



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO OESTE DA BAHIA
CENTRO MULTIDISCIPLINAR DE BOM JESUS DA LAPA
ENGENHARIA MECÂNICA**

MÉDSON SANTOS DE JESUS

**ESTUDO NUMÉRICO DO DESEMPENHO DE CHAMINÉS SOLARES APLICADA
À VENTILAÇÃO NATURAL NA CIDADE DE BOM JESUS DA LAPA – BA**

BOM JESUS DA LAPA

2022

MÉDSON SANTOS DE JESUS

**ESTUDO NUMÉRICO DO DESEMPENHO DE CHAMINÉS SOLARES APLICADA
À VENTILAÇÃO NATURAL NA CIDADE DE BOM JESUS DA LAPA – BA**

Monografia apresentada ao curso de Engenharia Mecânica do Centro Multidisciplinar de Bom Jesus da Lapa da Universidade Federal do Oeste da Bahia, como parte das exigências para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

ORIENTADOR: PROF. Dr. ANDRE ISSAO SATO

COORIENTADOR: PROF. Me. LUIZ JUSTINO DA SILVA JÚNIOR

BOM JESUS DA LAPA

2022

FICHA CATALOGRÁFICA

J58

Jesus, Médson Santos de

Estudo numérico do desempenho de chaminés solares aplicada à ventilação natural na cidade de Bom Jesus da Lapa - BA. / Médson Santos de Jesus. – 2022.

96f.: il.

Orientador: Prof. Dr. André Issao Sato

Coorientador: Prof. Me. Luiz Justino da Silva Júnior

TCC - Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Oeste da Bahia. Centro Multidisciplinar de Bom Jesus da Lapa - BA, 2022.

1. Termodinâmica. 2. Energia Solar. I. Sato, André Issao. II. Universidade Federal do Oeste da Bahia – Centro Multidisciplinar de Bom Jesus da Lapa - BA. III. Título.

CDD 536.7

Biblioteca Universitária de Bom Jesus da Lapa – UFOB

DEDICATÓRIA

Esta monografia é dedicada aos meus pais e avós, cujo amor, carinho e incentivo me serviram de suporte ao longo da graduação.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a meus pais, Rosildo e Diolinda, minhas avós Maria, tios e primos pelo apoio e todo o suporte que recebi ao longo da minha formação acadêmica. Ao professor orientador Dr. André Issao Sato, pela paciência, orientação, desenvolvimento e construção de ideias e conhecimentos ao longo de minha graduação e da pesquisa. Ao professor e coorientador Me. Luiz Justino pelos ensinamentos nas áreas de mecânica dos fluidos, transferência de calor e modelagem computacional, essenciais no entendimento e elaboração de modelo computacional. Ao professor Me. Anderson Breno de Souza pelos ensinamentos na área de termodinâmica que serviram de base no modelo analítico. À CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pela bolsa de iniciação científica que me proporcionou a oportunidade de estudo, introdução e desenvolvimento de pesquisa acerca do tema. Aos profissionais dos projetos DECARB e VIVACE pela oportunidade, experiência e aperfeiçoamento do meu conhecimento em modelagem computacional. Aos professores do colegiado de Engenharia Mecânica da UFOB, pelos ensinamentos em minha trajetória acadêmica. Por fim, aos amigos e todos os colegas dos cursos de Engenharia Mecânica e Elétrica, pela amizade, ajuda e momentos de estudo e de descontração.

“Aprender é a única coisa de que a mente nunca se cansa, nunca tem medo e nunca se arrepende”.

(Leonardo da Vinci)

RESUMO

DE JESUS, Médson Santos. **ESTUDO NUMÉRICO DO DESEMPENHO DE CHAMINÉS SOLARES APLICADA À VENTILAÇÃO NATURAL NA CIDADE DE BOM JESUS DA LAPA – BA.** 2022. 91 f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Oeste da Bahia, Bom Jesus da Lapa, 2022.

A redução do consumo excessivo de energia tornou-se um grande desafio nas últimas décadas. A energia do sol ainda é pouco aproveitada, a sua complementação às demais fontes de energia já utilizadas na atualidade é visto como viável. Diversas são as tecnologias para aproveitamento da energia solar, como os painéis fotovoltaicos, chaminés solares para ventilação natural e aquecimento, entre outros. A ventilação natural em recintos constitui-se como uma técnica visando a economia de energia ao promover resfriamento passivo de edificações. Estudos têm mostrado que os sistemas de ventilação mecânica têm ganho, ao longo dos anos, parcela cada vez mais significativa no consumo de energia residencial. Como forma de redução, o uso de chaminés solares pode promover melhora na ventilação de residências através da circulação passiva de ar, reduzindo o consumo elétrico. Neste estudo, um modelo CFD bidimensional foi desenvolvido e validado em relação a resultados experimentais e numéricos. O principal objetivo deste estudo foi a investigação do desempenho de projetos de chaminé solar inclinada, na cidade de Bom Jesus da Lapa – BA; bem como o aprofundamento no conhecimento de energia solar, termodinâmica e fluidodinâmica computacional (CFD) com transferência de calor. O modelo foi validado por meio de simulações computacionais no Ansys® e numéricas no Octave®. Diferentes configurações de chaminés solares foram testadas para comparação de desempenhos em termos de taxa de ventilação e eficiência. Os resultados mostraram simetria entre os modelos computacional e analítico com valores experimentais e numéricos relatados na literatura. Os erros médios para os modelos foram de 18% e 20% para os modelos de 45° e 60°, respectivamente. Além disso, observou-se o aumento da taxa de ventilação com o aumento de parâmetros geométricos como o comprimento, ângulo de inclinação e abertura. Ainda, percebeu-se que o ângulo de inclinação de 50° é o ideal para a região em estudo. A conclusão é que, proporcionar movimentação passiva de ar de boa qualidade em ambientes apenas fazendo o uso de uma chaminé solar é possível.

Palavras-chave: CFD. Fluidodinâmica Computacional. Energia Solar. Ventilação natural. Chaminé solar. Exergia.

ABSTRACT

DE JESUS, Médson Santos. **NUMERICAL STUDY OF THE PERFORMANCE OF SOLAR CHIMNEYS APPLIED TO NATURAL VENTILATION IN BOM JESUS DA LAPA CITY – BAHIA STATE**. 2022. 91 f. Undergraduate thesis (Graduation in Mechanical Engineering) – Universidade Federal do Oeste da Bahia, Bom Jesus da Lapa, 2022.

Reducing excessive energy consumption has become a major challenge in recent decades. The energy of the sun is still little used, its complementation to the other sources of energy already used today is seen as viable. There are several technologies for harnessing solar energy, such as photovoltaic panels, solar chimneys for natural ventilation and heating, among others. Natural ventilation in enclosures is a technique aimed at saving energy by promoting passive cooling of buildings. Studies have shown that mechanical ventilation systems have gained, over the years, an increasingly significant share in residential energy consumption. As a form of reduction, the use of solar chimneys can improve the ventilation of homes through passive air circulation, reducing electrical consumption. In this study, a two-dimensional CFD model was developed and validated against experimental results. The main objective of this study was to investigate the performance of inclined solar chimney models, in the city of Bom Jesus da Lapa – BA; as well as the deepening of knowledge of solar energy, thermodynamics and computational fluid dynamics (CFD) with heat transfer. The model was validated through computer simulations in Ansys® and numerical simulations in Octave®. Different configurations of solar chimneys were tested to compare performance in terms of ventilation rate and efficiency. The results showed symmetry between the computational and analytical models with experimental and numerical values reported in the literature. The mean errors for the models were 18% and 20% for the 45 and 60° models, respectively. In addition, an increase in the ventilation rate was observed with increasing geometric parameters such as length, angle of inclination and opening. Still, it was noticed that the inclination angle of 50° is ideal for the region under study. The conclusion is that, providing good quality passive air movement in environments only using a solar chimney is possible.

Keywords: CFD. Computational Fluid Dynamics. Solar energy. Natural ventilation. Solar chimney. Exergy.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Produção de energia elétrica mundial por fonte.....	11
Figura 2 – Matriz elétrica brasileira alocada por fonte.....	12
Figura 3 – Participação setorial no consumo de eletricidade no Brasil.....	13
Figura 4 – Radiação solar (difusa, direta e radiação global).....	15
Figura 5 – Distribuição da irradiação global horizontal na Europa.....	15
Figura 6 – Distribuição da irradiação global horizontal no Brasil.....	16
Figura 7 – Participação de Setores na demanda de eletricidade.....	17
Figura 8 – Participação do consumo final de eletricidade em 2017.....	17
Figura 9 – Participação do consumo final de eletricidade por equipamento.....	18
Figura 10 – Mecanismo de uma chaminé solar.....	19
Figura 11 – Diagrama de ventilação através de chaminé solar.....	20
Figura 12 – Representação de uma chaminé solar inclinada e seus elementos.....	21
Figura 13 – Complementação da CFD com as análises teóricas e experimentais.....	24
Figura 14 – Transformação do domínio D em um sistema de equações algébricas.....	26
Figura 15 – Forças que atuam no elemento infinitesimal do volume de controle.....	28
Figura 16 – Fluxo de calor no elemento infinitesimal de fluido.....	30
Figura 17 – Flutuação da velocidade no tempo em um escoamento turbulento.....	31
Figura 18 – Transferência de calor da chaminé solar inclinada.....	38
Figura 19 – Domínio 2D adotado.....	39
Figura 20 – Variáveis presentes na análise exérgica.....	42
Figura 21 – Fluxograma do método iterativo utilizado para resolução da matriz do sistema.....	45
Figura 22 – Modelo computacional bidimensional.....	46
Figura 23 a) Malha estruturada; b) Detalhe da malha da chaminé.....	47
Figura 24 – Condições de contorno definidas.....	48
Figura 25 – Convergência da curva com o aumento do número de elementos.....	50
Figura 26 – Média dos valores de intensidade solar e temperatura para cada mês do ano.....	51
Figura 27 – Variação média anual de 2013 – 2018 (a) da radiação solar (b) e temperatura ambiente.....	52
Figura 28 – Desenvolvimento do perfil de velocidade na entrada da chaminé.....	53
Figura 29 – Definição do contorno de velocidade com o aumento do número de elementos.....	54
Figura 30 – Estudo de independência de malha.....	54

Figura 31 – Comparação dos resultados do modelo numérico com os resultados experimental e teórico de Imran et al. (2015) e Jesus et al. (2015) em relação à velocidade do ar de saída da chaminé para 45° e abertura de 15 cm	55
Figura 32 – Comparação dos resultados do modelo numérico com os resultados experimental e teórico de Imran et al. (2015) e Jesus et al. (2015) em relação à velocidade do ar de saída da chaminé para 60° e abertura de 15 cm	56
Figura 33 – Comparação entre os perfis de velocidade produzidos por diferentes modelos de turbulência na face normal à saída da chaminé	57
Figura 34 – Predições da distribuição de velocidade no canal da chaminé por meio de diferentes modelos de turbulência	58
Figura 35 – Eficiência exergética dos modelos numérico e analítico	59
Figura 36 – Comparação do número da vazão volumétrica e renovação de ar por hora (ACH)	60
Figura 37 – Gráficos 3D das influências entre a inclinação, abertura e comprimento na velocidade de saída da chaminé.....	61
Figura 38 – Variação da velocidade com a incidência solar na inclinação de 30° e comprimento variável.	62
Figura 39 – Valores de abertura utilizados na análise.....	63
Figura 40 – Curva mostrando o perfil de velocidade ao longo da sala para d = 10, 15 e 20 cm.	63
Figura 41 – Variação da velocidade máxima na saída da chaminé com a intensidade solar para diferentes ângulos de inclinação e comprimento de 2 m.....	65
Figura 42 – Efeito da radiação solar no contorno de velocidade da chaminé	66
Figura 43 – Velocidade do ar, eficiência exergética e número de renovações de ar para o período de um ano médio	67
Figura 44 – Previsões do fluxo de ar para os meses de junho e setembro.....	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros variáveis na simulação computacional	46
Tabela 2 – Comparação entre os resultados do presente estudo com os estudos experimental e teórico de Imran <i>et al.</i> (2015) em relação à velocidade do ar de saída da chaminé para 45° e abertura de 15 cm	56
Tabela 3 – Variação da inclinação ótima de chaminé solar com a latitude.....	64
Tabela 4 – Variação da radiação global (W/m ²) média por hora entre 2013-2018	91
Tabela 5 – Variação da temperatura do ar (°C) média por hora entre 2013-2018	91
Tabela 6 – Média dos valores para cada mês do ano.....	91

NOMENCLATURA

Símbolo	Definição	Unidade
A	Área da seção transversal	m^2
A_r	Razão de A_o/A_i	m^2
ACH	Número de renovações de ar por hora	<i>Adimensional</i>
C_d	Coefficiente de descarga	<i>Adimensional</i>
C_f	Calor específico do ar	$J/kg.K$
d	Comprimento da abertura da chaminé	m
\dot{E}	Exergia	W
G	Radiação solar incidente na superfície	W/m^2
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	$W/m^2.K$
L	Comprimento da chaminé	m
k	Condutividade térmica	$W/m.K$
\dot{m}	Vazão mássica de ar	kg/s
P	Pressão do ar	Pa
\dot{Q}	Vazão volumétrica de ar	m^3/s
q''	Taxa de calor transferida ao ar	W/m^2
T	Temperatura	K
U	Coefficiente geral de transferência de calor	$W/m^2.K$
ϑ	Volume da sala	m^3
V	Velocidade do ar	m/s
W	Largura da chaminé	m
z	Altura da chaminé	m

Simbologia grega

α_g	Absortividade do vidro	<i>Adimensional</i>
α_w	Absortividade do absorvedor	<i>Adimensional</i>
ε_g	Emissividade da parte superior da superfície de vidro	<i>Adimensional</i>
ε_w	Emissividade da superfície absorvedora	<i>Adimensional</i>
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$W/m^2.K^4$

ρ_f	Densidade do ar	kg/m^3
ψ	Potencial relativo da energia máxima disponível na radiação	<i>Adimensional</i>
φ	Eficiência exergética	<i>Adimensional</i>
μ_f	Viscosidade dinâmica do ar	$kg/m.s$
ν_f	Viscosidade cinemática do ar	m^2/s
γ	Constante de aproximação da temperatura média	<i>Adimensional</i>
τ	Transmissividade do vidro	<i>Adimensional</i>
ΔP	Perda de carga	<i>Pa</i>
Δw	Espessura	<i>m</i>

SUBSCRITOS

<i>a</i>	Ambiente
<i>b</i>	Parte inferior da chaminé
<i>D</i>	Perdas no processo
<i>f</i>	Fluxo
<i>g</i>	Superfície de vidro
<i>G</i>	Radiação solar
<i>i</i>	Entrada
<i>ins</i>	Isolamento
<i>o</i>	Saída
<i>rs</i>	Radiação vidro-céu
<i>rwg</i>	Radiação vidro-absorvedor
<i>s</i>	Céu
<i>t</i>	Parte superior da chaminé
<i>V</i>	Ventilação
<i>w</i>	Superfície absorvedora
<i>wind</i>	Vento

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	11
2.	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	14
2.1	Energia solar	14
2.1.1	Energia solar no Brasil.....	14
2.1.2	Aspectos do consumo energético no Brasil.....	16
2.2	Chaminé solar	20
2.2.1	Parâmetros de influência no desempenho da chaminé solar.....	21
2.3	Fluidodinâmica computacional.....	24
2.3.1	Descrição geral.....	24
2.3.2	Método numérico	25
2.3.3	Conservação de massa, momento e energia.....	26
2.3.4	Modelagem da turbulência.....	31
2.3.5	Bibliografia essencial	36
3.	MATERIAIS E MÉTODOS.....	38
3.1	Modelagem analítica.....	39
3.1.1	Balanco de energia na superfície do vidro	40
3.1.2	Balanco de energia na superfície absorvedora	40
3.1.3	Balanco de energia no fluxo de ar da chaminé.....	41
3.1.4	Avaliação da segunda lei da termodinâmica	42
3.2	Modelagem computacional.....	45
3.2.1	Construção do modelo computacional	46
3.2.2	Construção da malha	47
3.2.3	Condições de contorno e propriedades do fluido.....	48
3.2.4	Modelagem da turbulência.....	49
3.2.5	Convergência de malha	49
3.2.6	Validação do modelo.....	50
4.	RESULTADOS E DISCUSSÃO	51
4.1	Dados meteorológicos do município de Bom Jesus da Lapa – BA.....	51
4.2	Estudo de independência de malha.....	52
4.3	Verificação e validação do modelo.....	55
4.4	Escolha do modelo de turbulência.....	57
4.5	Comparação dos modelos analítico e computacional.....	59
4.6	Análise de desempenho	60

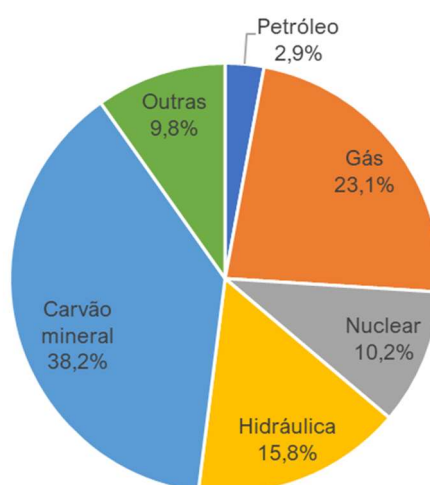
4.6.1	Efeito do comprimento da chaminé na velocidade de saída	61
4.6.2	Análise comparativa entre as aberturas da chaminé.....	62
4.6.3	Efeito da abertura e inclinação na velocidade de saída.....	64
4.6.4	Efeito da radiação solar na velocidade e eficiência exergética	66
5.	CONCLUSÃO.....	70
6.	SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS.....	71
7.	REFERÊNCIAS	72
ANEXO A – CÓDIGO DO OCTAVE®		76
ANEXO B – CÓDIGO EM PYTHON®		85
ANEXO C – TABELAS DE CONDIÇÕES CLIMÁTICAS		91

1. INTRODUÇÃO

A energia elétrica constitui-se um bem de consumo essencial e indispensável ao ser humano, e que a necessita para desenvolvimento de grande parte das suas atividades. É certo que a energia é importante no desenvolvimento econômico de um país devido à sua forte relação entre a disponibilidade de energia e a atividade econômica. Devido à alta demanda energética e impacto desejável ao meio ambiente, é necessário a utilização de tecnologias de engenharia solar em substituição a outras formas de energia alternativa, porque ela pode ser fornecida de modo sustentável e sem agredir o meio ambiente (Kalogirou, 2016).

De acordo com BEN (2021), as principais fontes de energia para geração de eletricidade no mundo são compostas, ainda, em sua maioria de combustíveis fósseis (petróleo, gás natural e carvão), que somadas correspondem a mais da metade da matriz elétrica mundial, isto pode ser observado na Figura 1.

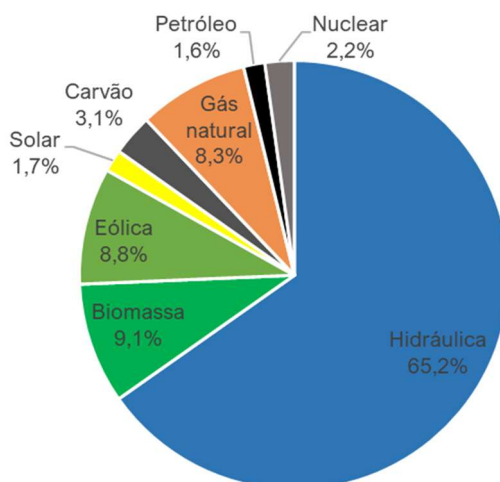
Figura 1 – Produção de energia elétrica mundial por fonte



Fonte: BEN (2021).

O Brasil, à frente de diversos países, tem como principais fontes de energia para geração de eletricidade um arranjo predominantemente renovável, sendo a geração por fonte hidráulica a de maior oferta interna que corresponde, sozinha, a mais da metade da matriz elétrica total, equivalente a 65,2%, conforme Figura 2. Os meios renováveis de geração de energia representam 84,8% da oferta total de eletricidade no Brasil, resultado da soma dos montantes referentes à produção nacional incluindo as fontes de origem, essencialmente, renovável (BEN, 2021).

Figura 2 – Matriz elétrica brasileira alocada por fonte



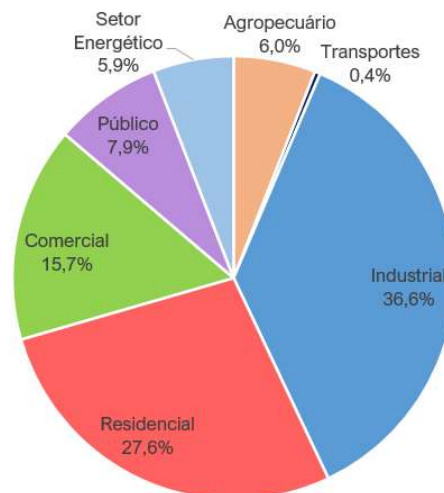
Fonte: BEN (2021).

Esta produção de energia a partir de reservas renováveis favorece tanto a preservação do meio ambiente quanto à redução da emissão de dióxido de carbono na atmosfera. Todavia, a dependência da fonte hidráulica e a escassez de chuvas durante determinados períodos reduz de forma significativa o nível dos reservatórios das usinas hidroelétricas, acarretando o uso intenso das usinas termelétricas, geradoras de GEE, para atender a demanda de eletricidade. Tal fato evidencia a necessidade de uma maior diversificação de fontes renováveis de energia na matriz elétrica do país e, no contexto deste trabalho, em especial o uso da energia solar (MARQUES, 2014).

Neste contexto, o território brasileiro é privilegiado quanto ao potencial para aproveitamento da energia solar, dado que o Brasil possui expressivo potencial para utilização da fonte solar, apresentando níveis de irradiação solar superiores aos de países onde projetos para aproveitamento de energia solar são amplamente disseminados, como Alemanha, França e Espanha (NASCIMENTO, 2017).

Quanto à aplicação desta energia nos setores da sociedade brasileira, pode-se destacar, conforme Figura 3, o consumo elétrico exercido pelo setor residencial, composto por: residências, edifícios, entre outros. De tal forma que, possíveis estratégias para aproveitamento da energia solar em aplicações residenciais poderiam contribuir para com a redução do consumo de energia elétrica por este setor. Tendo, neste caso, os refrigeradores, as iluminações e os aparelhos condicionadores de ar como os principais responsáveis pelo aumento do consumo de energia elétrica no caso (RANGEL, 2020).

Figura 3 – Participação setorial no consumo de eletricidade no Brasil



Fonte: EPE (2021).

A facilidade de integração da energia solar com diferentes tipos de sistemas também desempenha um importante papel na economia de energia. As tecnologias de energia solar incluem aquecimento, energia fotovoltaica, eletricidade térmica e arquitetura solar (Maia *et al.*, 2013). Atualmente, diversas aplicações são estudadas quanto ao uso das chaminés solares, com o foco principal no uso para produção de energia elétrica, ainda assim, aplicações desde a secagem de cereais ou grãos até a ventilação natural das casas constituem em constantes pontos de pesquisa nesses equipamentos.

A chaminé solar é um equipamento que absorve a radiação solar térmica e pode ser usada para produzir ventilação natural (ou passiva) através do aquecimento do ar no seu interior e produzindo zonas de diferentes densidades do ar. A radiação solar é a força motriz que move o ar para cima ao longo do caminho que possui livre passagem (onde há menor resistência ao escoamento), convertendo a energia proveniente do sol em energia cinética do ar. O efeito chaminé que induz o movimento ascendente de ar é resultante da força de empuxo produzida pelas diferenças de densidade do ar frio e quente (Kalogirou, 2016).

Em vista do apresentado, faz-se necessário a análise quanto a implementação de estratégias de ventilação passiva para o aproveitamento do potencial solar em território brasileiro com o intuito de redução dos gastos energéticos neste setor. À vista disso, o presente trabalho tem como objetivo geral a análise do desempenho de chaminés solares aplicadas à ventilação natural, quantificando através de parâmetros como, a vazão de ar induzida, o número de renovações de ar por hora, e eficiência exergética em um modelo 2D de um recinto de dimensões comum 3m por 2m e largura unitária, na cidade de Bom Jesus da Lapa – BA.

2. REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo discute quanto a energia solar aplicada à movimentação passiva de ar, expondo as vantagens e aplicações de tal estratégia além da física presente no mecanismo de tração natural de ar. Apresenta também, uma discussão detalhada sobre chaminés solares, apresentando os conceitos e fatores que influenciam no seu desempenho. Por fim, expõe os métodos para modelagem do problema físico, bem como as leis da fluidodinâmica, termodinâmica e transferência de calor que caracterizam o sistema.

2.1 Energia solar

A energia solar é considerada como sendo uma fonte renovável limpa e barata, com seu aproveitamento mais simples sendo possível a partir de um investimento reduzido e sem agressões ao meio ambiente. Esta é considerada como uma alternativa às fontes de energia provenientes de combustíveis fósseis, como petróleo e carvão (SOLANGI *et al.*, 2011).

A utilização da energia solar proporciona diversos benefícios do ponto de vista energético e ambiental. Contribui para diversificação da matriz, aumento da margem de fornecimento, redução de perdas e alívio dos mecanismos de transformação e alimentação presentes na rede elétrica. Sob o aspecto ambiental, favorece a redução da emissão de gases do efeito estufa e emissão de materiais particulados (ABSOLAR, 2016). Além dos benefícios já citados, a facilidade de utilização da energia solar em diferentes tecnologias desempenha um papel importante na política de economia de energia e menor agressão ao meio ambiente (SAIDUR *et al.*, 2012).

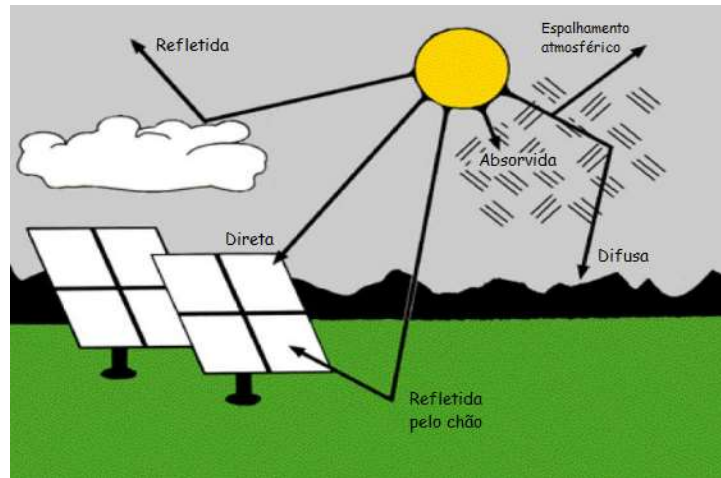
O aproveitamento da energia solar pode ser realizado de forma direta através de iluminação, aquecimento de fluidos e ambientes, ainda, para geração de potência mecânica ou elétrica, como fonte de energia térmica (ANEEL, 2005). Estes mecanismos definem as tecnologias de energia solar que, conforme Maia *et al.*, (2013) incluem aquecimento, fotovoltaica, termoeletrica, e a ventilação natural que é uma representação típica da utilização passiva da energia solar.

