu = Sh$, com isso o valor de $Sh/(NuLe)$ será aproximadamente 1.

A relação descrita é dada a seguir:

$$\frac{h_m}{h_{cv}} = \frac{Sh}{Nu \cdot Le} \frac{1}{\rho_{ha} C_{P,ha}} \approx \frac{1}{\rho_{ha} C_{P,ha}} \quad (4.18)$$

onde,

$$Sh = \frac{h_m D}{D_v} \quad (4.19)$$

é o número de Sherwood, D_v é coeficiente de difusividade do vapor,

$$Nu = \frac{h_m D}{k_{ha}} \quad (4.20)$$

é o número de Nusselt, k_{ha} é condutividade térmica do ar úmido;

$$Le = \frac{k_{ha}}{\rho_{ha} C_{P,ha} D_v} \quad (4.21)$$

é o número de Lewis e,

$$C_{P,ha} = C_{P,A} + w C_{P,V} \quad (4.22)$$

é o calor específico do ar úmido.

Substituindo a relação de Chilton-Colburn na Eq. (4.9) obtém-se a conservação de energia:

$$\frac{d}{dx} h_{ha} = \frac{h_{cv} \cdot p}{C_{P,ha} \cdot \dot{m}_A} [(w_w - w) \cdot L_V + C_{P,ha} (T_w - T)] \quad (4.23)$$

$$\frac{dh_{ha}}{dx} = \frac{h_{cv} \cdot p}{C_{P,ha} \cdot \dot{m}_A} (h_{ha} - h_w)$$

$$\frac{dh_{ha}}{(h_{ha} - h_w)} = - \frac{h_{cv} \cdot p}{C_{P,ha} \cdot \dot{m}_A} dx$$

Integrando da entrada à saída do duto, a expressão para a entalpia é:

$$h_{ha} = (h_{ent} - h_w) e^{-\frac{h_{cv} \cdot p}{C_{P,ha} \cdot \dot{m}_A} x} + h_w \quad (4.24)$$

Considerando somente os termos de calor latente, é obtida a seguinte equação:

$$\frac{dw}{(w - w_w)} = - \frac{h_{cv} \cdot p}{C_{P,ha} \cdot \dot{m}_A} dx \quad (4.25)$$

Integrando-se a Eq. (4.20) e considerando-se a umidade específica na entrada e saída do duto, tem-se a expressão analítica para a umidade específica, como mostrado a seguir:

$$w = (w_{ent} - w_w) e^{-\frac{h_{cv} p}{C_{p,ha} \dot{m}_A} x} + w_w \quad (4.26)$$

Pela definição da entalpia e considerando-se as Eqs. (4.24) e (4.26), a temperatura na saída do duto é definida por:

$$T = \frac{h_{ha} - wL_v}{C_{p,A} + wC_{p,V}} \quad (4.27)$$

4.1.1. Modelagem computacional do TCSA

A aplicação da modelagem computacional se dá para análise e cálculos do modelo analítico baseado no trabalho de Estrada *et al.* (2018), através de estudo de um clima tropical, considerando as trocas de calor latente e sensível, e posteriormente para estudo entre a eficiência de TCSA de tubo único e sistemas de TCSA's em escala de rede. O modelo computacional se dá através da linguagem computacional GNU Octave e a análise dos cálculos e gráficos por meio da planilha eletrônica Microsoft Excel®.

O fluxograma da rotina computacional desenvolvida para o modelo analítico do TCSA é apresentado a seguir.

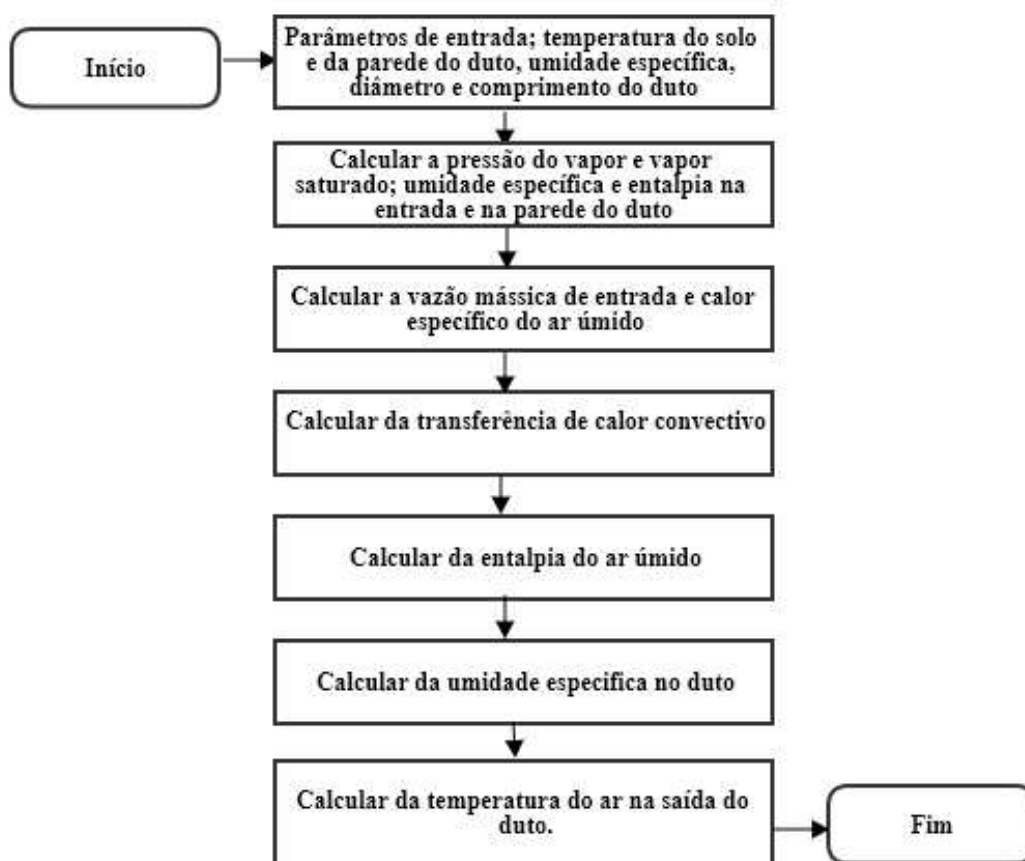


Figura 4.2 – Diagrama esquemático da modelagem computacional para o modelo analítico.

Fonte: Autor

4.2. Modelagem do sistema em rede

A teoria construtal vem sendo bastante aplicada no estudo de avaliação geométrica de sistemas de fluxo/escoamento, sendo sujeita a restrições. Isso ocorre principalmente em problemas relacionados à transferência de calor e/ou à mecânica dos fluidos (BEJAN e LORENTE, 2008).

A modelagem apresentada nesta seção mostra como a teoria construtal é aplicada na construção de um sistema TCSA em redes. É possível comparar um sistema TCSA em forma de rede subterrânea que atenda várias unidades construídas em relação a um sistema TCSA para cada construção.

A evolução da entalpia do ar úmido (h_{ha}) dentro do tubo em função do distanciamento da entrada do duto (x), assumindo as paredes úmidas é apresentada na Eq. (4.19). Seguindo os trabalhos de Estrada *et al.* (2018) e Brum *et al.* (2019b), a entalpia h adimensional pode ser dada por:

$$\tilde{h}(x) = \frac{h(x) - h_w}{h_{ent} - h_w} \quad (4.28)$$

De acordo com Brum *et al.* (2019b), a taxa de transferência de calor $\dot{Q}$ (W), é a taxa de calor transferido do ar para o solo antes que o ar circundante no duto entre em um ambiente construído, podendo ser definida por:

$$\dot{Q} = (1 - \eta)\Delta h \dot{m}_a \quad (4.29)$$

onde, η é a entalpia adimensional na saída do duto, e Δh é a diferença de entalpia entre o ar da entrada e a parede do duto, definida como:

$$\Delta h = h_{ent} - h_w \quad (4.30)$$

A metodologia empregada em Brum *et al.* (2019b) considera o modelo analítico. Consequentemente, Δh é considerado como valor médio em uma determinada estação do ano.

De acordo com Van Wylen *et al.* (2008) a eficiência de um refrigerador é expressa em termos do coeficiente de desempenho, que é designado por COP e representa a razão entre energia pretendida e energia gasta. No caso de um TCSA, o objetivo da análise do COP é basicamente mensurar o desempenho do sistema térmico através da razão entre a taxa de energia fornecida e o trabalho determinado pelo mesmo. O coeficiente de desempenho é a razão entre a taxa de transferência de calor $\dot{Q}$ e o trabalho realizado pelo sistema de ventilação $\dot{W}$, responsável por insuflar o ar que escoar dentro do duto, como mostrado em:

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \quad (4.31)$$

Com base em Brum *et al.* (2019b) foi determinado para um TCSA de duto único um valor de COP devendo ter a mesma ordem de magnitude que para uma unidade de

refrigeração clássica, como sendo, $COP = 3$, a fim de constituir uma alternativa econômica.

A entalpia adimensional na saída do duto $\tilde{h}(x = L_0)$ é denotada η . O termo $\tilde{h}(x)$ depende do comprimento do tubo de acordo com a Eq. (4.19) e permanece estritamente positivo, conforme ilustrado na Fig. 4.3. Na figura citada, η é o valor da entalpia que deixa de ser influenciada pelo comprimento (L_0) do duto.

