

UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FELIPE CARDIM DE ARAÚJO

**ESTUDO VIA CFD DE UM SISTEMA DE CONDENSAÇÃO DE VAPOR DO AR
ATMOSFÉRICO POR EFEITO PELTIER**

RECIFE
2018

FELIPE CARDIM DE ARAÚJO

**ESTUDO VIA CFD DE UM SISTEMA DE CONDENSAÇÃO DE VAPOR DO AR
ATMOSFÉRICO POR EFEITO PELTIER**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Processos e Sistemas Térmicos

Linha de Pesquisa: Otimização de Sistemas Térmicos

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra

RECIFE

2018

Catálogo na fonte
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

A663e Araújo, Felipe Cardim de.
Estudo via CFD de um sistema de condensação de vapor do ar atmosférico por efeito Peltier / Felipe Cardim de Araújo. - 2018.
84 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra.
Dissertação (Mestrado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.
Inclui Referências e Apêndices.

1. Engenharia Mecânica. 2. CFD. 3. Eficiência energética. 4.
Condensação. I. Dutra, José Carlos Charamba. (Orientador). II. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2018-161

28 de fevereiro de 2018

“ESTUDO VIA CFD DE UM SISTEMA DE CONDENSAÇÃO DE DO AR
ATMOSFÉRICO POR EFEITO PELTIER”

FELIPE CARDIM DE ARAÚJO

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TÉRMICOS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA
ORIENTADOR/PRESIDENTE

Prof. Dr. CEZAR HENRIQUE GONZALEZ
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)

Prof. Dr. MARCUS COSTA DE ARAÚJO (UFPE)

Prof. Dr. MOHAND BENACHOUR (UFPE)

AGRADECIMENTOS

À minha família, primeiramente, como cúmplices de minha vida.

À Paçoca, que com seu companheirismo e hermetismo próprios dos felinos me ensinou durante os altos e baixos do processo criativo deste trabalho que, como dizia Dylan: *“there’s no success like failure and failure is no success at all”*.

Aos meus amigos, que pacientemente suportaram meus relatos hiperbólicos acerca das inseguranças e angústias do cotidiano e me trouxeram alívio em diversos momentos.

À minha amiga Dedita, em especial, pelo apoio e incentivo de sempre.

Aos colegas do IATI pela confiança e palavras de incentivo.

À bibliotecária Neide, da biblioteca do CTG, pelo apoio e atenção.

Ao Professor Charamba pela atenção, apoio, parceria e orientação.

Ao CNPq pelo apoio financeiro ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

“[...] o homem é um animal criador por excelência, condenado a tender conscientemente para um objetivo e a ocupar-se da arte da engenharia, isto é, abrir para si mesmo um caminho, eterna e incessantemente, para onde quer que seja.”

Dostoievski, F.

RESUMO

Uma grande área no nordeste do Brasil, conhecida como Sertão, é considerada uma região semiárida com escassez de recursos hídricos, o que causa impactos negativos em seu desenvolvimento social e econômico. Diversas alternativas à falta de água, como lagos artificiais, transposição de rios ou métodos alternativos para a coleta de águas pluviais, mesmo quando apoiadas pelo governo local por meio de programas sociais, ainda não solucionaram definitivamente o problema. Neste trabalho foi desenvolvida uma metodologia de análise de um pequeno sistema, baseado no efeito Peltier, capaz de condensar o vapor de água do ar atmosférico, objetivando suavizar a escassez hídrica. Esta metodologia envolve estudo da condensação através de simulações numéricas, considerando diversas condições climáticas, utilizando o *software* ANSYS CFX para calcular a vazão condensado e a taxa de transferência de calor através de uma superfície resfriada por pastilhas Peltier. Os resultados das simulações numéricas foram inseridos em um algoritmo desenvolvido para calcular a potência elétrica consumida pelo sistema, operando nas condições específicas do sistema e determinar sua eficiência. A cidade de Arcoverde, localizada no Sertão, foi selecionada como referência para obtenção de dados do clima, considerando as mudanças sazonais. De acordo com os resultados das simulações numéricas, caso o condensador operasse na cidade selecionada, a vazão de condensado de até 3,89 L/dia, a depender das condições climáticas do momento. A eficiência do sistema, de acordo com os resultados obtidos, alcançou o valor máximo de 2,81 kg/kWh sob as condições climáticas consideradas. Estes números indicam que o sistema analisado é comparável a desumidificadores comerciais, que comumente apresentam eficiência da ordem de 3 a 4 kg/kWh. Assim, o potencial do sistema para uso como ferramenta residencial contra a falta de água se mostrou promissor. O uso de células fotovoltaicas para suprimento elétrico do sistema é uma solução apropriada para comunidades isoladas em regiões de radiação solar razoável.

PALAVRAS-CHAVE: CFD. Eficiência energética. Condensação.

ABSTRACT

A large area in the northeast of Brazil, known as Sertão, is considered a semi-arid region with scarcity of water resources, which causes a negative impact on its social and economic development. Many alternatives to the lack of water, such as artificial lakes, river diversion or alternative methods for rainwater harvesting, even when supported by the local government through social programs, have not yet solved the problem properly. In this work it was developed a methodology of analysis for a small system, based on Peltier effect, able to condense water vapor from the atmospheric air, aiming to smooth the water scarcity. This methodology involves the study of condensation through numerical simulations, taking into consideration different climatic condition, using the software ANSYS CFX to evaluate the condensate flow rate and the heat rate absorbed through a surface cooled by Peltier devices. The numerical simulation results were used as input in an algorithm developed to estimate the electrical power consumed by the system. The city of Arcoverde, located in Sertão, was selected as a reference to obtain climate data, considering the seasonal changes. According to the numerical simulations, if the condenser was operating in the selected city, the condensate flow rate could reach a value of 3.89 L/day, depending of the current climate. The system efficiency, according to the results, reached a maximum value of 2,81 kg/kWh under the considered climatic conditions. These numbers indicate that the studied system is comparable to commercial dehumidifiers, which commonly reach an efficiency between 3 and 4 kg/kWh. Thus, the system potential for use as a residential tool against the lack of water is noteworthy. Using photovoltaic cells as energy supply for the system is an appropriate solution for isolated communities in regions where the solar radiation is reasonable.

KEYWORDS: CFD. Energetic efficiency. Condensation.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Efeito Termoelétrico ou Seebeck	19
Figura 2: Pastilha Peltier	21
Figura 3: Esquema de pastilha Peltier.....	22
Figura 4: Curvas Padrão COP vs I	23
Figura 5: Gráficos Fornecidos por Fabricante	24
Figura 6: Diagrama psicrométrico simplificado.....	28
Figura 7: Processos Psicrométricos	29
Figura 8: Camadas Limite Térmica e Hidrodinâmica.....	32
Figura 9: Camada Limite de Concentração Mássica.....	35
Figura 10: Formas de Condensação	37
Figura 11: Realidade (esquerda) vs Simplificações propostas pelo <i>Wall Condensation Model</i> (direita)	39
Figura 12: Volume de Controle para Equações de Conservação.....	42
Figura 13: (a) Malha Estruturada; (b) Malha Não-Estruturada; (c) Malha Híbrida.....	46
Figura 14: Domínio Discretizado	47
Figura 15: Fluxograma de Simulação CFD no ANSYS CFX	49
Figura 16: Condensador atmosférico conceitual alimentado por energia solar	50
Figura 17: Passo a passo da Metodologia	51
Figura 18: Configuração do Modelo de Condensação	54
Figura 19: Malha selecionada após estudo de independência.....	55
Figura 20: Geometria do Domínio	56
Figura 21: Localização das condições de contorno.....	57
Figura 22: Algoritmo MATLAB.....	61
Figura 23: Perfil de temperatura (esquerda) e de fração mássica de vapor (direita).63	
Figura 24: Linhas de corrente.....	65
Figura 25: Localização Problemática (esquerda) x Localização Ideal (direita).....	65
Figura 26: Vista frontal de detalhe nos trechos de entrada (esquerda) e saída (direita) do duto	66
Figura 27: Detalhe da malha na curva do duto	66
Figura 28: Malha na seção transversal do duto próximo à entrada.....	67
Figura 29: Linhas de corrente com domínio estendido.....	67
Figura 30: Perfil de fração mássica de vapor (esquerda) e temperatura (direita).....	68

Figura 31: Linhas de corrente.....	69
Figura 32: Eficiência <i>versus</i> Resistência térmica	72

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Dados psicrométricos para análise.....	51
Tabela 2: Dados do caso de teste.....	54
Tabela 3: Resumo de condições de contorno.....	57
Tabela 4: Dados psicrométricos na saída do duto calculados na simulação.....	64
Tabela 5: Comparação de resultados.....	64
Tabela 6: Análise paramétrica da condensação.....	68
Tabela 7: Determinação da Resistência Térmica.....	70
Tabela 8: Eficiência do condensador.....	71

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFD – *Computational Fluid Dynamics*

COP – *Coefficient of Performance*

SIMPLE - *Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*

LISTA DE LETRAS E SÍMBOLOS GREGOS

Q_p – Calor de Peltier

Q_c – Calor absorvido

Q_h – Calor rejeitado

α – Coeficiente de Seebeck

I – Intensidade de corrente elétrica

T – Temperatura

T_c – Temperatura do lado frio da pastilha Peltier

T_h – Temperatura do lado quente da pastilha Peltier

T_e – Temperatura do ar úmido de entrada no condensador

T_s – Temperatura da superfície quente do condensador

K – Condutância térmica da pastilha Peltier

R – Resistência elétrica da pastilha Peltier

Z – Figura de Mérito

ΔT_{max} – Máxima diferença de temperatura permitida entre os lados da pastilha Peltier

V_{max} – Máxima diferença de potencial permitida para pastilha Peltier

I_{max} – Máxima corrente elétrica permitida para pastilha Peltier

p – Pressão da mistura

p_a – Pressão parcial do ar seco

p_v – Pressão parcial do vapor

w – Umidade absoluta

ϕ – Umidade relativa

m_v – Massa de vapor

m_a – Massa de ar seco

J_A – Fluxo molar do componente A

J_B – Fluxo molar do componente B

J_m – Fluxo molar da mistura

c_m – Densidade molar da mistura

D_{AB} – Coeficiente de difusão

X_A – Fração molar do componente A

X_B – Fração molar do componente B

Re – Número de Reynolds

Pr – Número de Prandtl

Sc – Número de Schmidt

Sh – Número de Sherwood

Le – Número de Lewis

Nu – Número de Nusselt

h – Coeficiente de convecção

V – Velocidade

A – Área

L_c – Comprimento característico

ρ_m – Densidade da mistura

W_m – Massa molar da mistura

W_B – Massa molar do componente B

M_B – Fluxo mássico do componente B

y_v – Fração mássica de vapor

v – Volume específico

ν – Viscosidade cinemática

R_t – Resistência térmica

η – Eficiência do condensador

P_{tot} – Potência elétrica consumida pelo condensador

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO E OBJETIVOS	16
1.1	Introdução	16
1.2	Objetivos	18
1.2.1	Objetivo Geral	18
1.2.2	Objetivos Específicos	18
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
2.1	Refrigeração termoeletrica	19
2.1.1	Histórico e aplicação	19
2.1.2	Princípio físico	20
2.1.3	Modelo simplificado	22
2.1.4	Estimativa de propriedades físicas	25
2.2	Psicrometria	25
2.2.1	Diagrama Psicrométrico	28
2.3	Transferência de Massa	29
2.3.1	Lei de Fick	29
2.3.2	Coeficiente de Difusão	30
2.3.3	Transferência de massa em meio não-estacionário	31
2.3.4	Camada limite hidrodinâmica e térmica	31
2.3.5	Solução de Blasius	33
2.3.6	Camada limite de concentração mássica	34
2.4	Condensação	37
2.4.1	Modelo de condensação em parede	38
2.5	Fluidodinâmica computacional	41
2.5.1	Histórico e definição	41
2.5.2	Equações governantes	42
2.5.3	Discretização	45
2.5.4	Estratégia de solução	47
2.5.5	Erros em simulações numéricas	48
2.5.6	Estrutura de trabalho ANSYS CFX	48
3	METODOLOGIA	50
3.1	Seleção do local de referência	51
3.2	Validação do modelo de condensação em parede	52

3.2.1	Seleção do modelo	52
3.2.2	Caso de teste	53
3.3	Modelagem do condensador	55
3.4	Determinação da resistência térmica da dissipação de calor	58
3.5	Cálculo da eficiência do condensador	59
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	63
4.1	Validação do modelo de condensação	63
4.2	Modelagem do condensador	64
4.3	Determinação da resistência térmica	69
4.4	Cálculo da Eficiência do Condensador	70
5	CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS	73
5.1	Conclusões	73
5.2	Sugestões para Trabalhos Futuros	74
	REFERÊNCIAS	75
	APÊNDICE A – Código para Cálculo de Eficiência	80
	APÊNDICE B – Código para Investigação de Resistência Térmica	81

1 INTRODUÇÃO E OBJETIVOS

1.1 Introdução

Aproximadamente dois terços da superfície terrestre são cobertos por água. Ainda que esse cenário pareça favorável aos seres humanos, dependentes de tal recurso para sobrevivência e desenvolvimento, aproximadamente 97% desta água é salgada. No que se refere somente à água doce, mais de dois terços estão congelados nas calotas polares, não sendo, portanto, essa fração, diretamente acessível ao ser humano (GORJIAN, 2015).

Prevê-se que a demanda hídrica mundial, fortemente influenciada por diversos fatores como crescimento demográfico, urbanização, políticas de segurança alimentar e energética e inclusive mudanças na dieta da população, terá um aumento de 55% até 2050 (UNESCO, 2015). Uma dieta rica em alimentos que demandam muita água para produção, como carne bovina, por exemplo, para qual é gasto em torno de 15 mil litros de água por kg, é fator agravante de uma iminente crise hídrica mundial (UNESCO, 2017).

Cerca de 1 bilhão de pessoas vivem em regiões caracterizadas pela recorrente escassez de recursos hídricos. O contexto de pobreza e ausência de acesso adequado à água, torna esta população mais suscetível a variações climáticas, como a irregularidade das chuvas, o que possui consequências graves para a saúde e o bem-estar, a curto e a longo prazo (ROCHA, 2014).

Notoriamente, a escassez de água também influi negativamente na produção agrícola, impactando na alimentação e consequentemente na saúde da população exposta à essa realidade. Outra consequência direta é o aumento de doenças infecciosas, afetando principalmente crianças e mulheres grávidas (ROCHA, 2014).

Na região semiárida localizada no nordeste brasileiro, o sertão, a disponibilidade hídrica torna-se crítica devido à irregularidade temporal e espacial das chuvas. Em geral, nesta região, são observados períodos de 3 a 4 meses de chuvas e 8 a 9 meses de estiagem.

Cerca de 70% da superfície do semiárido nordestino tem geologia cristalina, o que favorece escoamentos superficiais e prejudica a infiltração de água no solo. Tal característica induz a construção de represas e açudes, como ainda é prática comum

atualmente. Entretanto, a infraestrutura existente tem capacidade para armazenar cerca de 5% do volume médio anual de precipitações, apenas. Esse cenário reforça a citada irregularidade temporal e espacial das chuvas, ainda que dentre as regiões semiáridas do mundo, o sertão seja a mais populosa e chuvosa (DE LIMA, 2012).

Esta realidade, que impacta negativamente o desenvolvimento de toda a região, tem mobilizado esforços do governo para a implantação de políticas que venham a minimizar os danos causados pela estiagem. Dois exemplos destas políticas são o Programa Cisternas e o Projeto de Integração do Rio São Francisco.

O Programa Cisternas, financiado pelo Ministério do Desenvolvimento Social, é voltado à estruturação de famílias no combate à escassez utilizando a tecnologia de cisternas de placas, reservatórios que captam água pluvial. Até maio de 2016, o governo federal havia entregue 1,2 milhão de cisternas, somando uma capacidade de armazenamento de 20,1 bilhão de litros (MINISTÉRIO DO DESENVOLVIMENTO SOCIAL, 2017).