2.1.1 Energia solar no Brasil

A energia solar atinge a superfície da Terra na forma de radiação, com componentes nas regiões visíveis do espectro eletromagnético, próximos ao infravermelho e ultravioleta, entendê-la como uma onda eletromagnética é essencial para aplicações térmicas (CHEN, 2009).

Em decorrência do espalhamento da radiação solar, esta apresenta duas componentes, a radiação direta e a radiação difusa, ver Figura 4.

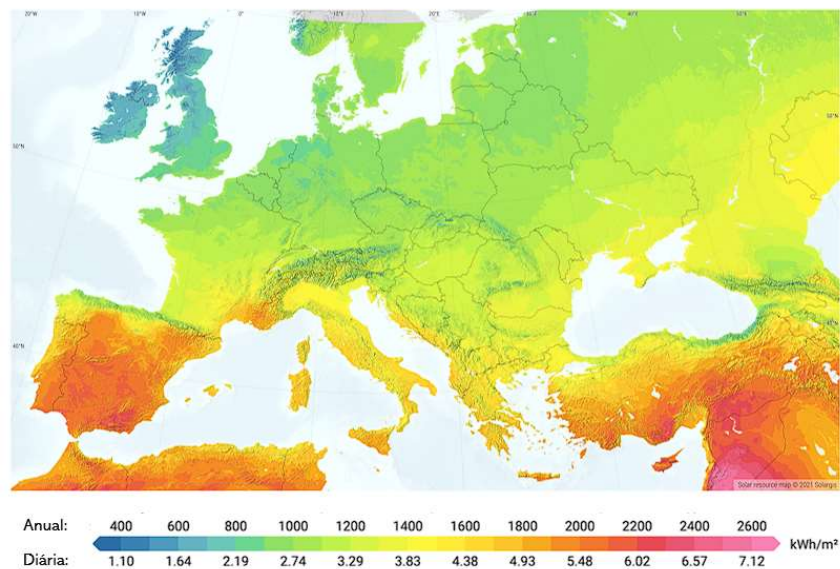
Figura 4 – Radiação solar (difusa, direta e radiação global)



Fonte: Adaptado de Rajput (2017).

O Brasil possui grande capacidade para o aproveitamento da energia solar, isso se dá devido à sua grande extensão territorial e elevados índices de incidência do sol. Conforme Pereira *et al.* (2017), o menor índice médio mensal de irradiação global horizontal se dá na região Sul do país, com valores da ordem de 4,44 kWh/m², superiores a índices de países europeus de acordo com a Figura 5 abaixo, países estes que melhor aproveitam o seu território para tal finalidade.

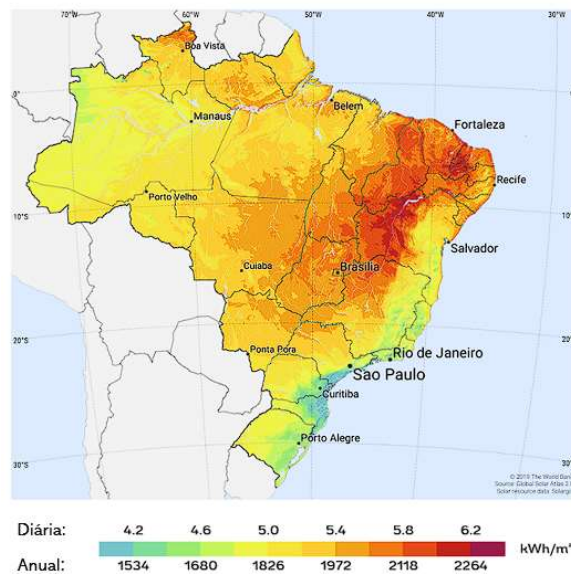
Figura 5 – Distribuição da irradiação global horizontal na Europa



Fonte: SOLARGIS (2022).

Ainda, de acordo com Pereira *et al.* (2017), o Nordeste do Brasil é uma região privilegiada com os melhores valores de irradiação solar. Conforme a Figura 6, a região nordeste apresenta altos valores de irradiação durante todo o ano, com valor médio de irradiação global equivalente a 5,48 kWh/m². Por esta razão, a região nordeste do país, em especial o estado da Bahia, exibe o seu enorme potencial quanto à geração de energia elétrica, bem como a utilização da energia solar em estratégias de ventilação natural.

Figura 6 – Distribuição da irradiação global horizontal no Brasil



Fonte: SOLARGIS (2022).

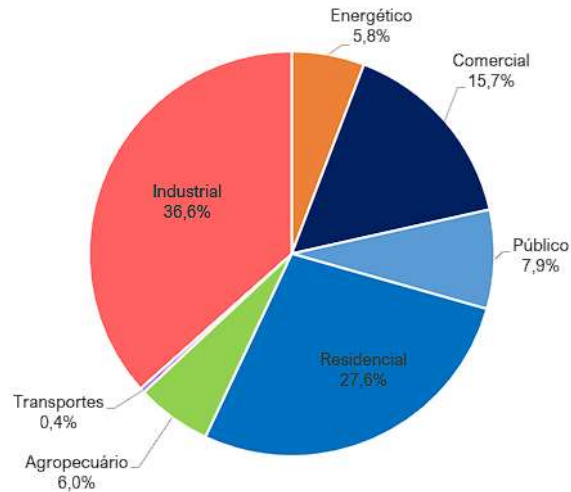
A Bahia, segundo Imperial e Pereira (2014), apresenta os maiores índices de irradiação solar no plano inclinado do país, com média diária máxima de 6,1 kWh/m². A região oeste do estado, de clima semiárido, concentra os níveis mais elevados deste tipo de irradiação, expressando condições favoráveis à utilização da energia solar neste território. Fatores como a ocorrência de extensas planícies e chapadas no oeste baiano acarreta menores variabilidades e menores amplitudes dos valores de incidência solar durante todo o ano, soma-se também a baixa nebulosidade, frequentes dias limpos. À vista disso, as condições apresentadas na região são extremamente favoráveis para o aproveitamento do sol em tecnologias de engenharia solar.

2.1.2 Aspectos do consumo energético no Brasil

As construções públicas e residências são grandes consumidores de energia elétrica, somando 35,5% do consumo de energia global (BEN, 2021). Verificando apenas o uso

residencial, a participação do setor corresponde a 27,6% do total da demanda por energia no país, ver Figura 7 abaixo.

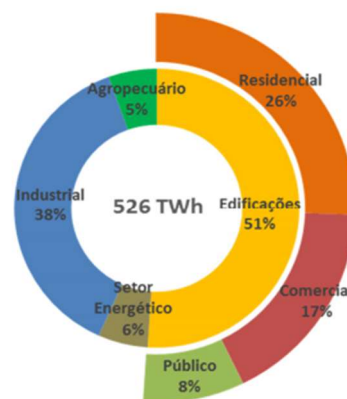
Figura 7 – Participação de Setores na demanda de eletricidade



Fonte: BEN (2021).

O setor de edificações, composto por residências, comércio e edifícios públicos, exibem grande consumo de energia elétrica no Brasil, a partir de dados de 2017, representando cerca de 51% do consumo total, conforme Figura 8 abaixo.

Figura 8 – Participação do consumo final de eletricidade em 2017

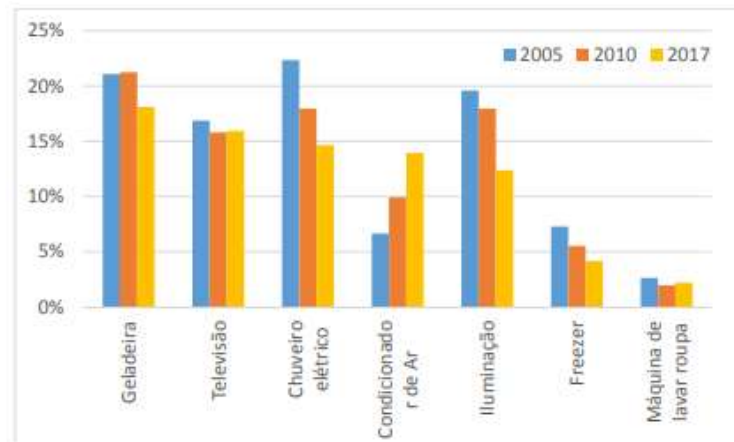


Fonte: MME (2018)

Os dados de 2017 a 2021 mostram que o consumo residencial aumentou ao longo de poucos anos, cerca de 1,6%. Como é o caso dos condicionadores de ar, de acordo com o Ministério de Minas e Energia (2018), a energia para fins de refrigeração residencial aumentou sua participação na matriz de serviços energéticos do setor de residências de forma gradual ao

longo dos anos, crescendo de 7% para 14% em pouco mais de 10 anos, conforme Figura 9 (MME, 2018).

Figura 9 – Participação do consumo final de eletricidade por equipamento



Fonte: MME (2018)

O rápido crescimento do uso de energia, sobretudo para fins de resfriamento levanta preocupações quanto à demanda e impactos ambientais. Nesse contexto, a ventilação natural pode auxiliar de forma passiva no resfriamento de residências, e como apontado por Emmerich *et al.*, (2001), tal estratégia pode proporcionar uma economia anual de energia que seria destinada ao uso de sistemas de ventilação mecânica e ventilação forçada, da ordem de 10 e 15%, respectivamente. Morais e Labaki (2017) apontaram quanto ao alto consumo energético e os danos ambientais que podem ser causados pelo uso excessivo de sistemas de ventilação mecânica em ambientes residenciais. Defendem ainda, que, o Brasil sendo um país de clima predominantemente quente deve-se fazer proveito de estratégias de ventilação natural como forma de amenizar os problemas causados pelo uso de equipamentos de ventilação mecânica.

A gestão adequada dos ambientes urbanos construídos pode ajudar a mitigar o aquecimento global e seus efeitos. Com ventilação adequada, mitiga-se o efeito das altas temperaturas externas, ainda, desempenha um importante papel na redução das emissões de gases de efeito estufa amenizando o consumo de energia. As edificações são responsáveis por 20 a 40% do consumo global de energia, com aquecimento, ventilação e os condicionadores de ar representam quase metade deste consumo (PÉREZ-LOMBARD *et al.*, 2008).

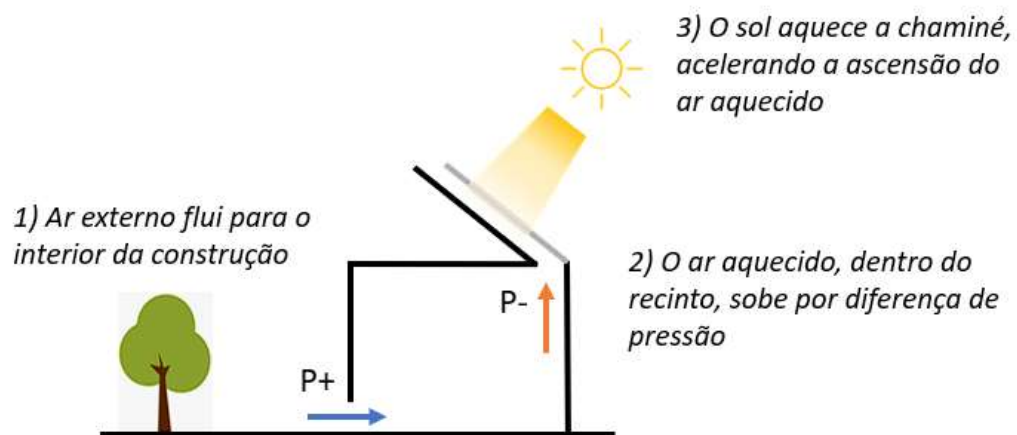
Substituir a ventilação mecânica intensiva por estratégias de ventilação natural pode diminuir o uso de energia em um edifício, tornando-os sustentáveis. O desenvolvimento de edifícios sustentáveis torna-se, portanto, cada vez mais necessários, fazendo uso da energia do Sol para permitir maior circulação de ar, beneficiando a taxa de remoção de calor e

proporcionando assim, melhor controle de temperatura e estabilidade do ambiente utilizando o mínimo de energia (FORDHAM, 2000).

O uso correto da radiação solar e da ventilação natural são umas das importantes variáveis para o conforto térmico em edificações. Para a sensação de conforto, o Sol e os ventos influenciam no ganho de calor do edifício e na obtenção da iluminação natural, além na determinação do uso ou não de mecanismos artificiais para resfriamento. “O Sol, importante fonte de calor, incide sobre o edifício representando sempre um certo ganho de calor (energia), que será função da intensidade da radiação incidente e das características térmicas dos paramentos do edifício” (FROTA; SCHIFFER, 2000, p. 41).

A ventilação natural possui, então, duas finalidades complementares. A primeira é resfriar a estrutura da edificação, aquecida pela radiação solar e por ganhos internos de calor, ver Figura 10 abaixo. A segunda é obter o chamado resfriamento fisiológico por meio da evaporação do suor e das trocas de calor por convecção, quando correntes de ar entram em contato com o corpo humano. Este efeito é particularmente importante nas regiões quentes e úmidas, onde o suor é geralmente a principal queixa em relação ao desconforto térmico.

Figura 10 – Mecanismo de uma chaminé solar



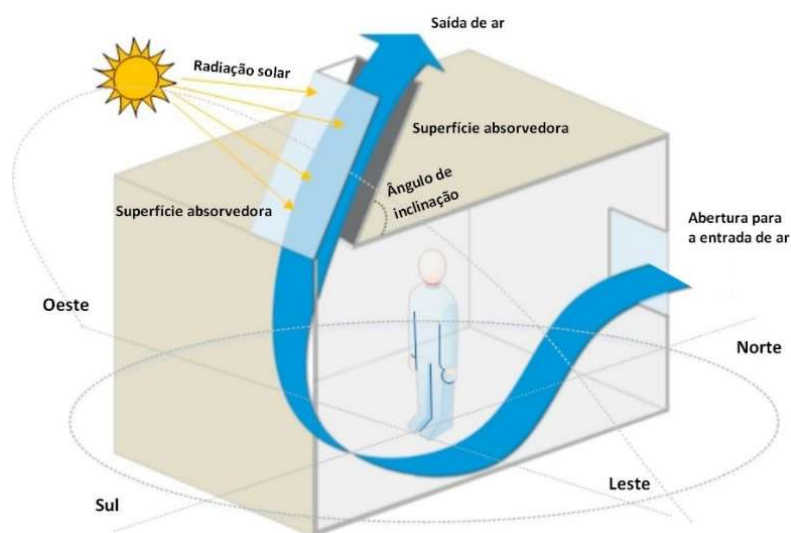
Fonte: Autor (2022).

A ventilação natural é capaz de proporcionar a renovação do ar de um ambiente e a velocidade do ar sobre as pessoas é fundamental para o alcance do conforto térmico. Para Frota e Schiffer (2003), em regiões de alta temperatura e baixa umidade, como no Nordeste do Brasil, a ventilação natural é a estratégia mais simples para promover o conforto térmico quando a temperatura interna se torna elevada. O fluxo de ar sobre a pele dá a sensação de resfriamento aos ocupantes, principalmente em temperaturas acima de 30 °C.

2.2 Chaminé solar

Uma chaminé solar pode ser definida como um projeto de baixo custo operacional, que favorece a redução do uso de energia e emissão nula de dióxido de carbono, se comparado aos sistemas tradicionais de ventilação (KHANAL; LEI, 2011, ZHAI *et al.*, 2011). Seu funcionamento se dá através da absorção da radiação solar térmica, induzindo correntes convectivas e produzindo ventilação natural (ou passiva) como consequência, através do aquecimento do ar no seu interior e produção de massas de ar de diferentes densidades, como pode ser observado na Figura 11.

Figura 11 – Diagrama de ventilação através de chaminé solar

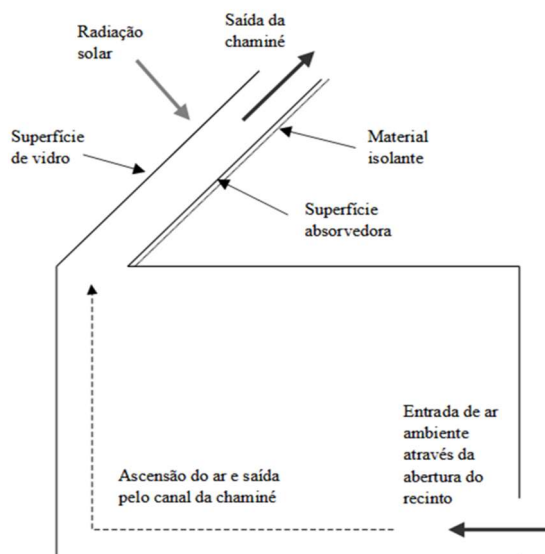


Fonte: Modificado de Abdeen *et al.*, (2019)

O absorvedor é o componente fundamental no mecanismo de indução de correntes de ar, com a função principal de maximização da absorção da energia térmica do sol e produção de gradiente significativo de temperatura entre as parcelas distintas de ar no interior e exterior do ambiente (KHANAL & LEI, 2011).

A energia do sol, ao incidir na superfície absorvedora, é convertida em energia térmica e parte desta energia é transferida à massa de ar que se encontra entre a superfície de vidro e superfície absorvedora, ver Figura 12. Criam-se, na edificação, zonas de diferentes densidades entre a entrada do recinto e a saída da chaminé como resultado da transferência de calor. Uma zona de baixa pressão é formada no canal da chaminé, induzindo o movimento de subida do ar por diferença de pressão ao longo do caminho de menor resistência, permitindo a fluidez do ar externo para o interior e melhora da ventilação passiva do recinto.

Figura 12 – Representação de uma chaminé solar inclinada e seus elementos



Fonte: Autor (2022).

A chaminé solar possui como elementos básicos que a constituem, a superfície transparente de vidro presente em sua face superior, disposta de maneira que a radiação possa transpassar e atingir a superfície absorvedora na face inferior, acumulando calor de forma eficiente para aquecimento do ar no interior do canal da chaminé (Figura 12). O fluido, ao sofrer aquecimento, têm aumento da sua temperatura e sofre expansão, apresentando redução na sua massa específica.

A zona de menor pressão gerada como resultado da diferença de densidade entre a massa de ar presente no recinto e a massa de ar que escoo no canal da chaminé, induz o ar menos denso a ascender, permitindo que o ar ambiente mais frio possa fluir para dentro do recinto, gerando uma vazão natural de ar para ventilação do ambiente.

2.2.1 Parâmetros de influência no desempenho da chaminé solar

As estratégias usuais de ventilação passiva consistem em dispor de telhados inclinados e aberturas nas portas e janelas que estão em face da direção dos ventos. De forma a maximizar a vazão de ar no interior de recintos, projetam-se as aberturas do ambiente a ser ventilado para melhores ganhos, de forma análoga, uma chaminé solar também deve ser projetada de modo que a taxa de ventilação desta seja maximizada através da melhora na absorção de radiação solar (BANSAL *et al.*, 1993).

Shi *et al.* (2018) destaca o desafio principal no projeto de chaminé solar como sendo a otimização do seu desempenho com o menor custo. Diversos são os fatores que têm influência no desempenho de uma chaminé solar, Khanal *et al.* (2011) expõe que, entre os vários parâmetros relatados na literatura, a relação de aspecto da chaminé (altura da pilha/largura do entreferro), altura de ventilação (altura entre as aberturas de entrada e saída), áreas de abertura, características térmicas do material absorvedor e ângulo de inclinação da chaminé são os fatores que predominam no desempenho da ventilação induzida por chaminés solares.

Shi *et al.* (2018) traz ainda uma revisão acerca da influência de cada parâmetro, sendo destacados aqui apenas os fatores que foram sensibilizados na análise de desempenho, a saber: comprimento da chaminé, vão de abertura, ângulo de inclinação, radiação solar e temperatura ambiente.

O comprimento da chaminé é referido como sendo a distância entre as duas aberturas, entrada e saída. É sabido que um maior comprimento implica em melhor desempenho. O aumento no comprimento favorece a taxa de ventilação que é aumentada devido à diferença de pressão favorecida pela diferença de altura entre as duas cavidades da chaminé, porém, há limitações na altura aceitável da chaminé solar (DING *et al.*, 2005).

Quanto maior o comprimento da chaminé maior também é a dimensão do absorvedor, sendo outro fator na melhora do desempenho com aumento do comprimento da chaminé. Com uma área maior para absorção da radiação solar, a transferência de calor à massa de ar é favorecida, como observado por Gan (1998) que, ao aumentar a distância entre a entrada e saída da chaminé, o ganho de energia foi aumentado.

Outro fator de grande importância no projeto de uma chaminé solar para ventilação é a abertura da cavidade, referida como a distância entre a parede absorvedora e a parede de vidro, também, espessura do duto para livre escoamento da massa de ar que flui através do canal. Com alta sensibilidade à valores deste, o desempenho da chaminé solar sofre influência direta deste parâmetro, pesquisas como o trabalho numérico realizado por Mathur (2006) indicam que o fluxo de ar sofre aumento à medida que se aumenta a abertura da chaminé.

O estudo realizado por Gan e Riffat (1998) também revela aumento do fluxo de ar como resultado do aumento da abertura da chaminé, porém, para grandes aberturas, um fluxo reverso próximo à saída pode ser observado. O trabalho experimental de Ong e Chow (2003) mostrou que o aumento da abertura da chaminé, de 0.1 m para 0.3 m, traz melhoras de desempenho quanto à eficiência energética e a taxa de ventilação na ordem de 56%, também, não houve formação de fluxo reverso na chaminé.

O ângulo de inclinação de uma chaminé solar é referido como o ângulo entre o canal o da chaminé e a horizontal. Para o modelo de chaminé inclinado, devido à sua montagem se dar

geralmente no telhado, o ângulo da chaminé dependerá do ângulo do telhado. Por sofrer incidência direta do sol, determina o tempo de exposição a este durante o dia, também, a velocidade máxima de saída do ar, assim, a inclinação da chaminé é fator fundamental no desempenho de uma chaminé solar. Estudos de convecção natural dentro de uma chaminé solar inclinada como o de Jalil e Khalaf (2011) mostram que, conforme aumenta-se a inclinação, a vazão volumétrica é aumentada. Shi *et al.* (2018) explica que, teoricamente, um ângulo de inclinação mais alto favorece um aumento de pressão dentro da cavidade da chaminé, resultando em maior transferência de calor por convecção. Mathur *et al.* (2006) e Shi *et al.* (2018) concordam quanto ao ângulo de inclinação ideal, para ambos os autores, a inclinação do absorvedor em 45° equilibra a transferência de calor na chaminé e a taxa de ventilação.

Percebe-se que, aumentar a inclinação da chaminé é benéfico à magnitude da velocidade, porém, há limitações quanto a inclinação da chaminé solar, recomenda-se que este parâmetro seja baseado na latitude do local de instalação. Com fundamento em um estudo analítico, Bassiouny e Korah (2009) alcançaram um valor ótimo de vazão para uma inclinação de chaminé entre 45 e 70° para a latitude de 28.48° N. Mathur *et al.* (2006) explica que, próximo ao equador, onde o sol se sobrepõe, o aumento da inclinação proporciona maior movimentação vertical de ar, portanto, a inclinação ótima encontrada é próxima de 55°. Pode-se afirmar, portanto, que o ângulo de inclinação ideal não é fator apenas da radiação solar, deve-se levar em conta outros fatores de projeto.

A radiação solar é a força motriz do fenômeno de movimentação passiva de ar, a energia do sol torna possível a entrada e ascensão do ar no interior do recinto. Um estudo teórico realizado por Imran *et al.* (2015) mostrou que uma chaminé solar inclinada acoplada a uma sala de 2 m x 3 m x 2 m é capaz de induzir velocidades de até 0.76 m/s para um fluxo de calor solar de 750 W/m² com valores em boa concordância com resultados experimentais da velocidade do ar.

É notório a influência da incidência solar no desempenho de uma chaminé solar. O trabalho de otimização de chaminés solares de Abdeen *et al.* (2019) mostrou que a temperatura dos componentes da chaminé solar e a velocidade do ar são influenciadas quando sujeitas à maiores valores de radiação solar. Constata-se, portanto, dependência do desempenho da chaminé solar à incidência solar em seu local de instalação.

O trabalho realizado pelo Cimatic (2019) atribui a qualidade da radiação solar que incide a superfície ao redor da Terra à fatores como latitude, altitude, nebulosidade, presença de aerossóis e inclinação de terreno, sendo estes moduladores da sua quantia é pressuposto básico a consideração de condições favoráveis para melhor aproveitamento da energia do sol.

Desse modo, para melhor aproveitamento do mecanismo da chaminé solar deve-se levar em conta a sua localização em latitude, também, as condições climáticas à que estará sujeita.

2.3 Fluidodinâmica computacional

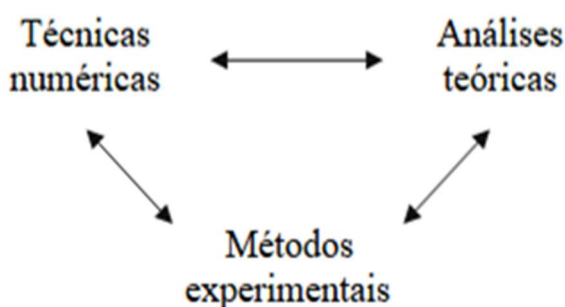
2.3.1 Descrição geral

Em todos os processos de produção de energia, em fenômenos ambientais, e equipamentos térmicos etc., a mecânica de fluidos e a transferência de calor estão envolvidos. A modelagem numérica desses escoamentos desempenha um papel fundamental para a compreensão e avaliação da mecânica envolvida no processo (MALISKA, 2013).

A área de computação que estuda métodos computacionais utilizados na simulação de fenômenos envolvendo fluidos em movimento com ou sem trocas de calor e fenômenos associados, como reações químicas, é definido como a fluidodinâmica computacional (da sigla em inglês CFD). É uma técnica de alto poder e abrange uma ampla gama de áreas de aplicações industriais e não industriais, podendo citar como exemplos: aerodinâmica de aeronaves e veículos, a combustão em motores, resfriamento de equipamentos, aquecimento e ventilação de ambientes, turbinas, entre outros. É de interesse do usuário de CFD, a obtenção das distribuições de velocidades, pressões e temperaturas na região do escoamento, com isso, otimizar o projeto, através da redução dos custos operacionais e aprimoramento do desempenho do sistema. (FORTUNA, 2012; VERSTEEG, 1995).

Ainda, de acordo com Fortuna (2012) a técnica de dinâmica de fluidos computacional pode ser utilizada, conforme indicação da Figura 13, de forma a complementar o estudo de modelos teóricos para algum fenômeno particular, como o escoamento do ar no canal de uma chaminé.

Figura 13 – Complementação da CFD com as análises teóricas e experimentais



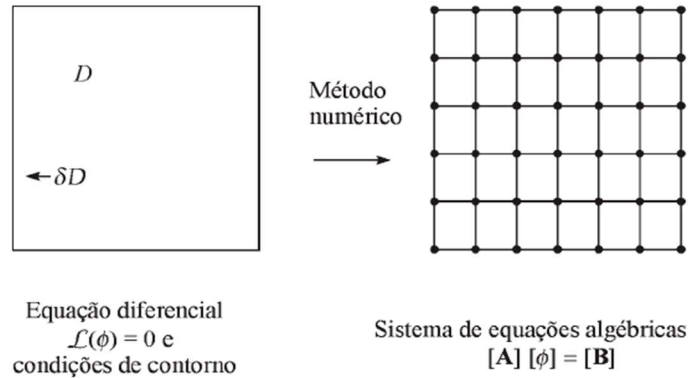
Fonte: Fortuna (2012).