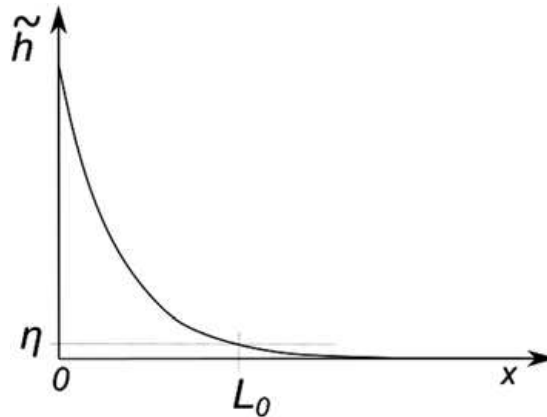


Figura 4.3 – Entalpia adimensional na saída de um tubo

Fonte: Brum *et al.* (2019b)

De acordo com Brum *et al.* (2019b), na Fig. 4.3, L_0 é o comprimento do duto onde $\tilde{h}$ permanece aproximadamente constante, onde não há mais troca térmica entre o ar circundante e o solo, sendo então possível definir η por:

$$\eta = \exp\left(-\frac{h_{cv}\pi d_0 L_0}{\dot{m}C_p}\right) \quad (4.32)$$

onde, d_0 é o diâmetro do duto do TCSA unitário.

Isolando a vazão mássica $\dot{m}$ mínima, obtém-se:

$$\dot{m} = -\frac{h_{cv}\pi d_0 L_0}{\ln(\eta)C_p} \quad (4.33)$$

Substituindo na Eq. (4.31) a Eq. (4.29) obtém-se:

$$COP = \frac{(1 - \eta)\Delta h\rho}{\Delta P} \quad (4.34)$$

Isolando a queda de pressão, tem-se:

$$\Delta P = \frac{(1 - \eta)\Delta h\rho}{COP} \quad (4.35)$$

De acordo com Brum *et al.* (2019b), a queda de pressão do duto de comprimento também pode ser determinada da seguinte forma:

$$\Delta P = \frac{\dot{m}^2 L_0 f}{64\rho\pi^2 d_0^5} \quad (4.36)$$

onde f é o fator de atrito do escoamento do ar com a parede do duto.

Igualando as Eqs. (4.35) e (4.36) e substituindo a vazão mássica $\dot{m}$ mínima da Eq. (4.37), obtém-se:

$$\frac{\left(-\frac{h_{cv}\pi d_0 L_0}{\ln(\eta)C_p}\right)^2 L_0 f}{64\rho\pi^2 d_0^5} = \frac{(1 - \eta)\Delta h\rho}{COP} \quad (4.37)$$

Reorganizando os termos da Eq. (4.37) obtém-se:

$$\frac{h_{cv}^2 \pi^2 d_0^2 L_0^2}{\ln^2(\eta)C_p^2} \cdot L_0 f \cdot \frac{1}{64\rho\pi^2 d_0^5} = \frac{(1 - \eta)\Delta h\rho}{COP} \quad (4.38)$$

Ordenando a Eq. (4.38) obtém-se:

$$\frac{h_{cv}^2 L_0^3 f}{64\ln^2(\eta)C_p^2 \rho} \cdot \frac{1}{d_0^3} = \frac{(1 - \eta)\Delta h\rho}{COP} \quad (4.39)$$

Isolando o diâmetro do duto tem-se:

$$d_0^3 = \frac{h_{cv}^2 L_0^3 f}{64 \ln^2(\eta) C_p^2 \rho} \frac{COP}{(1 - \eta) \Delta h} \quad (4.40)$$

Tem-se então, de acordo com Brum *et al.* (2019b), o diâmetro para um duto, que é dado por:

$$d_0 = \left(\frac{h_{cv}^2 L_0^3 f COP}{64 \ln^2(\eta) C_p^2 \rho^2 (1 - \eta) \Delta h} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.41)$$

O estudo do dimensionamento do TCSA configurado parte de um TCSA de duto único com diâmetro otimizado.

São apresentadas a seguir as geometrias para cada tipo de configuração usada para atender às necessidades de 1, 2, 4, 8 e 16 construções ou $2^{(n-1)}$ onde n é denominado o nível de construção. É assumido que cada construção ocupa a mesma área superficial do solo $A_0 = (L_0)^2$, portanto, n deles ocupam uma área de $2^{(n-1)} \cdot A_0$.

Para o sistema TCSA de duto único é considerada uma vazão mássica de entrada $\dot{m}$, o comprimento do duto é L_0 ; o diâmetro otimizado d_0 , foi encontrado a partir da Eq. (4.41), a entalpia adimensional na saída pode ser determinada por meio da Eq. (4.32), a queda de pressão no duto é dada pela Eq. (4.36). O volume do duto é determinado pela Eq. (4.42).

$$V_t = \frac{\pi}{4} d_0^2 L_0 \quad (4.42)$$

Para o caso do sistema com o primeiro nível de bifurcação onde são consideradas saídas para duas edificações. O esquema é ilustrado através da Fig. 4.4.

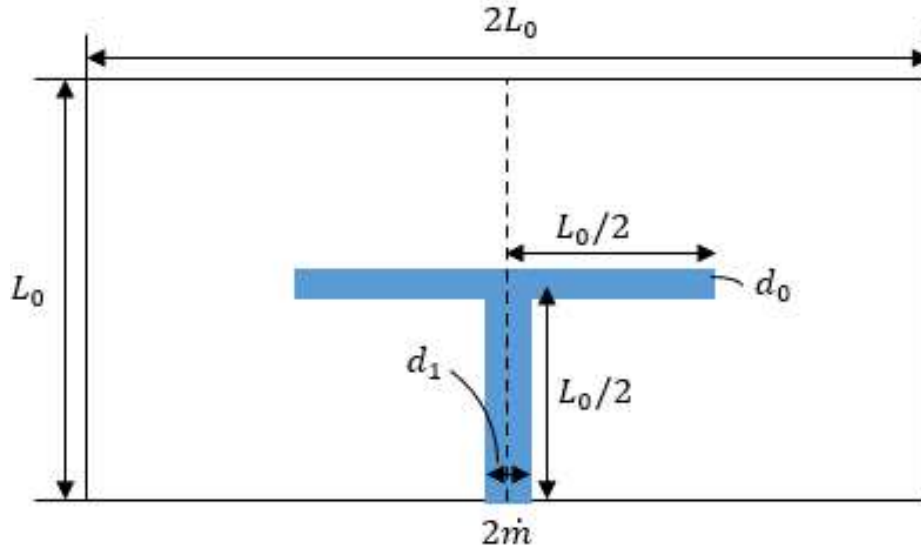


Figura 4.4 – Sistema TCSA em rede com duas saídas de ar.

Fonte: Autor

Analisando o sistema TCSA com duas saídas de ar precisa-se o dobro de vazão se for considerado um único duto, então a vazão máxima para a rede de duas saídas é $2\dot{m}$.

O volume total do duto para o sistema de duas saídas é determinado por:

$$V_t = 2 \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \frac{L_0}{2} + \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \frac{L_0}{2} \quad (4.43)$$

Evidenciando termos semelhantes obtém-se:

$$V_t = \frac{\pi \cdot L_0}{8} (2d_0^2 + d_1^2) \quad (4.44)$$

A partir da Eq. (4.32), incluindo o primeiro nível de bifurcação, a entalpia adimensional na saída do duto é determinada pela Eq. (4.45).

$$\tilde{h}_{sai} = \exp \left(- \frac{h_{cv}\pi}{C_{p,ha} \cdot 2\dot{m}} \left(d_1 \frac{L_0}{2} + 2d_0 \frac{L_0}{2} \right) \right) \quad (4.45)$$

Isolando a soma dos diâmetros tem-se:

$$\tilde{h}_{sai} = \exp\left(-\frac{h_{cv}\pi L_0}{C_{p,ha} \cdot 2\dot{m}} \left(\frac{d_1}{2} + d_0\right)\right) \quad (4.46)$$

Dividindo a soma dos diâmetros pelo valor numérico que acompanha a vazão mássica de entrada tem-se:

$$\tilde{h}_{sai} = \exp\left(-\frac{\pi \cdot h_{cv} \cdot L_0}{C_{p,ha} \dot{m}} \left(\frac{d_1}{4} + \frac{d_0}{2}\right)\right) \quad (4.47)$$

A partir da Eq. (4.36) a queda de pressão no sistema de duas saídas é determinada por:

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_0 = \frac{\left(\frac{\dot{m}}{2}\right)^2 \frac{L_0}{2} f_1}{64\rho\pi^2 d_1^5} + \frac{\dot{m}^2 L_0 f_0}{64\rho\pi^2 d_0^5} \quad (4.48)$$

Colocando termos semelhantes em evidência, obtém-se.

$$\Delta P = \frac{\dot{m}^2 L_0}{64\rho\pi^2} \left[\left(\frac{f_1}{8d_1^5}\right) + \left(\frac{f_0}{d_0^5}\right) \right] \quad (4.49)$$

O caso para um sistema TCSA em rede com quatro saídas e ar, considerando quatro edificações pode ser visualizado na Fig. 4.5.

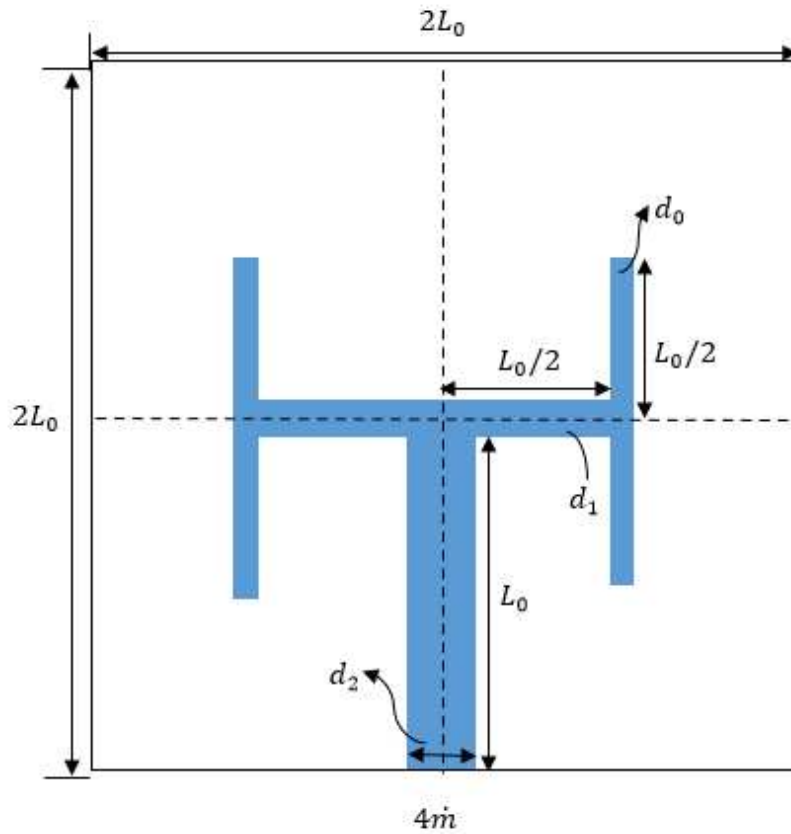


Figura 4.5 – Sistema TCSA em rede com quatro saídas de ar.