O Projeto de Integração do Rio São Francisco, por sua vez, consiste na transposição do Rio São Francisco; rio que detém 70% de toda a oferta de água da região, abastecendo 390 municípios em 4 estados. Esta é considerada a maior obra de infraestrutura hidráulica do país com 477 km de extensão (MINISTÉRIO DO DESENVOLVIMENTO SOCIAL, 2017). Apesar da envergadura e de sua promessa de trazer água a locais historicamente atingidos pela falta de água, o projeto não foi poupado de críticas quanto aos possíveis impactos ambientais.

Outras abordagens para minimizar os danos causados pela escassez hídrica às comunidades rurais e isoladas do sertão, como a associação de poços artesianos com destiladores solares, mencionada por De Paula (2017), merecem destaque como alternativas complementares às políticas públicas. Dentre as abordagens de captação de água sendo utilizadas ao redor do mundo, mostram potencial aquelas que se baseiam na condensação do vapor d'água presente na atmosfera.

Neste contexto, muitos autores avaliaram o desenvolvimento de um condensador de ar atmosférico baseado no efeito Peltier e alimentado por energia fotovoltaica. É válido mencionar, por exemplo, os trabalhos de Atta (2011), Bedenkar *et al.* (2016), Pawar e Shinde (2015), entre outros. Essa estratégia mostra-se mais interessante quando aplicada a regiões com altos níveis de irradiação solar e umidade.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver um método para analisar, via simulação numérica, a operação e a eficiência (definida como a razão entre a vazão de condensado e a potência elétrica consumida) do condensador atmosférico conceitual proposto por Atta (2011), caso exposto às condições climáticas da região semiárida do Brasil; historicamente vítima de secas.

1.2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Simular numericamente a condensação de vapor presente no ar atmosférico em contato com superfície resfriada por pastilhas Peltier;
- Estimar, via simulação numérica, a vazão de condensado gerada pelo condensador, caso exposto às condições climáticas do sertão;
- Desenvolver método para determinar o consumo elétrico do condensador atmosférico conceitual a partir dos resultados da simulação numérica;
- Avaliar o desempenho e o potencial do condensador atmosférico para uso doméstico no combate à escassez de água.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Refrigeração termoeétrica

2.1.1 Histórico e aplicação

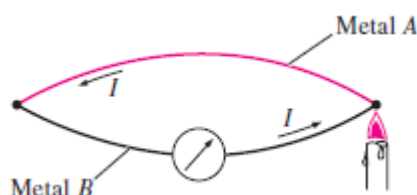
A refrigeração é definida como a ação de diminuir controladamente a temperatura em determinado ambiente. Sua contribuição para o desenvolvimento da humanidade é inestimável, indo desde a conservação de alimentos à viabilização de processos industriais e climatização para conforto térmico. Amplamente presente na engenharia, é considerada uma das maiores áreas de aplicação da termodinâmica, que a define como a transferência de calor de uma região de baixa temperatura para uma região de alta temperatura.

O ciclo termodinâmico de refrigeração mais difundido é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Este é a base de funcionamento dos equipamentos mais comuns para esse fim, tais como a geladeira doméstica e o ar-condicionado (ÇENGEL e BOLES, 2013). Outros ciclos são utilizados em aplicações específicas, como é o caso da refrigeração por absorção, magnética e termoeétrica.

A refrigeração termoeétrica (tema essencial a este trabalho) possui um histórico que data dos anos 1800, mas não dispunha de aplicações práticas relevantes até a década de 1950. A partir de então, o avanço tecnológico com materiais semicondutores viabilizou o desenvolvimento de alguns dispositivos com aplicações cotidianas (GARVIN, 2014).

A primeira observação documentada do efeito termoeétrico ocorreu em 1821, através do físico Thomas Seebeck. Tal efeito consiste na produção de uma diferença de potencial elétrico entre duas junções de condutores diferentes quando mantidas a temperaturas distintas, como ilustra a Figura 1.

Figura 1: Efeito Termoeétrico ou Seebeck



Fonte: Adaptado de (ÇENGEL e BOLES, 2013)

Experimentalmente, foi verificado que a diferença de potencial produzida era proporcional a diferença de temperatura entre as junções. Esta proporcionalidade é representada matematicamente pela constante α , conhecida como Coeficiente de Seebeck (GARVIN, 2014).

Em 1834, um outro fenômeno foi descoberto por Jean Charles Athanase Peltier. Este, que ficou conhecido como efeito Peltier, determina que uma corrente elétrica fluindo entre as junções de dois condutores diferentes produz um bombeamento de calor, e conseqüentemente um gradiente de temperatura. Tal bombeamento de calor é proporcional a intensidade da corrente e pode ter seu sentido invertido com a inversão do sentido da corrente elétrica (DA SILVA, 2010).

Uma grande vantagem intrínseca da refrigeração termoeétrica é a ausência de peças móveis e componentes volumosos e complexos, quando comparada com métodos mais tradicionais como o ciclo de compressão de vapor. Por não ser necessário o uso de fluidos de refrigeração, também se mostra atrativa no que diz respeito à sustentabilidade.

O uso de dispositivos termoeétricos baseados no efeito Peltier tem sido bastante estudado em várias áreas de aplicação, principalmente no campo da eletrônica. Apesar das já citadas vantagens construtivas inerentes destes dispositivos, seu COP (*coefficient of performance*) é, em grande parte das aplicações, significativamente inferior ao COP de equipamentos tradicionais de refrigeração por compressão. Esta diferença continua a ser uma barreira para a utilização em larga escala dos mesmos (GARVIN, 2014).

2.1.2 Princípio físico

O princípio físico do efeito Peltier nos dispositivos termoeétricos comerciais está diretamente ligado à natureza dos materiais semicondutores. Tais dispositivos, usualmente conhecidos como pastilhas Peltier, são construídos com pares de semicondutores de tipo “n” e tipo “p”.

Os semicondutores do tipo “n” são dopados com impurezas que geram uma carga negativa com elétrons livres. Enquanto os do tipo “p” são dopados com impurezas que geram o efeito de uma carga positiva com ausência de elétrons. Na prática, isto significa que, nos semicondutores do tipo “p”, os portadores de carga se moverão

no sentido da corrente elétrica; enquanto que nos do tipo “n”, o movimento será oposto ao sentido da corrente.

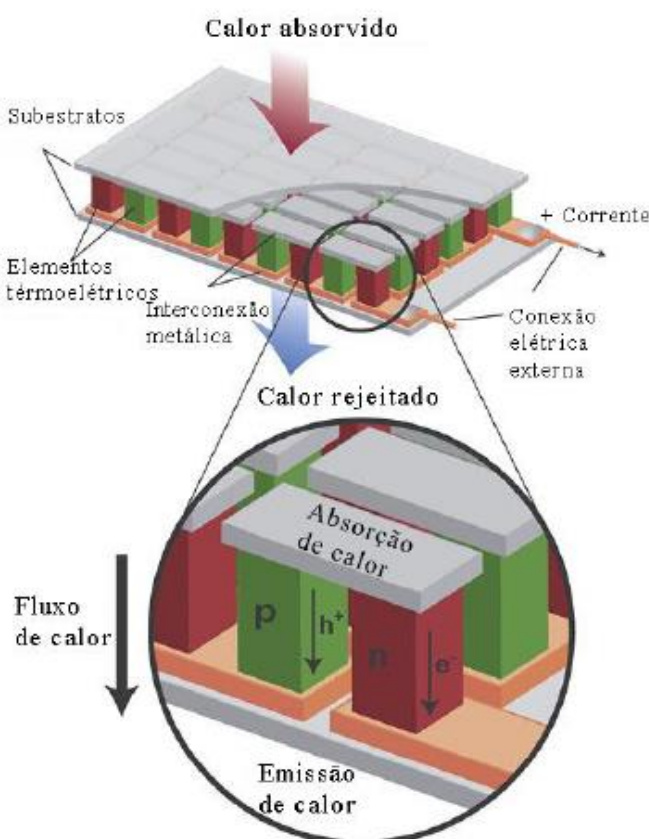
O fluxo de calor (calor de Peltier) ocorrerá no mesmo sentido do movimento dos portadores de carga (PRAVINCHANDRA, 2015), conforme Equação 1.

$$Q_p = \alpha IT \quad (1)$$

Sendo Q_p a taxa de transferência de calor de Peltier em W; α , o coeficiente de Seebeck em Volts por Kelvin (V/K); I , a corrente elétrica em A e T , a temperatura em K.

Considerando o exposto, uma disposição adequada dos pares de semicondutores garante o bombeamento do calor em uma só direção, como mostra a Figura 2. As pastilhas Peltier são constituídas de: duas “chapas” de material isolante (substrato), pares de semicondutores tipo “n” e tipo “p”, além de uma malha de material condutor para garantir a passagem da corrente elétrica.

Figura 2: Pastilha Peltier

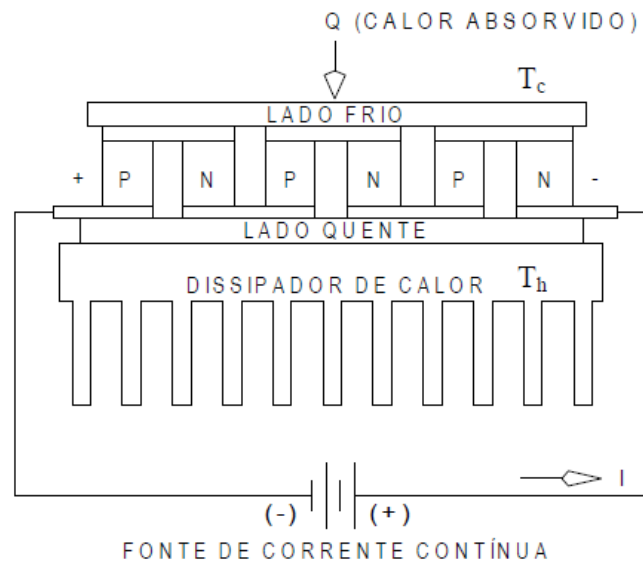


Fonte: Adaptado de (DE MORAES, 2014)

2.1.3 Modelo simplificado

Um modelo matemático simplificado de uma pastilha Peltier, mostrada esquematicamente na Figura 3, é bastante difundido e utilizado em trabalhos de diversos autores como Ibañez-Puy *et al.* (2017), Enescu e Virjoghe (2014), Zhao e Tan (2014), Fischer (2016), Garvin (2014), entre outros. Nele é considerado que a geração de calor por efeito Joule se distribui uniformemente no material e que o sistema se encontra em regime permanente.

Figura 3: Esquema de pastilha Peltier



Fonte: Adaptado de (SANTOS, 2010)

A partir do balanço energético nas superfícies fria e quente são encontradas equações para as taxas de calor absorvido (Q_c) e rejeitado (Q_h) pela pastilha (Eq. 2 e 3). Nestas equações, o primeiro termo após a igualdade representa a parcela do calor de Peltier; o segundo, o calor gerado pelo efeito Joule e o terceiro, a condução de calor na pastilha.

$$Q_c = \alpha IT_c - 0,5I^2R - K(T_h - T_c) \quad (2)$$

$$Q_h = \alpha IT_h + 0,5I^2R - K(T_h - T_c) \quad (3)$$

Sendo T_c e T_h as respectivas temperaturas dos lados frio e quente em K; R , a

resistência elétrica da pastilha em Ω e K, a condutância térmica do módulo em Watts por Kelvin (W/K). Nesta simplificação, as propriedades α , R e K são consideradas constantes, quando na realidade variam com a temperatura.

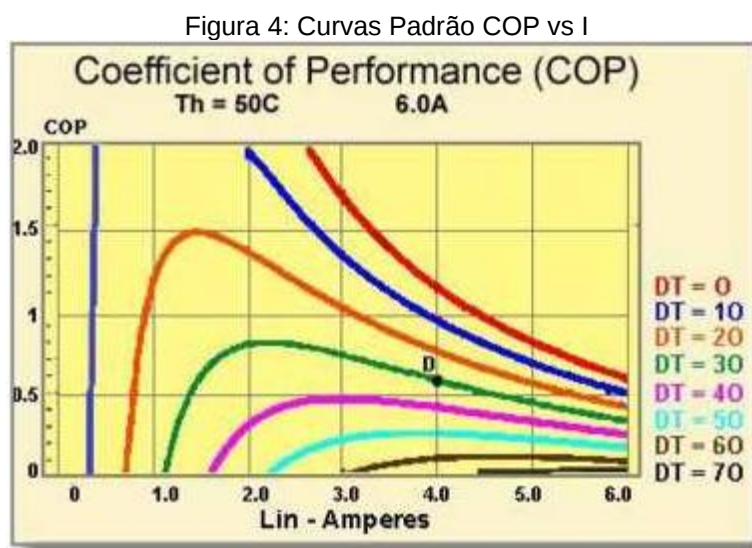
Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica à pastilha Peltier, determina-se que a potência elétrica consumida é a diferença entre as taxas de calor rejeitado e absorvido ($Q_h - Q_c$). Desta forma, obtém-se a Equação 4:

$$P = I^2 R + \alpha I (T_h - T_c) \quad (4)$$

Assim como nos sistemas de refrigeração tradicionais, a eficiência da refrigeração termoelétrica é comumente expressa pelo COP, definido como a razão entre o calor absorvido e a potência elétrica consumida (Equação 5).

$$COP = \frac{Q_c}{P} \quad (5)$$

Substituindo as Equações 2 e 4 na Equação 5 é notável a dependência do COP de parâmetros como: intensidade da corrente elétrica e temperaturas dos lados frio e quente da pastilha. A Figura 5 mostra essa dependência para uma pastilha Peltier operando com o seu lado quente a 50 °C, mas com diferentes gradientes de temperatura entre os lados frio e quente (DT).



Fonte: Adaptado de (FERROTEC, 2017)

Como observado na Figura 5, o COP de uma pastilha Peltier é bastante variável e possui valores mais altos quão menor seja o gradiente de temperatura DT . Trabalhos como o de Yu e Wang (2008) mostram que valores maiores para o COP podem ser atingidos utilizando uma estrutura interna em cascata multiestágio na fabricação de pastilhas Peltier.

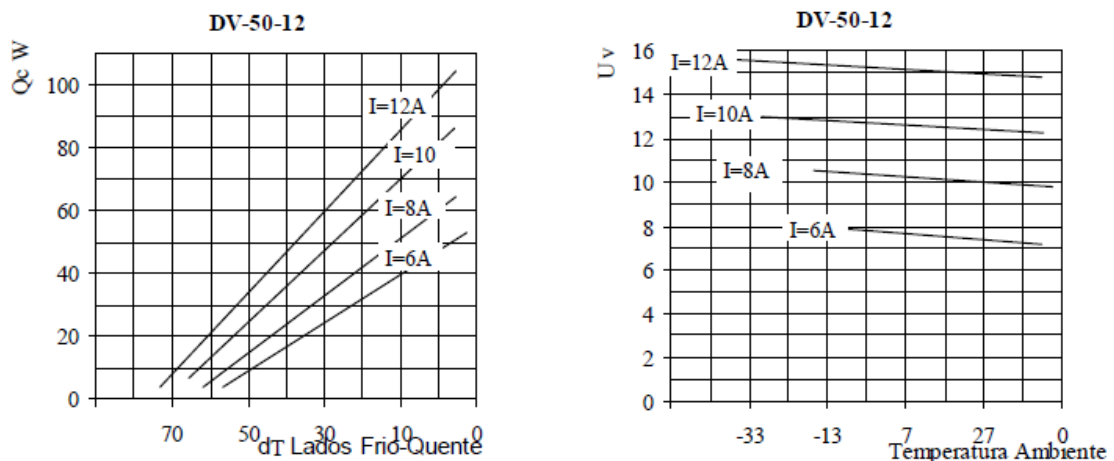
Além do COP, outro parâmetro largamente utilizado na área para caracterizar a performance de uma pastilha Peltier produzida com diferentes materiais é a Figura de Mérito (Z). Seu valor, calculado pela Equação 6, varia para cada material e quanto maior for, mais eficiente é o material (GARVIN, 2014).

$$Z = \frac{\alpha^2}{KR} \quad (6)$$

As equações apresentadas compõem um modelo simplificado que permite (uma vez conhecidas α , R e K) determinar parâmetros como Q_h , Q_c e o COP. Entretanto, os valores destas mesmas propriedades raramente são fornecidos pelos fabricantes diretamente. Em seu lugar, geralmente são fornecidas informações como: número de pares de semicondutores (N), corrente máxima de operação (I_{max}), voltagem máxima de operação (V_{max}), taxa máxima de calor (Q_{max}) e gradiente máximo de temperatura (ΔT_{max}).