A modelagem de um processo físico em termos matemático é desenvolvida, de forma geral, através da formulação de equações que expressam as características essenciais do sistema. As equações desenvolvidas representam uma idealização e simplificação do modelo real e devem ser capazes de descrever o processo ou sistema natural em termos matemáticos. Em geral, as relações são da forma onde a variável dependente reflete o comportamento ou estado do sistema; as variáveis independentes são dimensões, como o tempo e espaço; os termos de energia são as influências externas que agem no sistema (CHAPRA; CANALE, 2011).

2.3.2 *Método numérico*

Diversos fenômenos físicos naturais regidos por leis podem ser reproduzidos a partir de equações matemáticas, que governam a dinâmica de fluidos e a transferência de calor. A modelagem por métodos numéricos é de relevante importância na predição desses fenômenos, o algoritmo desenvolvido substitui a função relevante expressões simplificadas, com isso realiza apenas um número finito de operações que permite maior velocidade de convergências das soluções (EPPERSON, 2013).

O método numérico tem como principal objetivo a resolução de uma ou várias equações diferenciais através da transformação de um conjunto de derivadas parciais existentes em um sistema por expressões algébricas discretas que envolvem a função incógnita. A solução desse sistema produz um conjunto de valores correspondentes à solução das equações originais em alguns locais pré-determinados no espaço e no tempo, desde que as condições estabelecidas sejam satisfeitas. O processo de discretização do modelo divide-se em duas etapas, sendo elas, a discretização do domínio da solução e a discretização da equação governante. A Figura 14 apresenta a tarefa do método numérico, um domínio definido por D é transformado em um sistema de equações algébricas por meio da integração de equações diferenciais (MALISKA, 2013; VERSTEEG, 1995).

Figura 14 – Transformação do domínio D em um sistema de equações algébricas

Fonte: Maliska (2013).

O método CFD preocupa-se com a aproximação numérica de equações diferenciais parciais. A aproximação numérica da equação diferencial é realizada para um número discreto de pontos, com um determinado erro, quanto maior o número de pontos, mais próxima será a solução numérica. Como o número de informações que o computador pode lidar é finita, as soluções das equações parciais diferenciais são representadas por dados limitados. Para tal propósito, o domínio da solução deve ser discretizado, produzindo uma descrição numérica do domínio computacional (conhecido comumente como geração de malha) i.e., divide-se o contínuo espaço-tempo em pequenos domínios, denominados de malhas ou células, ou ainda, volumes de controle, que formam uma rede ou grade computacional. (VERSTEEG, 1995; VAN LEER; POWELL, 2010).

2.3.3 Conservação de massa, momento e energia

De forma a explorar a modelagem computacional de problemas físicos há a necessidade de entender os fundamentos dos métodos CFD. A técnica CFD é fundamentada nas equações de Navier-Stokes que governam a dinâmica dos fluidos e serão abordadas nesta seção. Estas equações são declarações matemáticas das leis de conservação das propriedades físicas do fluido, a saber: conservação de massa; Conservação de momento (segunda lei de Newton): a taxa de variação do momentum é equivalente ao montante de todas as forças que atuam no fluido; Conservação de energia (primeira lei da termodinâmica): a taxa de variação de energia é equivalente ao todo da quantidade de calor e trabalho realizado sobre o fluido.

a. Conservação de massa

O princípio de conservação de massa diz respeito à variação temporal da quantidade de massa no elemento, como resultado da descarga resultante da massa através das fronteiras do elemento de fluido, i.e., a matéria não pode ser criada nem destruída, a mesma quantia de fluido que entra é equivalente à quantia que sai da região. Em termos matemáticos:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho V) = 0 \quad (\text{Eq. 1})$$

O campo escalar dado pelo produto escalar do operador diferencial com ρV pode ser denotado como o divergente de ρV , i.e., $\text{div } \rho V = \nabla(\rho V)$, assim:

$$\begin{aligned} \text{div } \rho V = \nabla(\rho V) &= \left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right) \cdot \rho(u, v, w) \\ &= \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \end{aligned}$$

Assumindo que o escoamento é bidimensional, a direção de fluxo z pode ser desprezada, também, a densidade ρ é constante, assim, após aplicação das simplificações a equação da conservação de massa se reduz a:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{Eq. 2})$$

b. Conservação de momentum

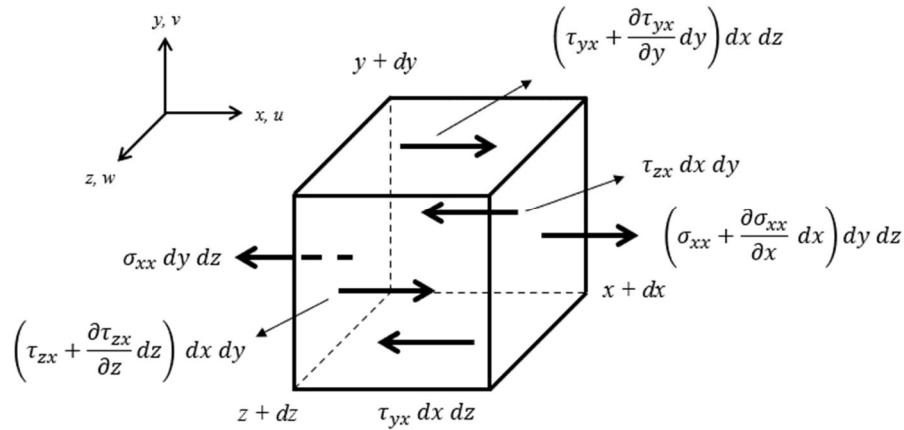
O momentum é uma propriedade física de um elemento em movimento, também definido como quantidade de movimento, obtida a partir da aplicação da segunda lei de Newton. Em outros termos, é a taxa de variação temporal do momento de uma partícula como resultado das forças atuantes sobre esta partícula.

A segunda lei de Newton afirma que a resultante da ação das forças em um elemento de fluido é equivalente ao produto da massa e a aceleração deste elemento. Como exemplo, para um elemento bidimensional de fluido de massa ($\rho dx dy dz$) sujeito à uma aceleração $\frac{Du}{Dt}$, na direção x , o resultado será:

$$\rho \, dx \, dy \, dz \cdot \frac{Du}{Dt} = \sum F_x$$

Considerando um elemento de fluido para a conservação da massa, existem dois tipos de forças há que o elemento de fluido está sujeito, que segundo Tu *et al.* (2018) são: as forças de corpo, como a força gravitacional e as forças de superfície como resultado da pressão exercida sobre o fluido. Uma representação de um elemento infinitesimal sujeito a tensões normais e superficiais é mostrado na Figura 15 abaixo.

Figura 15 – Forças que atuam no elemento infinitesimal do volume de controle



Fonte: Autor (2022).

De forma a arranjar as forças que agem sobre o elemento em equações matemáticas, necessário apenas multiplicar as tensões pela área de sua atuação e somá-las algebricamente. Por conseguinte, o somatório das forças na direção x sobre o elemento infinitesimal pode ser escrita como:

$$\begin{aligned} & \left(\cancel{\sigma_{xx}} + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} dx \right) dy \, dz + \left(\cancel{\tau_{yx}} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} dy \right) dx \, dz \\ & + \left(\cancel{\tau_{zx}} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} dz \right) dx \, dy - \cancel{\sigma_{xx}} \, dy \, dz - \cancel{\tau_{yx}} \, dx \, dz \\ & - \cancel{\tau_{zx}} \, dx \, dy + \rho g_x = \rho \, dx \, dy \, dz \frac{Du}{Dt} \end{aligned}$$

Simplificando, a equação se reduz a:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \right) + \left(\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) + \rho g_x$$

De forma similar, as equações da conservação de momentum para as direções y e z podem ser obtidas como:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} \right) + \left(\frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) + \rho g_y$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} \right) + \left(\frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \right) + \rho g_z$$

Para um caso bidimensional de escoamento de fluido no interior de um recinto onde $z = 0$ e densidade constante, as equações podem ser simplificadas e assumem a seguinte forma:

$$\rho \frac{Du}{Dt} + u \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \right] = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \nabla(\rho u V)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + v \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \rho g_x \quad (\text{Eq. 3})$$

De forma similar, para a direção y:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} = -\frac{\partial p}{\partial y} + v \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + v \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \rho g_y \quad (\text{Eq. 4})$$

c. Conservação de energia

Aplicando a primeira lei da termodinâmica a um mesmo elemento infinitesimal do volume de controle com o objetivo de obter a equação para a conservação da energia:

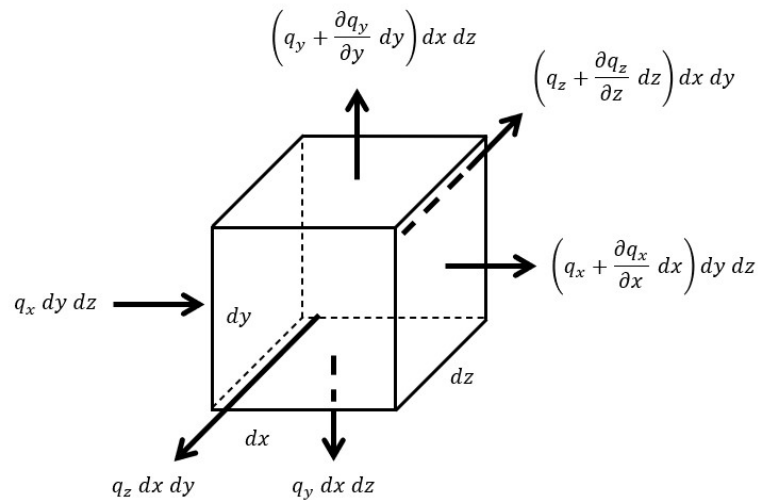
Variação da energia no elemento	=	Calor adicionado ao elemento	+	Trabalho realizado sobre o elemento
------------------------------------	---	---------------------------------	---	--

Escrevendo o pressuposto acima em termos de matemática, a conservação da energia na sua forma primitiva será dada por:

$$\rho \frac{DE}{Dt} dx dy dz = Q + W$$

Onde E é a taxa de variação da energia, Q representa o fluxo de calor adicionado ao elemento de fluido e W representa o trabalho realizado sobre o elemento de fluido. Os fluxos de entrada e saída de calor em um elemento infinitesimal pode ser visualizado na Figura 16 abaixo.

Figura 16 – Fluxo de calor no elemento infinitesimal de fluido



Fonte: Autor (2022).

As forças de corpo e superfície, em conjunto com as parcelas de calor também contribuem nas direções x , y e z para a taxa de variação da energia E , assim, a equação para a conservação de energia pode ser escrita como:

$$\begin{aligned} \rho \frac{DE}{Dt} = & u \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) + v \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) \\ & + w \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \right) - \frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} \end{aligned}$$

Os fluxos de energia podem ser reformulados aplicando a lei de Fourier que relaciona o fluxo de calor à diferença de temperatura:

$$q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad q_y = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z}$$

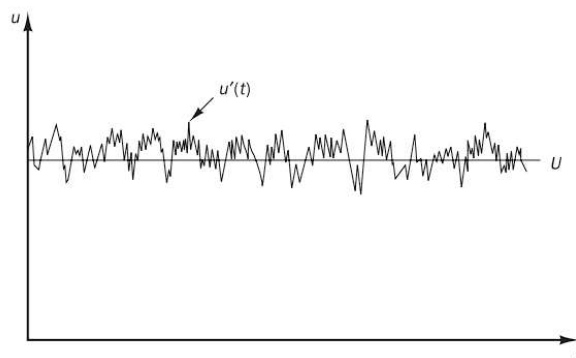
Assumindo algumas suposições para as simulações CFD, que incluem: escoamento bidimensional, fluido incompressível e condutividade térmica k constante, a equação para a conservação da energia (Eq.5) em duas dimensões pode ser expressa como:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{k}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{Eq. 5})$$

2.3.4 Modelagem da turbulência

A turbulência está ligada ao movimento aleatório de partículas do fluido. Escoamentos turbulentos são caracterizados por campos de velocidade flutuantes nos quais existem flutuações de pequena escala e de alta frequência. Assim, uma enorme quantidade de informação é necessária para descrever completamente os fluxos turbulentos. As equações que caracterizam o movimento de fluido, em regime permanente ou turbulento, são as equações de Navier-Stokes. A ausência de um padrão no escoamento transforma a resolução das equações de Navier-Stokes dependentes do tempo em um grande desafio (ANDERSSON, 2011). Uma típica representação da variação da velocidade em função do tempo, mostrando o comportamento de um escoamento turbulento pode ser visto na Figura 17.

Figura 17 – Flutuação da velocidade no tempo em um escoamento turbulento



Fonte: Versteeg; Malalasekera (2007).

A aleatoriedade do escoamento torna mais complexa a descrição da movimentação do fluido. Conforme Versteeg e Malalasekera (2007), na equação de Navier-Stokes, o componente

da velocidade deve ser representado por um valor médio U somado a um componente flutuante $u'(t)$. Denominado de decomposição de Reynolds, a equação final dessa velocidade média tem o mesmo formato da equação original de Navier-Stokes, exceto pelo termo que surge chamado de Reynolds Stress.

O método numérico RANS permite a modelagem de fluxo turbulento por meio da decomposição de Reynolds. A abordagem das equações do Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) é comumente utilizada para a simulação de fluxo turbulentos complexos em aplicações de engenharia, sendo os modelos de turbulência Standard $k-\varepsilon$ e o modelo RNG $k-\varepsilon$ os mais utilizados na modelagem da convecção natural em chaminés solares. Importante mencionar também o método Spalart-Allmaras, relativamente novo, que tem ganhado impacto na modelagem turbulenta de simulações industriais.

a. Spalart-Allmaras (1994)

O modelo de turbulência híbrido Spalart-Allmaras foi proposto em 1994 e envolve apenas uma equação de transporte para o parâmetro de viscosidade cinemática turbulenta $\tilde{\nu}$, e uma especificação de uma escala de comprimento por meio de uma fórmula algébrica relacionando a distância d da parede, economizando nos cálculos de camada limite (Spalart e Allmaras, 1992). O modelo de uma equação é dado pela seguinte equação:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial t} + \mu_j \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} = c_{b1}(1 - f_{t2})\hat{S}\tilde{\nu} - \left[c_{w1}f_w - \frac{c_{b1}}{\kappa^2}f_{t2} \right] \left(\frac{\tilde{\nu}}{d} \right)^2 \\ + \frac{1}{\sigma} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left((v + \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right) + c_{b2} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_i} \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_i} \right] \end{aligned} \quad (\text{Eq. 6})$$

A viscosidade turbulenta é dada a partir de:

$$\mu_t = \rho \tilde{\nu} f_{v1}$$

Sendo, ρ a densidade, $\nu = \mu/\rho$, μ a viscosidade dinâmica e d a distância da parede.

Daí,

$$f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + c_{v1}^3}; \quad \chi = \frac{\tilde{\nu}}{\nu}$$

Ainda, a produção de viscosidade turbulenta é obtida a partir de:

$$\hat{S} = \Omega + \frac{\tilde{v}}{\kappa^2 d^2} f_{v2}$$

Sendo a magnitude da vorticidade dada pela equação $\Omega = \sqrt{2W_{ij}W_{ij}}$, e

$$\begin{aligned} f_{v2} &= 1 - \frac{\chi}{1 + \chi f_{v1}} \\ g &= r + c_{w2}(r^6 - r) \\ r &= \min\left[\frac{\tilde{v}}{\hat{S}\kappa^2 d^2}, 10\right] \\ f_{t2} &= c_{t3} \exp(-c_{t4}\chi^2) \\ W_{ij} &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \mu_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \mu_j}{\partial x_i} \right) \\ f_w &= g \left[\frac{1 + c_{w3}^6}{g^6 + c_{w3}^6} \right]^{1/6} \end{aligned}$$

Por fim, as constantes valem:

$$c_{b1} = 0.1355; \quad c_{b2} = 0.622; \quad \sigma = 2/3; \quad \kappa = 0.41$$

$$c_{w2} = 0.3; \quad c_{w3} = 2; \quad c_{v1} = 7.1; \quad c_{t3} = 1.2$$

$$c_{t4} = 0.5; \quad c_{w1} = \left(c_{b1}/\kappa^2 \right) \left(1 + c_{b2}/\sigma \right)$$

b. Modelo k-ε

Em camadas finas de cisalhamento bidimensionais, as mudanças na direção do fluxo são sempre tão lentas que a turbulência pode se ajustar às condições locais. Em fluxos onde a convecção e a difusão causam diferenças significativas entre produção e destruição de turbulência, como exemplo em fluxos com recirculação, um modelo algébrico compacto para o comprimento de mistura não é mais viável. O viés a ser tomado é considerar pressupostos acerca da dinâmica da turbulência (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Diferente do

modelo de uma equação, o modelo k-ε têm foco nos mecanismos que afetam a energia turbulenta, por isso, apresenta como grandezas de transporte a energia cinética turbulenta k e a taxa de dissipação da turbulência ε.

i. Standard k- ε

O modelo de turbulência Standard k-ε é o modelo mais comum em estudos CFD. É baseado no conceito de viscosidade turbulenta. O modelo introduz duas equações de transporte adicionais e duas novas variáveis ao sistema de equações: a energia cinética turbulenta k, e a taxa de dissipação turbulenta, ε. A viscosidade turbulenta é dada por:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Onde C_μ é uma constante adimensional. As equações para k e ε são as seguintes:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho k \mathbf{U}) = \nabla \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \nabla k \right] + 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (\text{Eq. 7})$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \varepsilon \mathbf{U}) = \nabla \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{Eq. 8})$$

Os valores das constantes do modelo padrão foram fornecidas por meio de estudos e valem para uma grande variedade de fluxos turbulentos. As constantes do modelo padrão valem, $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.00$, $\sigma_\varepsilon = 1.30$, $C_{1\varepsilon} = 1.44$ e $C_{2\varepsilon} = 1.92$.

ii. RNG k-ε

Para fluxos com valores baixos para o número de Reynolds as equações do modelo original podem não serem válidas. De forma a permitir a modelagem, modificações no modelo k-ε são necessários. O modelo de turbulência RNG k-ε inclui uma modificação na equação de transporte para resolução do termo fonte, melhorando significativamente a precisão dos fluxos turbulentos. Na derivação do modelo RNG k-ε, o escoamento é considerado totalmente turbulento e os efeitos da viscosidade molecular são desprezados. A energia cinética de turbulência (k) e a taxa de dissipação (ε) são derivadas de Yakhot *et al.* (1992) como:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho k \mathbf{U}) = \nabla[(\alpha_k \mu_{eff}) \nabla k] + \tau_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (\text{Eq. 9})$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \varepsilon \mathbf{U}) = \nabla[(\alpha_k \mu_{eff}) \nabla \varepsilon] + C_{1\varepsilon}^* \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (\text{Eq. 10})$$

Com

$$\begin{aligned} \tau_{ij} &= -\rho \overline{\mu'_i \mu'_j} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \\ \mu_{eff} &= \mu + \mu_t \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \end{aligned}$$

As constantes do modelo têm os seguintes valores, $C_\mu = 0.0845$, $\alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.00$, $C_{1\varepsilon} = 1.42$ e $C_{2\varepsilon} = 1.68$.

c. Modelo SST k- ω

O modelo de turbulência k- ω é outro modelo de duas equações bastante conhecido e muito utilizado em estudos CFD. Neste modelo não há a presença de funções extra de amortecimento. Menter (1994) combinou ambos os modelos de duas equações, k- ε e k- ω . A formulação SST altera o comportamento na corrente livre, permitindo os termos para a energia cinética turbulenta k e a taxa de dissipação ω , nas partes internas da camada limite, tornar o desempenho próxima à parede satisfatório para camadas limites com gradientes de pressão adversos e fluxos de separação. A tensão de Reynolds e a equação para a energia cinética turbulenta são equivalentes para o modelo k- ε , com exceção do segundo termo que é transformada em $\varepsilon = k\omega$. Assim, a taxa de dissipação ω pode ser derivada como:

$$\begin{aligned} &\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho \omega \mathbf{U}) \\ &= \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega,1}} \right) \nabla \omega \right] + \gamma_2 \left(2S_{ij} \cdot S_{ij} - \frac{2}{3} \rho \omega \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) - \beta_2 \rho \omega^2 \quad (\text{Eq. 11}) \\ &+ 2 \frac{\rho}{\sigma_{\omega,2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_k} \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \end{aligned}$$

Menter *et al.* (2003) apresenta modificações e melhorias para o modelo SST, sendo estas as constantes do modelo revisado, $\sigma_k = 1.00$, $\sigma_{\omega,1} = 2.00$, $\sigma_{\omega,2} = 1.17$, $\gamma_2 = 0.44$, $\beta_2 = 0.083$ e $\beta^* = 0.09$. Ainda, são usadas funções de mistura para obter uma transição suave entre os dois modelos. As constantes C_1 e C_2 valem para o modelo k- ω original e o modelo k- ϵ , respectivamente. A função de mistura é dada por:

$$C = F_C C_1 + (1 - F_C) C_2$$

Há, ainda, limitadores para a viscosidade turbulenta, de forma a evitar o acúmulo de turbulência em regiões fluxo quase estacionário. Os limitadores são:

$$\mu_t = \frac{\alpha_1 \rho k}{\max(\alpha_1 \omega, S F_2)}$$

Sendo $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$, $\alpha_1 = \text{constante}$ e F_2 a função de mistura.

2.3.5 Bibliografia essencial

Diversos são os trabalhos de modelagem CFD de chaminés solares, podendo-se citar o estudo de Harris; Helwig (2007) que investigou o desempenho de uma chaminé solar sob diversos ângulos de inclinação e mudanças na espessura da superfície de vidro, mostrando melhor desempenho em termos de vazão de ar para chaminés com vidro simples, de pequena espessura e baixa emissividade, ainda, melhores fluxos de ar foram induzidos para uma inclinação de $67,5^\circ$ e abertura de 0,25 m. Utilizando-se do mesmo método, Imran *et al.* (2015) investigou de o desempenho de uma chaminé solar sob diversos aspectos geométricos e condições ambientais no Iraque seguindo as mesmas hipóteses simplificadoras deste trabalho e comparou-os com resultados analíticos. Os resultados do modelo numérico mostraram uma angulação ótima de 60° , neste ângulo a taxa de ventilação era cerca de 20% maior que 45° .

Chen *et al.* (2003) investigaram experimentalmente o desempenho térmico de chaminés solares com valores variáveis para a abertura da chaminé, também, sob diferentes valores de altura e ângulo de inclinação usando um fluxo de calor uniforme; eles mostraram que uma chaminé solar de 0,2 m de profundidade do canal, 1,5 m de altura da pilha e ângulo de inclinação de 45° pode atingir uma taxa de fluxo máxima superior em cerca 45% do modelo vertical de chaminé com $\theta = 90^\circ$. Também experimentalmente, Jing *et al.* (2015) construíram uma instalação de chaminé solar com grandes proporções de espaço variando a altura entre 0,2 e 0,6;

eles estudaram a melhor relação entre espaço e altura com a finalidade de maximizar a taxa de fluxo de ar através da chaminé. Os resultados experimentais revelaram que uma relação entre espaço e altura de 0,5 maximiza a taxa de fluxo de ar através da chaminé.

Thong *et al.*, (2007) modelou numericamente uma chaminé solar utilizando o Fluent®, diferentes valores de abertura foram simulados, a saber, 0,07 m, 0,014 m, 0,21 m e 0,28 m para um mesmo valor de comprimento de absorvedor, 2,0 m. Variou-se também o ângulo de inclinação de 15° a 55°. Os resultados mostraram melhor desempenho em termos de ventilação para a chaminé com abertura de 0,14 m e 55° de inclinação. Dhahri; Aouinet (2020) utilizou o software ANSYS® CFX® para investigar os efeitos da temperatura do ar, velocidade do ar e fluxo de calor no desempenho da chaminé solar e no conforto térmico. O escoamento foi investigado para uma chaminé solar de 1,4 m de comprimento, 0,6 m de largura, abertura de 0,20 m e inclinação de 45°, o fluxo de calor no absorvedor e a temperatura do ar variaram entre 550-750 W/m² e 28-32 °C, respectivamente. Analisou-se o impacto da temperatura na velocidade interna do ar e na distribuição da temperatura ao longo da edificação, os resultados mostraram aumento significativo da velocidade do ar que escoava no recinto conforme aumentasse a radiação solar e da temperatura ambiente.

A partir da completa revisão percebe-se que os estudos mais recentes têm utilizado cada vez mais o método CFD para investigação de chaminés solares em conjunto com métodos analíticos ou experimentais. Os modelos numéricos oferecem uma solução eficaz, ainda, possibilita ao projetista mudar a geometria e otimizar o sistema com um menor número de experimentos e baixo custo, enquanto modelos experimentais apresentam altos custos, mas apresentam a vantagem de gerar dados confiáveis. Modelos analíticos em geral são utilizados em conjunto com os demais para validação dos resultados.

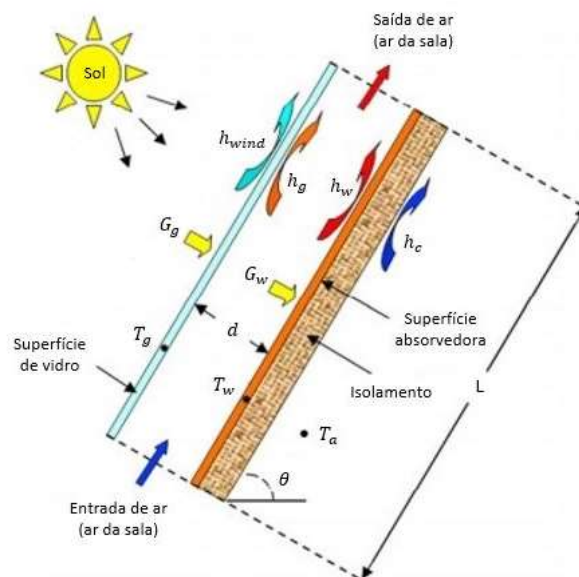
3. MATERIAIS E MÉTODOS

Este capítulo apresenta a metodologia adotada no estudo realizado. Foram realizadas abordagens analítica e numérico-computacional do escoamento 2D de um fluido por convecção natural em uma chaminé solar para diversos valores de inclinação, comprimento e abertura com o auxílio dos softwares Octave® e ANSYS FLUENT® 2022 R1 versão estudantil.

Para ambas as simulações, o seguinte material foi utilizado, um computador desktop com processador AMD Ryzen® 3 2200g, com velocidade de 3.5 GHz e 4 núcleos físicos, placa gráfica AMD Radeon® Vega 8, sistema 64-bits, 16 GB de memória RAM e disco rígido de 250 GB e sistema operacional Windows® 10.

Como domínio de estudo, a chaminé solar inclinada acoplada ao telhado de uma edificação foi adotada neste trabalho, os vários componentes da mesma e os coeficientes de transferência de calor da mesma estão ilustrados na Figura 18 abaixo. Os elementos básicos da chaminé solar têm bastante importância no projeto de uma chaminé solar, soma-se a estes, os parâmetros geométricos adotados como altura, largura, ainda, a temperatura ambiente, radiação solar, abertura, comprimento e inclinação, sendo estes últimos os parâmetros de desempenho que serão avaliados.