Fonte: Autor

O sistema em rede com quatro saídas de ar, tem uma vazão mássica de entrada igual à mesma referente a quatro edificações utilizando sistema TCSA de tubo único e a área do terreno para instalação do TCSA em rede é igual a soma das áreas de quatro sistemas de duto único. O volume total do duto para esse sistema é dado por:

$$V_t = \frac{\pi \cdot L_0}{8} (2d_0^2 + d_1^2 + d_2^2) \quad (4.50)$$

A entalpia adimensional na saída do duto para a rede com quatro saídas de ar pode ser encontrada pela Eq. (4.51) e Eq. (4.52).

$$\tilde{h}_{sai} = \exp \left(- \frac{\pi \cdot h_{cv} \cdot L_0}{C_{P,ha} \cdot 4\dot{m}_a} (d_2 + d_1 + 2d_0) \right) \quad (4.51)$$

$$\tilde{h}_{sai} = \exp\left(-\frac{\pi \cdot h_{cv} \cdot L_0}{C_{P,ha} \dot{m}_a} \left(\frac{d_2}{4} + \frac{d_1}{4} + \frac{d_0}{2}\right)\right) \quad (4.52)$$

A pressão para o sistema de quatro saídas de ar é dada pela Eq. (4.53).

$$\Delta P = \Delta P_2 + \Delta P_1 + \Delta P_0 = 8 \frac{16 \dot{m}^2 2 L_0 f_2}{\rho \pi^2 d_1^5} + 8 \frac{4 \dot{m}^2 L_0 f_1}{\rho \pi^2 d_1^5} + 8 \frac{\dot{m}^2 L_0 f_0}{\rho \pi^2 d_0^5} \quad (4.53)$$

Colocando fatores em evidência, a pressão é obtida pela Eq. (4.54).

$$\Delta P = \frac{8 \dot{m}^2 L_0}{\rho_{ha} \pi^2} \left[\left(\frac{32 f_2}{d_2^5} \right) + \left(\frac{4 f_1}{d_1^5} \right) + \left(\frac{f_0}{d_0^5} \right) \right] \quad (4.54)$$

O sistema em rede com oito saídas de ar, ou seja, considerando oito edificações é ilustrado pela Fig. 4.6.

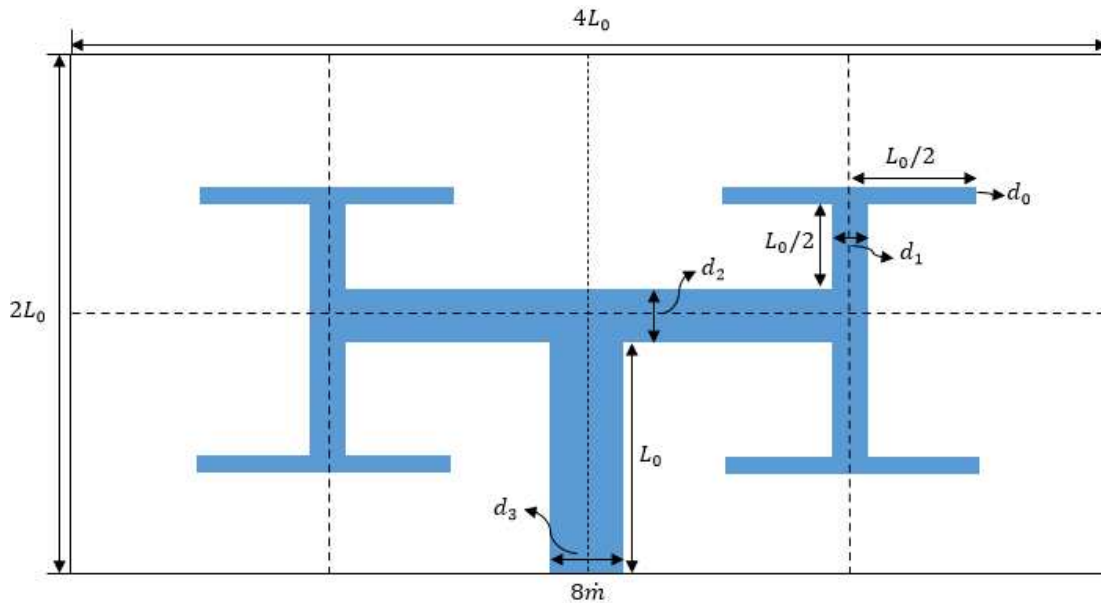


Figura 4.6 – Sistema TCSA em rede com oito saídas de ar.

Fonte: Autor

A vazão mássica de um sistema em rede com oito saídas de ar é semelhante a oito sistemas TCSA de tubo único e o volume do sistema é dado pela Eq. (4.55).

$$V_t = \frac{\pi \cdot L_0}{8} (4d_0^2 + 2d_1^2 + 2d_2^2 + d_3^2) \quad (4.55)$$

A entalpia adimensional na saída do duto para a rede com oito saídas de ar pode ser determinada por meio da Eq. (4.56) e Eq. (4.57).

$$\tilde{h}_{sai} = \exp \left(- \frac{\pi \cdot h_{cv} \cdot L_0}{C_{P,ha} \cdot 8\dot{m}_a} (d_3 + 2d_2 + 2d_1 + 4d_0) \right) \quad (4.56)$$

$$\tilde{h}_{sai} = \exp \left(- \frac{\pi \cdot h_{cv} \cdot L_0}{C_{P,ha} \cdot \dot{m}_a} \left(\frac{d_3}{8} + \frac{d_2}{4} + \frac{d_1}{4} + \frac{d_0}{2} \right) \right) \quad (4.57)$$

A pressão para o sistema com oito saídas de ar é encontrada a partir Eq. (4.58)

$$\Delta P = \Delta P_3 + \Delta P_2 + \Delta P_1 + \Delta P_0$$

$$\Delta P = 8 \frac{64\dot{m}^2 2L_0 f_3}{\rho \pi^2 d_1^5} + 8 \frac{16\dot{m}^2 2L_0 f_2}{\rho \pi^2 d_1^5} + 8 \frac{4\dot{m}^2 L_0 f_1}{\rho \pi^2 d_1^5} + 8 \frac{\dot{m}^2 L_0 f_0}{\rho \pi^2 d_0^5} \quad (4.58)$$

Evidenciando termos determina-se a Eq. (4.59) para a pressão.

$$\Delta P = \frac{8 \dot{m}^2 L_0}{\rho_{ha} \pi^2} \left[\left(\frac{128 f_3}{d_3^5} \right) + \left(\frac{32 f_2}{d_2^5} \right) + \left(\frac{4 f_1}{d_1^5} \right) + \left(\frac{f_0}{d_0^5} \right) \right] \quad (4.59)$$

A figura 4.6 ilustra o modelo de um sistema em redes com dezesseis saídas de ar, considerando dezesseis edificações.

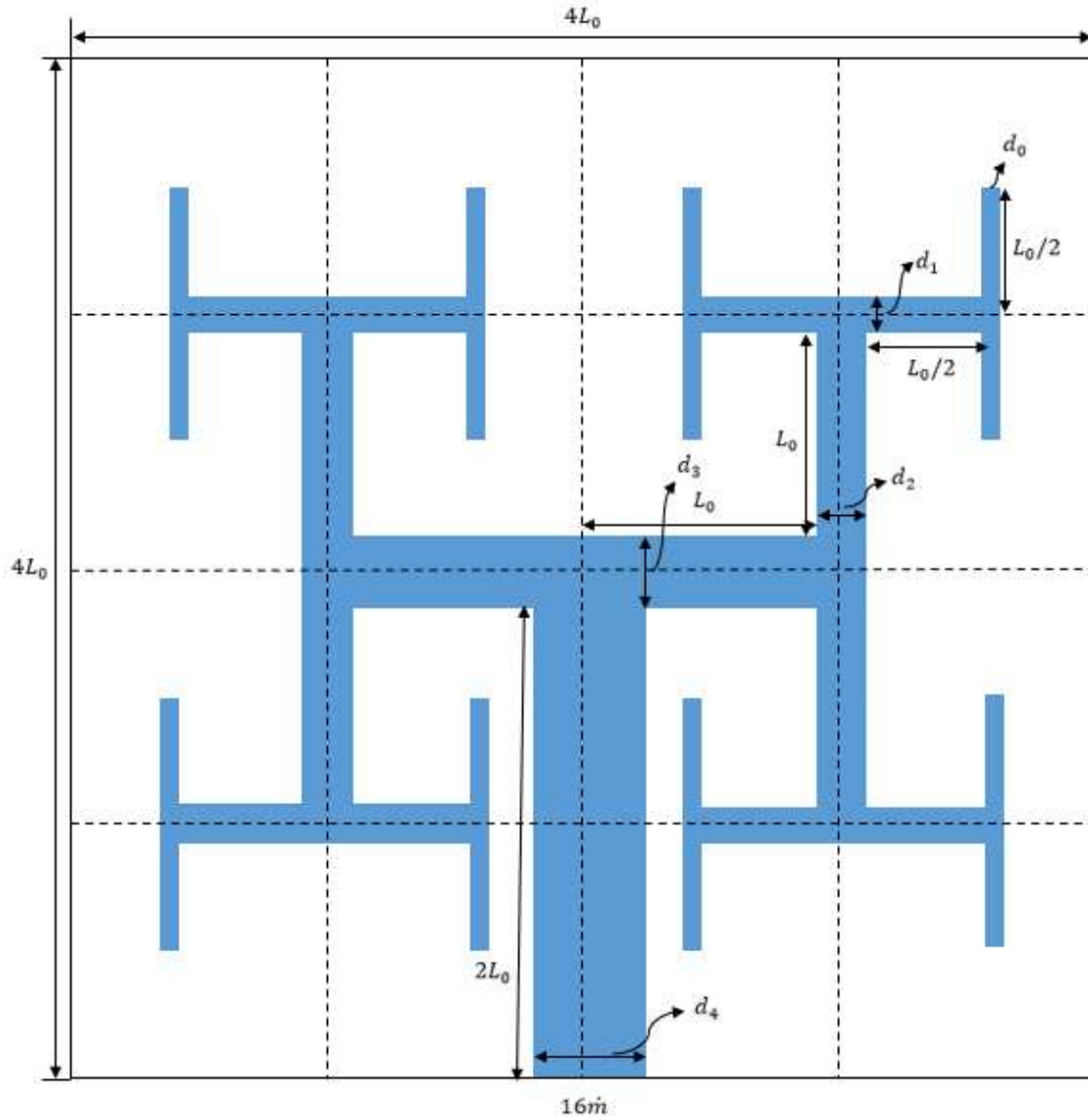


Figura 4.7 – Sistema TCSA em rede com dezesseis saídas de ar.