Além das informações mencionadas, também são usualmente fornecidos gráficos da operação das pastilhas, ilustrados na Figura 5.

Figura 5: Gráficos Fornecidos por Fabricante



Fonte: Adaptado de (DANVIC, 2017)

2.1.4 Estimativa de propriedades físicas

Trabalhos como o de Nunnally *et al.* (2014), De Araújo *et al.* (2017) e Ibañez-Puy *et al.* (2017) utilizam um método de cálculo do coeficiente de Seebeck, resistência e condutividade de uma pastilha Peltier a partir das informações fornecidas pelos fabricantes. Tal método, apresentado por Luo (2008), determina tais propriedades através das seguintes equações:

$$\alpha = \frac{V_{\max}}{T_h} \quad (7)$$

$$K = \frac{(T_h - \Delta T_{\max}) V_{\max} I_{\max}}{2 T_h \Delta T_{\max}} \quad (8)$$

$$R = \frac{(T_h - \Delta T_{\max}) V_{\max}}{T_h I_{\max}} \quad (9)$$

Agrupando as Equações 7, 8 e 9 às Equações 2, 3, 4 e 5 obtém-se um sistema de equações que representa o funcionamento de uma pastilha levando em conta variações de suas propriedades com a temperatura; diminuindo o número de simplificações do modelo. Esta foi a abordagem adotada neste trabalho para a realização dos cálculos que determinaram o consumo elétrico das pastilhas Peltier.

2.2 Psicrometria

O ar atmosférico está presente em variadas aplicações comuns da engenharia, como na climatização, por exemplo. Composto por ar seco (aproximadamente 79% nitrogênio e 21% oxigênio) e vapor d'água, é frequentemente considerado uma mistura de gases ideais. O ramo da física dedicado à análise de suas propriedades termodinâmicas é chamado de Psicrometria (BELL, 2017).

A Psicrometria é fundamentada no modelo de Dalton para mistura de gases ideais. Partindo da premissa de que um gás ideal é composto por moléculas que exercem forças desprezíveis entre si e cujos volumes são insignificantes comparados ao

volume ocupado pelo gás, Dalton formulou a seguinte lei: “A pressão de uma mistura de gases ideais é igual a soma das pressões que cada componente da mistura exerceria caso existisse sozinho na temperatura e volume da mistura”.

A pressão que um gás componente exerceria caso existisse sozinho na temperatura e volume da mistura é conhecida como pressão parcial. Desta forma, segundo a lei de Dalton, a pressão atmosférica (p) pode ser determinada como a soma das pressões parciais do ar seco (p_a) e do vapor d'água (p_v), como mostra a Equação 10 (ÇENGEL e BOLES, 2013):

$$p = p_a + p_v \quad (10)$$

A seguir são definidas propriedades termodinâmicas do ar atmosférico que são de interesse para este trabalho (MORAN e SHAPIRO, 2013; ÇENGEL e BOLES, 2013; DA COSTA, 2006):

Umidade Absoluta (w): também conhecida como razão de umidade, ou umidade específica, é a razão entre a massa de vapor d'água e a massa de ar seco em uma mistura, mostrada na Equação 11.

$$w = \frac{m_v}{m_a} \quad (11)$$

A Equação 11 pode ser reescrita utilizando-se a equação de estado do gás ideal como mostrado a seguir:

$$w = \frac{m_v}{m_a} = \frac{p_v V / R_v T}{p_a V / R_a T} = \frac{p_v / R_v}{p_a / R_a} = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v} \quad (12)$$

Sendo V o volume; T , a temperatura em K; R_v e R_a são as constantes do gás do vapor (461,5 J/KgK) e do ar seco (287 J/KgK), respectivamente.

Umidade Relativa (Φ): é a razão entre a quantidade de vapor presente no ar e a

quantidade de vapor que estaria presente no ar saturado a mesma pressão e temperatura. Baseando-se no modelo de Dalton e na lei dos gases perfeitos, a umidade relativa pode ser descrita como a razão entre a pressão parcial do vapor (p_v) e a pressão parcial do vapor saturado (p_g) para a mesma temperatura e pressão.

$$\phi = \frac{p_v}{p_g} \quad (13)$$

Temperatura de Orvalho: é a temperatura na qual o vapor d'água contido no ar começa a condensar à pressão constante. Alternativamente, é a temperatura de saturação correspondente à pressão parcial do vapor.

Temperatura de Bulbo Seco: é a temperatura do ar ambiente medida com um termômetro comum, sem exposição à radiação.

Temperatura de Bulbo Úmido: é a temperatura medida com um termômetro de bulbo úmido, que consiste em um termômetro comum envolto por gaze ou algodão úmido. Esta temperatura pode ser igual ou menor à temperatura de bulbo seco e é propriedade importante em sistemas de resfriamento evaporativo, indicando o estado de saturação do ar.

Entalpia da Mistura (h): é a soma das entalpias do ar seco (h_a) e do vapor d'água (h_v) presentes na amostra e é expressa em kJ por kg de ar seco. A entalpia específica da mistura é então definida da seguinte forma:

$$h = h_a + w \cdot h_v \quad (14)$$

A entropia (s) e a energia interna (u) são determinadas de forma análoga, como:

$$s = s_a + w \cdot s_v \quad (15)$$

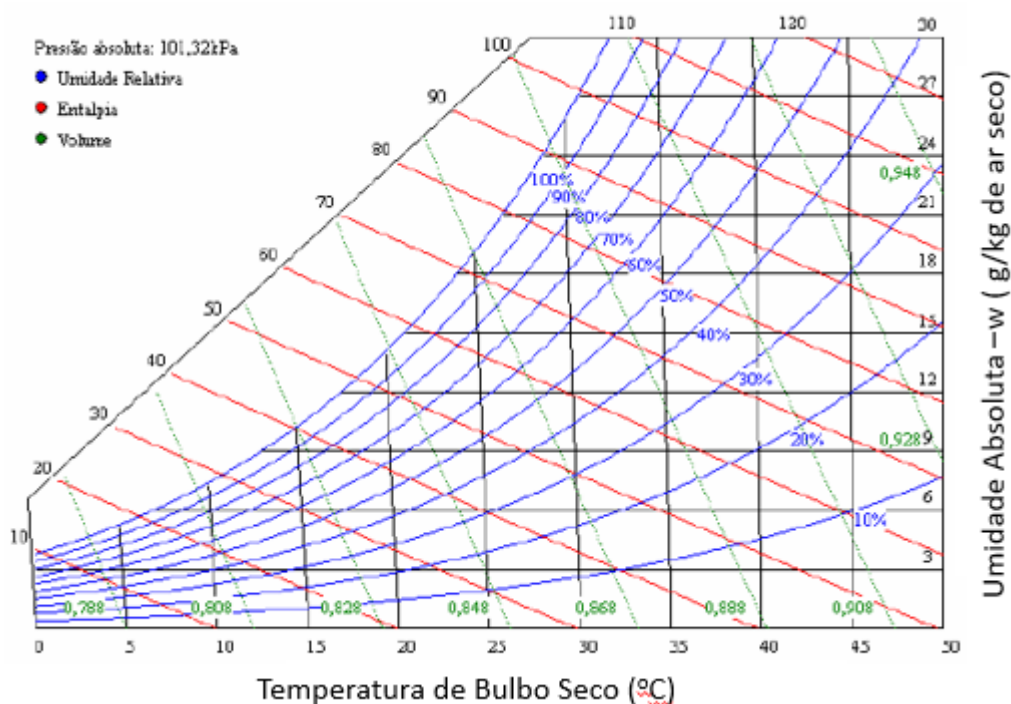
$$u = u_a + w \cdot u_v \quad (16)$$

Volume Específico: é definido como o volume da mistura de ar seco e vapor d'água por kg de ar seco.

2.2.1 Diagrama Psicrométrico

O diagrama, ou ábaco psicrométrico, é uma representação gráfica que simplifica o estudo da psicrometria, tornando possível a rápida obtenção de qualquer propriedade termodinâmica do ar atmosférico sem realizar cálculos ou consultar outras tabelas. Para tanto, considerada constante a pressão atmosférica, basta o conhecimento de apenas duas outras propriedades independentes (ÇENGEL e BOLES, 2013). Na Figura 6 é mostrada um diagrama psicrométrico simplificado para a pressão de 1 atm, ou 101,32 kPa.

Figura 6: Diagrama psicrométrico simplificado

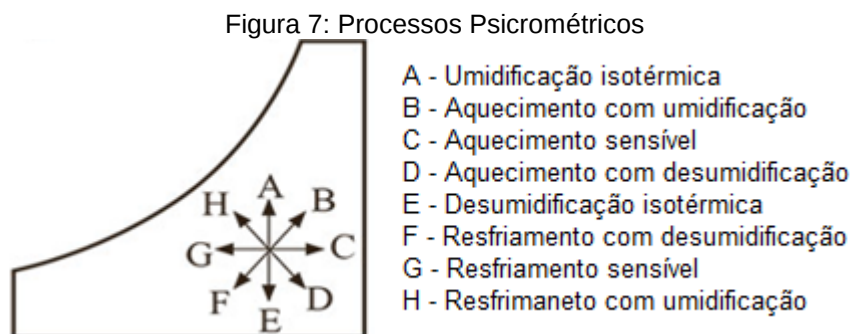


Fonte: Adaptado de (ARAÚJO, 2006).

O diagrama psicrométrico é composto por linhas indicativas de diferentes propriedades. No caso da Figura 6, estão indicadas as seguintes propriedades: umidade relativa, volume específico, entalpia, temperatura de bulbo seco e umidade absoluta.

Processos psicrométricos, comuns a muitos equipamentos como torres de resfriamento e condensadores, são facilmente visualizados e analisados no diagrama

psicrométrico. Na Figura 7 são mostrados esquematicamente os processos mais comuns.



Fonte: O Autor

A condensação de vapor do ar atmosférico em contato com uma superfície fria, foco deste trabalho, é classificado como um processo de resfriamento com desumidificação.

2.3 Transferência de Massa

2.3.1 Lei de Fick

A transferência ou difusão de massa pode ser definida como: “o movimento de uma espécie química de uma região de alta concentração para uma região de baixa concentração”. Este fenômeno é observado corriqueiramente, como por exemplo em uma solução de sal e água. Sempre que há um gradiente de concentração em um meio, a tendência natural é ocorrer a transferência de massa até que atingido o equilíbrio.

Comparações com a transferência de calor são observadas em muitas obras como as de Çengel e Ghajar (2012) e Incropera e Dewitt (2014). Analogamente à lei da condução de calor de Fourier, que determina haver uma proporcionalidade entre o gradiente de temperatura e o fluxo de calor em uma direção, é definida a lei da difusão de Fick estabelecendo que o gradiente da concentração de uma espécie e seu fluxo de massa são proporcionais.

Considerando uma mistura binária entre os componentes A e B em um meio estacionário, a lei de Fick é apresentada nas Equações 17 e 18 determinando o fluxo

molar dos componentes da mistura através de um plano normal a uma direção y .

$$J_A = -c_m D_{AB} \frac{\partial X_A}{\partial y} \quad (17)$$

$$J_B = -c_m D_{AB} \frac{\partial X_B}{\partial y} \quad (18)$$

Sendo J o fluxo molar; c_m , a densidade molar da mistura (número de mols por unidade de volume); D_{AB} , uma constante conhecida como coeficiente de difusão do par A-B e X , a fração molar.

2.3.2 Coeficiente de Difusão

Os coeficientes de difusão, devido à complexa natureza da difusão de massa, são geralmente determinados experimentalmente. Três observações sobre eles, entretanto, são relevantes: em geral são mais elevados em gases que em sólidos; aumentam com o aumento da temperatura e, no caso de uma mistura binária de componentes A e B, o coeficiente de difusão do componente A em B é igual ao coeficiente de difusão do componente B em A.

Tendo em vista a importância prática da mistura ar-vapor já mencionada no tópico de Psicrometria, muitos estudos e dados experimentais foram obtidos para seu coeficiente de difusão. Com bases nestes dados foram desenvolvidas fórmulas empíricas, destacando-se a obtida por Marrero e Manson, mostrada na Equação 19 (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$D_{ar-vapor} = 1,87 \cdot 10^{-10} \cdot \frac{T^{2,072}}{p} \quad (19)$$

Sendo a temperatura (T) em K e a pressão (p) em atm, resultando na unidade m^2/s para o coeficiente de difusão. Neste trabalho, o coeficiente de difusão da mistura ar-vapor foi obtido através de tabela apresentada por Çengel e Ghajar (2012) para uma determinada temperatura de referência e considerado constante em todo o domínio. Tal abordagem é descrita adiante, no capítulo de metodologia.

2.3.3 Transferência de massa em meio não-estacionário

A lei de Fick foi apresentada nas Equações 17 e 18 considerando um meio estacionário, o que não representa adequadamente o caso em estudo neste trabalho: escoamento da mistura ar-vapor em contato com superfície fria com ocorrência de condensação. Neste caso, devem ser previstos não só o transporte de massa por difusão molecular, mas também o transporte devido ao movimento do meio.

Considerada uma mistura binária gasosa com os componentes A e B (não condensável e condensável, respectivamente) em um meio não-estacionário, os seus fluxos molares através de um plano normal a uma direção y são descritos da seguinte forma:

$$J_A = J_m X_A - c_m D_{AB} \frac{\partial X_A}{\partial y} \quad (20)$$

$$J_B = J_m X_B - c_m D_{AB} \frac{\partial X_B}{\partial y} \quad (21)$$

Sendo J_m o fluxo molar da mistura na direção y (soma dos fluxos molares de A e B). O primeiro termo após a igualdade representa o fluxo molar causado pelo movimento do meio, ou advecção; o segundo termo representa o fluxo molar causado pela difusão das moléculas no meio. Em uma mistura binária com densidade constante, vale salientar, o fluxo molar difusivo dos componentes tem igual magnitude em sentidos opostos (INCROPERA e DEWITT, 2014).

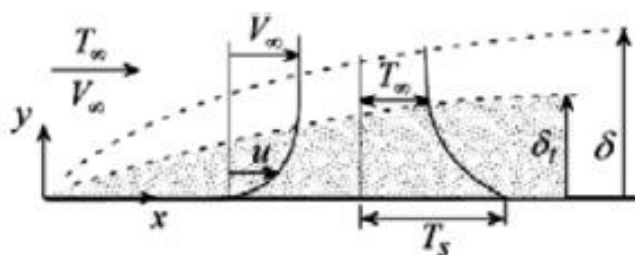
2.3.4 Camada limite hidrodinâmica e térmica

Quando um fluido é submetido a um escoamento sobre uma superfície plana ocorre o surgimento da chamada camada limite. Este conceito baseia-se na observação de que o efeito da viscosidade no campo de velocidade do escoamento é confinado a uma região delgada na vizinhança da superfície, conhecida por camada limite hidrodinâmica, cuja distância da fronteira à superfície é comumente denominada δ .

Fenômeno semelhante ocorre na interação entre o escoamento e a superfície,

quando em temperaturas distintas. É observado que os efeitos térmicos na distribuição de temperatura no escoamento também se restringem a uma região delgada na vizinhança da superfície, conhecida por camada limite térmica, cuja distância da fronteira à superfície é comumente denominada δ_T (JIJI, 2006). A Figura 8 ilustra exemplos de camadas limite térmica e hidrodinâmica.