Figura 18 – Transferência de calor da chaminé solar inclinada



Fonte: Autor (2022).

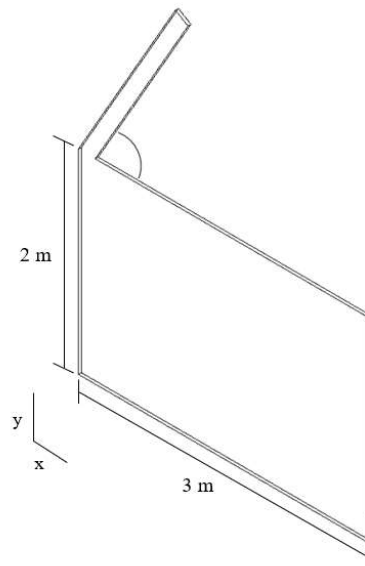
A Figura 18 apresenta ainda, as variáveis que caracterizam a transferência de calor do sistema, (d) o espaço entre a parede de vidro e placa absorvedora, (G_g) a radiação solar incidente na parede de vidro, (G_w) a radiação solar transmitida à parede absorvedora, (h_{wind}) o

coeficiente de troca térmica com o meio externo, (h_g) o coeficiente de troca térmica do vidro para o canal, (h_w) o coeficiente de troca térmica da placa absorvedora para o canal, (h_c) o coeficiente de troca térmica do isolamento para o ambiente, (T_a) a temperatura ambiente, (T_g) a temperatura da superfície de vidro, (T_w) a temperatura média da superfície absorvedora, (L) o comprimento da chaminé e (θ) a inclinação da chaminé.

3.1 Modelagem analítica

O domínio 2D adotado no presente estudo será considerado com as seguintes dimensões, 3 m de largura e 2 m de altura, ver Figura 19 a seguir.

Figura 19 – Domínio 2D adotado



Fonte: Autor (2022).

Três balanços de energia foram realizados para definição da matriz de equações que caracterizam a transferência de calor do sistema. Algumas hipóteses simplificadoras foram assumidas para permitir a resolução do modelo matemático:

- O fluxo de ar na chaminé é laminar e em condições de regime permanente;
- A transferência de calor no interior da chaminé e na cobertura de vidro é unidimensional ao longo do eixo horizontal x ;
- A variação da temperatura do ar no sistema ocorre apenas no sentido do escoamento; a temperatura do ar na entrada do canal da chaminé se equivale à temperatura ambiente;
- Assumiu-se, também, que as paredes não apresentam rugosidade, portanto, as perdas por atrito foram desprezadas.

3.1.1 Balanço de energia na superfície do vidro

A primeira linha da matriz é resultado da aplicação do balanço de energia para a superfície de vidro, os pressupostos acima foram assumidos, como resultado tem-se a taxa de transferência de calor pela radiação solar que incide na parede de vidro ($G_g A_g$) mais a taxa de transferência de calor convectiva na parede absorvedora [$h_{rwg} A_w (T_w - T_g)$], igualando à taxa de transferência convectiva do vidro para o ar [$h_g A_g (T_g - T_f)$] que se soma às perdas por convecção da parede de vidro para o ambiente externo [$U_t A_g (T_g - T_a)$], conforme Eq. 12.

$$G_g A_g + h_{rwg} A_w (T_w - T_g) = h_g A_g (T_g - T_f) + U_t A_g (T_g - T_a) \quad (\text{Eq. 12})$$

O termo U_t presente na equação acima é definido como o coeficiente global de perda de calor da superfície de vidro para o ambiente, estão incluídos neste coeficiente: a convecção pelo vento (h_{wind}); a transferência de calor por radiação da cobertura de vidro para o céu (h_{rs}); a condução de calor através do vidro (h_c), conforme Eq. 13.

$$U_t = h_{wind} + h_{rs} + h_c \quad (\text{Eq. 13})$$

3.1.2 Balanço de energia na superfície absorvedora

De forma análoga, a segunda linha da matriz é resultado da aplicação do balanço de energia no fluxo de ar que escoia através do canal da chaminé que resulta no produto que representa a energia devido à radiação que incide na superfície absorvedora ($G_w A_w$) mais a taxa de transferência de calor do absorvedor para o ar [$h_w A_w (T_w - T_f)$] igual à taxa de transferência de calor por radiação do absorvedor para o vidro [$h_{rwg} A_w (T_w - T_g)$] somado às perdas por condução para a sala [$U_b A_w (T_w - T_a)$], conforme Eq. 14.

$$G_w A_w + h_w A_w (T_w - T_f) = h_{rwg} A_w (T_w - T_g) + U_b A_w (T_w - T_a) \quad (\text{Eq. 14})$$

Tal equação apresenta também um coeficiente global de transferência de calor, este da parede absorvedora para o recinto (U_b) em que se inclui: o coeficiente de transferência de calor por convecção da parede isolante (h_i); a espessura da camada de isolante (Δw_{ins}); o coeficiente de transferência de calor por condução do material isolante (k_{ins}), conforme Eq. 15.

$$U_b = \frac{1}{\frac{1}{h_{ins}} + \frac{\Delta w_{ins}}{k_{ins}}} \quad (\text{Eq. 15})$$

Conforme a sugestão de Duffie (2013), para o coeficiente de transferência por convecção da parede isolante (h_{ins}) será adotado o valor de 2,8 W/m².K.

3.1.3 Balanço de energia no fluxo de ar da chaminé

Aplicando um balanço de energia também para a massa de ar que escoia através do canal da chaminé entre a superfície de vidro e a superfície absorvedora, a terceira linha da matriz tem como resultado o a taxa de transferência de calor convectiva do absorvedor para o ar [$h_w A_w (T_w - T_f)$] somado a taxa de transferência de calor convectiva do vidro para o ar [$h_g A_g (T_g - T_f)$] igual a taxa de transferência de calor por convecção do ar que escoia no canal para as paredes da chaminé (q''), conforme Eq. 16.

$$h_w A_w (T_w - T_f) + h_g A_g (T_g - T_f) = q'' \quad (\text{Eq. 16})$$

Em que a energia útil em forma de calor (q'') que, através da convecção é transferida para a massa de ar pode ser expressa como, conforme Eq. 17.

$$q'' = \frac{\dot{m} C_{f1} (T_f - T_0)}{\gamma} \quad (\text{Eq. 17})$$

A temperatura média do ar que flui através do canal da chaminé (T_f) foi aproximada por uma relação linear entre as temperaturas das massas de ar que entram (T_i) e saem (T_o) através do mesmo por meio da Eq. 18.

$$T_f = \gamma T_o + (1 - \gamma) T_i \quad (\text{Eq. 18})$$

O valor adotado no presente estudo para o coeficiente de aproximação para a temperatura de fluxo média (γ) leva em consideração a sugestão de Ong e Chow (2003), de valor equivalente a 0.74.

Com as equações já formuladas, a temperatura do fluxo de ar na chaminé foi caracterizada, após, determinou-se a vazão de ar induzida através da diferença de temperatura

conforme expressão apresentada por Bansal *et al.*, (1993), sendo definida conforme Eq. 19.

$$\dot{Q}_o = C_d A_o \sqrt{\frac{2(T_f - T_a)gL \sin(\theta)}{T_a(1 + A_r^2)}} \quad (\text{Eq. 19})$$

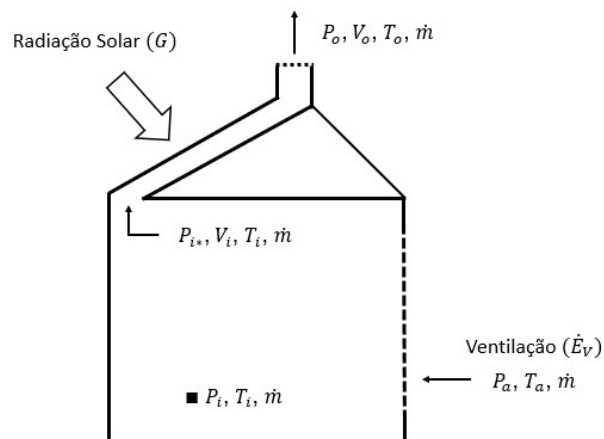
O número de renovações de ar (da sigla em inglês, *ACH*) avalia o desempenho do sistema quanto a sua capacidade de troca de massa de ar sendo obtido através da relação entre a vazão de ar induzida (\dot{Q}) e o volume do recinto (V), conforme Eq. 20.

$$ACH = \frac{3600(\dot{Q}_o)}{V} \quad (\text{Eq. 20})$$

3.1.4 Avaliação da segunda lei da termodinâmica

De forma sucinta, a eficiência exergética determina o potencial do fluxo de energia em termos da segunda lei da termodinâmica. As variáveis que fizeram fazer parte desta análise estão ilustradas na Figura 20 abaixo.

Figura 20 – Variáveis presentes na análise exergética



Fonte: Modificado de Jesus *et al.* (2020).

Para caracterização do sistema em termos da segunda lei da termodinâmica, um balanço de exergia foi realizado no mesmo, os termos presentes no balanço foram: a exergia de fluxo na entrada ($\dot{E}\dot{x}_i$) e saída ($\dot{E}\dot{x}_o$) da chaminé; a exergia da radiação solar ($\dot{E}\dot{x}_G$); exergia de

ventilação (\dot{E}_V); perdas envolvidas no processo ($\dot{E}x_D$), conforme Eq. 21.

$$\dot{E}x_o + \dot{E}x_G = \dot{E}x_i + \dot{E}_V + \dot{E}x_D \quad (\text{Eq. 21})$$

A exergia da radiação solar é definida por Petela (2003) conforme Eq. 22.

$$\dot{E}x_G = \psi W L G_w \quad (\text{Eq. 22})$$

A expressão é produto da largura da chaminé (W), comprimento da chaminé (L), radiação solar que incide na superfície absorvedora (G_w) e o potencial disponível na radiação (ψ) definido conforme Eq. 23 e apresentado por Petela (2003).

$$\psi = 1 + \frac{1}{3} \left(\frac{T_i}{T_s} \right)^4 - \frac{4}{3} \frac{T_i}{T_s} \quad (\text{Eq. 23})$$

Sendo T_s a temperatura do céu, dada em Kelvin. A energia extraída no processo de fluabilidade na chaminé solar é definida como exergia de ventilação (\dot{E}_V), este termo presente no balanço exerético pode ser definida pela Eq. 24.

$$\dot{E}_V = \Delta P_V \dot{Q} \quad (\text{Eq. 24})$$

Em que o termo referente à perda de carga na ventilação é definido conforme Eq. 25.

$$\Delta P_V = P_i - P_o \quad (\text{Eq. 25})$$

Da mesma forma à aplicação dos balanços de energia nos componentes da chaminé, para realização dos balanços de exergia, assumiu-se as mesmas hipóteses simplificadoras (ver Figura 20), assim, a temperatura na entrada da chaminé (T_i) se equivale à temperatura ambiente (T_a). Com isso, a diferença entre a exergia de fluxo na entrada e saída é definida na Eq. 26.

$$\dot{E}x_o - \dot{E}x_i = \dot{m} [C_f (T_o - T_i) - T_i C_f \ln \frac{T_o}{T_i}] \quad (\text{Eq. 26})$$

A eficiência exerética do sistema foi definida através da relação entre o produto definido por $\dot{E}_V + (\dot{E}x_o - \dot{E}x_i)$ e o combustível do processo em análise $\dot{E}x_G$ (BEJAN *et al.*,

1996), e expresso na Eq. 27.

$$\varphi = \frac{\dot{E}_V + (\dot{E}x_o - \dot{E}x_i)}{\dot{E}x_G} \quad (\text{Eq. 27})$$

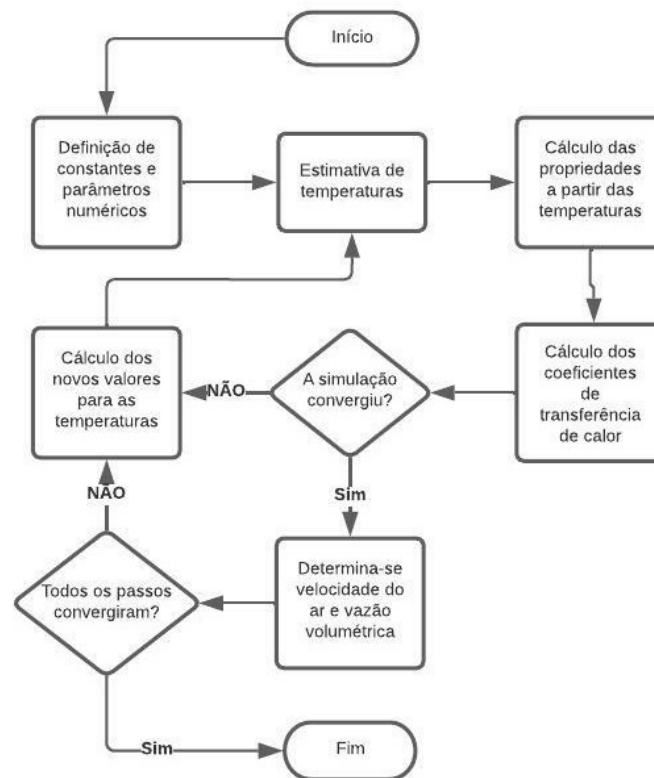
O *software* Octave® foi utilizado para resolução do método iterativo e obtenção dos parâmetros de desempenho de forma analítica para avaliação do modelo de chaminé inclinado através das curvas que foram obtidas. O modelo analítico utilizado neste trabalho baseou-se em modelos propostos por Bansal *et al.* (1993); Ong (2003); Ong e Chow (2003).

O código utilizado foi desenvolvido pelo pesquisador Ashish Meshram, modificado pelo autor do presente trabalho e encontra-se no Anexo A. As modificações feitas ao código original foram: adição de equações que definem a chaminé inclinada com base no ângulo de inclinação; a alteração de grupos adimensionais como Grashoff e Nusselt e valores de entrada; o acréscimo da equação para definição da eficiência exergética. O código implementado teve como objetivo a obtenção da velocidade do ar, vazão volumétrica de ar em função de T_f , T_g e T_w que são as temperaturas de fluxo, da superfície de vidro e da superfície absorvedora, respectivamente. Ainda, pretende-se definir o número de renovações de ar por hora e a eficiência exergética em função da radiação solar para todos os meses do ano.

Os valores para a radiação solar e a temperatura do ar ambiente para a cidade de Bom Jesus da Lapa – BA foram previamente obtidos, através do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) e encontram-se no Anexo B, a série histórica em análise compreende o período de 2013 – 2018, os dados de radiação solar e da temperatura do ar ao longo do mês foram reduzidos para um mês típico representativo durante o período de um ano.

As equações 13, 15 e 17 foram rearranjadas para que uma matriz 3x3 fosse definida. O método de Gauss-Seidel foi utilizado para resolução do sistema de equações, sua principal característica se dá pela rápida convergência da solução em acordo a tolerância definida, tal processo é exibido na Figura 21, que apresenta o passo a passo do método.

Figura 21 – Fluxograma do método iterativo utilizado para resolução da matriz do sistema



Fonte: Autor (2022).

O processo de solução inicia-se a partir da suposição do vetor solução, composto pelas temperaturas que são desconhecidas, T_f , T_g e T_w . O sistema de equações formado como resultado dos balanços de energia nos componentes da chaminé e fluxo de ar é então resolvido para obtenção dos novos valores de temperatura, que são utilizados imediatamente na atualização das variáveis que fazem parte do vetor solução. Com os valores de temperatura determinados, os coeficientes de transferência de calor por radiação e convecção podem ser obtidos e atualizados com base nos valores para as temperaturas a cada iteração. O fim do processo ocorre quando um certo grau de precisão preestabelecido é alcançado.

3.2 Modelagem computacional

A geometria da chaminé solar adotada na modelagem computacional foi construída no *software* DesignModeler do ANSYS® Fluent. Com base na bibliografia estudada, definiu-se valores mínimos e máximos para os parâmetros analisados, a Tabela 1 a seguir mostra em detalhes os parâmetros alterados na simulação.

Tabela 1 – Parâmetros variáveis na simulação computacional

	Inclinação (°)	Comprimento (m)	Abertura (cm)
Mínimo	30	1.2	10
Máximo	60	2.0	20

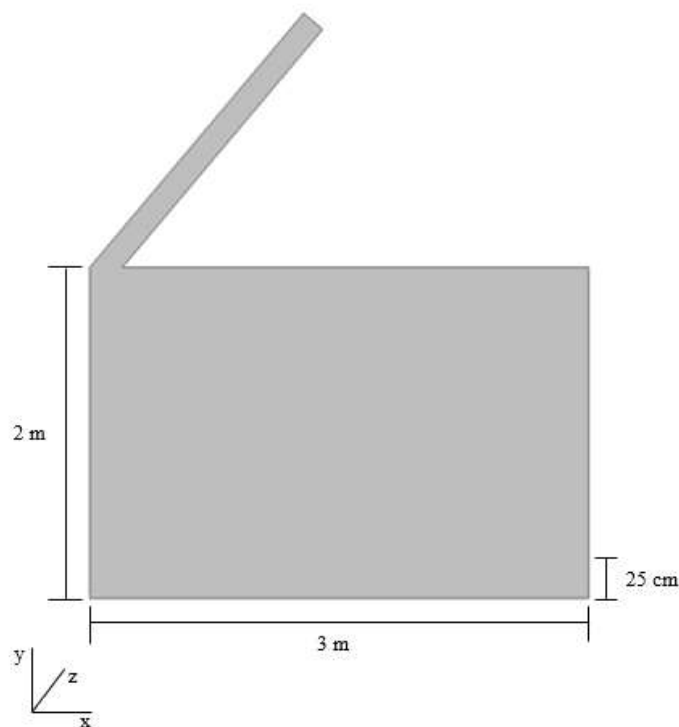
Fonte: Autor (2022).

O método dos volumes finitos foi abordado para caracterização do fluxo de ar no interior de um recinto utilizando uma chaminé solar. Para discretização das equações de Navier-Stokes a abordagem do acoplamento das equações da pressão e velocidade, SIMPLE, foi utilizado.

3.2.1 Construção do modelo computacional

Um modelo bidimensional de chaminé solar inclinada foi desenvolvido no *software* ANSYS® Fluent 2022 R1, onde o comprimento unitário utilizado no eixo z aconteceu devido a simetria do modelo. A chaminé solar foi acoplada a uma seção retangular de área 3x2 m² com espessura unitária. O ar adentra no recinto por meio de uma abertura de 25 cm localizada à altura do solo e sai do mesmo por uma chaminé situada a 2 m do solo, com ângulo de inclinação, comprimento e abertura variáveis, conforme Figura 22.

Figura 22 – Modelo computacional bidimensional

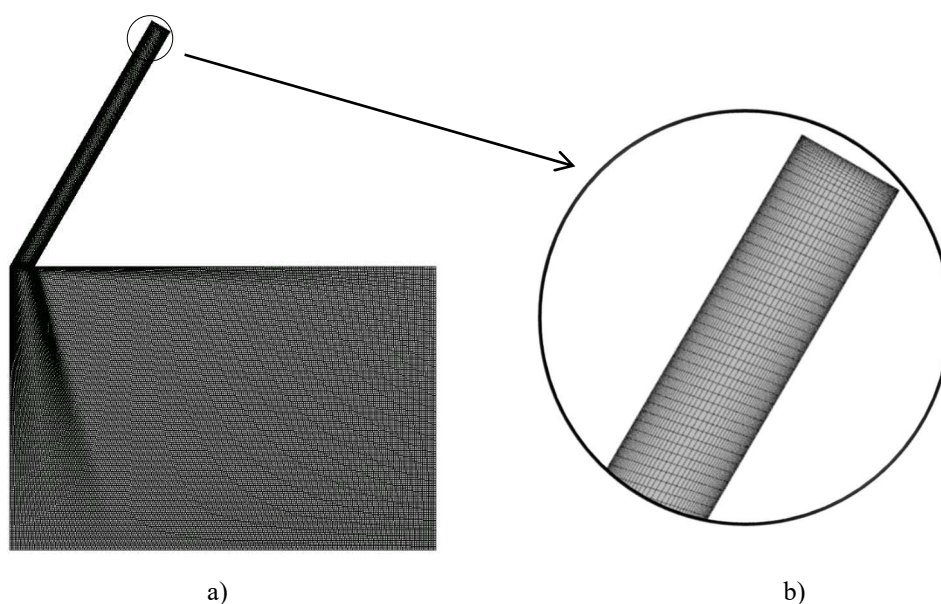


Fonte: Autor (2022).

3.2.2 Construção da malha

A malha do modelo foi desenvolvida na ferramenta Ansys® Meshing e o resultado pode ser visualizado na Figura 23a, elementos de pequena espessura foram inseridos próximos as paredes da chaminé, o aumento da espessura foi dado de forma gradual conforme o desenvolvimento da camada limite. A presença de pequenos elementos na região de entrada e saída permitiu a captura de resultados consistentes aos gradientes de pressão, temperatura e velocidade, vide Figura 23b. Um estudo de independência de malha foi realizado para verificar o número apropriado de células para alcançar o fracionamento da malha que permitisse a independência dos resultados.

Figura 23 a) Malha estruturada; b) Detalhe da malha da chaminé



Fonte: Autor (2022).

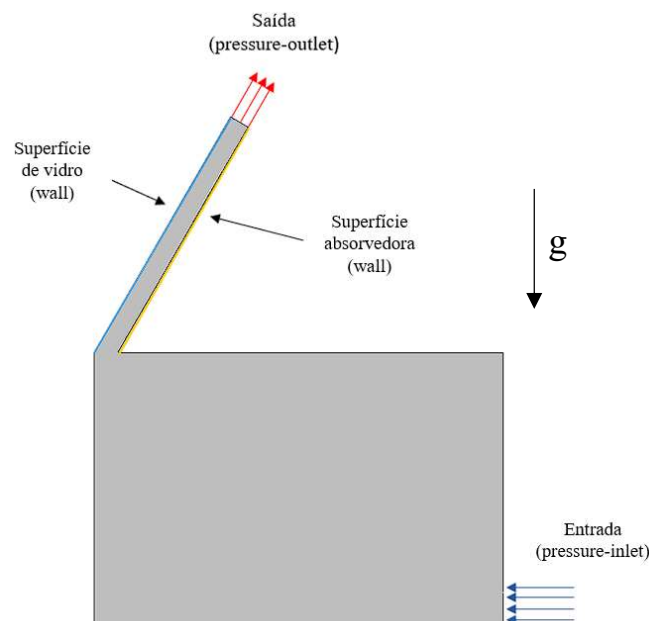
A discretização da malha foi realizada através de sucessivas simulações com refino gradual da malha nas dimensões x e y do modelo. O processo foi realizado até que duas simulações apresentaram variação de aproximadamente 5% ou menos entre os valores de velocidade na entrada e saída da chaminé, assim a malha foi considerada suficientemente refinada. Após a finalização das simulações, os valores obtidos foram utilizados para obtenção de gráficos em Python para a comparação do erro entre os resultados.

3.2.3 Condições de contorno e propriedades do fluido

Uma das etapas de solução do método CFD é a definição das condições físicas da simulação (ver Figura 24), i. e., as condições de contorno que melhor descrevem o sistema, as hipóteses a serem assumidas, devem ser:

- Escoamento em regime permanente;
- Condição de não deslizamento nas paredes do domínio;
- A perda de calor por radiação para o meio será desprezada;
- A radiação solar média é conhecida, sua incidência na parede do absorvedor deverá ser de forma direta e perpendicular a esta;
- A parede de vidro encontra-se a uma temperatura conhecida;
- O domínio fluido será definido como incompressível, adotando-se o ar como fluido contínuo, com flutuabilidade no eixo y sob ação da força gravitacional de valor 9,81 m/s²;
- A entrada do recinto e saída da chaminé serão definidas no software como aberturas (em inglês, opening) e estas devem encontrar-se à temperatura ambiente e pressão atmosférica, a pressão relativa será, portanto, definida como zero;
- Simetria entre as laterais do domínio;
- Ainda, a aproximação de Boussinesq será empregada para possibilitar a resolução da transferência de calor no sistema.

Figura 24 – Condições de contorno definidas



Fonte: Autor (2022).

Neste estudo, os modelos de turbulência de uma e duas equações, disponíveis no ANSYS® Fluent, serão utilizados para determinar as variáveis de fluxo turbulento. A utilização de diversos modelos tem como objetivo a escolha do modelo de melhor desempenho, i.e., que melhor se aproxima dos resultados da referência. Para isso, a prescrição do comprimento das camadas turbulentas, posteriormente a viscosidade turbulenta da mistura e conseqüentemente os contornos de velocidade devem fornecer boas previsões.

3.2.4 Modelagem da turbulência

Uma análise detalhada do comportamento do fluido em escoamento, bem como da transferência de calor e a sua influência na velocidade próxima às paredes sob incidência solar usando diferentes modelos de turbulência foi realizado. A pesquisa tem foco na simulação e comparação de resultados numéricos da ventilação natural em ambientes com a presença de chaminé solar, com isso, a escolha adequada do modelo de turbulência RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) que melhor se aproxima dos resultados da bibliografia estudada foi necessário. Para isso, um estudo de comparação de contornos de velocidade axial para os casos simulados para os modelos de turbulência Spalart-Allmaras, Standard k- ϵ , RNG k- ϵ e SST k- ω foi realizado. Para todas as simulações computacionais, e os vários modelos de turbulência utilizados, o solver foi configurado para trabalhar em 2D.

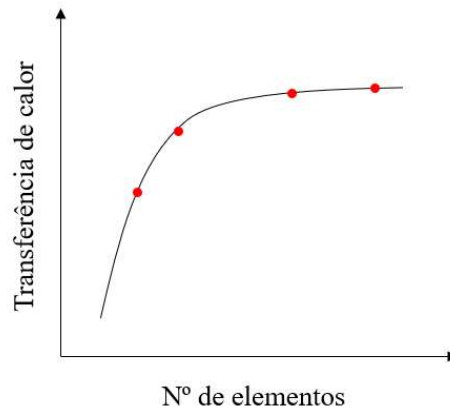
3.2.5 Convergência de malha

Uma busca sistemática de resultados independentes da malha é uma parte essencial de todos os estudos CFD de alta qualidade. Além disso, em problemas não lineares, a convergência no procedimento de iteração também precisa ser considerada. Este estudo de convergência algumas vezes é desprezado e se torna um problema por afetar diretamente a precisão dos resultados. Diz respeito a que tamanho o elemento deve possuir para que os resultados da análise de volumes finitos se tornem independentes da sua alteração. Quando dois resultados com números de elementos distintos convergem para um resultado em comum, então a simulação é independente da malha.

A figura 25 exibe a curva de um estudo de convergência de malha. Deve-se considerar ao menos três pontos com número de elementos diferentes. A densidade da malha é incrementada, à medida que o número de elementos aumenta, o termo de interesse começa a ganhar forma e alcançar determinado valor. Quando um refinamento de malha posterior apresenta baixa variação no resultado, se comparado ao resultado da última malha, então o

resultado converge para um valor em comum e a malha é considerada independente.

Figura 25 – Convergência da curva com o aumento do número de elementos



Fonte: Autor (2022).