Fonte: Autor

A vazão mássica de um sistema em rede com dezesseis saídas de ar é semelhante a dezesseis sistemas TCSA de tubo único, onde o volume do sistema é dado pela Eq. (4.60).

$$V_t = \frac{\pi \cdot L_0}{8} (8d_0^2 + 4d_1^2 + 4d_2^2 + 2d_3^2 + 2d_4^2) \quad (4.60)$$

A entalpia adimensional na saída do duto para a rede com dezesseis saídas de ar pode ser encontrada pela Eq. (4.61) e Eq. (4.62).

$$\tilde{h}_{sai} = \exp\left(-\frac{\pi \cdot h_{cv} \cdot L_0}{C_{P,ha} \cdot 16\dot{m}_a} (2d_4 + 2d_3 + 4d_2 + 4d_1 + 8d_0)\right) \quad (4.61)$$

$$\tilde{h}_{sai} = \exp\left(-\frac{\pi \cdot h_{cv} \cdot L_0}{C_{P,ha} \cdot \dot{m}_a} \left(\frac{d_4}{8} + \frac{d_3}{8} + \frac{d_2}{4} + \frac{d_1}{4} + \frac{d_0}{2}\right)\right) \quad (4.62)$$

A pressão para o sistema de dezesseis saídas é encontrada a partir Eq. (4.63).

$$\Delta P = \frac{8 \dot{m}^2 L_0}{\rho_{ha} \pi^2} \left[\left(\frac{1024 f_4}{d_4^5} \right) + \left(\frac{128 f_3}{d_3^5} \right) + \left(\frac{32 f_2}{d_2^5} \right) + \left(\frac{4 f_1}{d_1^5} \right) + \left(\frac{f_0}{d_0^5} \right) \right] \quad (4.63)$$

4.2.1. Otimização do TCSA em rede

Considerando o nível da construção, pode-se apresentar o volume pela Eq. (4.64).

$$V_t = 2^{(n-1)} V_0 \quad (4.64)$$

Substituindo na Eq. (4.64) a Eq. (4.15) obtém-se:

$$V_t = 2^{(n-1)} \left(\frac{\pi}{4} d_0^2 L_0 / 2 \right) \quad (4.65)$$

Considerando a Eq. (4.32), a entalpia adimensional pode ser determinada através das Eqs. (4.66) e (4.67).

$$\eta = \exp\left(\frac{-\pi h_{cv} L_0 d_0}{C_P \dot{m}} \cdot \sum_{i=0}^n R_d^i \frac{1}{2^{\lfloor \frac{i+1}{2} \rfloor}}\right) \quad (4.66)$$

$$\ln(\eta) = \frac{-\pi h_{cv} L_0}{C_p} \cdot \frac{d_0}{\dot{m}} \cdot \sum_{i=0}^n R_d^i \frac{1}{2^{\lfloor \frac{i+1}{2} \rfloor}} \quad (4.67)$$

onde $n \in \mathbb{N}$.

$$\ln(\eta) = ch \cdot \frac{d_0}{\dot{m}} \cdot xh \quad (4.68)$$

onde, c e x são valores constantes.

Considerando a Eq. (4.40), o volume total então pode ser determinado pela Eq. (4.69).

$$V_T = \frac{\pi}{4} L_0 d_0^2 \cdot \sum_{i=0}^n R_d^{2i} \cdot 2^{n-1-\lfloor \frac{i+1}{2} \rfloor} \quad (4.69)$$

Considerando a Eq. (4.41), o diâmetro pode ser determinado a partir de

$$d_0 = \left(\frac{4 \cdot V_T}{C_v \cdot x_v} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.70)$$

Considerando a Eq. (4.49), a queda de pressão então, pode ser determinada através da equação seguinte.

$$\Delta P = \frac{L_0}{64 \cdot \rho \pi^2} \cdot \frac{m^2}{d_0^5} \cdot f \cdot \sum_{i=0}^{n-1} \frac{2^{2i+\lfloor \frac{i}{2} \rfloor}}{R_d^{5i}} \quad (4.71)$$

A potencial energético do ventilador para insuflar o ar no sistema da rede, então, é dada por

$$\dot{W} = 2^{(n-1)} \cdot \frac{\dot{m}}{\rho} \cdot \Delta P \quad (4.72)$$

5. RESULTADOS

São apresentadas neste capítulo, a verificação do modelo computacional e as discussões dos resultados das diferentes configurações geométricas dos sistemas TCSA configurados em forma de rede, de modo a analisar o desempenho energético de cada instalação comparando com um sistema TCSA de duto único, baseando-se na teoria construtal.

5.1. Verificação do modelo computacional

A Fig. 5.1 ilustra a evolução da entalpia total ao longo do duto para um clima tropical (quente e úmido), considerando como condições de contorno, a temperatura do ar na entrada do duto é de 27 °C e a temperatura na parede do duto de 23 °C em todo o comprimento do duto de 0,10 m de diâmetro; a umidade do ar na entrada do duto para esse clima é de 85 %. A velocidade de entrada do escoamento do ar é 3,3 m/s.

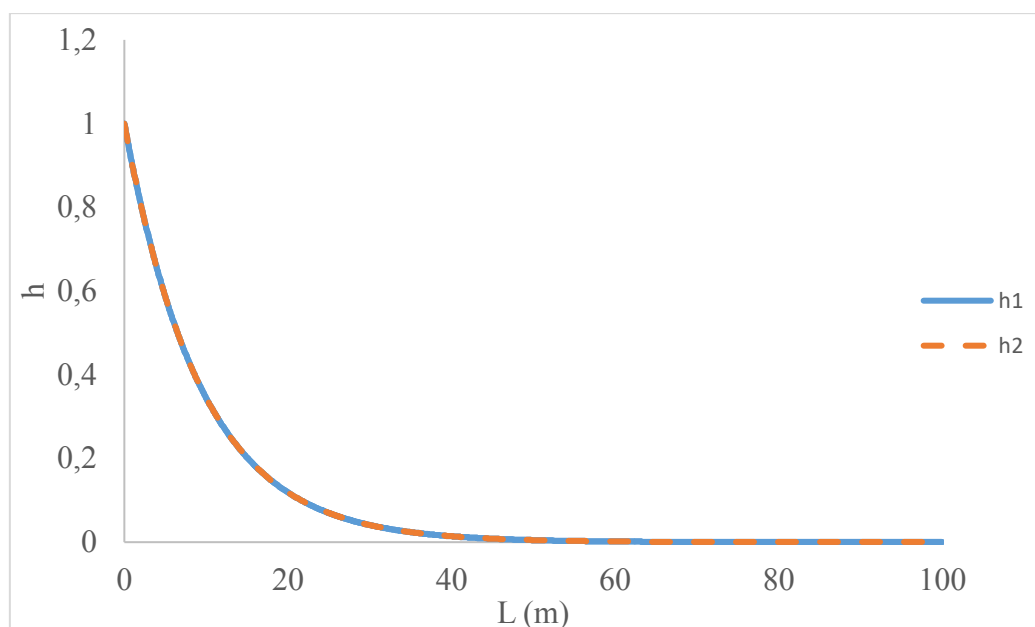


Figura 5.1 - Evolução da entalpia para zona de clima tropical

Fonte: Autor

Considerando a Fig. 5.1, temos apresentado h1, que são os resultados apresentados em Estrada et al. (2018) enquanto que h2 são os resultados obtidos neste trabalho. Os resultados variaram com uma diferença de 0,01 %. Isso mostra que o modelo computacional apresentado neste trabalho concorda com o modelo desenvolvido no trabalho de referência.

5.2. Comparação entre TCSA configurado em rede e um duto único

Inicialmente, considerou-se uma instalação de um sistema TCSA composto por um duto único como instalação de referência. Com base nos parâmetros desta instalação é que serão comparados os resultados obtidos com as instalações de um TCSA configurados em forma de rede. Na Fig. 5.2 é apresentado o passo a passo de como foi realizado os resultados.