Figura 8: Camadas Limite Térmica e Hidrodinâmica



Fonte: Adaptado de (JIJI, 2006)

O perfil de velocidade do fluido (u), observado na Figura 8, varia na camada limite hidrodinâmica indo de 0 ($y=0$) à 99% de V_∞ ($y=\delta$), por definição. De forma análoga, por definição, o perfil de temperatura varia da temperatura da superfície (T_s), em $y=0$, à 99% de T_∞ em $y=\delta_T$. V_∞ e T_∞ são a velocidade e a temperatura do fluido em um ponto suficientemente distante, a ponto de não sofrer influência dos efeitos viscosos e térmicos da interação entre fluido e superfície (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

No estudo da camada limite um relevante papel é desempenhado por números adimensionais; dentre os quais se destacam números de Reynolds, Prandtl e Nusselt. A abordagem utilizando estes números possui a vantagem de simplificar a correlação de cálculos teóricos com dados experimentais, haja vista que estes agrupam diversas variáveis e propriedades de um problema em menos parâmetros para análise.

O número de Reynolds representa a razão entre as forças inerciais e viscosas, sendo utilizado principalmente para determinar se o escoamento tem comportamento laminar ou turbulento (INCROPERA e DEWITT, 2014).

Denomina-se laminar um escoamento caracterizado por linhas de corrente suaves e movimento altamente ordenado; enquanto ao caso em que existem flutuações de velocidade e desordem no movimento dá-se o nome de escoamento turbulento. Um valor baixo para o número de Reynolds (Eq. 22) sugere que as forças inerciais são inferiores às viscosas e, portanto, eventuais distúrbios são dissipados e o escoamento permanece laminar (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$Re = \frac{VL_c}{\nu} \quad (22)$$

Sendo V e L_c , no numerador, respectivamente, a velocidade e o comprimento característico da superfície; enquanto ν , a viscosidade cinemática do fluido.

O número de Prandtl, por sua vez, representa a razão entre as difusividades de momento, ou viscosidade cinemática (ν), e térmica (α) de um fluido. Com isso pode-se estimar a dimensão da camada limite térmica relativa à camada limite hidrodinâmica. O número de Prandtl para gases gira em torno de 1, o que indica que as camadas limite térmica e hidrodinâmica coincidem. Sua fórmula é apresentada a seguir (ÇENGEL e GHAJAR, 2012):

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (23)$$

Outro número adimensional de extrema relevância no estudo da camada limite e da transferência de calor por convecção é o número de Nusselt. Através dele é representada a razão entre o fluxo de calor por convecção e por condução (ÇENGEL e GHAJAR, 2012; INCROPERA e DEWITT, 2014) com a fórmula mostrada a seguir:

$$Nu = \frac{hL_c}{\kappa} \quad (24)$$

Sendo h o coeficiente de transferência de calor por convecção; L_c , o comprimento característico (dependente da geometria da superfície) e κ , a condutividade térmica do fluido. O número de Nusselt, segundo Incropera e Dewitt (2014), também é função dos números de Reynolds e Prandtl. Uma relação entre estes foi obtida pela solução de Blasius, apresentada a seguir.

2.3.5 Solução de Blasius

A determinação da espessura da cama limite foi solucionada pela primeira vez em 1908 pelo engenheiro H. Blasius. Em sua solução foram assumidas as seguintes

premissas acerca do escoamento de um fluido acima de uma superfície plana isotérmica: regime permanente; fluido incompressível; escoamento laminar e propriedades do fluido constantes. A partir destas premissas, transformando as variáveis de interesse em variáveis adimensionais e solucionando numericamente as equações da continuidade, conservação de momento e de energia – apresentadas mais adiante neste trabalho – Blasius chegou às seguintes relações para as espessuras das camadas limite hidrodinâmica e térmica (ÇENGEL e GHAJAR, 2012):

$$\delta = \frac{5x}{\sqrt{Re_x}} \quad (25)$$

$$\delta_t = \frac{5x}{Pr^{1/3} \sqrt{Re_x}} \quad (26)$$

Sendo x a distância ao início da placa, conforme Figura 8.

Desta solução elaborada por Blasius também foi possível determinar uma relação entre o número Nusselt local (para uma determinada distância x do início da superfície) e os números de Prandtl e de Reynolds local. Esta relação, mostrada na Equação 27, só é válida para números de Prandtl superiores a 0,6.

$$Nu_x = 0,332 Pr^{1/3} Re_x^{1/2} \quad (27)$$

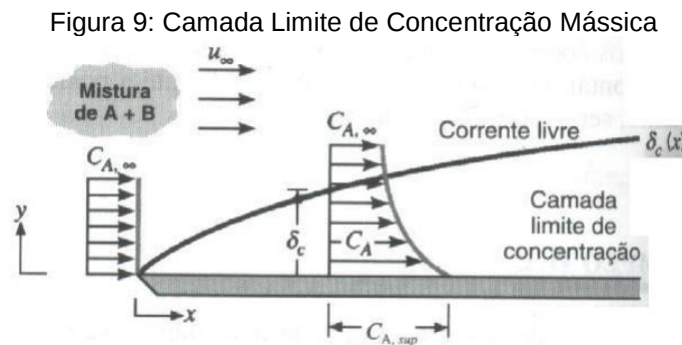
A solução de Blasius é de imensurável valor histórico no estudo da camada limite e apresenta boa concordância com os resultados experimentais. Ainda assim, possui muitas limitações dada as premissas que restringem a variedade de casos aos quais ela é aplicável. Atualmente, tanto os escoamentos laminares quanto turbulentos sobre superfícies são geralmente analisados com métodos numéricos (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.3.6 Camada limite de concentração mássica

Para o escoamento de uma mistura binária gasosa, o campo de velocidade tem

influência direta no transporte de massa; haja vista, conforme observado nas Equações 20 e 21, a contribuição da advecção no fluxo molar (INCROPERA e DEWITT, 2014). A distribuição da concentração dos componentes da mistura, analogamente ao que ocorre à temperatura, também descreve a formação de uma camada limite, cuja espessura é comumente denominada δ_c .

Na Figura 9 é ilustrada a camada limite de concentração para uma mistura binária de componentes A e B. Pode-se observar o perfil de concentração do componente A (C_A) tem valores maiores na região próxima à superfície e diminui de magnitude, até se igualar à concentração do componente A na região do escoamento não atingida pelos efeitos da interface com a superfície.



Fonte: Adaptado de (INCROPERA e DEWITT, 2014)

De forma equivalente aos números adimensionais Prandtl e Nusselt para as camadas limite térmica e hidrodinâmica, são definidos os números de Schmidt, de Lewis e de Sherwood. Tais números são comumente encontrados na literatura em obras como as de Bird, Stewart e Lightfoot (2004).

O número de Schmidt (Sc), mostrado na Equação 28, é equivalente ao número de Prandtl (Pr) e indica a razão entre a difusividade do momento molecular (viscosidade cinemática) e o coeficiente de difusão de massa nas camadas limite de velocidade e concentração, respectivamente. Quando tem valor unitário, indica que as camadas limite mencionadas coincidem.

$$Sc = \frac{\nu}{D_{AB}} \quad (28)$$

O número de Lewis (Le), por sua vez, representa a razão entre a difusividade

térmica e o coeficiente de difusão de massa nas camadas limite térmica e de concentração, respectivamente. Quando seu valor é unitário, fica evidenciado que as camadas limite mencionadas coincidem. A fórmula para o número de Lewis é mostrada a seguir:

$$Le = \frac{\alpha}{D_{AB}} \quad (29)$$

O equivalente ao número de Nusselt para a camada limite de concentração é o número de Sherwood. Este representa a razão entre a transferência de massa por advecção e por difusão, conforme a Equação 30.

$$Sh = \frac{h_m L_c}{D_{AB}} \quad (30)$$

Sendo h_m o coeficiente de transferência de massa por advecção.

Como ficou evidente na solução de Blasius, o número de Nusselt médio para uma determinada geometria pode ser expresso em função dos números de Reynolds e Prandtl. Analogamente, nas mesmas circunstâncias, o número de Sherwood médio pode ser expresso em função dos números de Reynolds e Schmidt, como mostrado a seguir:

$$Sh = f(Re, Sc) \quad (31)$$

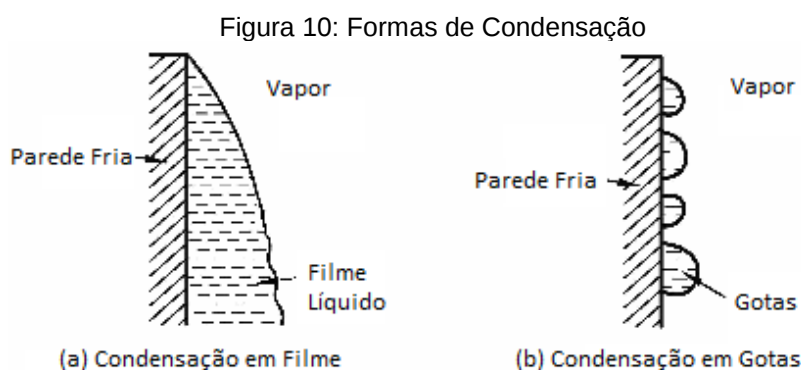
$$Nu = f(Re, Pr) \quad (32)$$

Para uma geometria especificada, a função f nas Equações 31 e 32 é a mesma tanto para o número de Nusselt, quanto para o número de Sherwood. Desta forma, conhecida a função para o número de Nusselt, é possível calcular o número de Sherwood pela simples substituição do número de Prandtl pelo número de Schmidt (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

2.4 Condensação

A condensação é o fenômeno no qual uma substância muda o seu estado de gasoso para líquido quando sua temperatura é reduzida abaixo da sua temperatura de saturação. Esta redução pode ser ocasionada pelo contato do vapor com uma superfície sólida, uma superfície livre de um líquido e até mesmo com outro gás a uma temperatura mais baixa (ÇENGEL e BOLES, 2013). Por ser o caso em estudo, este trabalho se limitará a descrever a condensação em superfícies sólidas.

Duas formas distintas de condensação em superfícies sólidas são observadas: em filme e em gotas, mostradas na Figura 10. Na primeira, o vapor condensado forma um filme líquido sobre a superfície que flui sob a ação da gravidade. Na segunda, o vapor condensado forma gotas de diâmetros variados que cobrem a superfície (Çengel e Ghajar, 2012).



Fonte: Adaptado de (THERMAL-FLUIDS CENTRAL, 2017)

Geralmente a condensação em gotas possui um coeficiente de transferência de calor de 5 a 10 vezes maior que o da condensação em filme (KIM *et al.*, 2017); a segunda, por sua vez, é mais estável e comum na prática, sendo também a forma considerada nos estudos e modelos matemáticos apresentados neste trabalho.

Wu *et al.* (2017) estudaram a influência de um gás não-condensável na condensação de vapor em filme. Entre as conclusões do estudo, constatou-se que a presença de ar, ainda que a uma fração mássica inferior a 1%, pode reduzir a eficiência da transferência de calor na condensação de vapor d'água em 50%.

Esta redução pode ser explicada pela camada gasosa do gás não-condensável, que forma uma barreira na vizinhança do filme de condensado. Nesta circunstância, o vapor deve atravessar a referida barreira por difusão para alcançar a superfície

de condensação, diminuindo a eficiência do processo. Estudos experimentais mostraram ainda que essa perda depende fortemente da natureza do vapor e da velocidade do escoamento. Velocidades altas, como esperado, contribuem para redução da camada de gás não-condensável, minimizando seu efeito (ÇENGEL e BOLES, 2013).

Modelos matemáticos para a condensação em filme na presença de gases não-condensáveis são encontrados na literatura, desde a clássica solução analítica apresentada por Sparrow *et al.* (1967) a contribuições mais recentes como o trabalho de Wu *et al.* (2017). Autores como Dehbi *et al.* (2013) e Vyskocil *et al.* (2014) apresentaram modelos matemáticos implementados em uma abordagem baseada em fluidodinâmica computacional.

Neste trabalho foi utilizado o *software* Ansys CFX para simulação da condensação em uma superfície fria. Este *software* possui um modelo de condensação em parede já incorporado, o *Wall Condensation Model*, estudado por autores como Zschaek *et al.* (2014), Lejon (2013), Punetha *et al.* (2017), Barak *et al.* (2014), entre outros, e cujas premissas são apresentadas a seguir.

2.4.1 Modelo de condensação em parede

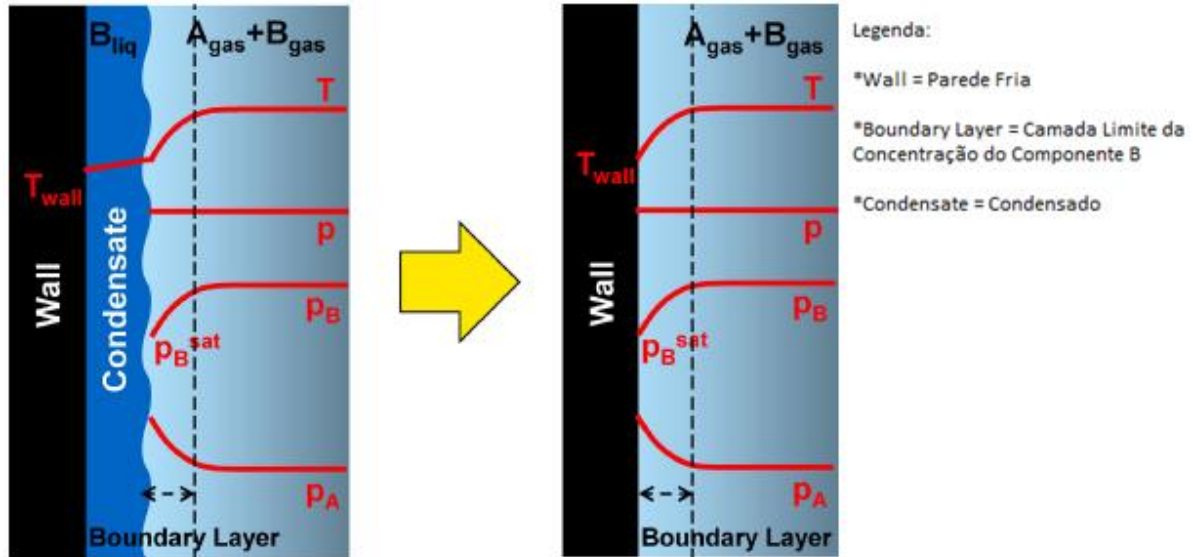
O *Wall Condensation Model* foi desenvolvido para aplicação na área de engenharia nuclear, embora possa ser usado para situações generalizadas em que ocorra a condensação de um dos componentes de uma mistura de composição variável, como ar e vapor. Esta abordagem leva em conta a condensação em filme e considera por hipótese que o filme líquido de condensado é delgado o suficiente para que sua resistência térmica seja desprezível (ANSYS, 2017).

A condensação é contemplada no modelo como uma fonte de massa do componente condensável de valor negativo. Desta forma, admite-se que a massa de condensado é efetivamente removida do domínio fluido. O escoamento do filme líquido não é modelado explicitamente, sendo possível visualizar a condensação nos resultados da simulação numérica através da variação da fração mássica de vapor no domínio (ANSYS, 2017). A vazão de condensado é encontrada pelo valor da fonte de massa mencionada.

No *Wall Condensation Model* é assumida também a hipótese de equilíbrio termodinâmico, em que a pressão do componente condensável na superfície fria é igual a sua pressão de saturação à temperatura da superfície (ZSCHAECK *et al.*, 2014).

Esta hipótese é considerada uma simplificação, haja vista que o vapor pode se encontrar supersaturado (LEJON, 2013). Um esquema das simplificações adotadas neste modelo é mostrado a seguir na Figura 11.