3.2.6 Validação do modelo

De forma a validar o modelo, os resultados da modelagem por empuxo em uma chaminé solar acoplada ao telhado de um recinto serão comparados sob as mesmas condições a estudos experimentais e numéricos de trabalhos da bibliografia estudada, como Mathur *et al.* (2006), Imran *et al.* (2015) e Jesus *et al.* (2020) para verificação do nível de concordância entre eles.

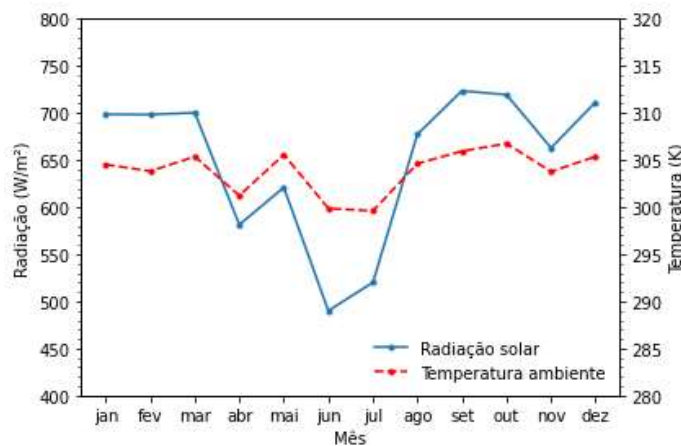
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta os dados de saída da modelagem no Ansys® Fluent e Octave®, computacional e numérica, respectivamente, para as várias configurações de chaminés solares, avaliando o desempenho em termos de velocidade, vazão, número de renovações de ar por hora e eficiência exergetica. Também, discute quanto a influência dos parâmetros geométricos como o ângulo de inclinação, abertura e comprimento no desempenho de chaminés solares.

4.1 Dados meteorológicos do município de Bom Jesus da Lapa – BA

Como forma de avaliar o desempenho para um ano completo, um ano típico para a temperatura e radiação foi construído a partir da média obtida de um período de 5 anos (2013 a 2018), os dados foram condensados para o mês típico que consistia na média mensal dos valores coletados. A Figura 26 descreve a variação anual média da radiação global e temperatura ambiente para o intervalo de interesse.

Figura 26 – Média dos valores de intensidade solar e temperatura para cada mês do ano

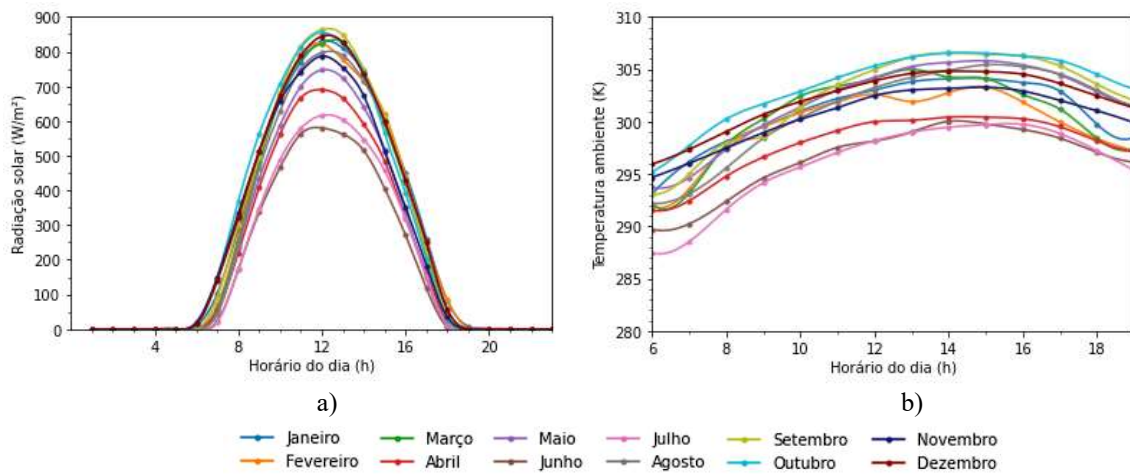


Fonte: Autor (2022).

Também foram analisadas as variações da radiação solar e temperatura ambiente para cada hora do dia do intervalo de interesse, sendo este das 7 às 19 horas. As Figuras 27 a) e b) descrevem esta variação para o período estudado. Como esperado, as maiores médias de valores de radiação solar se deram nos meses de setembro e outubro. Para a radiação solar, foram encontrados os valores de pico de 863 e 855 W/m², respectivamente, enquanto, comparativamente, os valores de 616 e 580 W/m² foram encontrados para o mesmo período do dia nos meses de junho e julho. Os valores médios para temperatura ambiente nos meses de junho, julho, setembro e outubro são 298,14 K, 298,17 K, 304,96 K e 305,32 K,

respectivamente.

Figura 27 – Variação média anual de 2013 – 2018 (a) da radiação solar (b) e temperatura ambiente



Fonte: Autor (2022).

Constata-se que, as maiores médias para a temperatura ambiente foram registradas, geralmente, próxima às 14 horas. Analisando os valores no intervalo de tempo, para os meses de junho e julho (inverno), registraram-se as menores médias máximas de temperatura ambiente, ambos equivalentes a 299,70 K, enquanto os valores médios mais altos foram encontrados no período da primavera, nos meses de setembro e outubro, e equivaliam a 306,50 K.

Desse modo, como esperado, o período de maiores temperaturas ambiente estão presentes nos meses de maior incidência de radiação solar, durante os meses de setembro e outubro. Tal comportamento está relacionado, dentre outros fatores, com os baixos índices de umidade atmosférica e formações de nuvens na atmosfera.

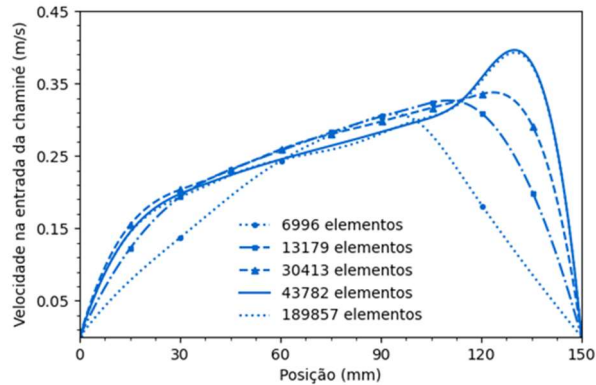
4.2 Estudo de independência de malha

Testes de convergência de malha constituem uma importante etapa de estudos computacionais que deve ser abordada. Ainda, para problemas de não linearidade, a convergência no procedimento da iteração também deve ser considerada. No presente estudo, investigou-se e abordou-se questões com tal relação. O principal problema que afeta a precisão de um estudo é a convergência de malha.

E, como forma de garantir melhor aproximação de ambos os estudos, os elementos do domínio precisam garantir que os resultados da análise CFD não sofram alteração do tamanho da malha. Conforme mostrado na Figura 28, o perfil de velocidade na entrada da chaminé se

desenvolve à medida que a densidade da malha aumenta, convergindo para os valores esperados e formando um perfil ideal para aproximadamente 44000 elementos.

Figura 28 – Desenvolvimento do perfil de velocidade na entrada da chaminé

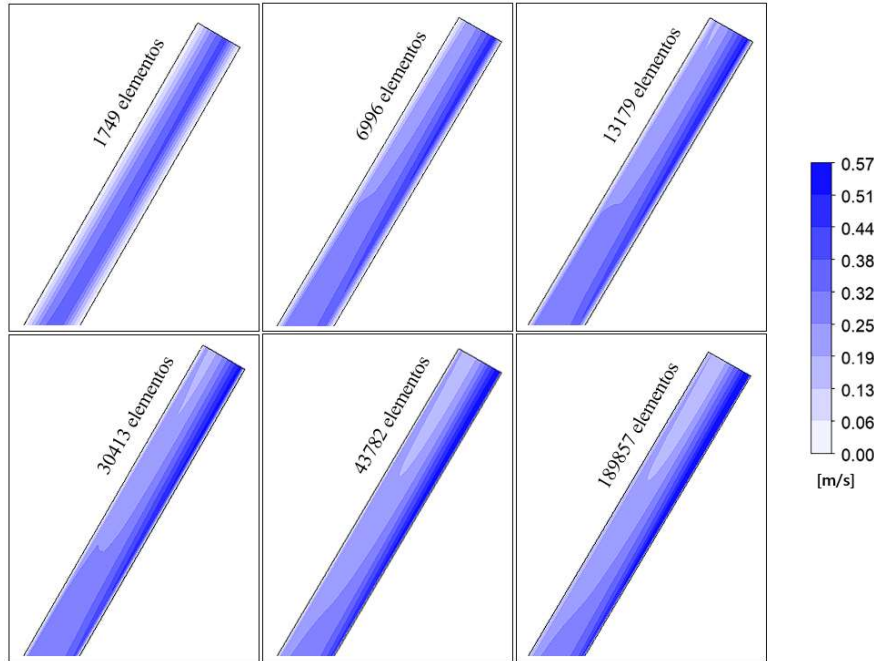


Fonte: Autor (2022).

Repara-se que, a curva de velocidade para o modelo de 1749 elementos apresenta pouca definição da condição de não rugosidade próxima às paredes do canal. Diferente do modelo anterior, para 6996 elementos a zona de transição já inicia a acentuação da curva. A partir de 30413 elementos a tendência de velocidade nula apresenta acentuação melhorada para as posições de 0 e 150 mm à medida que o número de elementos aumenta na direção x ao longo da entrada da chaminé.

Abordando o refinamento do modelo, existem regiões de interesse onde a presença de uma maior quantidade de elementos se faz mais necessário. Assim, o modelo teve um refino maior no canal da chaminé, sendo essa a região de interesse. A Figura 29 a seguir exibe a definição do gradiente de velocidade para diferentes números de elementos, a partir da figura nota-se com facilidade a transição da zona de malha grosseira para a zona de maior refino.

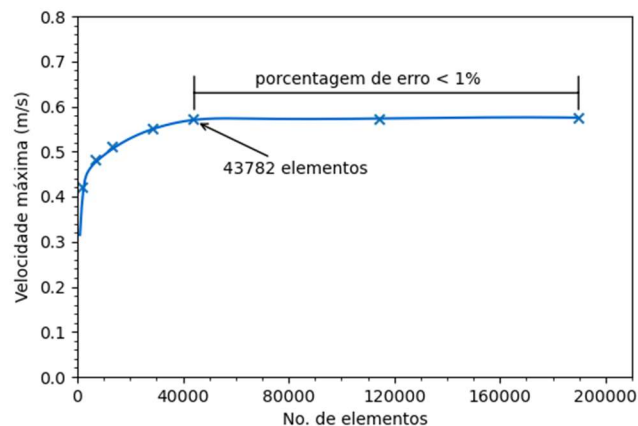
Figura 29 – Definição do contorno de velocidade com o aumento do número de elementos



Fonte: Autor (2022).

Ao observar os contornos de velocidade na figura anterior percebe-se a zona de maior velocidade próximo à superfície absorvedora, na região à direita com tons de azul escuro. Ainda, o escoamento ganha curvas na região de entrada à medida que a chaminé é refinada, e, a partir de 43782 elementos, observa-se a acentuação e definição do gradiente de velocidade na entrada da chaminé. Camadas cada vez mais escuras na região de entrada indicam colisão de partículas com a curvatura da chaminé, com geração de turbulência e aumento da velocidade como consequência. O contorno de velocidade já está totalmente definido em 43782 elementos e um refino posterior não é mais necessário, conforme Figuras 29 e 30. Importante mencionar que, o limite do *software* estudantil utilizado é de 200000 elementos.

Figura 30 – Estudo de independência de malha



Fonte: Autor (2022).

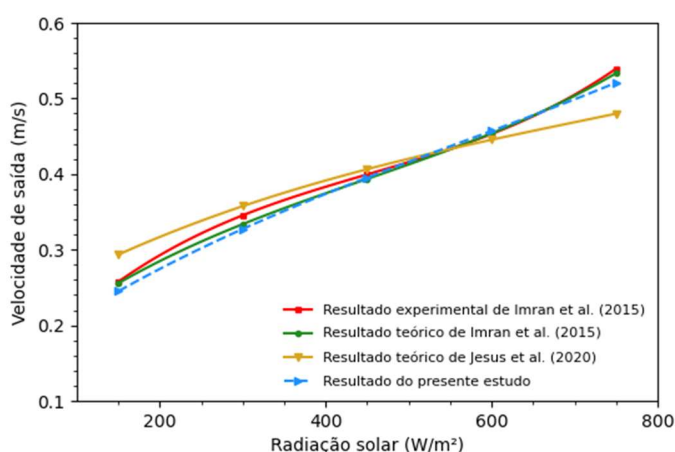
Ao observar a Figura 30 acima percebe-se que, a malha alcançou a independência em aproximadamente 44000 elementos, isto pode ser avistado também ao comparar os dois últimos contornos da Figura 29 da página anterior, e confirmado na figura acima. A porcentagem de erro para os dois últimos modelos alcança valor inferior a 1%. Visto que os dois refinamentos de malha finais não possuem distinção substancial de velocidade, supôs-se que o resultado convergiu.

4.3 Verificação e validação do modelo

A fim de que a solução CFD seja aceitável, há a necessidade de verificação e validação do modelo, quantificando adequadamente os erros e incertezas pertencentes de forma que os resultados possam ter maior confiabilidade.

Para tal, de forma a quantificar a precisão do modelo computacional desenvolvido, comparou-se os resultados para a chaminé solar sob as mesmas condições dos estudos experimentais e teóricos de Imran *et al.* (2015) e Jesus *et al.* (2020) conforme Figuras 31, 32 e Tabela 2. Foi observada um erro máximo de 17% para os valores da chaminé solar de 45° e abertura de 15 cm com uma intensidade de radiação solar variando de 150 – 750 W/m² para as curvas da Figura 31 abaixo.

Figura 31 – Comparação dos resultados do modelo numérico com os resultados experimental e teórico de Imran *et al.* (2015) e Jesus *et al.* (2015) em relação à velocidade do ar de saída da chaminé para 45° e abertura de 15 cm

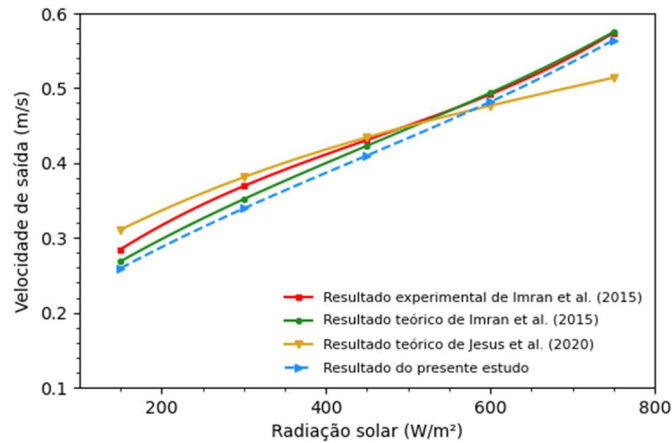


Fonte: Autor (2022).

Uma segunda simulação realizada com abertura de 15 cm e inclinação de 60° previu, com erro máximo de 19%, para a variação da velocidade na saída da chaminé sob valores de intensidade solar de 150 – 750 W/m², conforme mostrado na Figura 32, apresentando resultados

numéricos bem de acordo com os modelos experimentais e teórico de Imran *et al.* (2015), também próximos do modelo teórico de Jesus *et al.* (2020).

Figura 32 – Comparação dos resultados do modelo numérico com os resultados experimental e teórico de Imran *et al.* (2015) e Jesus *et al.* (2015) em relação à velocidade do ar de saída da chaminé para 60° e abertura de 15 cm



Fonte: Autor (2022).

A Tabela 2 abaixo mostra a comparação entre os dados experimentais e teóricos de Mathur *et al.* (2006), o resultado teórico de Jesus *et al.* (2020) e os valores obtidos no presente estudo. Os erros médios para o modelo de 45° e modelo de 60° foram de 12% e 18%, respectivamente. Conseqüentemente, pode-se notar que os resultados obtidos na presente investigação convergem para os valores dos modelos de referência, com erro relativamente baixo com diferença máxima de 0,01 m/s e desvio médio de 1%.

Tabela 2 – Comparação entre os resultados do presente estudo com os estudos experimental e teórico de Imran *et al.* (2015) em relação à velocidade do ar de saída da chaminé para 45° e abertura de 15 cm

H (W/m²)	Modelo de 45°				Modelo de 60°			
	Exp. [1]	Teo. [1]	Teo. [2]	Autor	Exp. [1]	Teo. [1]	Teo. [2]	Autor
150	0,2575	0,2556	0,2934	0,2450	0,2845	0,2685	0,3108	0,2593
350	0,3655	0,3548	0,3752	0,3512	0,3912	0,3762	0,4004	0,3634
550	0,4332	0,4325	0,4332	0,4367	0,4702	0,4696	0,4634	0,4571
750	0,5393	0,5334	0,4798	0,5208	0,5740	0,5751	0,5141	0,5644

[1] Imran *et al.* (2015); [2] Jesus *et al.* (2020)

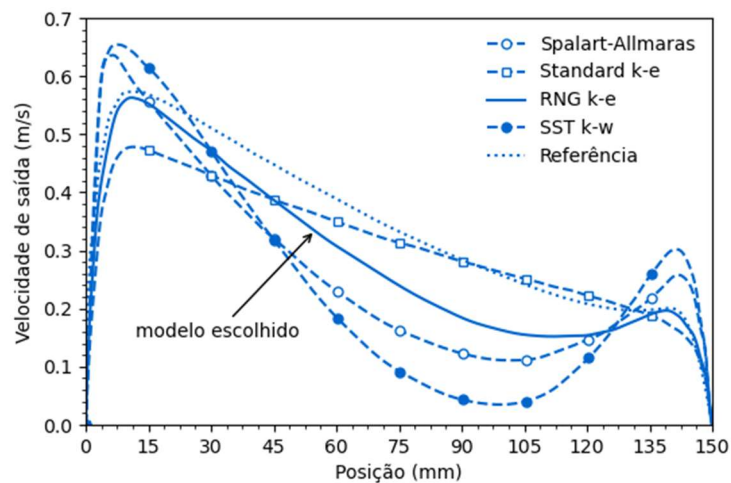
Fonte: Autor (2022).

4.4 Escolha do modelo de turbulência

Muitos estudiosos utilizam os modelos de turbulência de uma e de duas equações em investigações CFD de escoamento de fluidos. No presente estudo, as simulações utilizaram os modelos de turbulência Spalart-Allmaras, Standard k- ϵ , RNG k- ϵ e SST k- ω para investigar as velocidades e zonas de circulação de ar no interior de um recinto. Os resultados avaliaram estes modelos de turbulência com relação à proximidade de comportamento e valores com resultados da bibliografia estudada, e a partir da escolha do modelo de maior aproximação partiu-se para os estudos posteriores.

Com o escoamento de ar e troca de calor com as paredes do canal, espera-se que a velocidade de saída decaia de forma suave da superfície absorvedora até certa distância próximo a superfície de vidro. Para a avaliação da distribuição da velocidade na saída da chaminé foram construídos gráficos para os diferentes modelos de turbulência. Deste modo, um modelo apropriado é aquele que permite significativa aproximação dos resultados da simulação. A Figura 33 abaixo apresenta a comparação entre os perfis de velocidade medida na saída da chaminé.

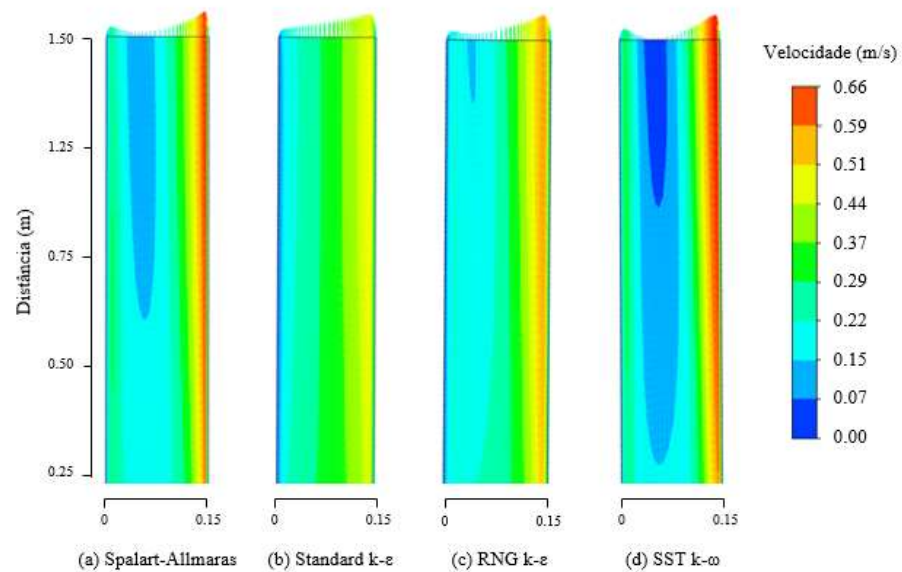
Figura 33 – Comparação entre os perfis de velocidade produzidos por diferentes modelos de turbulência na face normal à saída da chaminé



Fonte: Autor (2022).

A previsão das velocidades no sentido do escoamento usando o RNG k- ϵ produziu melhor aproximação de valores próximo às paredes da chaminé em contraste com o modelo de referência. De forma a entender melhor a avaliar o escoamento ao longo de todo o canal da chaminé, a Figura 34 abaixo apresenta os vetores de velocidade calculados por meio de diferentes modelos de turbulência.

Figura 34 – Predições da distribuição de velocidade no canal da chaminé por meio de diferentes modelos de turbulência



Fonte: Autor (2022)

A partir das simulações, pode-se concluir que os modelos (b) e (c) mostraram melhores resultados. Os vetores de velocidade para os modelos Standard k- ϵ e RNG k- ϵ , respectivamente, previram resultados satisfatórios para a distribuição de velocidade no plano médio da seção transversal da chaminé. Comparando-os com o modelo de referência, ambos apresentaram melhor concordância de valores, sendo o modelo RNG k- ϵ o que melhor se aproxima em termos de valores. O modelo de turbulência k- ϵ apresentou desempenho inferior, com valores levemente inferiores aos resultados da bibliografia estudada. O desempenho do modelo pode ser justificado pela deficiência que o modelo de turbulência k- ϵ carrega. O modelo é adequado para alto número de Reynolds. Funções de amortecimento adicionais devem ser adicionadas para baixo número de Reynolds de forma a possibilitar a integração através da subcamada laminar.

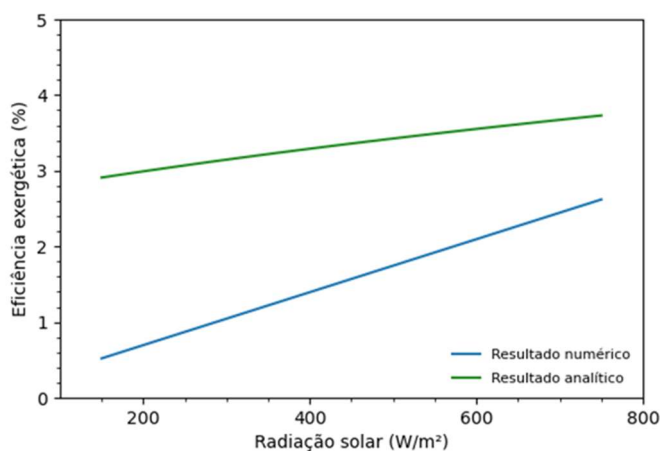
O modelo RNG k- ϵ teve melhor resultado na previsão do fluxo de ar no canal da chaminé, apenas a região mediana apresentou significativa indiferença de resultados. Na posição $x = 10$ mm próximo a parede absorvedora, o ar já se desprende da parede e os modelos Standard k- ϵ e RNG k- ϵ apresentam máxima velocidade de 0,653 e 0,562 m/s, respectivamente, enquanto o modelo de referência exibe velocidade máxima de 0,573 m/s. Observa-se que a velocidade decai conforme a massa de ar se aproxima de $x = 140$ mm em todos os modelos, novamente os modelos Standard k- ϵ e RNG k- ϵ registraram os melhores resultados, próximos a 0,290 m/s e 0,198 em $x = 90$ mm, respectivamente, aqui a maior divergência fica por parte do modelo RNG k- ϵ , diferença de 0,092 m/s entre o modelo de referência. Já em $x = 140$ mm

o modelo RNG k- ϵ apresenta novamente o melhor desempenho, coincidindo com os valores de referência, exibindo velocidade de 0,111 m/s e diferença de 0,001 m/s do valor ideal. Ainda, comparou-se os resultados para distâncias próximas à região limite do fluido, em $x = 0$ e $x = 150$ mm. O modelo de turbulência RNG k- ϵ previu com sucesso a queda de velocidade, produzindo ótimos valores de velocidade nesta região em simetria com a referência.

4.5 Comparação dos modelos analítico e computacional

A Figura 35 abaixo exibe uma predição dos valores de eficiência exergética para ambos os modelos, numérico e analítico, plotados em função dos quatro valores de radiação solar. A transferência de calor entre pequenos gradientes de temperatura prejudica a qualidade da energia, i.e., a potência de ventilação gerada pela energia é baixa. Com isso, os valores para a eficiência exergética são pequenos, variando de 0,5% a 2,6% para o modelo numérico e de 3% a aproximadamente 4% para o modelo analítico.

Figura 35 – Eficiência exergética dos modelos numérico e analítico

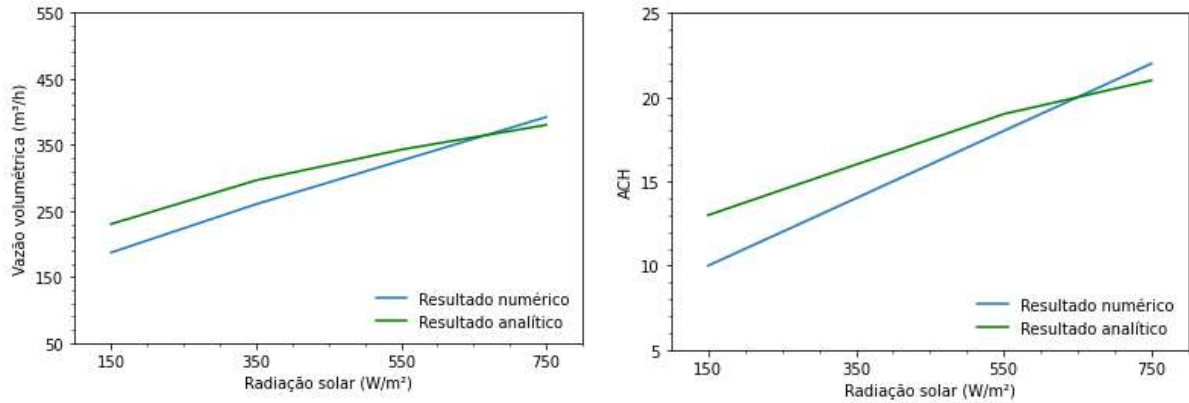


Fonte: Autor (2022).