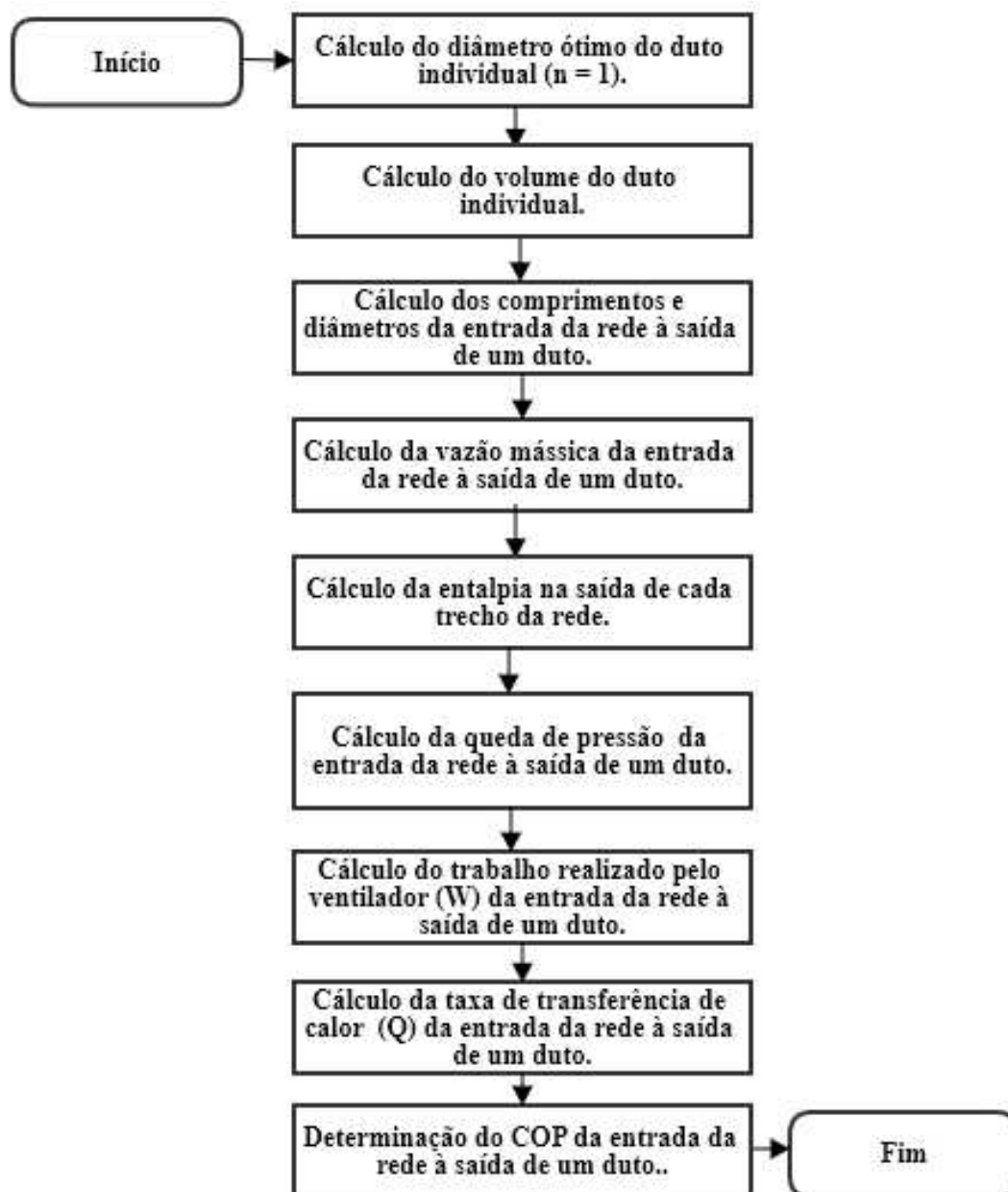


Figura 5.2 – Diagrama esquemático da determinação dos resultados.

Fonte: Autor

As instalações de TCSA composto por um duto único foram configuradas usando uma variação de comprimento de 50 a 100 m, e os parâmetros considerados inicialmente são apresentados na Tab. 5.1.

Foram definidas como condições de contorno para otimização do TCSA de duto único um valor de COP igual a 3 (BRUM *et al.* 2019). A variação da entalpia, da entrada a saída foi definida com valor 10 e $\dot{Q}$ também com valor 10. O valor de η é definido como 0,05 conforme utilizado em Estrada *et al.* (2018).

Tabela 5.1 – Parâmetros iniciais de um sistema TCSA composto por duto único

L (m)	ReD	f	Nu	hcv (W/K.m ²)	V (m ³)
50	381218,42	0,01	531,91	72,26	1,44
55	373743,21	0,01	523,48	69,72	1,65
60	367051,44	0,01	515,91	67,48	1,86
65	360996,63	0,01	509,04	65,48	2,09
70	355481,56	0,01	502,77	63,69	2,32
75	350421,13	0,01	496,99	62,06	2,55
80	345755,70	0,01	491,66	60,58	2,80
85	341426,05	0,01	486,70	59,21	3,05
90	337396,81	0,01	482,07	57,96	3,31
95	333624,43	0,01	477,73	56,80	3,57
100	330089,21	0,01	473,65	55,71	3,84

Fonte: Autor

Observa-se através da Tab. 5.1 que quanto maior for o comprimento do duto menor será o número de Reynolds (ReD), valor do número de Nusselt (Nu) e coeficiente de transferência de calor por convecção (Hcv), mostrando um crescimento inversamente proporcional. Em relação ao volume (V) e o comprimento do duto (L) o crescimento é proporcional, e o fator de atrito (f) se manteve constante. Na Tab. 5.2 é apresentado os parâmetros considerados para um TCSA de duto único usados para efeitos de comparação com o sistema TCSA em rede.

Tabela 5.2 – Parâmetros de um sistema TCSA de duto único

L (m)	d (m)	$\dot{m}$ (Kg/s)	h (J/kg)	ΔP (Pa)	$\dot{W}$ (w)	COP
50	0,19	1,05	66,12	3,86	3,33	3,00
55	0,20	1,05	66,12	3,86	3,33	3,00
60	0,20	1,05	66,12	3,86	3,33	3,00
65	0,20	1,05	66,12	3,86	3,33	3,00
70	0,21	1,05	66,12	3,86	3,33	3,00
75	0,21	1,05	66,12	3,86	3,33	3,00
80	0,21	1,05	66,12	3,86	3,33	3,00
85	0,21	1,05	66,12	3,86	3,33	3,00
90	0,22	1,05	66,12	3,86	3,33	3,00
95	0,22	1,05	66,12	3,86	3,33	3,00
100	0,22	1,05	66,12	3,86	3,33	3,00

Fonte: Autor

Os dados apresentados na Tab. 5.2 mostram que houve um crescimento no diâmetro de aproximadamente 3% em relação a variação dos comprimentos do duto entre 50 e 100 m. Como as medidas dos diâmetros resultaram em diferentes valores, os resultados da entalpia da saída (h), queda de pressão (ΔP) e potência do ventilador ($\dot{W}$) se mantiveram constantes para cada valor de comprimento do duto analisado, mesmo com a variação de L . O resultado do valor do COP obtido para o TCSA de duto único, concorda com Brum *et al.* (2019b).

Com base nos resultados obtidos para um TCSA de duto único, é possível fazer uma comparação aos resultados do TCSA em rede em relação aos parâmetros: diâmetro (d), entalpia da saída (h), queda de pressão (ΔP), potência do ventilador ($\dot{W}$) e coeficiente de desempenho (COP). Esses parâmetros foram escolhidos devido a configuração de um TCSA de duto único e TCSA em rede, mostrando assim, qual instalação atende melhor aos parâmetros de análise da pesquisa e qual instalação apresenta melhor desempenho.

Segundo Bejan e Lorente (2008), a vazão mássica é constante para qualquer comprimento de duto. A vazão mássica da entrada do TCSA é variável para cada nível da rede, e em relação ao duto de saída d_0 ($\dot{m} = 1,0526$), se mostra constante tanto para n quanto para L , mostrando dessa forma que para este parâmetro a pesquisa se mostra coerente.

A Figura 5.3 apresenta a evolução dos diâmetros do TCSA de duto único (d_0) e TCSA em rede (d_i ; $i = 0,1,2,3,4$).

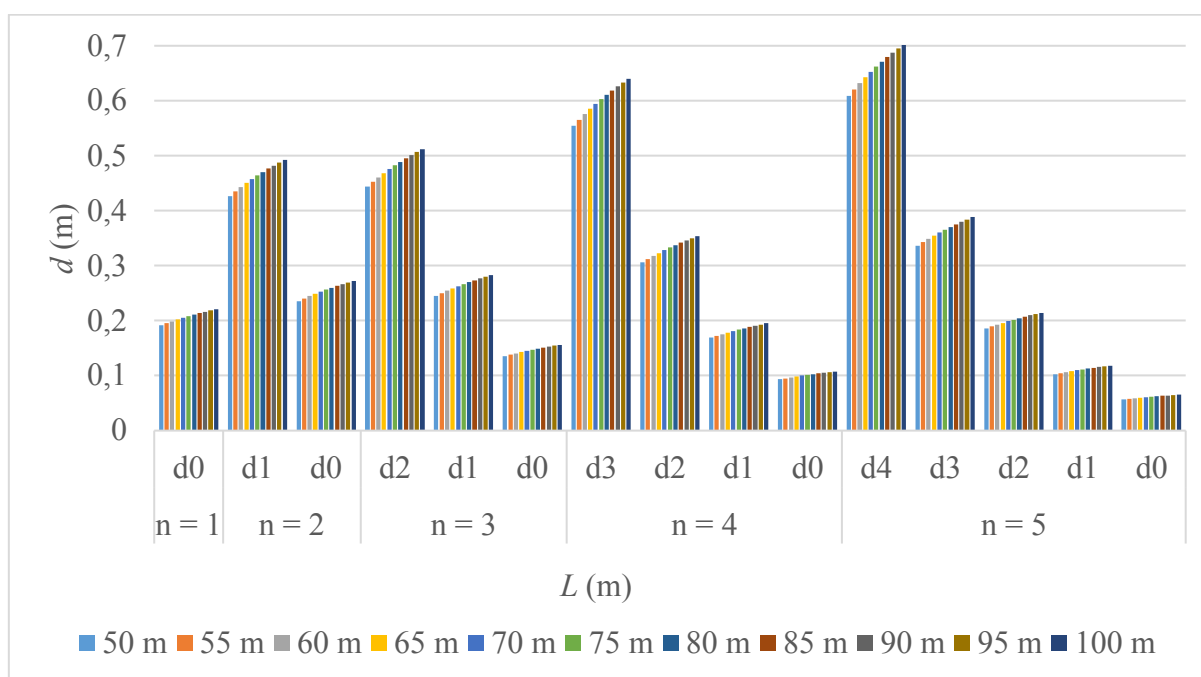


Figura 5.3 – Diâmetros do TCSA

Fonte: Autor

É possível notar que o diâmetro do sistema TCSA unitário ($n = 1$) cresce conforme o comprimento do duto aumenta. Nos níveis seguintes do sistema em rede $n = 2, 3, 4, 5$ (ver Fig. 4.4 – 4.7) os diâmetros dos dutos apresentam o mesmo comportamento do duto único em cada nível de bifurcação, no entanto, ao passar por cada bifurcação, os diâmetros diminuem, seguindo esse padrão em cada nível de rede (aumenta à medida que o comprimento cresce em cada nível do sistema de rede, e reduz em cada bifurcação). Isso ocorre devido a otimização dos diâmetros determinado pela Eq. 3.15. Pode-se perceber que essa diminuição de d em cada nível da rede, busca a melhor configuração para um bom desempenho do sistema, sendo que os diâmetros foram otimizados com o objetivo de minimizar a pressão dentro dutos.