Figura 11: Realidade (esquerda) vs Simplificações propostas pelo *Wall Condensation Model* (direita)



Fonte: Adaptado de (LEJON, 2013)

O fluxo molar do componente condensável B através de um plano paralelo à parede a uma distância y é dado pela equação 21, mostrada novamente a seguir.

$$J_B = J_m X_B - c_m D_{AB} \frac{\partial X_B}{\partial y} \quad (21)$$

Como A é não-condensável, foi considerado que seu fluxo molar na direção da parede é nulo e, portanto, J_B e J_m são iguais. Esta condição permite o rearranjo da Equação 21 para a seguinte forma:

$$J_B = -D_{AB} \frac{c_m}{1 - X_B} \frac{\partial X_B}{\partial y} \quad (33)$$

Integrando a Equação 33 em y entre a parede fria ($y = 0$) e a camada limite de concentração de B ($y = \delta_c$) e considerando J_B constante no intervalo, obtém-se:

$$J_B = \frac{c_m D_{AB}}{\delta_c} \ln \left(\frac{1 - X_B(\delta_c)}{1 - X_B(0)} \right) \quad (34)$$

Em muitas aplicações é conveniente expressar o resultado da Equação 34 na base mássica. Para fazer a conversão da base molar para a base mássica é necessário conhecer a relação mostrada na Equação 35.

$$c_m = \frac{\rho_m}{W_m} \quad (35)$$

Sendo ρ_m a densidade da mistura e W_m , a massa molar da mistura.

O fluxo mássico do componente condensável (M_B) é expresso da seguinte forma:

$$M_B = W_B J_B \quad (36)$$

Sendo W_B a massa molar do componente B. Realizando as devidas substituições na Equação 34, obtém-se a Equação 37.

$$M_B = \frac{W_B}{W_m} \frac{\rho_m D_{AB}}{\delta_c} \ln \left(\frac{1 - X_B(\delta_c)}{1 - X_B(0)} \right) \quad (37)$$

Observa-se que, devido à natureza do problema, o valor de M_B sempre será negativo, uma vez que a fração molar de um componente condensável é maior na fronteira da camada limite de concentração do que na superfície de condensação.

No caso de escoamento turbulento, o fluxo mássico do componente condensável é tratado diferentemente. É inserido um parâmetro multiplicador de parede (*wall multiplier*) variável de acordo com o modelo de turbulência, como mostra Equação 38 (ANSYS, 2017):

$$M_B = -TM \frac{Y_{BP} - Y_{BW}}{1 - Y_{BW}} \quad (38)$$

Sendo TM o multiplicador de parede; Y_{BP} , a fração mássica do componente condensável em um ponto da malha próximo à parede e Y_{BW} , a fração mássica do componente condensável na parede.

Neste trabalho é considerada como condição de contorno uma temperatura fixa na parede fria. Para este caso, o modelo matemático considera a parede fria como um reservatório infinito de calor, no qual o efeito do calor liberado pela condensação é desprezível, mantendo-se desta forma a temperatura da superfície constante.

2.5 Fluidodinâmica computacional

2.5.1 Histórico e definição

Os fenômenos relacionados à transferência de calor e mecânica dos fluidos têm importância inestimável para diversas aplicações da engenharia. Presentes desde as situações mais cotidianas em equipamentos como radiadores e fornos ao mais alto nível de pesquisa aeroespacial, tais fenômenos podem vir a possuir um modelo matemático complexo. Contudo, devido ao impacto destes processos na vida humana, é importante entendê-los, predizê-los e otimizá-los.

A investigação necessária para compreensão e previsão do funcionamento de um sistema térmico tem dois principais métodos: o experimental e o de cálculo teórico. O método experimental pode gerar os dados mais confiáveis para análise com testes em protótipos em escala real; sua praticidade e razoabilidade de custos, entretanto, são frequentemente proibitivos. O método de cálculo teórico, por sua vez, consiste na análise de um modelo matemático do sistema, usualmente resultando em um sistema de equações diferenciais parciais. Apesar de reduzir custos e eliminar obstáculos inerentes ao método experimental, a matemática pode, devido à sua própria complexidade, ser uma barreira para uso método de cálculo teórico muitos casos de interesse prático (PATANKAR, 1980).

Considerando a mencionada complexidade inerente ao método de cálculo teórico com seu sistema de equações diferenciais parciais, a solução numérica dos problemas se apresenta como uma alternativa. Nos últimos anos, a disponibilidade de computadores de alta performance permitiu o desenvolvimento de *softwares* capazes de implementar métodos numéricos na solução de problemas variados da engenharia,

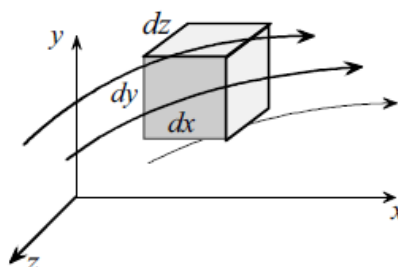
fazendo surgir assim a Fluidodinâmica Computacional.

A Fluidodinâmica computacional ou CFD (*Computational Fluid Dynamics*) é, de forma geral, a análise de sistemas envolvendo escoamento de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados por meio de simulações numéricas computacionais (VERSTEEG e MALALASAKERA, 2007).

2.5.2 Equações governantes

A abordagem numérica tem início na elaboração do modelo matemático para um sistema em estudo, geralmente utilizando equações diferenciais parciais obtidas a partir das leis naturais que o governam. Seguem abaixo algumas das leis mais fundamentais, utilizadas na fluidodinâmica computacional, considerando o sistema de coordenadas cartesianas e um elemento de lados dx , dy e dz como volume de controle em um escoamento de fluido, semelhante ao mostrado na Figura 12 (JIJI, 2006; DE PAULA, 2017; MALALASEKERA, 2007; PATANKAR, 1980).

Figura 12: Volume de Controle para Equações de Conservação



Fonte: Adaptado de (JIJI, 2006)

Conservação de Massa (Equação da Continuidade)

A lei da conservação de massa, ou continuidade, determina que a diferença entre o fluxo mássico líquido que entra no volume de controle e aquele que o deixa é igual à taxa de variação de massa no referido volume. A clássica representação vetorial desta equação conta com o vetor velocidade $\vec{V}$, com as componentes u , v e w , e é mostrada pela Equação 39, considerando-se nulo o termo fonte:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (39)$$

Neste trabalho, conforme mencionado no t3pico Transfer3ncia de Massa, o modelo matem3tico utilizado para condens3o3o em parede introduz um termo fonte de massa (Eq. 37 ou 38) no lado esquerdo da igualdade da Equa3o3o 39, representando o fluxo de m3ssico l3quido do condensado que deixa o dom3nio.

Conserva3o3o do Momento

Considerando-se um fluido cont3nuo e Newtoniano, a lei da conserva3o3o de momento no volume de controle leva a uma equa3o3o para cada uma das coordenadas x , y e z (Equa3o3o3es 40, 41 e 42, respectivamente). Estas equa3o3o3es s3o conhecidas como Equa3o3o3es de *Navier-Stokes* e apresentadas a seguir:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \quad (40)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \quad (41)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{V} \right) \right] \quad (42)$$

3é observado nas Equa3o3o3es 40, 41 e 42, como a varia3o3o total do momento em uma dire3o3o (lado esquerdo da igualdade) 3é resultado do somat3rio das for3as externas de corpo, tal qual a a3o3o da gravidade, e de superf3cie nesta dire3o3o.

Conserva3o3o da Energia

A equa3o3o da conserva3o3o da energia 3é originada da aplica3o3o da primeira lei da termodin3mica ao volume de controle e resulta em:

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot k \nabla T + \beta T \frac{Dp}{Dt} + \mu \phi \quad (43)$$

O termo antes da igualdade representa a varia3o3o da energia em fun3o3o do

tempo e o transporte da energia por movimento do fluido, enquanto o primeiro termo imediatamente após a igualdade descreve o transporte de energia por condução.

O coeficiente de expansão térmica (β) é uma propriedade do fluido relevante para fluidos compressíveis e determinada por:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial \rho}{\partial T} \right]_p \quad (44)$$

A função dissipação (ϕ) é associada com a dissipação de energia devido a fricção. Se trata de um parâmetro relevante para escoamentos com altas velocidades e fluidos viscosos e desprezível para grande parte dos escoamentos, como o caso em estudo neste trabalho.

Conservação de Espécies

No caso de uma mistura binária haverá transporte relativo entre as espécies, ou componentes, da mistura impulsionado pelo gradiente de concentração existente. A conservação de espécies para qualquer ponto do escoamento é regida pela lei da conservação de massa considerando-se a difusão e é expressa pela seguinte equação:

$$\frac{\partial(\rho m_s)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho m_s \vec{V} + J_s) = R \quad (45)$$

Sendo m_s a fração mássica da espécie; J_s o fluxo difusivo da espécie determinado pela Lei de Fick e R é um termo fonte. Geralmente, R representa a geração de massa de algum componente da mistura por meio de uma reação química. No caso em estudo neste trabalho não há reação química formando um componente; todavia, conforme mencionado, no modelo da condensação é considerado um termo fonte de massa retirando vapor do domínio, que representa o fluxo mássico líquido de condensado.

Equação Geral

As equações mostradas representam os princípios de conservação e podem ser compactadas em uma equação genérica, conhecida por equação geral conservativa de convecção-difusão, onde a variável ϕ representa a propriedade de interesse:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \phi) = \nabla \cdot (\Gamma \vec{\nabla} \phi) + S \quad (46)$$

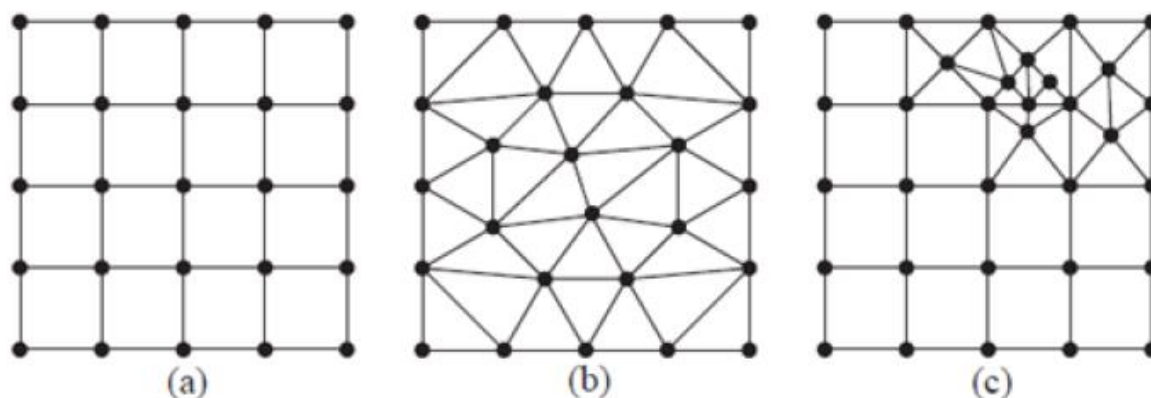
O primeiro termo, de natureza transiente, descreve a acumulação da propriedade no volume de controle, enquanto o segundo o fluxo advectivo da propriedade por meio do movimento do fluido. O primeiro termo após a igualdade descreve o transporte da propriedade por difusão e S é um termo fonte no volume de controle.

2.5.3 Discretização

Uma solução numérica consiste em um conjunto finito de números com o qual é determinada a distribuição de uma variável dependente em um domínio. Este domínio contínuo passa a ser representado então por uma malha de pontos, ou nós, onde os valores da variável nos locais destes pontos são tratados como incógnitas. Então, as simulações numéricas passam necessariamente pela obtenção de equações algébricas para calcular o valor da variável em cada ponto e em seguida pela aplicação de um algoritmo ou método numérico para resolvê-las (PATANKAR, 1980).

As malhas mencionadas podem ser classificadas em dois tipos: estruturada e não-estruturada. A malha estruturada é aquela em que seus elementos possuem determinada lei de construção e mesmo número de vizinhos (MALISKA, 2004). Esta característica possibilita maior eficiência dos algoritmos para a solução do problema; mas em contrapartida, sua geração é um desafio para geometrias complexas, frequentes em problemas de interesse prático. A malha não estruturada, por sua vez, é aquela que não obedece a nenhuma lei de construção e seus elementos não se alinham com um determinado sistema de coordenadas. Estas possuem o atrativo da facilidade de adaptação para discretização de geometrias complexas (DE MORAIS, 2004). Existem ainda as malhas híbridas que resultam da combinação dos dois tipos de malha mencionados, como mostra a Figura 13.

Figura 13: (a) Malha Estruturada; (b) Malha Não-Estruturada; (c) Malha Híbrida



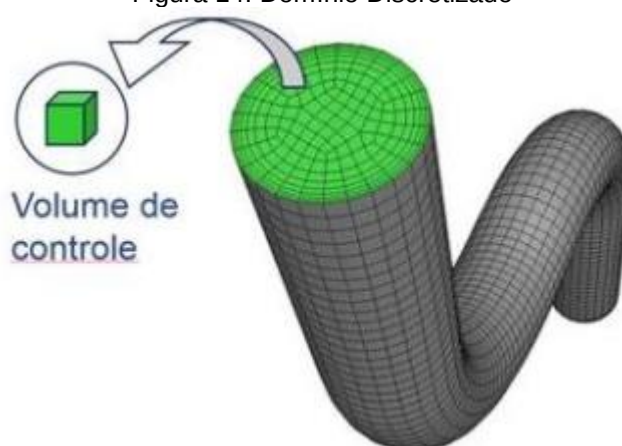
Fonte: Adaptado de (DOS SANTOS, 2013)

Conforme mencionado, a solução numérica é o conjunto dos valores das propriedades de interesse nos nós da malha. Com isso, pode-se afirmar que a qualidade do resultado é função do número de nós e em como eles estão dispostos pelo domínio, o que é decorrência da discretização. De forma geral, a precisão da solução aumenta com o número de nós e elementos; este refinamento da malha é limitado pelo aumento do custo computacional que ele representa (CAVALCANTE, 2013).

O processo de discretização pode ser entendido como a transformação de equações diferenciais parciais, como as equações governantes apresentadas, em sistemas de equações algébricas que podem ser resolvidos numericamente por computadores devidamente programados (SHAW, 1992). Entre as técnicas de discretização mais aplicadas estão o Método das Diferenças Finitas, o Método dos Elementos Finitos e o Método dos Volumes Finitos; este último sendo largamente utilizado em estudos de mecânica dos fluidos e transferência de calor.

O primeiro passo do Método dos Volumes Finitos consiste em dividir um domínio contínuo em pequenos subdomínios, ou volumes de controle, sem sobreposição, como mostra a Figura 14. A divisão ocorre de forma tal que exista um destes volumes de controle envolvendo cada ponto da malha (nó) com suas faces na distância média entre dois nós adjacentes. As equações diferenciais parciais são então discretizadas para cada subdomínio, obtendo-se equações algébricas para determinação do valor da variável em cada ponto da malha (PATANKAR, 1980).

Figura 14: Domínio Discretizado



Fonte: Adaptado de (KESSLER, 2016)

Uma das características mais atrativas do Método dos Volumes Finitos é que sua solução, como já se subentende pela física do procedimento, garante a conservação de quantidades como massa, momento e energia em cada subdomínio, ou volume de controle. Isto se aplica a todo o domínio independentemente da malha, seja ela grosseira, refinada, estruturada ou não-estruturada. (PATANKAR, 1980; CAVALCANTI, 2013).

2.5.4 Estratégia de solução

A estratégia de solução é um ponto crucial em qualquer código desenvolvido para solução de problemas em CFD. Através dela, o sistema de equações resultante da discretização é resolvido, geralmente através de processos iterativos. Devido a sua larga utilização na área de mecânica dos fluidos e transferência de calor, pode-se citar como exemplo dentre elas o algoritmo SIMPLE, descrito por Patankar e Spalding em 1972.

O algoritmo SIMPLE funciona da seguinte forma: iniciam-se os cálculos com uma estimativa inicial para o campo de pressão; as equações discretizadas da conservação de momento são resolvidas utilizando esta estimativa inicial para obter o campo de velocidades; são aplicadas equações de correção aos valores dos campos de pressão e velocidade; todas as equações discretizadas são então resolvidas para as outras variáveis de interesse (temperatura, fração mássica, etc); caso a solução não tenha convergido, o campo de pressão corrigido é considerado a nova estimativa inicial e o processo se repete (VERSTEEG e MALALASAKERA, 2007; PATANKAR

1980).