O algoritmo em Python para exibição das curvas foi alimentado com os resultados do estudo CFD e do estudo numérico analítico em linguagem C. As ilustrações foram geradas para examinar a influência da incidência solar na eficiência exergética, conforme Figura 35, e a vazão volumétrica e número de renovações de ar por hora (ACH), ver Figura 36 abaixo. Uma rápida visualização nos mostra maior sensibilidade da eficiência exergética no estudo CFD à radiação solar incidente na chaminé enquanto o estudo analítico exibe uma curva mais acentuada, de crescimento lento. Ainda, pode-se notar aproximação entre os dois resultados quanto aos valores de vazão volumétrica e renovação de ar por hora. Para valores de radiação

no intervalo de 550-750 W/m² há menor divergência de valores. Ainda, os valores para ambos os resultados coincidem para H = 650 W/m².

Figura 36 – Comparação do número da vazão volumétrica e renovação de ar por hora (ACH)



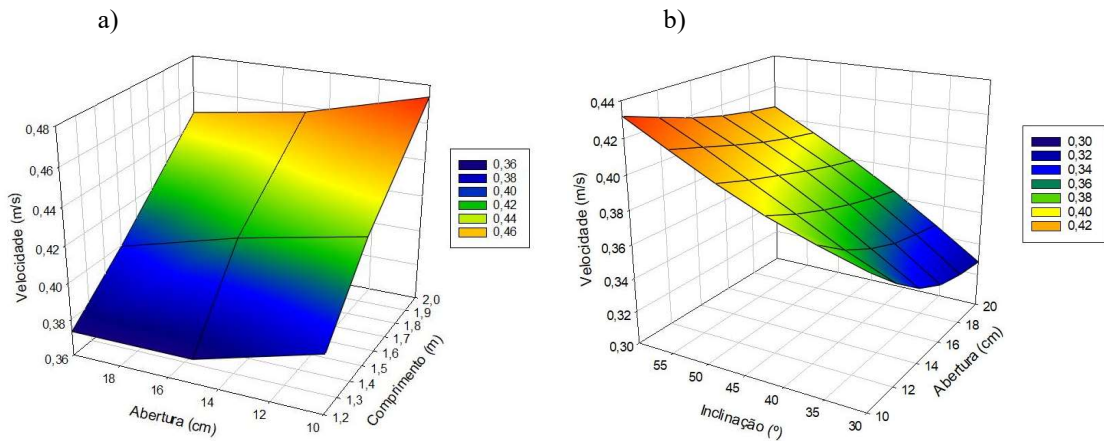
Fonte: Autor (2022).

4.6 Análise de desempenho

Para obter a configuração de melhor desempenho, alinhada à boas características de construção, um gráfico de malha 3D, foi gerado para examinar a sensibilidade da velocidade com a mudança dos parâmetros geométricos para otimização da chaminé solar. O gráfico mostra a sensibilidade da velocidade a variações na inclinação, comprimento e abertura da chaminé solar obtidos a partir de simulações CFD. Conforme esperado, todas as variáveis analisadas incrementam o valor de velocidade de saída da chaminé. A Figura 37 abaixo exhibe variações de um mínimo de 0,30 m/s até um máximo de 0,46 m/s para a velocidade de saída para a chaminé em função de parâmetros geométricos. O comprimento aprecia valores de 1,2 até 2,0 m, exibindo aumento da velocidade de 0,36 m/s para 0,46 m/s aumentando-se 0,8 m no seu valor.

Ainda na Figura 37, a inclinação demonstra que a velocidade aumenta quase linearmente com incrementos no ângulo variando de 0,36 m/s para $\theta = 30^\circ$ até 0,43 m/s para $\theta = 60^\circ$. Com relação à área de saída, as magnitudes de velocidade tiveram a sua alteração menos significativa, com baixa sensibilidade a alterações na abertura da chaminé. Vê-se que a velocidade de saída variou de 0,33 m/s para 20 cm até 0,36 m/s para 10 cm na figura à direita.

Figura 37 – Gráficos 3D das influências entre a inclinação, abertura e comprimento na velocidade de saída da chaminé



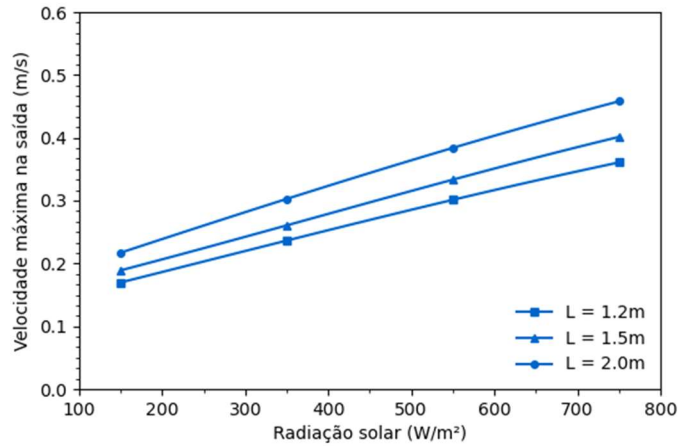
Fonte: Autor (2022).

Portanto, repara-se que, as alterações mais significativas acontecem com o aumento do comprimento, seguido da inclinação da chaminé. A análise aplicada possibilitou a escolha de características que proporcionam melhores resultados, otimizando a indução de correntes convectivas.

4.6.1 Efeito do comprimento da chaminé na velocidade de saída

Reparando a análise de desempenho, vê-se que o comprimento produz efeito de maior influência na velocidade de escoamento do ar no canal da chaminé. O comprimento da parede absorvedora foi variado em três valores para investigar os efeitos da altura da chaminé na velocidade do ar, proporcionar melhor entendimento da influência deste parâmetro e possibilitar uma escolha adequada. Os detalhes da variação da velocidade para os três valores de comprimento, a saber: 1,2 m, 1,5 m e 2,0 m, podem ser avistados na Figura 38.

Figura 38 – Variação da velocidade com a incidência solar na inclinação de 30° e comprimento variável.



Fonte: Autor (2022).

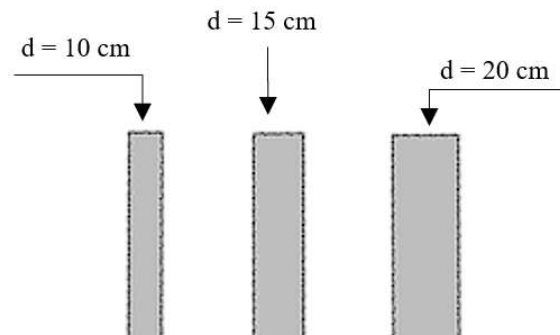
Como pode ser visto na Figura 38, o aumento do comprimento da chaminé faz com que a velocidade aumente. Isso se deve ao fato de que ao aumentar o comprimento do absorvedor, a capacidade de absorção da energia do sol é aumentada, permitindo maior transferência de calor da superfície quente para a massa de ar em escoamento no canal, produzindo temperaturas mais elevadas, como consequência, maiores magnitudes de ventilação. A análise mais detalhada. Esta melhor abordagem do comprimento pôde definir a escolha do seu valor adequado. Determinou-se, portanto, o comprimento de 2,0 metros, sendo este o valor de melhor resultado.

4.6.2 Análise comparativa entre as aberturas da chaminé

A fim de analisar melhor o comportamento da vazão de ar e velocidade para as três aberturas, a saber: 10, 15 e 20 cm, dados de magnitude de velocidade medidos ao longo da sala e curvas traçadas para identificar a diferença. O canal de chaminé para cada valor de abertura

pode ser visualizado na Figura 39 abaixo.

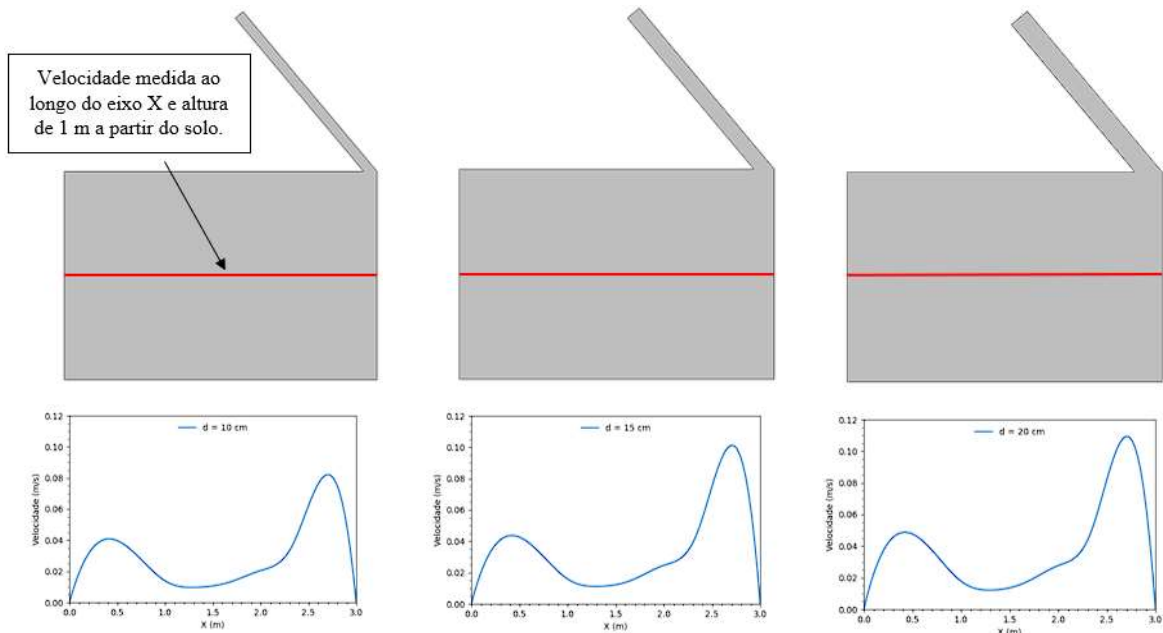
Figura 39 – Valores de abertura utilizados na análise



Fonte: Autor (2022).

Os pontos de dados foram tomados ao longo da linha reta na sala da esquerda para a direita com uma altura de 1 metro medida a partir do solo, ver Figura 40. Os pontos de dados foram obtidos neste nível tendo em vista o fato de que este nível é normalmente a área em que se encontra os ocupantes e qualquer melhor fluxo/velocidade de ar neste nível proporcionará diretamente o conforto junto com a ventilação desejada. Os recortes e curvas abaixo mostram pontos na sala onde os dados foram obtidos e valor/tendência dos dados, respectivamente.

Figura 40 – Curva mostrando o perfil de velocidade ao longo da sala para $d = 10, 15$ e 20 cm .



Fonte: Autor (2022).

Na figura acima vê-se ainda que, a abertura do canal da chaminé de 15 cm consegue induzir ótimos valores de velocidade, sendo o valor de abertura ideal devido ao pouco espaço

que ocupa e a indução de correntes convectivas da ordem de 0,02 até 0,1 m/s.

Ao comparar as curvas de magnitude de velocidade acima de três modelos, foi visto que os modelos com maior abertura na entrada e saída da chaminé fornecem maiores valores de velocidade. Para o modelo de 50 graus de inclinação, pode-se obter valor máximo de velocidade um pouco acima de 0,11 m/s próximo da entrada do canal da chaminé. Os modelos com abertura do canal da chaminé de 10 cm e 15 cm fornecem valores de velocidade variando de um mínimo de 0 m/s a um máximo de 0,1 m/s.

4.6.3 Efeito da abertura e inclinação na velocidade de saída

Ao analisar os parâmetros de influência no desempenho de uma chaminé solar notou-se resultados melhores para 45 a 60°. Isso se dá, pois, a maior inclinação beneficia o gradiente de pressão, por diferença de altura, a velocidade do ar é sensibilizada positivamente. Porém, a inclinação ótima baseia-se na latitude do local, Mathur *et al.* (2006) em seu estudo expõe a inclinação ótima dependendo da latitude, conforme mostrado na Tabela 3 abaixo.

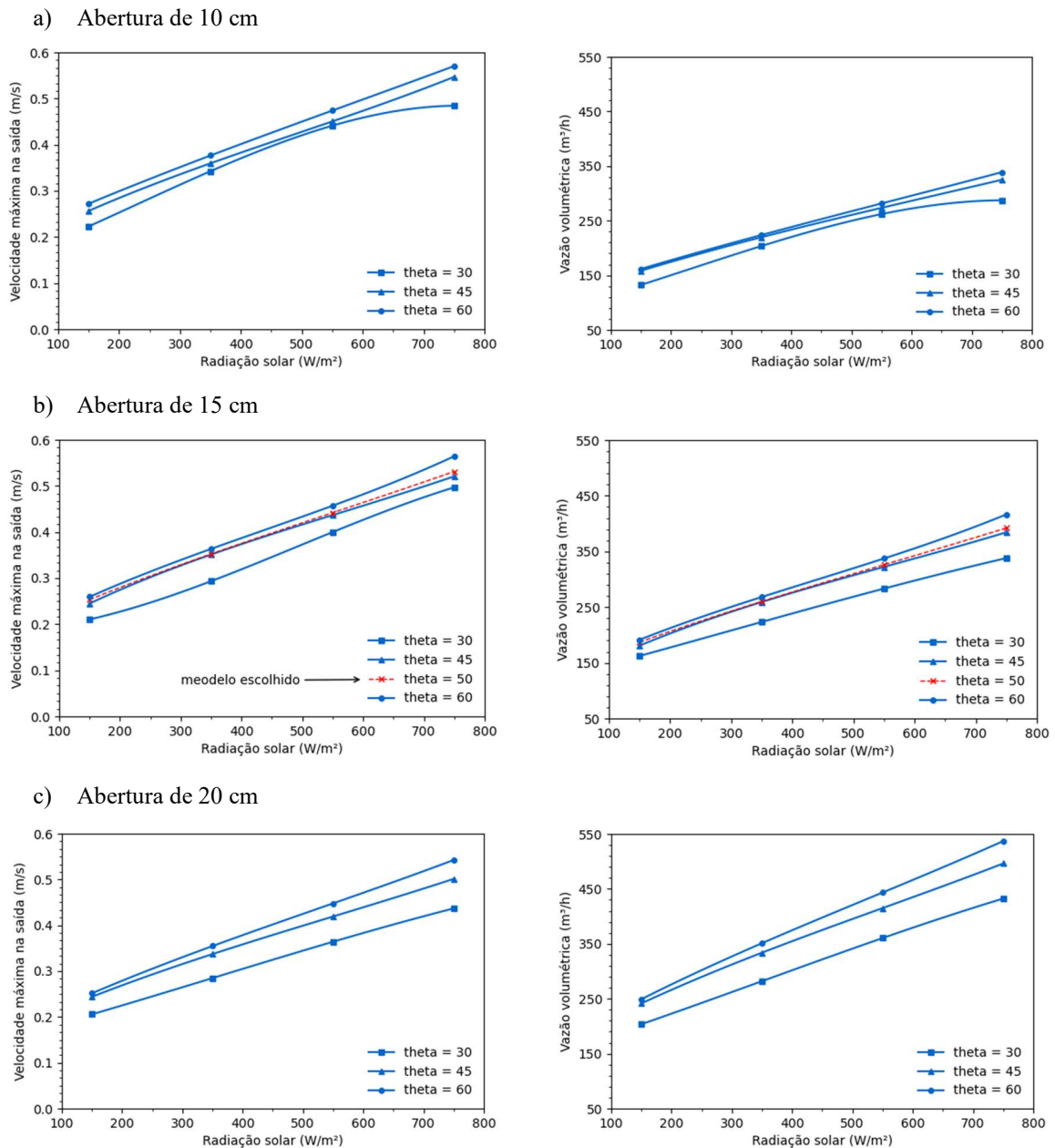
Tabela 3 – Variação da inclinação ótima de chaminé solar com a latitude

Latitude (°)	Optimum inclination of solar chimney (°)
0	55
5	50
10	50
15	50
20	45
25	45
30	45
35	50
40	50
45	55
50	55
55	60
60	60
65	60

Fonte: Mathur *et al.* (2006)

Assim, um estudo mais detalhado foi realizado para três diferentes inclinações do absorvedor, variando também a abertura da chaminé. Resultados da velocidade máxima do ar na saída foram encontrados por meio da análise CFD e podem ser avistados na Figura 41.

Figura 41 – Variação da velocidade máxima na saída da chaminé com a intensidade solar para diferentes ângulos de inclinação e comprimento de 2 m



Fonte: Autor (2022).

Os gráficos mostram a variação da velocidade máxima com o aumento da radiação solar e mudança na inclinação do absorvedor. Repara-se que a velocidade diminui com o aumento da abertura, como resultado, o canal estreito de 10 cm produz os valores mais significativos de velocidade máxima. Porém, a vazão volumétrica aumenta proporcionalmente ao aumento da área de escoamento do ar, assim, a abertura de 20 cm exhibe maiores valores de vazão volumétrica. A comparação da velocidade máxima do ar para diferentes inclinações reforça que a velocidade aumenta com o aumento da inclinação. Portanto, como resultado do efeito da abertura, inclinação e latitude do local de instalação, optou-se pela chaminé com abertura de 15

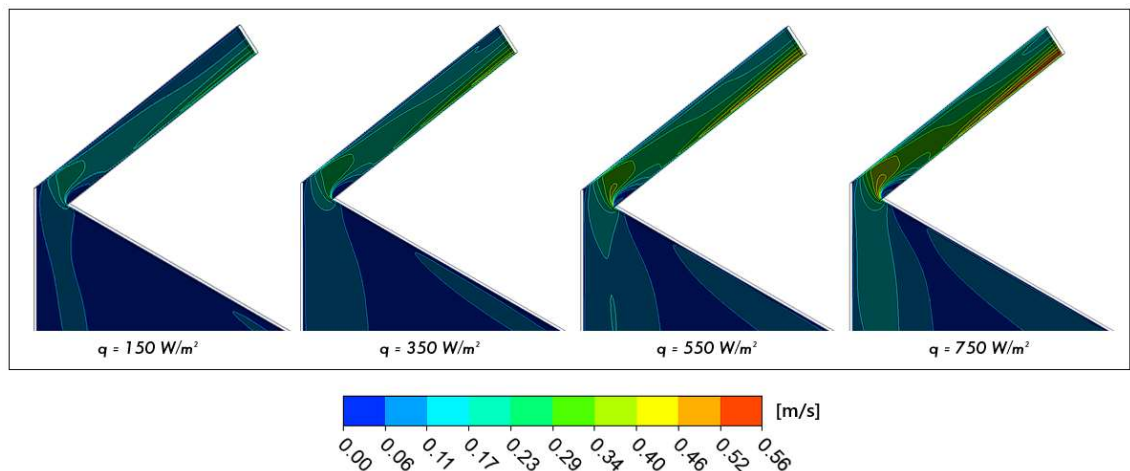
cm e inclinação de 50° que alcançou velocidade máxima de $0,53 \text{ m/s}$ e vazão volumétrica de aproximadamente $420 \text{ m}^3/\text{h}$ para a incidência solar de 750 W/m^2 .

4.6.4 Efeito da radiação solar na velocidade e eficiência exergética

Com o objetivo de analisar e investigar a influência da radiação solar na distribuição da velocidade e no padrão do fluxo de ar, as simulações foram realizadas para quatro valores, a saber: 150 , 350 , 550 e 750 W/m^2 . Para os valores de radiação pré-definidos, a temperatura ambiente foi mantida constante em $T = 34^\circ\text{C}$.

Na Figura 42 são apresentados os contornos de velocidade na entrada e saída da chaminé. A ilustração a cores da velocidade do ar ao longo do canal exibe diferentes contornos de velocidade na região do recinto, na entrada da chaminé. Repara-se que, ao colidir com a região de entrada da chaminé, um ponto de estagnação é gerado. Como consequência, o fluxo de fluido logo acima adquire maiores valores de velocidade, da ordem de $0,46$ a $0,52 \text{ m/s}$. A figura mostra também que a velocidade do ar é aumentada ao se aproximar da área de saída devido a troca de calor com a superfície absorvedora. Avista-se as maiores magnitudes de velocidade, variando de $0,52$ a $0,56 \text{ m/s}$ na região de saída e próximo a superfície cuja finalidade está em absorver a energia do sol.

Figura 42 – Efeito da radiação solar no contorno de velocidade da chaminé



Fonte: Autor (2022).

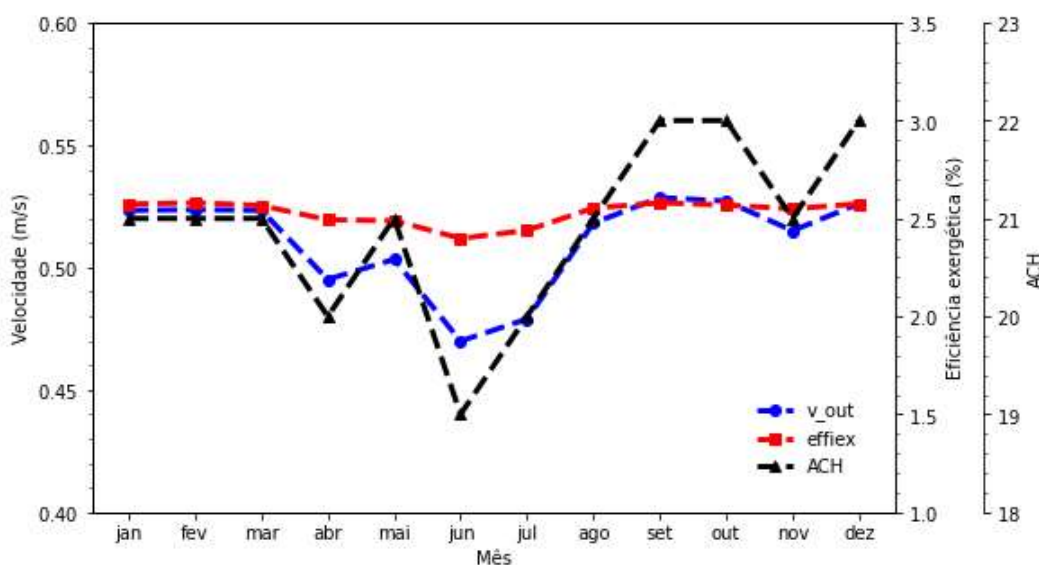
Após a caracterização da influência da radiação solar, investigou-se os efeitos desta e da temperatura ambiente, durante o período de um ano, na vazão volumétrica, número de renovações por hora e eficiência exergética.

A Figura 43 mostra a variação da velocidade, eficiência exergética e número de

renovações de ar por mês. O eixo x representa o mês em análise. Cada curva corresponde a um dado de saída diferente. A eficiência inicia quase estática entre os meses de janeiro e março com diminuição do seu valor até um mínimo em junho. Com a maior incidência de radiação solar e altos valores de temperatura ambiente nos meses de setembro e outubro, a eficiência exergética tende a aumentar até o seu valor máximo de 2,58%.

Verificou-se que a maior transferência de calor para a corrente de ar através da convecção, como resultado da captação de radiação solar pela parede absorvedora leva a um maior diferencial de temperatura, como efeito, maiores taxas de ventilação e eficiência exergética. Verificou-se que o número de renovações de ar (ACH) e a eficiência exergética (effiex) alcançado para o mês de setembro para a chaminé solar com 2 m de comprimento, abertura de 15 cm e inclinação de 50° foi de 22 e 2,6%, respectivamente, para o mesmo mês, conforme ilustrado pela Figura 43. Viu-se, também que, mesmo para magnitudes baixas da velocidade, o número de renovações de ar por hora se mostra interessante para ambientes domésticos, variando entre 19 e 22. A melhora do fluxo favorece a entrada de ar novo, melhorando a ventilação natural do ambiente.

Figura 43 – Velocidade do ar, eficiência exergética e número de renovações de ar para o período de um ano médio



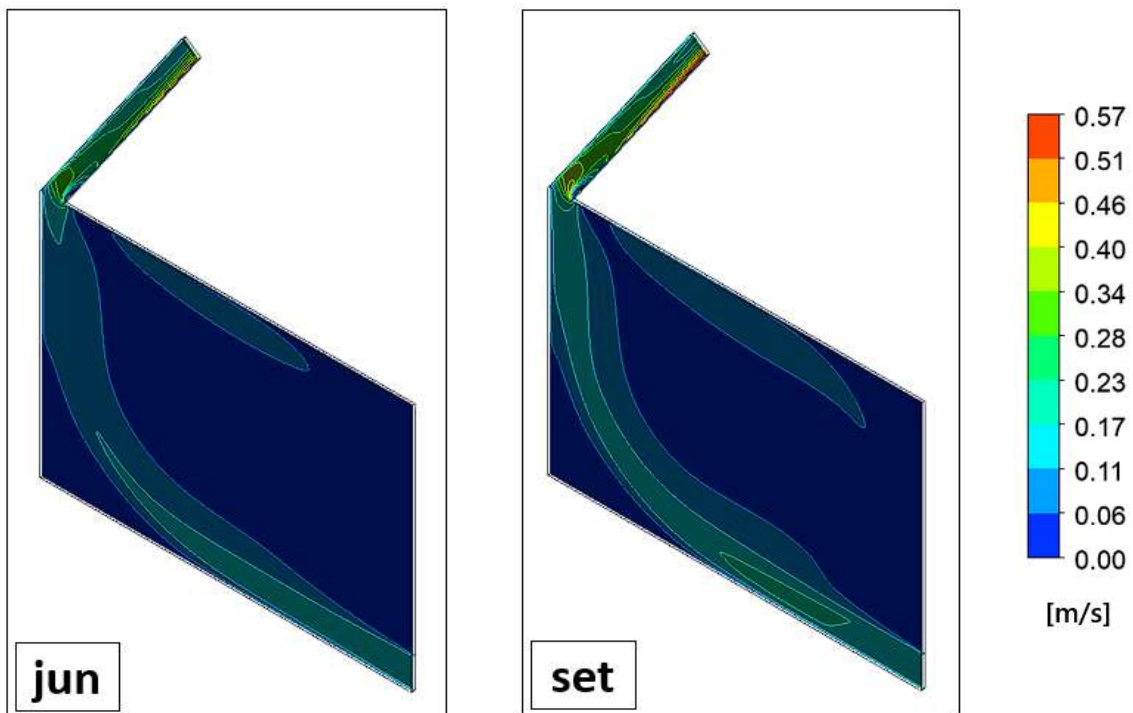
Fonte: Autor (2022).

Na Figura 44 a seguir são apresentados os contornos de velocidade para as condições climáticas do melhor e o pior mês do ano em termos de desempenho. A radiação solar e a temperatura do ar para ambos os meses foram calculadas em média, adquirindo um valor médio mensal para o período de um ano. Foi considerado o horário de 13h por exibir maiores valores de incidência solar e temperatura ambiente para todos os meses do ano. A figura exibe um

padrão de escoamento ao longo do ambiente como resultado da presença de chaminé solar. O contorno segue a mesma escala de cor da figura anterior, para contorno próximo da cor vermelha é evidente a maior velocidade enquanto, zonas na cor azul indicam movimento de ar quase estacionário.

Conforme esperado, maior circulação de ar é exibida no mês de setembro, melhor mês em termos de radiação solar e temperatura ambiente. O mês de setembro exibiu valores médios de 749 W/m^2 para a radiação solar e 306 K para temperatura ambiente, sendo capaz de induzir fluxo constante da ordem de $0,23 \text{ m/s}$ desde a entrada do recinto até a entrada da chaminé solar, alcançando velocidade máxima de $0,53 \text{ m/s}$. Já o mês de junho apresentou o pior resultado dentre os doze meses avaliados. Exibiu os menores valores médios de temperatura ambiente e incidência solar, 300 K e 580 W/m^2 . Como consequência da menor disponibilidade de energia térmica, expôs um contorno heterogêneo na região média da chaminé. Menores magnitudes de velocidade podem ser avistados, da ordem de $0,17 \text{ m/s}$, estes indicam baixa circulação de ar no interior do recinto.