A Figura 5.4 apresenta uma comparação da entalpia de saída em cada nível do TCSA em rede em relação ao duto único ($n=1$).

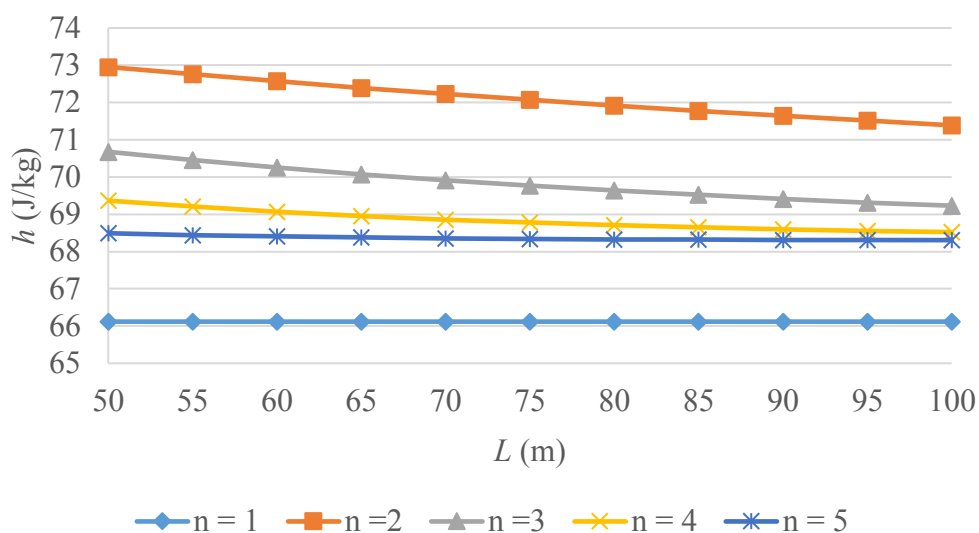


Figura 5.4 – Entalpia na saída do TCSA

Fonte: Autor

Em todos os níveis a entalpia de entrada é a mesma, na Fig. 5.4 nota-se que a variação da entalpia na saída do duto é maior nos sistemas em rede do que no sistema de duto único. Isso mostra que há uma maior troca térmica entre o solo e o ar que circula dentro do duto nas configurações em rede.

A Tabela 5.3 e a Fig. 5.5 apresentam a queda de pressão gerada no TCSA de duto único ($n=1$) em comparação ao duto de saída de cada sistema TCSA configurado em rede.

Tabela 5.3 – Queda de Pressão por nível

L	n = 1	n = 2	n = 3	n = 4	n = 5
50	3,86	0,36	5,17	30,94	346,53
55	3,86	0,36	5,17	30,94	346,39
60	3,86	0,36	5,16	30,93	346,28
65	3,86	0,36	5,16	30,92	346,16
70	3,86	0,36	5,16	30,92	346,06
75	3,86	0,36	5,16	30,91	345,96
80	3,86	0,36	5,16	30,91	345,89
85	3,86	0,36	5,16	30,90	345,79
90	3,86	0,36	5,16	30,90	345,73
95	3,86	0,36	5,16	30,89	345,64
100	3,86	0,36	5,16	30,89	345,58

Fonte: Autor

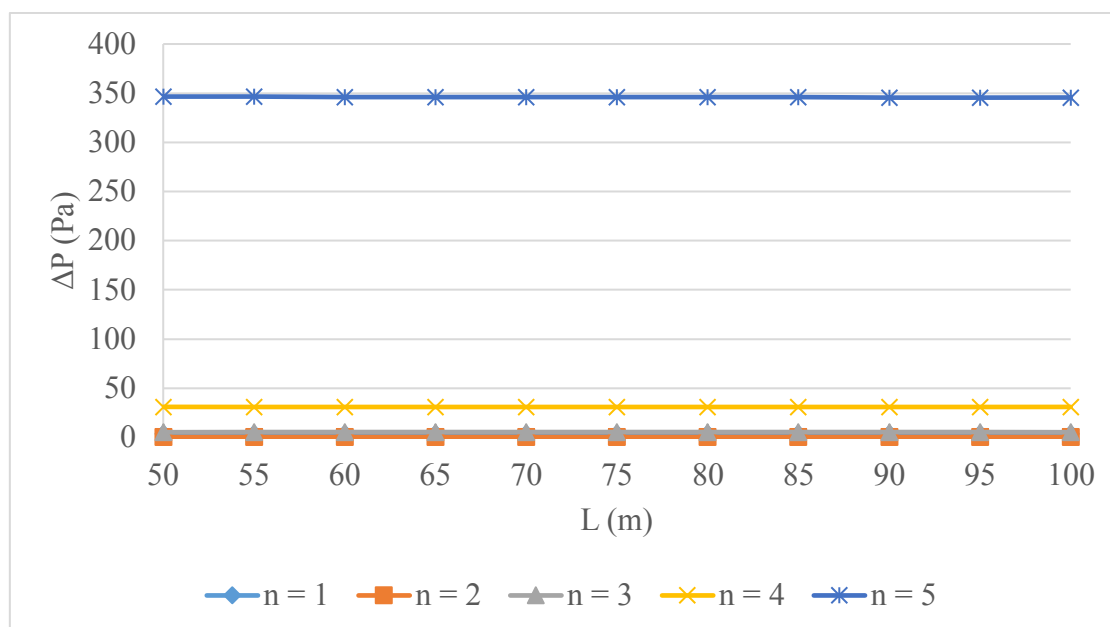


Figura 5.5 – Queda de pressão do TCSA

Fonte: Autor

A queda de pressão mostrada é constante para qualquer comprimento do duto, porém, é variável para cada nível da rede e duto individual. As quedas de pressão analisadas nesta pesquisa mostram a potência necessária para superar a resistência ao escoamento do duto. Isso ocorre devido as condições impostas inicialmente.

A Tabela 5.4 mostra a potência do ventilador no TCSA de duto único ($n=1$) em comparação ao duto de saída de cada sistema TCSA configurado em rede.

Tabela 5.4 – Potência do ventilador por nível de rede

L	n = 1	n = 2	n = 3	n = 4	n = 5
50	3,33	0,31	4,46	26,70	298,99
55	3,33	0,31	4,46	26,69	298,87
60	3,33	0,31	4,46	26,69	298,78
65	3,33	0,31	4,46	26,68	298,67
70	3,33	0,31	4,46	26,68	298,59
75	3,33	0,31	4,45	26,67	298,50
80	3,33	0,31	4,45	26,67	298,43
85	3,33	0,31	4,45	26,66	298,36
90	3,33	0,31	4,45	26,66	298,30
95	3,33	0,31	4,45	26,66	298,22
100	3,33	0,31	4,45	26,65	298,17

Fonte: Autor

De acordo com os dados apresentados na Tab. 5.4, pode-se constatar que, como o ventilador é responsável por insuflar o ar no sistema TCSA, também consome energia elétrica, então, para estimar a potência elétrica consumida pelo ventilador é utilizada a Eq. (4.72), e os resultados são mostrados também na Fig. 5.6.

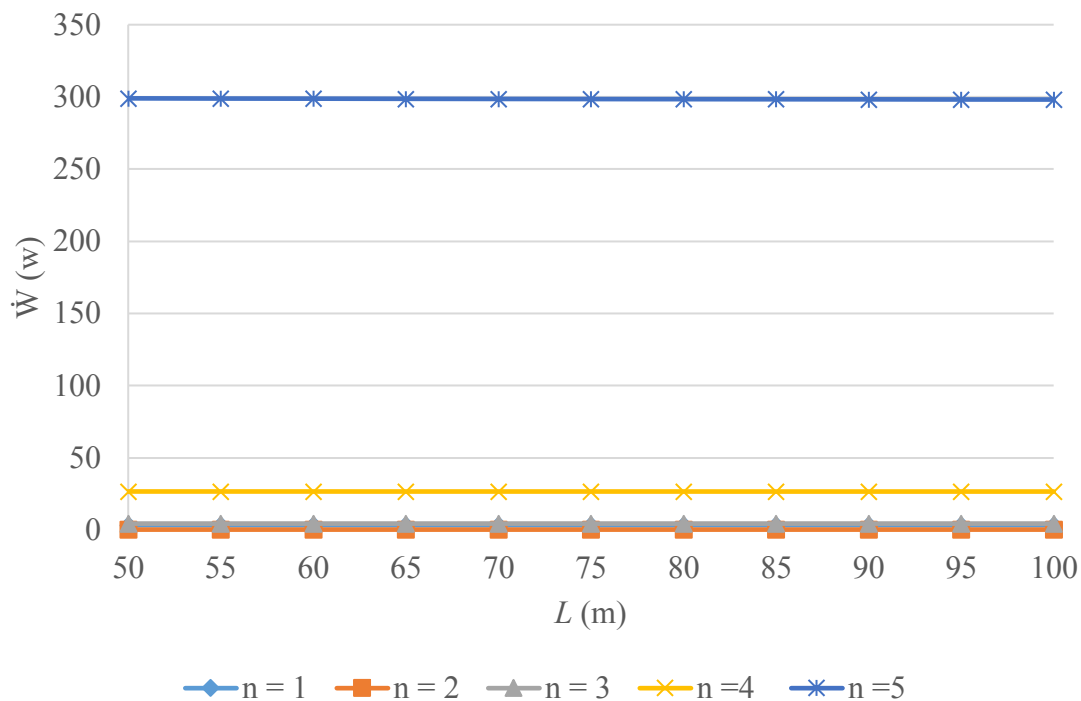


Figura 5.6 – Potência do ventilador do TCSA

Fonte: Autor

Observa-se através dos resultados obtidos, que a potência do ventilador do TCSA se mostrou com um comportamento semelhante ao da queda de pressão e que a maior demanda de energia com o ventilador é exigida pelas redes de níveis 4 e 5, os outros níveis de rede se mantiveram com consumo próximo ao TCSA de duto único.