Entende-se que uma solução convergiu quando os resultados de uma iteração, quando comparados com os da iteração anterior, não sofrem variação significativa. Podem ser adotados ainda outros critérios de convergência, como por exemplo um número máximo de iterações.

Devido à natureza de “tentativa e erro” do algoritmo SIMPLE, é comum a necessidade de muitas iterações. Contrariamente ao SIMPLE, o ANSYS CFX usa uma estratégia de solução que resolve as equações hidrodinâmicas para os campos de pressão e velocidade simultaneamente, como um sistema único, e não de forma segregada com uma estimativa inicial para o campo de pressão. Este procedimento reduz o número de iterações necessárias para convergência (ANSYS, 2017).

2.5.5 Erros em simulações numéricas

Os resultados das simulações CFD estão sujeitos a erros de diversas naturezas, oriundos tanto dos métodos numéricos e iterativos inerentes ao processo de solução de um problema quanto das decisões tomadas pelo usuário. Estas decisões são necessárias para simplificar um problema real a um ponto em que seja viável de resolvê-lo, mas preservando suas características relevantes. Alguns exemplos das simplificações são: modelar o problema em 2 dimensões, desconsiderar pequenas bolhas de ar dissolvidas em um escoamento de água, entre outros.

Outra fonte de erro relevante para as simulações CFD é a qualidade da malha utilizada. Uma malha grosseira, com menos pontos que o indicado, pode gerar um resultado não confiável e não captar gradientes nos valores das propriedades de adequadamente. A fim de minimizar este tipo de erro é prática comum o estudo de independência de malha, que consiste no processo de sucessivos refinamentos de malha e simulações até que o resultado de um parâmetro selecionado para o estudo não sofra variações (VERSTEEG e MALALASAKERA, 2007). É importante ressaltar, como já ficou evidenciado acima, que a simples convergência numérica de uma solução não garante que a mesma represente suficientemente bem o problema modelado.

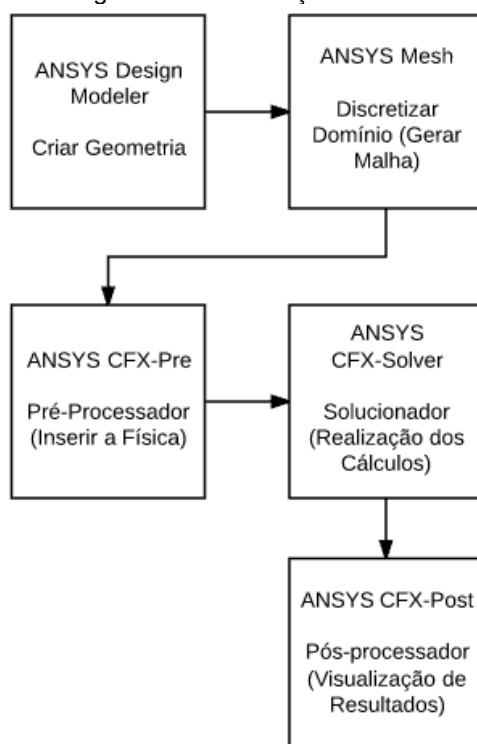
2.5.6 Estrutura de trabalho ANSYS CFX

Tornando a abordagem computacional mais acessível, os *softwares* comerciais

incluem interfaces para o usuário inserir os parâmetros que descrevem o problema. O ANSYS CFX divide a abordagem computacional em três partes principais: O Pré-Processador (*ANSYS CFX-Pre*), o solucionador (*ANSYS CFX-Solver*) e o Pós-Processador (*ANSYS CFX-Post*).

Com seus pacotes ANSYS Design Modeler e ANSYS Mesh, o ANSYS permite ao usuário iniciar sua simulação criando uma geometria e gerando em uma malha para representar o domínio. Após a execução destes dois primeiros passos, o usuário pode iniciar o pré-processador do ANSYS CFX e subsequentemente o solucionador ANSYS CFX-Solver para realização dos cálculos. Finalmente, os resultados da simulação podem ser visualizados no pós-processador, o ANSYS CFX-POST. Toda a estrutura mencionada acima pode ser visualizada esquematicamente na Figura 15.

Figura 15: Fluxograma de Simulação CFD no ANSYS CFX



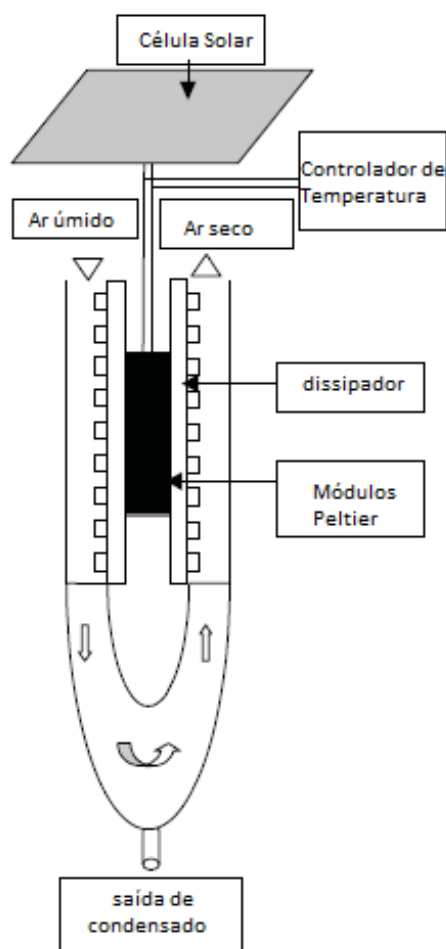
Fonte: O Autor

Cada um destes pacotes pode ser acessado via uma interface única para o usuário chamada ANSYS Workbench, que funciona como auxiliar no gerenciamento de um projeto, ou simulação. No ANSYS Workbench também são incluídas várias ferramentas de otimização de projeto, como por exemplo uma ferramenta para executar uma análise paramétrica de um problema.

3 METODOLOGIA

Neste trabalho foram realizadas simulações numéricas utilizando o *software* ANSYS CFX para estudar a operação de um condensador atmosférico conceitual, proposto por Atta (2011), mostrado na Figura 16, em condições climáticas equivalentes às encontradas na região do sertão no nordeste do Brasil.

Figura 16: Condensador atmosférico conceitual alimentado por energia solar



Fonte: Adaptado de ATTA (2011)

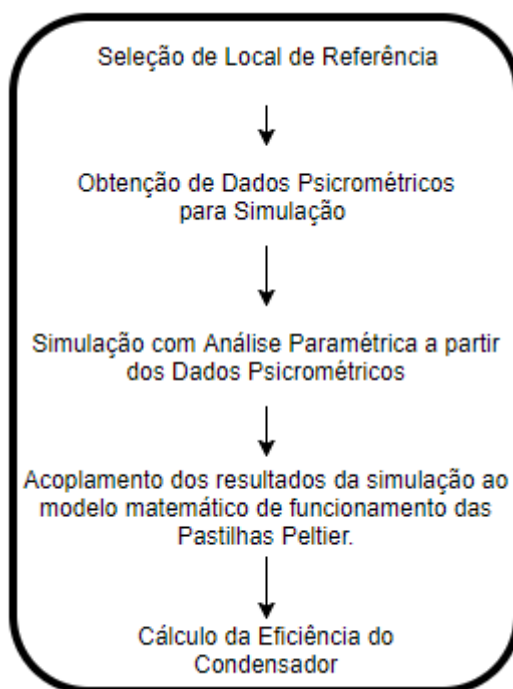
Conforme observado esquematicamente na Figura 16, o equipamento proposto por Atta (2011) tem a seguinte lógica de funcionamento: o ar úmido ambiente é insuflado por um ventilador em um tubo em U de seção quadrada; ao entrar em contato com uma superfície lateral resfriada por pastilhas (ou módulos) Peltier, parte do vapor presente no ar úmido condensa; o líquido condensado é purgado no ponto mais baixo do tubo em U; o fluxo de ar segue para o próximo segmento do tubo em U, onde

contribui para a dissipação de calor das pastilhas Peltier. O ventilador e as pastilhas Peltier são alimentados por uma célula fotovoltaica, sendo as pastilhas controladas por um sistema de controle de temperatura.

As dimensões do condensador atmosférico apresentadas por Atta (2011) são as seguintes: área de troca térmica de 45x15 cm em cada lado das pastilhas Peltier e as arestas da secção quadrada do tubo em U medem 15 cm.

Para atingir os objetivos do estudo, foram dados os seguintes passos: seleção do local para obtenção de dados psicrométricos; seleção e validação do modelo computacional (CFD) para simulação numérica de operação do condensador submetido às condições psicrométricas levantadas; acoplamento dos resultados com as equações que modelam o funcionamento das pastilhas Peltier e cálculo da eficiência do condensador. Esta sequência é mostrada na Figura 17.

Figura 17: Passo a passo da Metodologia



Fonte: O Autor

3.1 Seleção do local de referência

Os principais critérios para seleção do local de referência foram: estar no sertão nordestino e possuir um banco de dados psicrométricos de fonte confiável. Considerados estes pontos, foi selecionada a cidade de Arcoverde, a 680 m de altitude, que além de estar localizada no sertão, possui estação meteorológica própria.

Os dados de temperatura e umidade relativos ao ano de 2016 foram obtidos através do *website* do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET). Estes consistiam em pares de temperatura e umidade relativa na forma de gráficos para medições diárias às 09:00h, 15:00h e 21:00h (horário local). Visando simplificar a extração de informações dos referidos gráficos, foi utilizado o *software Engauge Digitalizer* para transformá-los em uma tabela de dados.

A partir da tabela gerada, observou-se o seguinte padrão: as medições feitas às 15:00h sempre indicavam a temperatura mais alta do dia, enquanto que às 21:00h a temperatura mais baixa. Foram então selecionadas como amostras, as médias mensais das medições feitas nos horários mencionados para o mês mais quente e o mês mais frio do ano. Ainda foram consideradas como amostras a mediana de todas as médias mensais das medições feitas nestes horários ao longo do ano (Tabela 1).

Tabela 1: Dados psicrométricos para análise

Mês	15:00		21:00	
	T [C]	UR [%]	T [C]	UR [%]
Mês mais quente	32,5	62,7	25,4	79,4
Mês mais frio	27	72,1	20,9	88,3
Mediana anual	29,9	73,5	23,3	86,8

Fonte: O Autor

3.2 Validação do modelo de condensação em parede

3.2.1 Seleção do modelo

Trabalhos como o de Barák *et al.* (2014) e Lejon (2013) investigaram diferentes modelos matemáticos incluídos nos *solvers* ANSYS CFX e FLUENT para simulação da condensação de vapor. Segundo a discussão apresentada por Leon (2013), os modelos capazes de simular a condensação de vapor em um escoamento multicomponente (ar seco e vapor) seriam: o *Wall Condensation Model*, incluso no ANSYS CFX, o *Eulerian Multiphase Model* e o *Mixture Multiphase Model*, inclusos no FLUENT. O *Wall Condensation Model* foi selecionado para uso neste trabalho por ter sido desenvolvido especificamente com a finalidade de simular a condensação em uma superfície fria e ser o de mais prática implementação.

Tal modelo foi validado para o caso de condensação de vapor na em superfície plana tanto por testes experimentais, como apresentado por Zschaek *et al.* (2014) e Punetha *et al.* (2017), quanto pela solução analítica de Sparow *et al.* (1967), conforme mostrado por Lejon (2013). Foi utilizada uma metodologia de validação do *Wall Condensation Model* para um caso de teste análoga à utilizada por Bárák *et al.* (2014); metodologia esta que dispensa dados experimentais.

3.2.2 Caso de teste

Foi testado um caso tridimensional em regime permanente com um duto vertical de secção quadrada, com lados de 50 mm e comprimento de 1000 mm (50x50x1000 mm), como domínio. O escoamento de ar úmido entra no duto pela face superior a 0,1 m/s, temperatura de 25°C e umidade relativa de 60%; enquanto a temperatura das paredes laterais é constante de 5°C e a face inferior é aberta para a atmosfera. O coeficiente de difusão teve seu valor estimado como o coeficiente de difusão do vapor no ar para a temperatura de referência de 15°C, média entre as temperaturas da parede e do ar úmido de entrada.

Para determinação das propriedades psicrométricas do ar úmido de entrada (umidade absoluta e temperatura de orvalho, por exemplo), foi utilizada a ferramenta *online* disponibilizada pela empresa *The Sugar Engineers* (THE SUGAR ENGINEERS, 2017) e inseridas as seguintes condições: pressão atmosférica; temperatura de 25°C e umidade relativa de 60%. Vale salientar que, para as simulações numéricas nas quais serão consideradas as condições climáticas de Arcoverde, a altitude de 680 m é considerada na determinação das propriedades psicrométricas.

No ANSYS CFX não há espaço para inserir a umidade relativa. Portanto, em seu lugar é preciso conhecer a fração mássica do vapor na mistura (y_v) que entra no duto. Esta é calculada, conforme a Equação 47, a partir da umidade absoluta (w), que é obtida por consulta à ferramenta *online* mencionada.

$$y_v = \frac{w}{1 + w} \quad (47)$$

O resultado para a vazão de condensado da simulação numérica foi comparado a uma solução semianalítica, dada pela Equação 48. Esta equação é oriunda de um

balanço de massa em um processo de resfriamento com desumidificação.

$$\dot{m}_v = \dot{m}_a (w_e - w_s) \quad (48)$$

Sendo os subscritos “e” e “s” se referem à entrada e saída, respectivamente; $\dot{m}_a$, a vazão de ar seco e $\dot{m}_v$, a vazão de condensado. A vazão de ar seco e a umidade absoluta do ar úmido na entrada podem ser obtidos diretamente com as informações conhecidas do escoamento; a umidade absoluta na saída, entretanto, é obtida a partir do resultado da simulação numérica para o campo de temperatura.

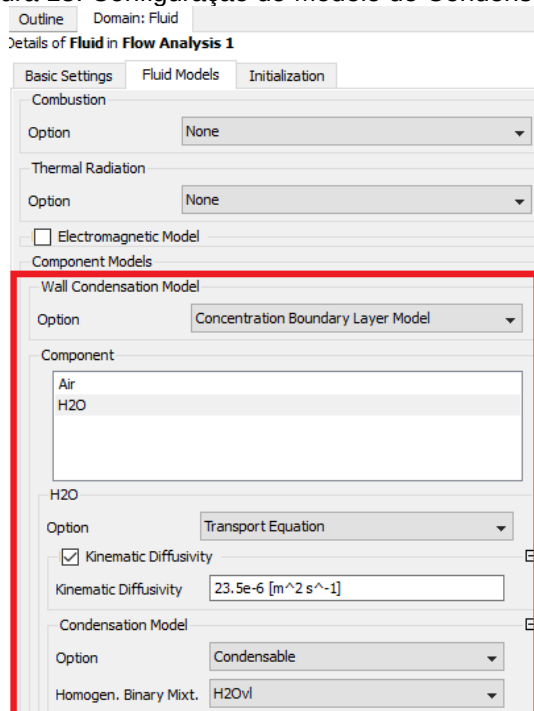
A vazão de ar seco é calculada a partir da Equação 49.

$$\dot{m}_a = \frac{VA}{v} \quad (49)$$

Sendo V e A a velocidade de entrada do ar úmido e a área de secção quadrada do duto, respectivamente, e v , o volume específico do ar nas condições de entrada. Realizados os cálculos, foi obtido o valor de 0,0003 kg/s para a vazão de ar seco.

O *Wall Condensation Model* foi selecionado nas configurações do modelo utilizado no domínio, como mostra a Figura 18.