Figura 44 – Previsões do fluxo de ar para os meses de junho e setembro



Fonte: Autor (2022).

Os resultados mostraram desempenho satisfatório para o modelo adotado, ótimos valores de velocidade em concordância com estudos anteriores foram obtidos. Os valores de eficiência exérgica indicam que um maior diferencial de temperatura aumenta o desempenho da chaminé. Como um todo, o mecanismo é influenciado majoritariamente pela incidência solar

seguido dos seus parâmetros geométricos analisados. A absorção de maior energia produz valores significantes de temperatura na saída da chaminé, induzindo correntes de ar de maior magnitude. Com isso, a troca de ar e a eficiência do processo também são beneficiados.

5. CONCLUSÕES

Estudar os parâmetros de influência e seus resultados no desempenho de uma chaminé solar é uma importante estratégia para otimização de projetos. As análises realizadas no capítulo anterior variando o ângulo de inclinação, comprimento, abertura da chaminé, temperatura ambiente e radiação solar teve como finalidade a previsão do desempenho e escolha de modelo otimizado. Os principais resultados deste estudo podem ser descritos da seguinte forma:

- Os resultados do modelo CFD desenvolvido convergiram para os resultados experimentais e numéricos de autores da bibliografia (erro médio de 12% e desvio padrão inferior a 1%);
- A experiência com o modelo de turbulência RNG $k-\varepsilon$ mostrou-se positiva, com este apresentando melhor desempenho dentre os demais e exibindo as melhores previsões de fluxo ao longo da chaminé e melhor proximidade de resultado com resultados da validação;
- O modelo de chaminé otimizado com base no desempenho e região de estudo, que apresenta 2,0 m de comprimento, 20 cm de abertura e ângulo de inclinação de 50° , promove correntes de ar interna superiores a 0,1 m/s com picos de 0,5 m/s na região de saída e eficiência exergética de 1,5% sob intensidades solares superiores a 500 W/m^2 ;
- Os resultados do estudo CFD mostraram que os principais fatores que influenciam a vazão induzida e a eficiência exergética da chaminé solar inclinada incluem a diferença de temperatura entre a entrada do recinto e a saída da chaminé, o comprimento L da chaminé, a abertura d do canal de ar e a inclinação θ da chaminé;
- Em termos de valor absoluto, a eficiência térmica variou apenas em menos de 1,0% para os parâmetros examinados. Reduções na eficiência exergética deveu-se à redução do gradiente de temperatura entre entrada e saída, fator determinante no mecanismo de tração natural de ar;

Diante de todas as previsões, conclui-se que é possível proporcionar movimentação passiva de ar de boa qualidade em ambientes apenas fazendo o uso de um mecanismo de tração natural. O modelo CFD desenvolvido se mostrou confiável, prevendo com sucesso a indução natural de ar. Todas as descobertas só foram possíveis graças à utilização de modelagem computacional, destacando o potencial e vantagens de utilização da técnica CFD em estudos de otimização. Trabalhos futuros podem incluir uma modelagem complexa da radiação solar, ainda, um estudo com modelo tridimensional para examinar em vários planos, com maiores detalhes, o fluxo de ar no interior do recinto.

6. SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS

Como este modelo foi construído com base em uma geometria 2D e modelagem básica de radiação, há muito o que desvendar desenvolvendo uma modelagem mais complexa da radiação solar. Sem dúvida, seria desejável utilizar os demais modelos para combinar perfeitamente a transferência de calor com base na intensidade solar que incide nas superfícies de vidro e absorvedora. Também, as simulações podem contar com modelos em 3D. Conhecer o fluxo de ar através de vista superior em um plano normal a y seria vantajoso na escolha do modelo de melhor desempenho. Uma vez que conhecer o comportamento da movimentação de ar no recinto é interessante para prever os ajustes necessários no modelo, permitindo melhor previsão das correntes induzidas. Também funcionaria como ferramenta para investigação da sensação térmica no interior do recinto. Contudo, um modelo 3D exigiria hardware mais robusto. Um estudo tridimensional não pôde ser desenvolvido devido a limitação de hardware e número de elementos de malha da licença adquirida.

7. REFERÊNCIAS

- Abdeen, A., Serageldin, A. A., Ibrahim, M. G. E., El-Zafarany, A., Ookawara, S., & Murata, R. (2019). **Solar chimney optimization for enhancing thermal comfort in Egypt: An experimental and numerical study**. *Solar Energy*, 180(October 2018), 524–536. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.01.063>
- Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL). **Atlas da Energia Elétrica do Brasil**. Brasília – DF, 2005. 2ª Edição.
- Associação Brasileira de Energia Solar Fotovoltaica (ABSOLAR). **Geração Distribuída Solar Fotovoltaica. Encontro Nacional dos Agentes do Setor Elétrico – ENASE**. Rio de Janeiro, 2016.
- ANDERSSON, B., ANDERSSON, R., HÅKANSSON, L., MORTENSEN, M., SUDIYO, R., & VAN WACHEM, B. (2011). **Computational fluid dynamics for engineers**. In *Computational Fluid Dynamics for Engineers* (Vol. 9781107018). <https://doi.org/10.1017/CBO9781139093590>
- BANSAL, N. K., MATHUR, R., & BHANDARI, M. S. (1993). **SOLAR CHIMNEY FOR ENHANCED STACK VENTILATION**. *BUILDING AND ENVIRONMENT*, 28(3), 373–377. [HTTPS://DOI.ORG/10.1016/0360-1323\(93\)90042-2](https://doi.org/10.1016/0360-1323(93)90042-2)
- BASSIOUNY, R., & KOURA, N. S. A. (2008). **An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation**. *Energy and Buildings*, 40(5), 865–873. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.06.005>
- Empresa de Pesquisa Energética - EPE. (2021). **Balço Energético Nacional - BEN 2021**. Empresa de Pesquisa Energética.
- CHAPRA, S. C., & CANALE, R. P. (2016). **Métodos Numéricos para Engenharia**.
- CHEN, C. J. (2009). **Physics of Solar Energy Offered by Columbia Video Network**. In *Renewable Energy* (Issue 3).
- CIMATEC, Senai. **Atlas Solar: Bahia**. Salvador: Senai Cimatec, 2018. 76 p. Elaborado por AWS Truepower, Camargo Schubert Engenheiros Associados, FIEB/SENAI CIMATEC. Disponível em: <<http://www.senaicimatec.com.br/download/Atlas-Solar-Bahia-2018.pdf>>. Acesso em: 14 fev. 2022.
- DHAHRI, M., & AOUINET, H. (2020). **CFD investigation of temperature distribution, air flow pattern and thermal comfort in natural ventilation of building using solar chimney**. *World Journal of Engineering*, 17(1), 78–86. <https://doi.org/10.1108/WJE-09-2019-0261>
- Ding, W., Hasemi, Y., & Yamada, T. (2005). **Natural ventilation performance of a double-skin façade with a solar chimney**. *Energy and Buildings*, 37(4), 411–418. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2004.08.002>
- EMMERICH, S.J., DOLS, W.S., AXLEY, J.W. **Natural Ventilation Review and Plan for Design and Analysis Tools Report**. National Institute of Standards and Technology, Technology Administration, U.S. Department of Commerce, 2001.

EPPERSON, J. F. (2013). **An Introduction To Numerical Methods And Analysis**. – Second edition – John Wiley & Sons, New York, 2013.

Fordham, M. (2000). Natural ventilation. *Renewable Energy*, 19(1–2), 17–37.
[https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(99\)00012-9](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(99)00012-9)

FORTUNA, ARMANDO DE OLIVEIRA. **Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos: Conceitos Básicos e Aplicações**. – 2ª ed. – São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 2012.

FROTA, Anésia Barros; SCHIFFER, Sueli Ramos. Manual de Conforto Térmico. 4ª. ed. São Paulo: Nobel. 2000. ISSO

Gan, G. (1998). **A parametric study of Trombe walls for passive cooling of buildings**. *Energy and Buildings*, 27(1). [https://doi.org/10.1016/s0378-7788\(97\)00024-8](https://doi.org/10.1016/s0378-7788(97)00024-8)

Gan, G., & Riffat, S. B. (1998). A numerical study of solar chimney for natural ventilation of buildings with heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 18(12), 1171–1187.
[https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(97\)00117-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(97)00117-8)

GUTIERREZ-TRASHORRAS, A. J., SÚAREZ-LÓPEZ, M. J., BLANCO-MARIGORTA, A. M., & BLANCO-MARIGORTA, E. (2009). **EXERGETIC FLUID DYNAMICS OF A BUILDING VENTILATION SOLAR CHIMNEY**.

HARRIS, D. J., HELWIG, N. **Solar chimney and building ventilation**. *Applied Energy* 84 (2) (2007) 135–146.

H K VERSTEEG, W. M. (1995). **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: Vol. M**. www.pearsoned.co.uk/versteeg

Imperial, L. C., & Pereira, O. S. (2014). **ANÁLISE DO POTENCIAL DO RECURSO SOLAR NA BAHIA A PARTIR DE SOFTWARE DE INFORMAÇÃO GEOGRÁFICA BASEADO NA WEB**. V Congresso Brasileiro de Energia Solar.

IMRAN, A. A., JALIL, J. M., & AHMED, S. T. (2015). **Induced flow for ventilation and cooling by a solar chimney**. *Renewable Energy*, 78, 236–244.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.01.019>

JALIL, J. M., & KHALAF, Z. J. (2011). **Induced Buoyancy In Inclined Solar Chimney For Natural Ventilation**. *Engineering*, 29(2), 183–194.

JESUS, M. S. DE, SATO, A. I., SOUZA, A. B., & JÚNIOR, L. J. DA S. (2020). **Análise Termodinâmica De Uma Chaminé Solar Aplicada a Bom Jesus Da Lapa – Ba** / Thermodynamic Analysis of a Solar Chimney in Bom Jesus Da Lapa – Ba. *Brazilian Journal of Development*, 6(12), 96093–96108. <https://doi.org/10.34117/bjdv6n12-193>

JING, H., CHEN, Z., LI, A., 2015. Experimental study of the prediction of the ventilation flow rate through solar chimney with large gap-to-height ratios. *Build. Environ.* 89, 150–159.
<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.02.018>.

KALOGIROU, S. A. (2016). **Engenharia de Energia Solar: Processos e Sistemas**. – 2. ed. – Rio de Janeiro: Elsevier, 2016.

- KHANAL, R., & LEI, C. (2011). **Solar chimney – A passive strategy for natural ventilation**. *Energy and Buildings*, 43(8), 1811–1819. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.03.035>
- MAIA, C. B., CASTRO SILVA, J. O., CABEZAS-GÓMEZ, L., HANRIOT, S. M., & FERREIRA, A. G. (2013). **Energy and exergy analysis of the airflow inside a solar chimney**. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 27, pp. 350–361). <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.06.020>
- MALISKA, C. R. (2013). **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 2013.
- MARQUES, F. M. R. (2014). **Perspectivas para a Energia Solar no Brasil Perspectives**. IEE/USP.
- MATHUR, J., MATHUR, S., & ANUPMA. (2006). **Summer-performance of inclined roof solar chimney for natural ventilation**. *Energy and Buildings*, 38(10), 1156–1163. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2006.01.006>
- MENTER, F. (1994). Two-equation Eddy-viscosity Turbulence Model for Engineering Applications, *AIAA J.*, Vol. 32, pp. 1598–1605.
- MENTER, F. R., KUNTZ, M. AND LANGTRY, R. (2003). Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model, *Proceedings of the Fourth International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer*, Begell House, Redding, CT.
- MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. (2018). **Uso de Ar-Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética**. Nota Técnica EPE 030/2018 -, 43.
- Morais, J. M. da S. C., & Labaki, L. C. (2017). **CFD como ferramenta para simular ventilação natural interna por ação dos ventos: estudos de caso em tipologias verticais do “Programa Minha Casa, Minha Vida.”** *Ambiente Construído*, 17(1), 223–244. <https://doi.org/10.1590/s1678-86212017000100133>
- ONG, K. S., & CHOW, C. C. (2003). **Performance of a solar chimney**. *Solar Energy*, 74(1), 1–17. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(03\)00114-2](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(03)00114-2)
- PEREIRA, E. B., MARTINS, F. R., ABREU, S. L. de, & RUTHER, R. (2017). **Atlas brasileiro de energia solar**. 2. ed. INPE. <https://doi.org/978-85-17-00030-0>
- PETELA, R. (2003). **Exergy of undiluted thermal radiation**. *Solar Energy*, 74(6), 469–488. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(03\)00226-3](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(03)00226-3)
- RAJPUT, S. K., & GWALIOR, S. (2017). **SOLAR ENERGY: Fundamentals, Economic and Energy Analysis**.
- NASCIMENTO, R. L. (2017). **Energia solar no Brasil: situação e perspectivas**. Estudo Técnico.
- RANGEL, M. S. (2020). **Análise do consumo e qualidade de energia em condicionadores de ar convencional e inverter**. Itumbiara, p. 84, 2020.

SAIDUR, R., BOROUMANDJAZI, G., MEKHLIF, S., & JAMEEL, M. (2012). Exergy analysis of solar energy applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16(1), 350–356. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.162>

Shi, L., Zhang, G., Yang, W., Huang, D., Cheng, X., & Setunge, S. (2018). **Determining the influencing factors on the performance of solar chimney in buildings.** In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 88). <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.02.033>

SOLARGIS. **Solar resource and pv power potential maps.** Acesso em: 12 jun. 2022, em: <https://solargis.com/mapsand-gis-data/download/>.

SOLANGI, K. H., ISLAM, M. R., SAIDUR, R., RAHIM, N. A., & FAYAZ, H. (2011, May). **A review on global solar energy policy.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, pp. 2149–2163. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.01.007>

Spalart, P. R., Allmaras, S. R., & Reno, J. (1992). **One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows.** 30th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit.

THONG, T. B., QUAAN, L. M., & SENG, O. K. (2007). **Simulations of flow in a solar roof collector driven by natural convection.** *Proceedings of the 16th Australasian Fluid Mechanics Conference, 16AFMC*, December, 667–670.

Tu, J., Yeoh, G. H., & Liu, C. (2018). **Computational fluid dynamics: A practical approach.** In *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach*.

VAN LEER, B., & POWELL, K. G. (2010). **Introduction to Computational Fluid Dynamics.** In *Encyclopedia of Aerospace Engineering*. John Wiley & Sons, Ltd. <https://doi.org/10.1002/9780470686652.eae048>

VERSTEEG, H. K., & MALALASEKERA, W. (2007). **An introduction to computational fluid dynamics - the finite volume method.** LK - <https://tue.on.worldcat.org/oclc/901519689>. In TA - TT -.

Yakhot, V., Orszag, S. A., Thangam, S., Gatski, T. B. and Speziale, C. G. (1992). **Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique,** *Phys. Fluids A*, Vol. 4, No. 7, pp. 1510–1520

ZHAI, X. Q., SONG, Z. P., & WANG, R. Z. (2011). **A review for the applications of solar chimneys in buildings.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), 3757–3767. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.013>

ANEXO A – CÓDIGO DO OCTAVE®

A função **EISCRV** apresentada abaixo determina novos valores para as temperaturas, como dados de entrada têm-se os dados geométricos da chaminé e dados climáticos da região em análise, ainda, a suposição de valores iniciais para as temperaturas.

```
function [T,M,V,ACH,effi,effiex,iter] = EISCRV(H,T,Ta,Ls,W,z,d)
%
% ENTRADA:
%       H = Radiação solar (W/m^2)
%       T = Vetor coluna de temperaturas [Tg Tf Tw]'
%       Ta = Temperatura ambiente (K)
%       Lg = Comprimento da parede de vidro (m)
%       Lw = Comprimento da parede absorvedora (m)
%       Ls = Altura da pilha (m)
%       L = Comprimento da pilha (m)
%       W = Largura da chaminé (m)
%       d = Espaço entre as superfícies (m)
%       z = Altura da entrada da chaminé(m)
%       Vr = Volume da sala (m^3)
%       maxiter = Número máximo de iterações
%       maxerr = Erro máximo a ser incorporado
%
% SAÍDA:   T = Vetor coluna de temperaturas [Tg Tf Tw]',
%          onde
%          Tg = Temperatura média do vidro (K)
%          Tf = Temperatura média do ar no canal (K)
%          Tw = Temperatura média da parede vertical (K)
%          M = Vazão mássica (kg/s)
%          V = Vazão volumétrica (m^3/s)
%          v = Velocidade (m/s)
%          ACH = Número de renovações de ar por hora (ACH)
%          effi = Eficiência instantânea
%          iter = Número de iterações
%----- Argumentos de entrada -----%

beta = pi/3; %--- ângulo de inclinação do coletor da chaminé solar
g = 9.81; %--- aceleração gravitacional
Lg = 2; %--- comprimento da cobertura de vidro
Wg = 1; %--- largura da cobertura de vidro
Labs = Lg; %--- comprimento da parede absorvedora
Wabs = 1; %--- largura da parede absorvedora
Vr = 18; %--- volume da sala

maxerr = 0.0001;
maxiter = 1000;
if nargin<6,d = 0.2;end
if nargin<5,z = 1.0;end
if nargin<4,W = 1.0;end
if nargin<3,Ta = 312;end
if nargin<2,T = [326.5;317.3;352.1];end
if nargin<1,H = 750;end

if beta >= 90;
    Ls = Labs+(z/2); %-- comprimento efetiva para chaminé solar vertical
else
    Ls = Labs*sin(beta); %-- comprimento efetiva para chaminé solar inclinada
end
```

```

%----- Cálculo da temperatura -----%
iter = 0;
while iter <= maxiter
    %--- Temperaturas iniciais
    Tg = T(1,1);
    Tf = T(2,1);
    Tw = T(3,1);
    %--- Temperaturas anteriores
    Tprev = T;

    %--- Obter propriedades com base na temperatura
    [c,f,g,w] = Property(Tg,Tf,Tw,Ta,Ls,W,H);

    %--- Obter a matriz com base nas propriedades
    [Temp_Coeff, RH, Area, M] = MatCrea(c,f,w,Tf,Ta,Ls,z,W,d);

    %--- Calcular a temperatura atual
    Tcurr = GaussSeidelSOR(Temp_Coeff,RH);

    %--- Obter o erro entre a temperatura anterior e a atual
    error = abs(Tcurr - Tprev);
    if max(error)<=maxerr
        break
    else
        iter = iter+1;
        T = Tcurr;
    end
end

%----- Dados de saída -----%

Rom = (w.Rof + g.Rof)/2; %--- densidade média
V = (M/w.Rof); %--- Vazão volumétrica (m^3/s)
ACH = (V*3600)/Vr; %--- Número de renovações de ar (ACH)
Tfo = (Tf - 0.25*Ta)/0.75; %--- Temperatura do fluxo de ar na saída (K)
Tfi = Ta; %--- Temperatura do fluxo de ar na entrada (K)
effi = ((M*g.Cf*(Tfo - Tfi))/(W*Ls*H))*100; %--- Eficiência energética

%----- Cálculo da eficiência exergetica -----%

%--- Constantes de aproximação
K1 = (((1/Ta)*W*9.81*Ls^2)/1.13669);
K2 = ((2*((Area.Ao)^2))/1.13669);
K3 = (1/Ta)*W*Ls;
K4 = (1.13669*1.007028);

%--- Perda de carga
deltaPv = K1*(H/(2*V))+((V^2*(K3*H + K4*V))/(K2*(K3*H - K4*V)));

Ts = 5777; %--- Temperatura Efetiva do Sol (K)
psi = 1 + ((1/3)*(Ta/Ts)^4) - ((4/3)*(Ta/Ts));

%--- Determinação das pressões e coeficientes
R = 287.0530 %--- constante dos gases ideais (ar)
Cfm = (w.Cf + g.Cf)/2; %--- calor específico médio
Rom = (w.Rof + g.Rof)/2; %--- densidade média
p0 = 101.325; %--- pressão atmosférica
p2 = p0 - deltaPv;
k = (Cfm + R)/Cfm;

%--- Balanço exergetico
ExG = psi*H*W*Ls; %--- Exergia de radiação solar

```

```

Wv = deltaPv*V; %--- Exergia de ventilação
Exf = M*((Cfm + R)*(Tfo - Ta) - Ta*(Cfm + R)*log(Tfo/Ta) + Ta*((k -
1)/k)*log(p2/p0)); %--- Exergia de fluxo
% Exf = M*(Cfm*(Tfo - Ta) - Ta*Cfm*log(Tfo/Ta)); %--- Exergia de fluxo
effiex = ((Wv + Exf)/ExG)*100; %--- Eficiência exergetica
%
```

Abaixo, o código que implementa a função **Property**, que realiza o cálculo das várias propriedades das superfícies do vidro e da parede absorvedora a partir das temperaturas definidas no arquivo anterior, sendo elas, a temperatura média do ar, da superfície de vidro e da parede absorvedora.

```

function [Coefficients, Flux, Glass, Wall] = Property(Tg,Tf,Tw,Ta,Ls,W,H)
%
% Esta função implementa o cálculo de várias propriedades da superfície do
% vidro e da parede do absorvedor utilizando como entrada as temperaturas
% média do ar, da superfície de vidro e da parede absorvedora.
%
% ENTRADA:
%
% Tg = Temperatura média do vidro (K)
%
% Tf = Temperatura média do ar no canal (K)
%
% Tw = Temperatura média da parede vertical (K)
%
% Ta = Temperatura ambiente (K)
%
% Lg = Comprimento da parede de vidro (m)
%
% Lw = Comprimento da parede absorvedora (m)
%
% Ls = Altura da pilha (m)
%
% W = Largura da chaminé (m)
%
% H = Radiação solar incidente na chaminé solar (W/m^2)
%
% v0 = Velocidade do ar ambiente (m/s)
%
% SAÍDA:
%
% Coefficients = Estrutura contendo vários coeficientes
%                de transferência de calor
%
% Flux = Estrutura contendo fluxo de calor de radiação solar (W/m^2)
%
% Glass = Estrutura contendo propriedades da superfície de vidro
%
% Wall = Estrutura contendo propriedades de parede absorvedora
%
%-----%

v0 = 0.1; %--- Velocidade do ar na entrada do recinto
sigma = 5.67*10^-8; %--- Constante de Stefan-Boltzmann
g = 9.81; %--- Constante gravitacional
Lg = 2; %--- Comprimento da parede de vidro
Lw = 2; %--- Comprimento da parede absorvedora
epsilon_g = 0.9; %--- Emissividade da tampa de vidro
epsilon_w = 0.95; %--- Emissividade da parede absorvedora

%----- Fluxo de calor por radiação -----%

% Fluxo de calor de radiação solar absorvido pela superfície de vidro (W/m^2)
Flux.S1 = 0.06*H;

% Fluxo de calor da radiação solar absorvido pelo absorvedor(W/m^2)
Flux.S2 = 0.84*0.95*H;

%----- Propriedades dos materiais -----%

%--- Temperatura média
Glass.Tm = (Tg + Tf)/2; %--- Para superfície de vidro e o ar
Wall.Tm = (Tw + Tf)/2; %--- Para parede absorvedora e o ar
```

```

%--- Coeficiente de expansão volumétrica
Glass.Beta = 1/Glass.Tm; %--- Para superfície de vidro e o ar
Wall.Beta = 1/Wall.Tm; %--- Para parede absorvedora e o ar

%--- Diferença de temperatura (Variável intermediária)
Glass.DeltaT = abs(Tg - Tf); %--- Para superfície de vidro e o ar
Wall.DeltaT = abs(Tw - Tf); %--- Para parede absorvedora e o ar

%--- Viscosidade dinâmica do ar
Glass.Muf = (1.846 + 0.00472*(Glass.Tm - 300))*10^(-5); %--- Para superfície
de vidro e o ar
Wall.Muf = (1.846 + 0.00472*(Wall.Tm - 300))*10^(-5); %--- Para parede
absorvedora e o ar

%--- Densidade do ar
Glass.Rof = 1.1614 - 0.00353*(Glass.Tm - 300); %--- Para superfície de vidro
e o ar
Wall.Rof = 1.1614 - 0.00353*(Wall.Tm - 300); %--- Para parede absorvedora e
o ar

%--- Condutividade térmica do ar
Glass.kf = 0.0263 + 0.000074*(Glass.Tm - 300); %--- Para superfície de vidro
e o ar
Wall.kf = 0.0263 + 0.000074*(Wall.Tm - 300); %--- Para parede absorvedora e
o ar

%--- Calor específico do ar
Glass.Cf = (1.007 + 0.00004*(Glass.Tm - 300))*10^(3); %--- Para superfície
de vidro e o ar
Wall.Cf = (1.007 + 0.00004*(Wall.Tm - 300))*10^(3); %--- Para parede
absorvedora e o ar

%--- Número de Prandtl
Glass.Pr = Glass.Muf*Glass.Cf/Glass.kf; %--- Para superfície de vidro e o
ar
Wall.Pr = Wall.Muf*Wall.Cf/Wall.kf; %--- Para parede absorvedora e o ar

%--- Viscosidade cinemática do ar
Glass.vf = Glass.Muf/Glass.Rof; %--- Para superfície de vidro e o ar
Wall.vf = Wall.Muf/Wall.Rof; %--- Para parede absorvedora e o ar

%--- Número de Grashof
Glass.Gr = (g*Glass.Beta*Glass.DeltaT*(Ls^3))/(Glass.kf*((Glass.vf)^2)); %--
-- Para superfície de vidro e o ar
Wall.Gr = (g*Wall.Beta*Wall.DeltaT*(Ls^3))/(Wall.kf*((Wall.vf)^2)); %---
Para parede absorvedora e o ar

%--- Número de Rayleigh
Glass.Ra = Glass.Gr*Glass.Pr; %--- Para superfície de vidro e o ar
Wall.Ra = Wall.Gr*Wall.Pr; %--- Para parede absorvedora e o ar

%--- Número de Nusselt para superfície de vidro e o ar
%
if Glass.Ra < 10^9
Glass.Nu = 0.68 + ((0.67*(Glass.Ra^(1/4)))/(1 + ((0.492/Glass.Pr)^(9/16))))^(4/9);
else
Glass.Nu = (0.825 + (0.387*(Glass.Ra^(1/6)))/(1 + ((0.492/Glass.Pr)^(9/16))))^(8/27))^2;
end

%--- Número de Nusselt para parede absorvedora e o ar