A taxa de transferência de calor em relação à troca térmica entre o solo e o ar no interior dos dutos é determinado na Eq. (4.29) e seus resultados são ilustrados na Fig. 5.7.

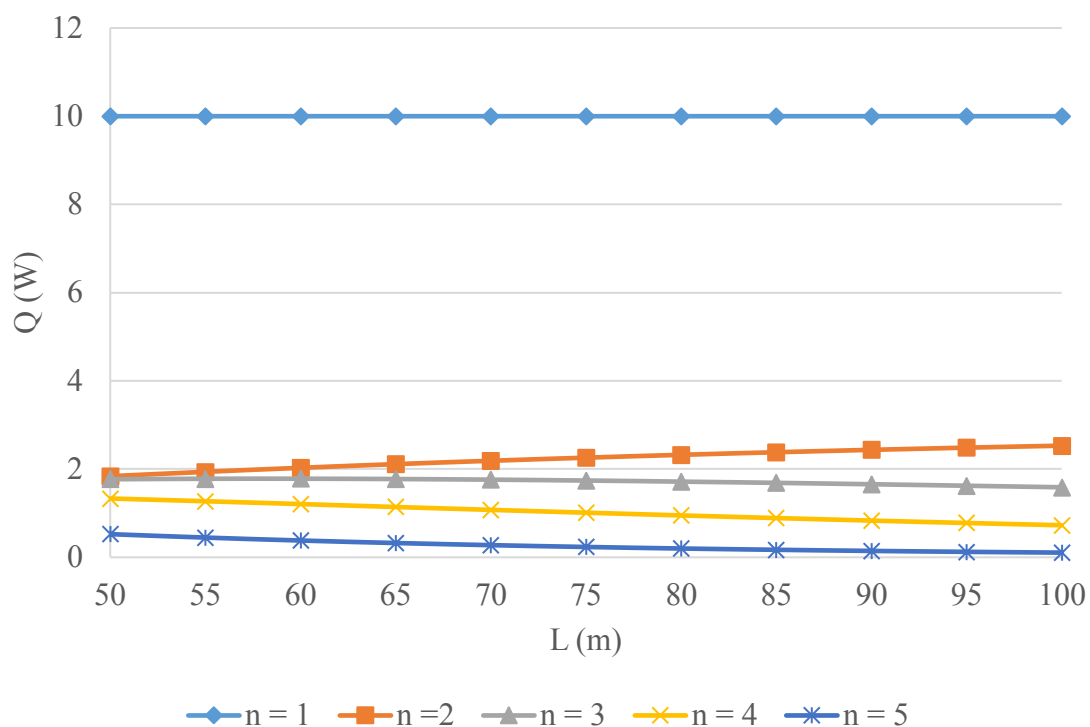


Figura 5.7 – Taxa de transferência de calor do TCSA

Fonte: Autor

Pode-se constatar que há uma diferença significativa entre a taxa de transferência de calor do TCSA de duto único ($n = 1$) em relação ao TCSA em rede, correspondendo a uma variação de 82% à 75%, para $L = 50$ e 100 m, respectivamente, considerando um TCSA em rede com 2 níveis de bifurcação.

É notado que o valor de $\dot{Q}$ diminui a cada nível, sendo o maior valor apresentado quando $n = 1$, que foi determinado como condição de contorno. Já nas configurações em rede nota-se que o valor de $\dot{Q}$ diminui à medida que o nível dos sistemas em rede aumenta, isso pode ser justificado porque quanto maior a vazão mássica no duto, menor será a taxa de calor trocado entre o ar circundante e a parede do duto.

5.3. Análise do desempenho energético

Conforme Rodrigues *et al.* (2022), a razão entre a energia gerada pelo sistema e a energia consumida pelo mesmo, é um indicador amplamente difundido na literatura e aplicado em diversos problemas de termodinâmica e transferência de calor na análise de sistemas térmicos, denominado por *COP*.

O COP é determinado pela Eq. (4.31), e é um parâmetro importante nesta pesquisa por identificar o desempenho energético do TCSA, e assim, é possível fazer uma comparação entre TCSA de duto único e TCSA em rede, mostrando qual sistema é melhor do ponto de vista energético. A Fig. 5.8 apresenta o COP total, para cada nível da rede e individual.

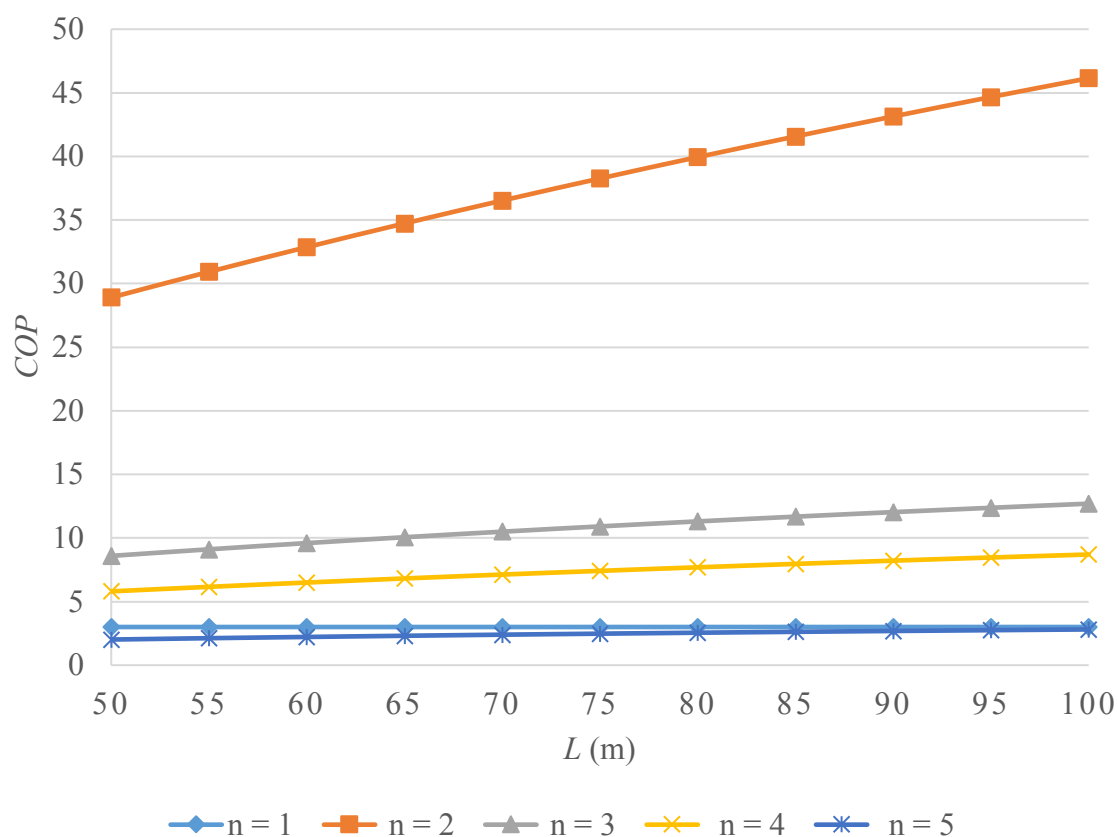


Figura 5.8 – Coeficiente de desempenho total do TCSA por nível

Fonte: Autor

Ao examinar os resultados obtidos, e ao comparar os sistemas TCSA em rede com o sistema de duto único, os níveis ($n = 2, 3$ e 4) apresentam valor de COP superior ao do duto único, sendo o melhor COP obtido na configuração em rede quando $n = 2$ e, embora o menor valor seja obtido quando $n = 5$. Percebe-se que o COP diminui quando aumenta o nível de bifurcação da rede, o que pode ser justificado pela necessidade de ter uma pressão maior e, devido ao aumento da potência do ventilador para bombear o ar dentro dos dutos.

Então, com base no que foi estudado neste trabalho, é possível afirmar que as configurações do TCSA em forma de rede analisadas quando $n = 2, 3$ e 4 , são mais eficientes em relação ao desempenho energético se comparados a um sistema TCSA de duto único.

6. CONCLUSÕES

Esta dissertação apresentou o estudo da aplicação de um Trocador de Calor Solo-Ar em configuração de rede aplicando a teoria construtal para identificar as vantagens em relação a um TCSA de duto individual, na busca de melhor eficiência em trocas térmicas para redução do consumo de energia convencional.

Analisando os resultados obtidos, e considerando a característica do *COP*, de que quanto maior o valor encontrado melhor será o desempenho energético do sistema e, conseqüentemente, menor será o consumo de energia, viabilizando custos operacionais mais baixos, pode-se afirmar dessa forma, que os resultados obtidos se mostraram satisfatórios, revelando que as configurações do TCSA em forma de rede para $n = 2, 3, 4$, são mais eficientes em relação ao desempenho energético se comparadas a um sistema TCSA de duto único, quando $n = 1$.