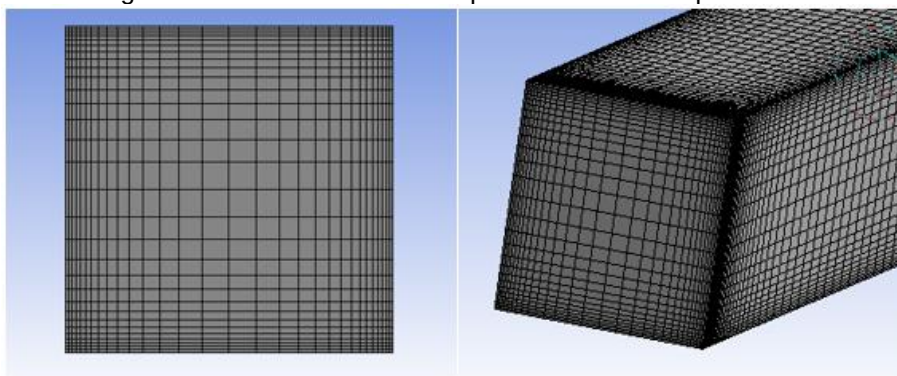
Figura 18: Configuração do Modelo de Condensação



Fonte: O Autor

O estudo de independência de malha aprovou uma malha com 149.916 nós e 139.500 elementos, gerada fixando em 30 o número de elementos nas arestas da secção quadrada com um *bias factor* de 10 refinando as extremidades (Figura 19). Um refinamento da malha aumentando o número de nós para 270.641 e de elementos para 256.000 resultou em uma desprezível variação de aproximadamente 0,05% na vazão de condensado (kg/s). Uma variação desta magnitude, para este trabalho, foi considerada suficiente para validação da malha.

Figura 19: Malha selecionada após estudo de independência



Fonte: O Autor

Foram adotados dois critérios de convergência: limite máximo de 10^{-5} para o valor médio quadrático do resíduo entre a solução de cada iteração com sua antecessora e o número máximo de 1000 iterações.

Os dados inseridos no *software* são mostrados resumidamente na Tabela 2.

Tabela 2: Dados do caso de teste

Temperatura de entrada do duto	25°C
Fração Mássica de Vapor	0,0118
Velocidade de entrada do duto	0,1 m/s
Coeficiente de Difusão	$23,5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Temperatura das Paredes Laterais	5°C
Pressão Manométrica na saída do duto	0 Pa

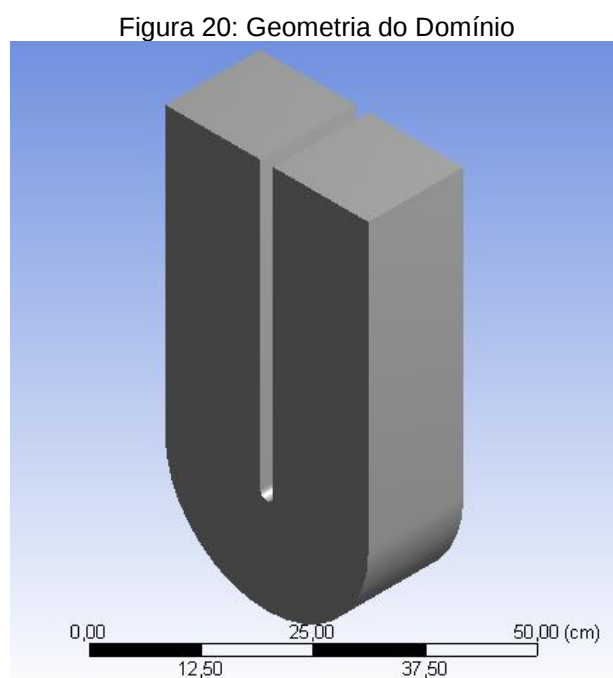
Fonte: O Autor

3.3 Modelagem do condensador

Na criação do domínio da simulação numérica foram feitas simplificações na

geometria do condensador atmosférico conceitual, apresentado na Figura 16. O domínio foi restrito à região de escoamento do ar atmosférico e as superfícies de troca térmica foram consideradas planas.

A consideração de geometria plana para as superfícies de troca térmica, ainda que certamente não represente a configuração física mais vantajosa em termos de eficiência do condensador, é uma simplificação que torna mais prática a investigação e desenvolvimento da metodologia de análise, objetivo principal deste trabalho, uma vez que reduz consideravelmente o custo computacional. A geometria do domínio com as simplificações mencionadas é ilustrada na Figura 20.



Fonte: O Autor

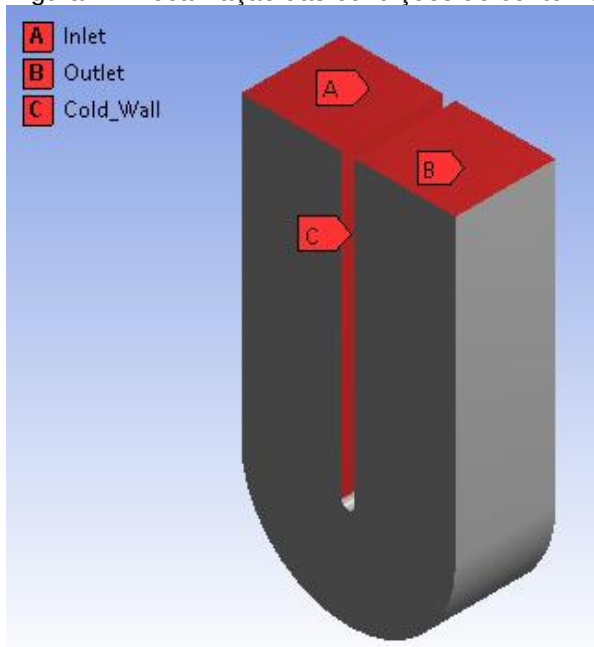
As dimensões utilizadas estão em conformidade com as documentadas por Atta (2011) e são as seguintes: secção quadra do duto com 15x15 cm; superfícies de troca térmica com 15x45 cm e espaçamento entre entrada e saída do duto de 2 cm.

De acordo com Atta (2011), a vazão de ar insuflada no condensador pelo ventilador é de 0,24 m³/s. No ANSYS CFX, entretanto, não há espaço para inserir uma vazão volumétrica. Diante disto, foi calculada a velocidade média correspondente à vazão especificada para uma área de 15x15 cm, encontrando-se o valor de 10,49 m/s. Logo, a condição de contorno utilizada nas simulações foi a velocidade de 10,49 m/s normal à face de entrada do duto.

A superfície de condensação teve sua temperatura especificada em 5°C. Esta temperatura não só se encontra abaixo da temperatura de orvalho para qualquer condição psicrométrica no histórico de medições da cidade de Arcoverde, mas também acima do ponto de congelamento da água, evitando possíveis problemas com o congelamento do filme de condensado.

Foi também especificada a pressão manométrica nula para a face de saída do condensador, que é aberta para a atmosfera. A Figura 21 ilustra o local de cada uma das condições de contorno no domínio: na entrada (*Inlet*), na saída do duto (*Outlet*) e na superfície de condensação (*Cold_Wall*).

Figura 21: Localização das condições de contorno



Fonte: O Autor

A Tabela 3 mostra o resumo das condições de contorno.

Tabela 3: Resumo de condições de contorno

Velocidade do Fluido na Entrada	10,49 m/s
Temperatura da Superfície de Condensação	5°C
Pressão Manométrica na Saída do Duto	0 Pa

Fonte: O Autor

A superfície de troca térmica do lado quente das pastilhas Peltier (responsável pela dissipação de calor) foi considerada adiabática, assim como todas as paredes laterais. Esta simplificação, ainda que incoerente com a realidade, é justificada pelo

fato de que a determinação da temperatura da superfície quente (T_h) é precedida, de acordo com as equações do modelo matemático das pastilhas Peltier, do conhecimento da taxa de calor absorvido na superfície de condensação (Q_c^*), resultado da própria simulação numérica, e subsequente solução de um sistema de equações.

Vale ainda salientar que o principal objetivo desta simulação numérica é estimar a vazão de condensado e o calor absorvido pela superfície de condensação. Nenhum destes parâmetros tem seus resultados afetados significativamente pela temperatura na superfície de dissipação de calor; haja vista que o efeito desta na hidrodinâmica do escoamento, fator que poderia interferir na condensação, é desprezível.

Diante do exposto, o estudo da dissipação de calor foi realizado em uma simulação independente, detalhada mais adiante neste trabalho. A relevância desse estudo consiste na determinação da resistência térmica da dissipação de calor, parâmetro necessário ao cálculo da eficiência do condensador atmosférico.

Com a definição da geometria e das condições de contorno (Figura 21), foi realizado o estudo de independência de malha considerando o ar úmido de entrada a $32,5^\circ\text{C}$ com fração mássica de vapor de 0,0207. Foram adotados inicialmente dois critérios de convergência: limite máximo de 10^{-5} para o valor médio quadrático do resíduo entre a solução de cada iteração com sua antecessora e o número máximo de 1000 iterações.

Uma vez aprovada a malha, foi executada uma análise paramétrica da operação do condensador. Esta análise teve como parâmetros de entrada a temperatura e fração mássica de vapor do ar úmido de entrada, para os quais foram considerados os valores correspondentes aos dados psicrométricos selecionados (Tabela 1), e como parâmetros de saída, a taxa de calor absorvido na superfície de condensação em W e a vazão de condensado em litro por hora. Com estas informações foi possível calcular a eficiência do condensador atmosférico e seu comportamento nas diferentes condições climáticas da cidade de Arcoverde.

3.4 Determinação da resistência térmica da dissipação de calor

A resistência térmica da dissipação de calor (R_t) no condensador atmosférico foi determinada através de uma simulação numérica independente daquela descrita

para a condensação. Não obstante, nesta foram utilizados o mesmo domínio, condições de contorno de entrada e saída do ar úmido no duto e malha aprovada no estudo de independência de malha já reportado. A diferença para as condições de contorno mostradas na Figura 21 é de que, desta vez, a superfície de condensação foi considerada adiabática e a superfície de dissipação de calor teve sua temperatura especificada como T_s , um parâmetro de entrada para análise paramétrica.

Uma análise paramétrica foi realizada variando o valor de T_s entre 40°C e 50°C e simulando numericamente, obtendo valores para taxa de calor dissipado na superfície quente para cada temperatura. A resistência Térmica R_t foi então calculada a partir da Equação 50 (ÇENGEL e GHAJAR, 2012).

$$R_t = \frac{(T_s - T_e)}{Q_h^*} \quad (50)$$

Sendo T_e a temperatura do ar úmido de entrada no condensador, equivalente à temperatura da vizinhança além da camada limite térmica da superfície quente; Q_h^* é o resultado da simulação numérica para a taxa de calor dissipado na superfície quente em W e T_s é a temperatura da superfície quente, parâmetro de entrada da análise paramétrica.

O valor da resistência térmica foi considerado então como a média dos resultados obtidos para os diferentes valores de T_s .

3.5 Cálculo da eficiência do condensador

É definido como eficiência, neste trabalho, a razão entre a vazão de condensado e a potência elétrica consumida para operação do condensador atmosférico. Foi utilizada como referência para os cálculos do consumo elétrico a Pastilha Peltier de especificação HTC 50-12-15,4 do fabricante Danvic, com os seguintes dados fornecidos: $I_{\max}$ de 12 A; $V_{\max}$ de 15,4 V; $\Delta T_{\max}$ de 68 K e $Q_{\max}$ de 102,1 W (DANVIC, 2017).

As pastilhas deverão manter a temperatura do lado frio (T_c) constante em 5°C e absorver a taxa de calor calculada pela simulação numérica (Q_c^*). O cálculo de seus parâmetros operacionais (corrente e diferença de potencial) para essas condições é

realizado através das Equações 2 a 9, apresentadas no tópico de Refrigeração Termoelétrica deste trabalho e mostradas novamente a seguir.

$$Q_c = \alpha IT_c - 0,5I^2R - K(T_h - T_c) \quad (2)$$

$$Q_h = \alpha IT_h + 0,5I^2R - K(T_h - T_c) \quad (3)$$

$$P = I^2R + \alpha I(T_h - T_c) \quad (4)$$

$$COP = \frac{Q_c}{P} \quad (5)$$

$$Z = \frac{\alpha^2}{KR} \quad (6)$$

$$\alpha = \frac{V_{\max}}{T_h} \quad (7)$$

$$K = \frac{(T_h - \Delta T_{\max})V_{\max}I_{\max}}{2T_h\Delta T_{\max}} \quad (8)$$

$$R = \frac{(T_h - \Delta T_{\max})V_{\max}}{T_hI_{\max}} \quad (9)$$

Conhecidos $I_{\max}$, $V_{\max}$ e $\Delta T_{\max}$ a partir das informações do fabricante; T_c da condição de contorno especificada e Q_c do resultado das simulações numéricas da condensação (Q_c^*), o sistema composto por estas equações ainda não permite uma só solução.

É importante ressaltar que o valor de Q_h (Eq. 3) representa o calor que precisa ser rejeitado pela Pastilha Peltier para garantir seu funcionamento com os valores especificados para as variáveis T_c e Q_c . As fórmulas apresentadas até aqui não levam em conta se a configuração física do equipamento é capaz de dissipar ou não essa taxa de calor.

No caso em estudo neste trabalho, o mecanismo principal da dissipação de calor é a convecção. Sabendo-se que seu efeito é intensificado com o aumento do gradiente de temperatura entre a superfície sólida e o fluido, o valor calculado para T_h precisa ser alto o suficiente para garantir a transferência de calor por convecção à taxa Q_h . O valor mínimo necessário da temperatura da superfície (T_h^*) para que o calor dissipado alcance o valor demandado pelo funcionamento da pastilha pode ser estimado pela Equação 51

$$T_h^* = R_t Q_h + T_e \quad (51)$$

Sendo Q_h a taxa de calor que precisa ser dissipado, calculada pela Equação 3; T_h^* , a temperatura da superfície quente necessária para dissipar calor à taxa de Q_h e R_t , a resistência térmica calculada pela Equação 50.

O acréscimo da Equação 51 ao sistema composto pelas Equações de 2 a 9 também não permitiu que este tivesse uma só solução. A estratégia utilizada foi solucionar as equações do sistema para todos os valores possíveis da corrente (I) e da temperatura do lado quente das pastilhas (T_h), respeitando os limites informados pelo fabricante, até que uma das soluções apresentasse valores para Q_c e T_h tão próximos quanto desejado de Q_c^* e T_h^* , respectivamente.

Para executar a estratégia mencionada, foi desenvolvido um código em linguagem MATLAB com o seguinte algoritmo (o código na íntegra é encontrado como Apêndice deste trabalho):

Figura 22: Algoritmo MATLAB

```

Para I de 0 à Imax
  Para Th de Tc à (Tc + ΔTmax)
    - Resolver equações das pastilhas para: R, K,
      α, Qh, Qc
    - Resolver Equação para encontrar Th*
    - Se |Qc - Qc*| e |Th - Th*| < δ:
      - Fim
    Fim
  Fim
  Mostrar valores de I, V, P, Th, Th*, Qc, Qc*, Qh
**δ é informado pelo usuário e representa com que precisão é desejada a igualdade
dos parâmetros. Neste trabalho será usado com o valor de 0,1.
  