```

```

%
if Wall.Ra < 10^9
Wall.Nu = 0.68+(0.67*(Wall.Ra^(1/4)))/(1+((0.492/Wall.Pr)^(9/16)))^(4/9);
else
Wall.Nu = [0.825+(0.387*(Wall.Ra^(1/6)))/(1+((0.492/Wall.Pr)^(9/16)))^(8/27)]^2;
end

%----- Coeficientes de transferência de calor -----%

%--- Coeficiente de transferência de calor por convecção entre a tampa de
vidro e o ar no canal da chaminé (W/m^2.K)
Coefficients.hg = Glass.Nu*Glass.kf/Lg;

%--- Coeficiente de transferência de calor por convecção entre a parede
vertical e o ar no canal da chaminé (W/m^2.K)
Coefficients.hw = Wall.Nu*Wall.kf/Lw;

%--- Coeficiente de transferência de calor radiativo entre a parede e a tampa
de vidro (W/m^2.K)
Coefficients.hrwg =
(sigma*(Tg^2+Tw^2)*(Tg+Tw))/((1/epsilon_g)+(1/epsilon_w)-1);

%--- Coeficiente geral de transferência de calor entre a parede vertical e a
sala (W/m^2.K)
deltawins = 0.1; %--- Espessura do isolamento atrás do absorvedor (7.5 cm)
kins = 0.037; %--- Condutividade térmica do isolamento da parede (Isopor)
Coefficients.Ub = kins/deltawins;

%--- Transferência de calor radiativo
Ts = 0.0552*Ta^(1.5); %--- Variável intermediária
Coefficients.hrs = sigma*0.9*(Tg^2 + Ts^2)*(Tg + Ts); %--- Conforme Duffie &
Beckman (2013)

%--- Coeficiente geral de transferência de calor da parte superior da tampa
de vidro (W/m^2.K)
%
if v0 <= 0
hwind = 2.8 + 3*v0; %--- Coeficiente de transferência de calor por convecção
devido ao vento
else hwind = 6.15*v0^0.8;
end
%
Coefficients.Ut = hwind + Coefficients.hrs; %--- Conforme Madhlopa (2009)

```

A seguir, a função **MatCrea**, que cria a matriz com os coeficientes de temperatura do lado esquerdo e o vetor do lado direito com atributos dimensionais.

```

function [A, B, Area, M] = MatCrea(Coeff,Flux,Wall,Tf,Ta,Ls,z,W,d)
% This function creates the matrix i.e. the coefficients of temperature and
% right hand side vector along with that some dimensional attributes.
%
% ENTRADA:
%     Coeff = estrutura contendo os diversos coeficientes da transferência
de calor
%     Flux = estrutura contendo o fluxo de radiação solar (W/m^2)
%     Wall = estrutura contendo as propriedades da parede absorvedora
% SAÍDA:
%     A = coeficientes de transferência de calor

```

```

%          B = vetor do lado direito da equação
%          Area = atributos dimensionais (m^2)
%          M = vazão mássica (kg/s)

Cd = 0.57;
Lw = Ls;
%--- Área da parede absorvedora e da superfície de vidro (m^2)
Area.Aw = Lw*W;
Area.Ag = Ls*W;
%--- Área da seção transversal de entrada e saída do canal da chaminé (m^2)
Area.Ai = d*W;
Area.Ao = d*W;
Area.Ar = Area.Ao/Area.Ai;

M = (Cd*Wall.Rof*Area.Ao/((1 + Area.Ar^2)^(1/2)) * ((2*9.81*Ls*(Tf-
Ta)/Ta))^(1/2));

%--- Matriz com os coeficientes
A(1,1) = Coeff.hg*Area.Ag + Coeff.hrwg*Area.Aw + Coeff.Ut*Area.Ag;
A(1,2) = -Coeff.hg*Area.Ag;
A(1,3) = -Coeff.hrwg*Area.Aw;
A(2,1) = Coeff.hg*Area.Ag;
A(2,2) = -(Coeff.hg*Area.Ag + Coeff.hw*Area.Aw + M*Wall.Cf/0.75);
A(2,3) = Coeff.hw*Area.Aw;
A(3,1) = -Coeff.hrwg*Area.Aw;
A(3,2) = -Coeff.hw*Area.Aw;
A(3,3) = Coeff.hw*Area.Aw + Coeff.hrwg*Area.Aw + Coeff.Ub*Area.Aw;

%--- Vetor do lado direito da equação
B(1,1) = Flux.S1*Area.Ag + Coeff.Ut*Area.Ag*Ta;
B(2,1) = -(M*Wall.Cf/0.75)*Ta;
B(3,1) = Flux.S2*Area.Aw + Coeff.Ub*Area.Aw*Ta;

```

Em seguida, a função **GaussSeidelSOR**, que implementa o método de Gauss-Seidel para resolução da matriz de equações.

```

function [x,ea,iter] = GaussSeidelSOR(A,b,omega,es,maxit)
%
% x = GaussSeidel(A,b): Gauss-Seidel sem relaxamento
%
% x = GaussSeidel(A,b,omega): Gauss-Seidel com relaxamento
%
% ENTRADA:
%          A = matriz de coeficiente
%          b = vetor do lado direito
%          omega = fator de ponderação
%          es = critério de parada (padrão = 0.00001%)
%          maxit = iterações máxima (padrão = 50)
%
% SAÍDA:
%          x = vetor solução
%          ea = erro aproximado
%          iter = iteração concluída

if nargin<2
    error('São necessários pelo menos 2 argumentos de entrada');
end
if nargin<5||isempty(maxit)
    maxit=50;
end

```

```

if nargin<4||isempty(es)
    es=0.00001;
end
if nargin<3||isempty(omega)
    omega=1;
end

[m,n] = size(A); %--- Avaliar a dimensão de uma matriz
%--- Verificando a matriz de entrada, seja ela uma matriz quadrada ou não
if m~=n, error('Matriz A deve ser quadrada'); end

C = A;

for i = 1:n
    C(i,i) = 0; %--- Colocando zero na diagonal principal
    x(i) = 0; %--- Inicializando a estimativa inicial definindo-a como 0
end

x = x'; %--- Transpondo

for i = 1:n
    C(i,1:n) = C(i,1:n)/A(i,i);
end

for i = 1:n
    d(i) = b(i)/A(i,i);
end

iter = 0; %--- Inicializando a variável do contador "iter"
while iter<=maxit %--- condição por enquanto até a variável do contador
    %--- é menor ou igual à iteração máxima
    xold = x;
    for i = 1:n
        x(i) = d(i)-C(i,:)*x;
        x(i) = omega*x(i) + (1-omega)*xold(i);
        %--- Verificando a convergência calculando o erro aproximado
        if x(i) ~= 0
            ea(i) = abs((x(i) - xold(i))/x(i)) * 100;
        end
    end
    iter = iter+1; %--- incrementando a variável do contador

    %--- saindo do loop while se o máximo de ea for menor ou igual a es
    if max(ea)<=es
        break
    end
end
%
%
%
end

```

Por fim, para melhor visualização dos dados de saída utilizou-se código presente no arquivo **PlotResult**, este script calcula a vazão volumétrica, vazão mássica, eficiência energética e exergetica, ainda, o número de renovações de ar por hora, variando parâmetros como a abertura do canal da chaminé e a intensidade solar para as diversas horas do dia e os apresenta em forma de gráficos.

```
%
```

```

clear all;clc; %--- Limpar espaço de trabalho e janela de comando

%--- Predefinição de valores
Tg = 326.5;Tf = 317.3;Tw = 352.2;T = [Tg;Tf;Tw];Ta = 308.15;
Ls = 2.0;W = 1.0;

% H = [150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 550, 600, 650, 700, 750];
H = [79.03, 264.71, 460.12, 621.35, 729.88, 771.41, 750.18, 673.13, 546.92,
383.18, 199.08, 37.99];
Hora = [7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18];

d = [0.10 0.15 0.20];
z = 1.0;

V = zeros(length(H),length(d),length(z));
for ii = 1:length(H)
    for jj = 1:length(d)
        for kk = 1:length(z)
            [~,~,V(ii,jj,kk),~,~,~,~] = EISCRV(H(ii),T,Ta,Ls,W,z(kk),d(jj));
        end
    end
end
figure('Name','Vazão volumétrica','NumberTitle','off')
for ii = 1:length(z)
    subplot(1,1,ii)
    plot(H,V(1:length(H),1:length(d),ii));
    grid on;
    legend('d = 0.10 (m)','d = 0.15 (m)','d = 0.20
(m)','Location','NorthWest');
    str = 'Vazão volumétrica vs Radiação solar para z = ';
    title([str, num2str(z(ii)), ' (m)']);
    xlabel('Radiação solar (Watt/m^2)');
    ylabel('Vazão volumétrica (m^3/s)');
end

M = zeros(length(H),length(d),length(z));
for ii = 1:length(H)
    for jj = 1:length(d)
        for kk = 1:length(z)
            [~,M(ii,jj,kk),~,~,~,~] = EISCRV(H(ii),T,Ta,Ls,W,z(kk),d(jj));
        end
    end
end
figure('Name','Vazão mássica','NumberTitle','off')
for ii = 1:length(z)
    subplot(2,2,ii)
    plot(H,M(1:length(H),1:length(d),ii));
    grid on;
    legend('d = 0.1 (m)','d = 0.2 (m)','d = 0.3 (m)','Location','NorthWest');
    str = 'Vazão mássica vs Radiação solar para z = ';
    title([str, num2str(z(ii)), ' (m)']);
    xlabel('Radiação solar (Watt/m^2)');
    ylabel('Vazão mássica (kg/s)');
end

etta = zeros(length(H),length(d),length(z));
for ii = 1:length(H)
    for jj = 1:length(d)
        for kk = 1:length(z)
            [~,~,~,~,etta(ii,jj,kk),~,~] =
EISCRV(H(ii),T,Ta,Ls,W,z(kk),d(jj));
        end
    end
end

```

```

end
figure('Name','Eficiência','NumberTitle','off')
for ii = 1:length(z)
    subplot(2,2,ii)
    plot(H, etta(1:length(H), 1:length(d), ii));
    grid on;
    legend('d = 0.1 (m)', 'd = 0.2 (m)', 'd = 0.3 (m)', 'Location', 'NorthWest');
    str = 'Eficiência energética vs Radiação solar para z = ';
    title([str, num2str(z(ii)), ' (m)']);
    xlabel('Radiação solar (Watt/m^2)');
    ylabel('Eficiência energética');
end

effiex = zeros(length(H), length(d), length(z));
for ii = 1:length(H)
    for jj = 1:length(d)
        for kk = 1:length(z)
            [~,~,~,~,~, effiex(ii, jj, kk), ~] =
EISCRV(H(ii), T, Ta, Ls, W, z(kk), d(jj));
        end
    end
end

figure('Name','Eficiência exergética','NumberTitle','off')
for ii = 1:length(z)
    subplot(1,1,ii)
    plot(H, effiex(1:length(H), 1:length(d), ii));
    grid on;
    legend('d = 0.10 (m)', 'd = 0.15 (m)', 'd = 0.20
(m)', 'Location', 'NorthWest');
    str = 'Eficiência exergética vs Radiação solar para z = ';
    title([str, num2str(z(ii)), ' (m)']);
    xlabel('Radiação solar (Watt/m^2)');
    ylabel('Eficiência exergética');
end

ACH = zeros(length(H), length(d), length(z));
for ii = 1:length(H)
    for jj = 1:length(d)
        for kk = 1:length(z)
            [~,~,~, ACH(ii, jj, kk), ~, ~, ~] =
EISCRV(H(ii), T, Ta, Ls, W, z(kk), d(jj));
        end
    end
end

figure('Name','ACH','NumberTitle','off')
for ii = 1:length(z)
    subplot(2,2,ii)
    plot(H, ACH(1:length(H), 1:length(d), ii));
    grid on;
    legend('d = 0.1 (m)', 'd = 0.2 (m)', 'd = 0.3 (m)', 'Location', 'NorthWest');
    str = 'ACH vs Radiação solar para z = ';
    title([str, num2str(z(ii)), ' (m)']);
    xlabel('Radiação solar (Watt/m^2)');
    ylabel('ACH');
end

```

ANEXO B – CÓDIGO EM PYTHON®

Esta seção apresenta o algoritmo com as funções utilizadas para saída de ilustrações presentes em seção anterior.

```
import numpy as np
from scipy.interpolate import make_interp_spline
import matplotlib.pyplot as plt
from matplotlib.ticker import AutoMinorLocator

# ----- 15 cm, 60 graus -----

# experimental mathur
x = np.array([150, 350, 550, 750])
y = np.array([0.28453, 0.39116, 0.47016, 0.57403])
xnew = np.linspace(x.min(), x.max(), 101)
gfg = make_interp_spline(x, y, k=3)
y_new = gfg(xnew)

# teórico mathur
x1 = np.array([150, 350, 550, 750])
y1 = np.array([0.26851, 0.37624, 0.46961, 0.57514])
x1new = np.linspace(x.min(), x.max(), 101)
gfg = make_interp_spline(x1, y1, k=3)
y1_new = gfg(x1new)

# teórico saleem
# x2 = np.array([150, 350, 550, 750])
# y2 = np.array([0.2274, 0.3318, 0.4496, 0.5057])
# x2new = np.linspace(x.min(), x.max(), 101)
# gfg = make_interp_spline(x2, y2, k=3)
# y2_new = gfg(x2new)

# teórico jesus
x3 = np.array([150, 350, 550, 750])
y3 = np.array([0.31079, 0.40039, 0.46338, 0.51406])
x3new = np.linspace(x.min(), x.max(), 101)
gfg = make_interp_spline(x3, y3, k=3)
y3_new = gfg(x3new)

# autor
x4 = np.array([150, 350, 550, 750])
y4 = np.array([0.2592727, 0.3634014, 0.457129, 0.5643941])
x4new = np.linspace(x.min(), x.max(), 101)
gfg = make_interp_spline(x4, y4, k=3)
y4_new = gfg(x4new)

# -----

# configuração da figura
```

```

fig = plt.figure()
ax = fig.gca()
ax.plot(xnew, y_new, linewidth = 1.5, marker = "s", markevery = 25, markersize = 3, color =
'red')

plt.xlabel('Radiação solar (W/m²)' # Eixo x
plt.ylabel('Velocidade de saída (m/s)' # Eixo y

plt.xlim(100, 800)
plt.ylim(0.1, 0.6)

plt.xticks([200, 400, 600, 800])
plt.yticks([0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6])

# plot gráficos
plt.plot(x1new, y1_new, linewidth = 1.5, marker = ".", markevery = 25, markersize = 6, color
= 'forestgreen')
# plt.plot(x2new, y2_new, linewidth = 1.5, marker = ">", markevery = 25, markersize = 4)
plt.plot(x3new, y3_new, linewidth = 1.5, marker = "v", markevery = 25, markersize = 4, color
= 'goldenrod')
plt.plot(x4new, y4_new, linewidth = 1.5, marker = ">", markevery = 25, markersize = 4,
linestyle = 'dashed', color = 'dodgerblue')

plt.legend(['Resultado experimental de Imran et al. (2015)', 'Resultado teórico de Imran et al.
(2015)', 'Resultado teórico de Jesus et al. (2020)', 'Resultado do presente estudo'], labelspaceing
= 0.8, fontsize = 8, frameon = False, loc = 4)

ax.xaxis.set_minor_locator(AutoMinorLocator(4))
ax.yaxis.set_minor_locator(AutoMinorLocator(5))
plt.figure(figsize=(13,10))
plt.show()

# ----- 15 cm, 45 graus -----

# experimental mathur
x = np.array([150, 350, 550, 750])
y = np.array([0.25750, 0.36556, 0.43318, 0.53934])
xnew = np.linspace(x.min(), x.max(), 101)
gfg = make_interp_spline(x, y, k=3)
y_new = gfg(xnew)

# teórico mathur
x1 = np.array([150, 350, 550, 750])
y1 = np.array([0.25560, 0.35482, 0.43254, 0.53336])
x1new = np.linspace(x.min(), x.max(), 101)
gfg = make_interp_spline(x1, y1, k=3)
y1_new = gfg(x1new)

# teórico saleem
# x2 = np.array([150, 350, 550, 750])
# y2 = np.array([0.2274, 0.3318, 0.4496, 0.5057])
# x2new = np.linspace(x.min(), x.max(), 101)

```

```

# gfg = make_interp_spline(x2, y2, k=3)
# y2_new = gfg(x2new)

# teórico Jesus
x3 = np.array([150, 350, 550, 750])
y3 = np.array([0.29345, 0.37525, 0.43315, 0.47984])
x3new = np.linspace(x.min(), x.max(), 101)
gfg = make_interp_spline(x3, y3, k=3)
y3_new = gfg(x3new)

# autor
x4 = np.array([150, 350, 550, 750])
y4 = np.array([0.244973, 0.351205, 0.436678, 0.520826])
x4new = np.linspace(x.min(), x.max(), 101)
gfg = make_interp_spline(x4, y4, k=3)
y4_new = gfg(x4new)

# -----

# configuração da figura
fig = plt.figure()
ax = fig.gca()
ax.plot(xnew, y_new, linewidth = 1.5, marker = "s", markevery = 25, markersize = 3, color =
'red')

plt.xlabel('Radiação solar (W/m²)' # Eixo x
plt.ylabel('Velocidade de saída (m/s)' # Eixo y

plt.xlim(100, 800)
plt.ylim(0.1, 0.6)

plt.xticks([200, 400, 600, 800])
plt.yticks([0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6])

# plot gráficos
plt.plot(x1new, y1_new, linewidth = 1.5, marker = ".", markevery = 25, markersize = 6, color
= 'forestgreen')
# plt.plot(x2new, y2_new, linewidth = 1.5, marker = ">", markevery = 25, markersize = 4)
plt.plot(x3new, y3_new, linewidth = 1.5, marker = "v", markevery = 25, markersize = 4, color
= 'goldenrod')
plt.plot(x4new, y4_new, linewidth = 1.5, marker = ">", markevery = 25, markersize = 4,
linestyle = 'dashed', color = 'dodgerblue')

plt.legend(['Resultado experimental de Imran et al. (2015)', 'Resultado teórico de Imran et al.
(2015)', 'Resultado teórico de Jesus et al. (2020)', 'Resultado do presente estudo'], labelspaceing
= 0.8, fontsize = 8, frameon = False, loc = 4)

ax.xaxis.set_minor_locator(AutoMinorLocator(4))
ax.yaxis.set_minor_locator(AutoMinorLocator(5))
plt.figure(figsize=(13,10))
plt.show()

```

```

#----- Estudo de independência de malha

import numpy as np
from scipy.interpolate import make_interp_spline
import matplotlib.pyplot as plt
from matplotlib.ticker import AutoMinorLocator

# independência de malha
x = np.array([1000, 2000, 4000, 8000, 16000, 32000, 44000, 64000, 128000, 190000])
y = np.array([0.315, 0.401, 0.455, 0.482, 0.516, 0.556, 0.570, 0.573, 0.574, 0.575])
xnew = np.linspace(x.min(), x.max(), 300)
gfg = make_interp_spline(x, y, k=3)
y_new = gfg(xnew)

# marcador de pontos
x1 = ([2009, 6996, 13179, 28241, 43782, 114240, 189857])
y1 = ([0.4218, 0.48296, 0.51138, 0.551, 0.57301, 0.57329, 0.57431])

# configuração da figura
fig = plt.figure()
ax = fig.gca()
ax.plot(xnew, y_new, linewidth = 1.5, color = (0, 0.4, 0.8))

plt.xlabel('No. de elementos') # Eixo x
plt.ylabel('Velocidade máxima (m/s)') # Eixo y

plt.xlim(0, 210000)
plt.ylim(0, 0.8)

plt.xticks([0, 40000, 80000, 120000, 160000, 200000])
plt.yticks([0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8])

# anotações no gráfico
ax.annotate("", xy=(43000, 0.63), xytext=(191000, 0.63), xycoords='data', textcoords='data',
            arrowprops={'arrowstyle': '|-|'})
ax.annotate('porcentagem de erro < 1%', xy=(110000, 0.66), ha='center', va='center')

ax.annotate("43782 elementos",
            xy=(45000, 0.566),
            xycoords='data',
            xytext=(55000, 0.45),
            textcoords='data',
            arrowprops=dict(arrowstyle="->",connectionstyle="arc3"))

# plot gráficos
plt.scatter(x1, y1, marker = "x")
ax.xaxis.set_minor_locator(AutoMinorLocator())
ax.yaxis.set_minor_locator(AutoMinorLocator())
plt.figure(figsize=(13,10))
fig.savefig('independencia-de-malha.png', dpi=100)
plt.show()

```

```

#----- Ilustração effiex, ACH e vazão

import numpy as np
from scipy.interpolate import make_interp_spline
import matplotlib.pyplot as plt
from matplotlib.ticker import AutoMinorLocator

# ----- Dados básicos

# Meses
x = np.array(['jan', 'fev', 'mar', 'abr', 'mai', 'jun', 'jul', 'ago', 'set', 'out', 'nov', 'dez'])

# Velocidade do ar (m/s)
y1 = np.array([0.5233, 0.5236, 0.5233, 0.4951, 0.5033, 0.4699, 0.4789, 0.5181, 0.5285,
0.5271, 0.5150, 0.5260])

# Eficiência exergética
y2 = np.array([2.573, 2.580, 2.566, 2.493, 2.489, 2.398, 2.439, 2.553, 2.580, 2.568, 2.549,
2.575])

# ACH
y3 = np.array([21, 21, 21, 20, 21, 19, 20, 21, 22, 22, 21, 22])

# ----- Saída

# Criando a figura
fig = plt.figure(figsize=(8,5))
# Criando eixo
ax = fig.add_subplot(111)
# Criando outro eixo igual o ax
ax2 = ax.twinx()
#terceiro eixo
ax3 = ax.twinx()
ax3.spines.right.set_position(("axes", 1.11))

ax.plot(x, y1, label = 'v_out', color = 'blue', marker = 'o', lw = 3, ls = '--')
ax2.plot(x, y2, label = 'effiex', color = 'red', marker = 's', lw = 3, ls = '--')
ax3.plot(x, y3, label = 'ACH', color = 'black', marker = '^', lw = 3, ls = '--')

ax.set_xlabel('Mês')
ax.set_ylabel('Velocidade (m/s)')
ax2.set_ylabel('Eficiência exergética (%)')
ax3.set_ylabel('ACH')

ax.ticklabel_format(axis='y', useMathText=True)
ax2.ticklabel_format(axis='y', useMathText=True)
ax3.ticklabel_format(axis='y', useMathText=True)

ax.set_yticks(np.arange(0.4,0.65,0.05))
ax2.set_yticks(np.arange(1,4,0.5))
ax3.set_yticks(np.arange(18,24,1))

```

```
ax.yaxis.set_minor_locator(AutoMinorLocator(5))
ax2.yaxis.set_minor_locator(AutoMinorLocator(5))
ax3.yaxis.set_minor_locator(AutoMinorLocator(5))

fig.legend(loc = 2, bbox_to_anchor = (.75,.32), frameon = False)
fig.savefig('v_out-effiex-and-ach.png', dpi = 100)
plt.show()
```

ANEXO C – TABELAS DE CONDIÇÕES CLIMÁTICAS

Tabela 4 – Variação da radiação global (W/m²) média por hora entre 2013-2018

HORA	JANEIRO	FEVEREIRO	MARÇO	ABRIL	MAIO	JUNHO	JULHO	AGOSTO	SETEMBRO	OUTUBRO	NOVEMBRO	DEZEMBRO	MÉDIA
6:00	4,45	0,53	0,10	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	1,14	9,98	20,46	15,34	4,34
7:00	103,40	69,12	58,82	52,49	45,15	22,80	20,47	45,09	92,31	149,12	149,70	139,86	79,03
8:00	288,24	266,47	253,47	220,25	234,88	171,32	173,91	241,80	302,89	368,25	333,69	321,40	264,71
9:00	486,48	490,27	475,75	408,05	432,77	337,11	346,70	461,92	494,12	562,65	512,05	513,56	460,12
10:00	662,12	670,02	667,52	561,86	586,69	466,57	488,68	628,93	683,51	707,56	658,47	674,27	621,35
11:00	769,43	790,26	780,81	667,50	700,40	563,07	579,58	750,03	815,74	811,87	742,16	787,71	729,88
12:00	829,67	823,22	823,82	690,41	747,16	579,98	615,91	797,54	862,95	854,85	787,23	844,20	771,41
13:00	809,84	777,41	826,35	666,32	723,97	562,40	604,56	788,94	847,96	812,56	754,23	827,67	750,18
14:00	738,89	716,29	735,64	590,73	640,13	515,06	547,68	715,56	748,94	722,06	672,71	733,83	673,13
15:00	594,42	621,24	592,31	484,88	515,43	406,05	457,38	600,17	612,05	564,83	514,36	599,93	546,92
16:00	450,13	441,12	420,45	321,69	336,85	270,79	318,44	430,08	433,38	391,94	352,37	430,94	383,18
17:00	262,69	247,00	226,27	161,92	147,95	117,76	150,97	218,95	220,62	202,53	181,87	250,48	199,08
18:00	81,82	84,79	54,62	22,99	9,05	6,19	10,34	29,84	31,94	32,13	34,90	57,25	37,99
19:00	3,33	2,04	0,11	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,02	1,14	0,55

Fonte: Autor (2022).

Tabela 5 – Variação da temperatura do ar (°C) média por hora entre 2013-2018

HORA	JANEIRO	FEVEREIRO	MARÇO	ABRIL	MAIO	JUNHO	JULHO	AGOSTO	SETEMBRO	OUTUBRO	NOVEMBRO	DEZEMBRO	MÉDIA
6:00	19,95	18,81	19,01	18,38	20,58	16,54	14,29	19,03	19,93	22,03	21,51	22,79	19,40
7:00	23,02	20,41	20,02	19,28	21,49	17,07	15,37	19,94	21,86	24,55	22,86	24,19	20,84
8:00	24,96	24,52	24,62	21,63	24,21	19,22	18,46	22,42	24,82	27,10	24,32	25,90	23,51
9:00	26,36	26,37	27,09	23,45	26,50	21,46	21,00	25,26	25,46	28,54	25,79	27,53	25,40
10:00	27,84	27,70	29,28	24,84	28,24	22,94	22,51	27,20	28,24	29,74	27,07	28,77	27,03
11:00	29,05	28,73	30,24	25,99	29,88	24,38	23,90	28,80	30,36	31,05	28,18	29,80	28,36
12:00	29,87	29,44	30,97	26,84	31,07	24,99	25,02	30,09	31,81	32,17	29,33	30,75	29,36
13:00	30,66	28,76	31,84	26,97	32,11	25,86	25,83	31,07	33,03	33,01	29,87	31,45	30,04
14:00	30,95	29,62	31,11	27,28	32,51	26,87	26,31	31,74	33,39	33,42	30,03	31,66	30,41
15:00	30,96	30,15	30,97	27,28	32,66	26,62	26,56	32,28	33,31	33,38	30,13	31,62	30,49
16:00	30,58	28,71	29,43	27,11	32,26	26,09	26,59	32,10	33,12	33,12	29,77	31,38	30,02
17:00	29,76	26,81	28,04	26,35	31,31	25,26	25,70	31,39	32,16	32,68	28,88	30,49	29,07
18:00	26,58	25,21	25,25	24,99	29,69	23,91	24,08	29,84	30,41	31,36	27,89	29,31	27,38
19:00	25,35	24,07	24,26	23,97	28,36	22,97	22,20	28,23	28,91	29,97	26,74	28,16	26,10

Fonte: Autor (2022).

Tabela 6 – Média dos valores para cada mês do ano

	Radiação Solar (W/m ²)	Temperatura Ambiente (°C)
Janeiro	698,69	304,53
Fevereiro	698,39	303,83
Março	700,31	305,37
Abril	581,39	301,24
Mai	620,93	305,58
Junho	490,03	299,88
Julho	520,07	299,60
Agosto	677,58	304,64
Setembro	723,61	305,95
Outubro	719,48	306,76
Novembro	663,03	303,78
Dezembro	711,60	305,38

Fonte: Autor (2022).