Dessa forma, constata-se que a aplicação da teoria construtal aplicada em projetos de instalações de TCSA configurados em rede resulta em um desempenho enérgico maior quando comparados com um TCSA de duto único.

Por fim, é importante destacar que os resultados obtidos foram precisos para a análise realizada, porém, estão diretamente ligados às configurações de contorno e restrições iniciais utilizadas nesta pesquisa, para um modelo de TCSA de duto único e TCSA's configurados em rede.

As limitações para a aplicação de um sistema TCSA em rede podem ocorrer devido à complexidade e valores para execução do projeto, o que pode tornar o sistema TCSA em rede inviável.

6.1 – Sugestões de trabalhos futuros

Nesta seção são elencadas propostas de continuidade deste trabalho, divididas em três sugestões:

- Modelar numericamente o modelo analítico desenvolvido, buscando validar através de dados experimentais coletados na literatura;
- Aplicar os parâmetros do modelo de TCSA configurado em rede, considerando dados e condições de contorno do clima de Rio Grande – RS, para assim, avaliar o desempenho energético e, conseqüentemente a viabilidade da instalação de TCSA na cidade;
- Investigar o modelo de TCSA configurado em rede apresentado neste trabalho

em diferentes tipos de solos de cidades do Rio Grande do Sul e seus potenciais para a instalação de TCSA.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGRAWAL K. K.; MISRA R.; AGRAWAL G. D.; BHARDWAJ M.; JAMUWA D. K. The state of art on the applications, technology integration, and latest research trends of earth-air-heat exchanger system. **Geothermics**, v. 82, p. 34-50, 2019.

ADKINS, C. J.; ADKINS, C. J. **Equilibrium thermodynamics**. Cambridge University, 1983.

ALVES B. M. A.; SCHMID A. L. Cooling and heating potential of underground soil according to depth and soil surface treatment in the Brazilian climatic regions. **Energy and Buildings**, v. 90, p. 41-50, 2014.

AMANOWICZ L. Influence of geometrical parameters on the flow characteristics of multi-pipe earth-to-air heat exchangers – experimental and CFD investigations. **Applied Energy**, v. 226, p. 849-861, 2018.

AMANOWICZ L.; WOJTKOWIAK J. Validation of CFD model for simulation of multi-pipe earth-to-air heat exchangers (EAHEs) flow performance. **Thermal Science and Engineering Progress**, v. 5, p. 44-49, 2018.

BEJAN A. **Advanced Engineering Thermodynamics**, second ed., Wiley, New York, 1997.

BEJAN A. **Shape and Structure, from Engineering to Nature**. Cambridge University Press, Cambridge, UK. 2000.

BEJAN A. **Convection Heat Transfer**. Fourth edition, Wiley, Hoboken, 2013.

BEJAN A.; LORENTE S. **Design with Constructal Theory**. Wiley, Hoboken. 2008.

BEJAN A.; ZANE J. P. **Design in nature: how the constructal law governs evolution in biology, physics, technology, and social organization**. 1st ed. 2012 Published in the United States by Doubleday.

BEJAN A.; LORENTE S.; ANDERSON R. Constructal underground designs for ground-coupled heat pumps. **Journal of Solar Energy Engineering**. 2013.

BIRD R. B.; STEWARD W. E.; LIGHTFOOT, E. N. **Transport Phenomena**. John Wiley & Sons, Inc. 2nd Ed., 2001.

BISONIYA T. S. Design of Earth-air heat exchanger system. **Geothermal Energy**, 2015a.

BISONIYA T. S.; KUMAR A.; BAREDAR P. Energy metrics of earth–air heat exchanger system for hot and dry climatic conditions of India. **Energy Build**, v. 86, p. 214–221, 2015b.

BISONIYA T. S.; KUMAR A.; BAREDAR P. Experimental and analytical studies of earth air heat exchanger (EAHE) systems in India. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 19, p.238–246, 2013.

BORDOLOI N.; SHARMA A.; NAUTTIYAL H.; GOEL V.; An intense review on the latest advancements of Earth Air Heat Exchangers. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 89; p.261-280, 2018.

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 Buildings**, v. 64, p.395-402, 2013.

BRUM R.S., RODRIGUES M.K., RAMALHO J.V.A., ROCHA L.A.O., ISOLDI L.A., SANTOS E.D., On the design of two EAHE assemblies with four ducts, **Defect and Diffusion Forum** 372, p. 31-39, 2017

BRUM R. S.; RAMALHO J. V. A.; RODRIGUES M. K.; ROCHA L. A. O.; ISOLDI L. A.; DOS SANTOS E. D. Design evaluation of earth-air heat exchangers with multiple ducts. **Renew Energy**, v. 135, p. 1371-1385, 2019a.

BRUM R.S.; LABAT M.; LORENTE S. Improving the performances of Earth air heat exchangers through Constructal design. **International Journal Energy Research**. 2019b.

CHILTON, T. H.; & COLBURN, A. P. Mass transfer (absorption) coefficients prediction from data on heat transfer and fluid friction. **Industrial & engineering chemistry**, 26, 1183–1187, 1934.

CHU CM; JONNG T. L. Enthalpy estimation for thermal comfort and energy saving in air conditioning system. **Energy Convers Manage** n° 49, p.1620–1628, 2008.

CONGEDO M. P.; LORUSSO C.; BAGLIVO C.; MILANESE M.; RAIMONDO L. Experimental validation of horizontal air-ground heat Exchange (HAGHE) for ventilation systems. **Geothermics**, v. 80, p. 78-85, 2019.

ESTRADA E.; LABAT M.; LORENTE S.; ROCHA L.A.O. The impact of latent heat exchanges on the design of earth air heat exchangers. **Applied Thermal Engineering**, v. 129, p. 306-317, 2018.

HERNÁNDEZ H. P. D.; MELO E. V. M.; CASTRO K. M. A.; PÉREZ I. H.; XAMÁN J.; ARELLANO J. S.; MANRIQUE L. M.L. Experimental study an earth to air heat exchanger for warm humid climatic conditions. **Geothermic**, v, 84, 101741, 2020

INCROPERA F. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011.

KAUZMANN, W., **Teoria Cinética de los Gases**, Editorial Reverté, S. A, Barcelona, 1970.

LI H.; NI L.; LIU G.; YAO Y. Performance evaluation of Earth to Air Heat Exchanger (EAHE) used for indoor ventilation during winter in severe cold regions. **Applied Thermal Engineering**, v. 169, 114111, 2019.

LIN J.; NOWAMOOZ H.; BRAYMAND S.; WOLFF P.; FOND C. Impact of soil moisture on the long-term energy performance of an earth-air heat exchanger system. **Renewable Energy**, v. 147, p. 2676-2687, 2020.

NUNES, B.R.; RODRIGUES, M.K.; OLIVEIRA R.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 Energy Research**. 1-18, 2021.

OZGENER L. A review on the experimental and analytical analysis of earth to air heat exchanger (EAHE) systems in Turkey. **Renew Sustain Energy**, v. 15, p. 483–490, 2011.

PERETTI C.; ZARRELLA A.; DE CARLI M.; ZECCHIN R. The design and environmental evaluation of earth-to-air heat exchangers (EAHE). A literature review. **Renew Sustain Energy**, v. 28, p.107–116, 2013.

PERROT, P. **A to Z of Thermodynamics**. Oxford University Press on Demand, 1998.

POWERS, J. M. **Thermodynamics**. Department of Aerospace and Mechanical Engineering University of Notre Dame Notre Dame, Indiana – USA, 2022.

RAMALHO J. V. A.; BRUM R. S.; ROCHA L. A. O.; ISOLDI L. A.; SANTOS E. D. Fitting new constructal models for the thermal potential of Earth-Air Heat Exchangers, **Acta Sci. Technol**, 2018.

RODRIGUES V. C.; DA SILVA I.J.O.; VIEIRA F. M. C.; NASCIMENTO S. T. A correct enthalpy relationship as thermal comfort index for livestock. **Int J Biometeorol**, v. 55, p. 455–459, 2011.

RODRIGUES M. K. Modelagem computacional aplicada à melhoria do desempenho térmico de trocador de calor solo-ar através do método constructal design. 2013. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal do Rio Grande, Rio Grande do Sul, 2014.

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. **Renew Energy**, v. 80, p. 538-551, 2014.

RODRIGUES, L. T.; GILLOTT, M. A novel low-carbon space conditioning system incorporating phase-change materials and earth–air heat exchangers. **International Journal of Low-Carbon Technologies**, vol. 10, 2015.

RODRIGUES M. K.; NUNES B. R., ROCHA, L. A. O.; DOS SANTOS E. D.; ISOLDI L. A. Modelagem Computacional de Trocador de Calor Solo-Ar Constituído por Formas Geométricas Complexas. **Revista Cereus**. V. 10, n2, p.12-25, 2018.

RODRIGUES G. C.; LORENZINI G.; VICTORIA L. C.; VAZ I. S.; ROCHA L. A. O.; DOS SANTOS E. D.; ESTRADA E. S. D.; ISOLDI L. A. Constuctal desing applied to the geometric evaluation of a T-shaped earth-air heat exchanger. **International Journal of Sustainable Development and Planning**. Vol. 16, n. 2, p. 207-217, abril, 2021.

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**. V. 191, p. 535-556, 2022.

STEWART J. **Calculus: Concepts and Contexts**. International Thomson Publishing; 1998.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica**. 4. ed. São Paulo: E.Blucher, 2008.

VAZ J.; SATTTLER M.; DOS SANTOS E. D.; ISOLDI L. A. Experimental and numerical analysis of an earth-air heat exchanger, **Energy Build**, v. 43, p. 476-482, 2011.

VAZ J.; SATTTLER M.; BRUM R. S.; DOS SANTOS E. D.; Isoldi L. A. An experimental studyon the use of Earth-Air Heat Exchangers (EAHE), **Energy Build**, v. 72, p. 122-131, 2013.