```

Fonte: O Autor

Encontrados os parâmetros de operação das pastilhas Peltier pelo referido código MATLAB, a eficiência do condensador pode ser facilmente calculada por:

$$\eta = \frac{\dot{m}_v}{P_{tot}} \quad (52)$$

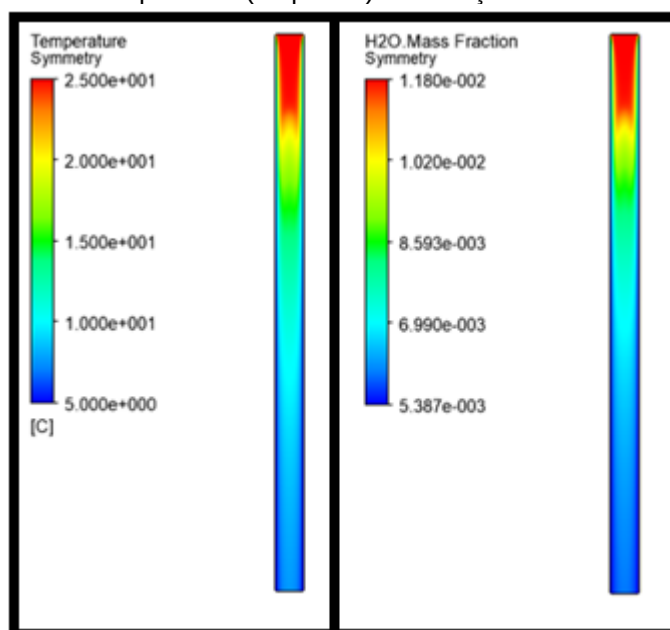
Onde $\dot{m}_v$ é a vazão de condensado e P_{tot} a soma das potências das pastilhas Peltier constituintes do condensador atmosférico. A potência consumida pelo ventilador foi desconsiderada, haja vista que, em geral, seu consumo é significativamente menor que o das pastilhas.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Validação do modelo de condensação

Realizada a simulação numérica, foram obtidos os perfis de temperatura e fração mássica de vapor mostrados na Figura 23. É observada a semelhança entre os perfis, haja vista que quando a temperatura atinge valores abaixo da temperatura de orvalho, o vapor condensa e se observa a diminuição da fração mássica de vapor ao longo do domínio. Fica evidente o que já foi mencionado na descrição do *Wall Condensation Model*: o filme de condensado não é explicitamente modelado, permitindo observar o fenômeno da condensação apenas através da variação da fração mássica de vapor no domínio.

Figura 23: Perfil de temperatura (esquerda) e de fração mássica de vapor (direita)



Fonte: O Autor

De acordo com os resultados da simulação numérica, a temperatura média do ar úmido na saída do duto é de 6,1 °C, bastante próximo da temperatura das superfícies laterais (5 °C), como esperado pelas dimensões do duto e velocidade do escoamento.

Considerando a pequena diferença entre a temperatura da superfície e a temperatura média do ar úmido na saída do duto, além do perfil de fração mássica do vapor, pode-se afirmar que a umidade relativa do ar na saída do duto é de 100%.

Desta forma, consultando a ferramenta *online* para cálculos psicrométricos (THE SUGAR ENGINEERS, 2017), os dados psicrométricos do ar na saída do domínio podem ser estimados como resumidos na Tabela 4.

Tabela 4: Dados psicrométricos na saída do duto calculados na simulação

Temperatura	6,1 °C
Umidade Relativa	100 %
Umidade Absoluta	0,0058 kg _v /kg _{ar}

Fonte: O Autor

Diante do exposto, é possível encontrar a solução semianalítica para o cálculo da vazão de condensado (Equação 48) e compará-la com o resultado da simulação numérica. Esta comparação é mostrada na Tabela 5.

Tabela 5: Comparação de resultados

Solução Semianalítica	$1,8300 \times 10^{-6}$ kg/s
Solução Numérica	$1,8010 \times 10^{-6}$ kg/s
Erro	1,58 %

Fonte: O Autor

O erro menor que 2 % mostra que houve boa concordância entre a solução analítica e numérica, validando o modelo utilizado para os propósitos deste trabalho.

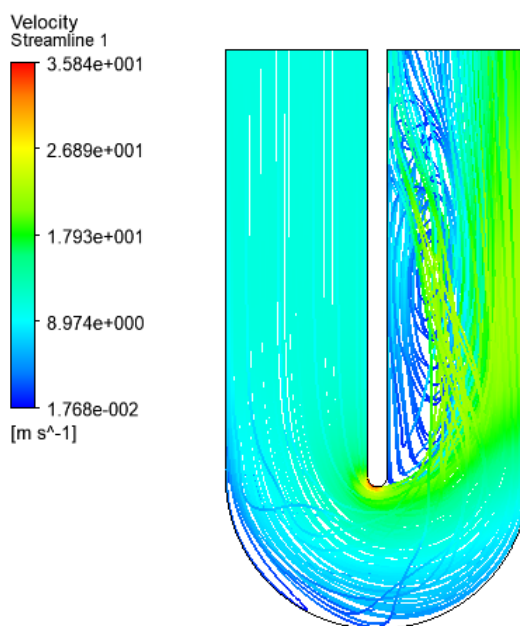
4.2 Modelagem do condensador

Estudo de independência de malha

Durante as simulações numéricas para o estudo de independência de malha foi constatado que era formada uma região de recirculação próxima a saída do duto. Zonas de recirculação próximas da região de saída do escoamento são comumente causadores de dificuldades com a convergência das simulações numéricas, conforme documentado no Manual de Modelagem do ANSYS CFX, o *ANSYS CFX-Solver Modeling Guide* (ANSYS, 2017).

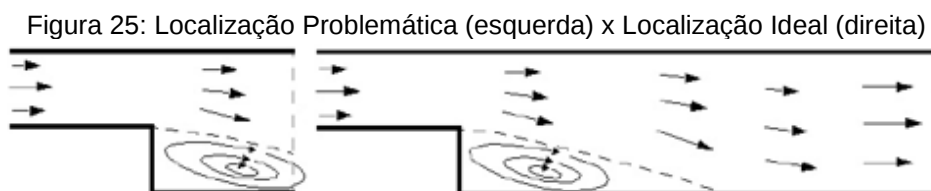
Este efeito é mostrado na Figura 24 a seguir através das linhas de corrente do escoamento.

Figura 24: Linhas de corrente



Fonte: O Autor

É recomendado, pelo referido manual, estender o domínio para que a região de saída de se afaste da zona de recirculação, como mostra a Figura 25.



Fonte: Adaptado de (ANSYS, 2017)

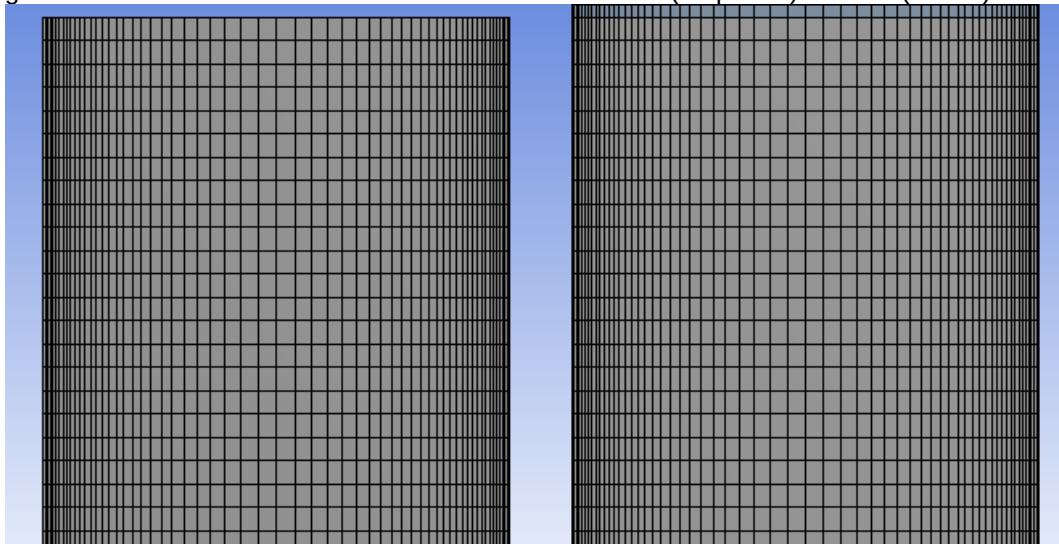
Esta recomendação é justificada da seguinte forma: o solver do ANSYS CFX, por seu princípio de funcionamento, erguerá “paredes artificiais” na face saída para impedir o refluxo. Isto porque a condição de saída em sua configuração (*Outlet*) só permite que o escoamento saia do domínio (ANSYS, 2017). Como consequência deste modus-operandi, o campo de pressão pode sofrer efeitos sem correspondência com a realidade. Seguindo a orientação do manual, o domínio foi estendido em 25 cm na região onde ocorria a zona de recirculação.

Continuando o estudo de independência de malha com a nova geometria, o limite máximo do valor médio quadrático dos resíduos foi modificado para 10^{-4} . Tal alteração causou uma variação menor que 1% nos resultados de interesse (taxa de

condensado e taxa de calor na superfície de condensação), reduzindo significativamente o número de iterações necessárias para convergência e, consequentemente, o tempo de simulação.

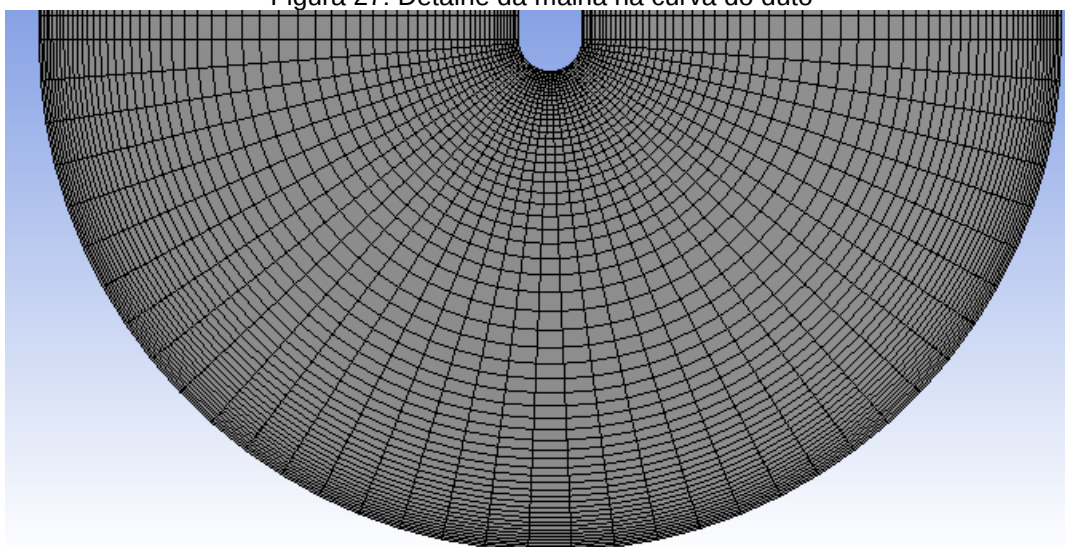
A malha aprovada possui 750.300 nós e 722.160 elementos (gerada fixando em 60 o número de elementos nas arestas da secção quadrada com um *bias factor* de 8 refinando as extremidades) e apresentou variação menor que 3% nos parâmetros de taxa de condensado e fluxo de calor na superfície de condensação em relação a malha anterior; esta, que por sua vez contava com 517.650 nós e 494.900 elementos. As Figuras 26, 27 e 28 mostram detalhes da malha aprovada.

Figura 26: Vista frontal de detalhe nos trechos de entrada (esquerda) e saída (direita) do duto



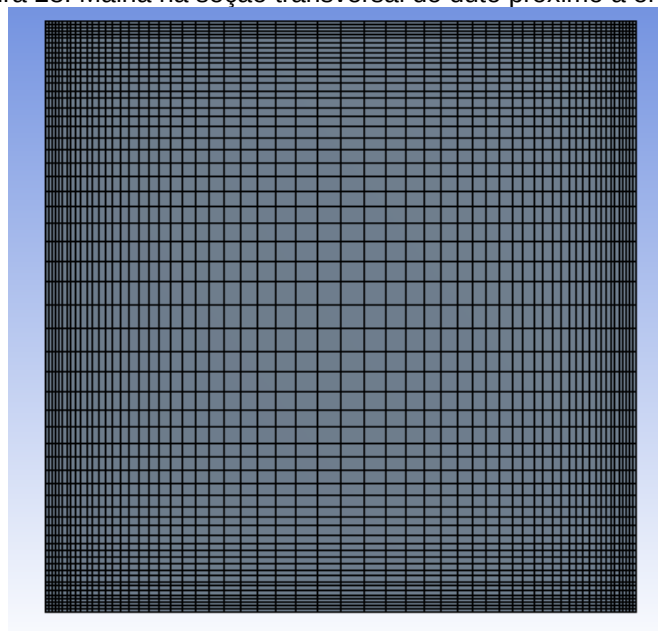
Fonte: O Autor

Figura 27: Detalhe da malha na curva do duto



Fonte: O Autor

Figura 28: Malha na seção transversal do duto próximo à entrada

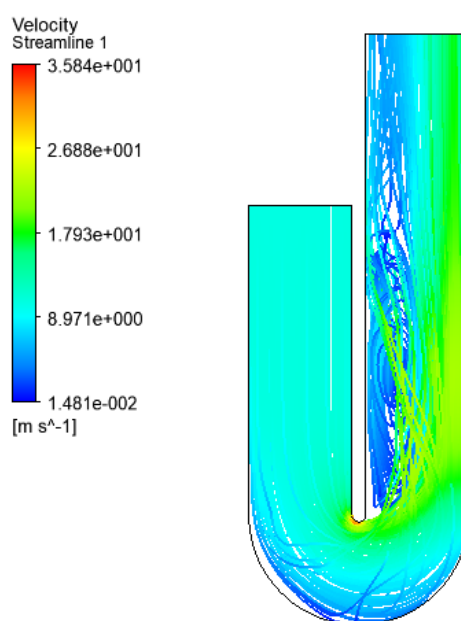


Fonte: O Autor

Como pode ser observado, a malha é mais refinada nas proximidades das paredes. Sua geração nesta forma é devida ao fato de que é nesta região que se encontram os maiores gradientes das propriedades de interesse, como a temperatura e fração mássica e vapor, sendo necessário um maior número de pontos para representar satisfatoriamente tais gradientes.

As linhas de corrente para a nova geometria são mostradas na Figura 29.

Figura 29: Linhas de corrente com domínio estendido



Fonte: O Autor

Análise paramétrica

Para iniciar a análise paramétrica, era necessário determinar a fração mássica de vapor do ar úmido de entrada para cada par de temperatura e umidade relativa selecionados para estudo (Tabela 1). Para tanto foi utilizada a ferramenta *online* para cálculos psicrométricos (THE SUGAR ENGINEERS, 2017), considerando a altitude de Arcoverde (680 m), para obtenção das umidades absolutas e cálculo das frações mássicas através da Equação 47.

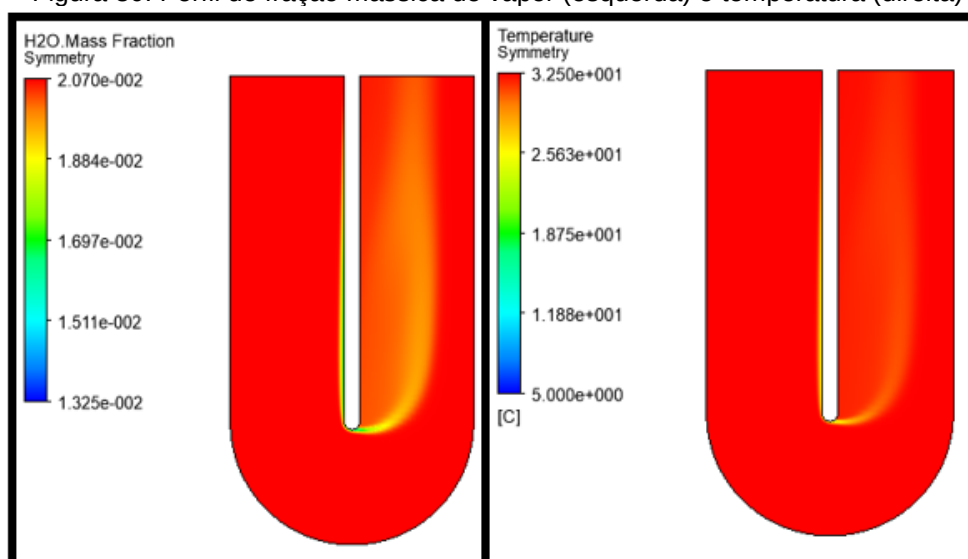
Os resultados das simulações numéricas são mostrados na Tabela 6.

Tabela 6: Análise paramétrica da condensação					
Amostra	T [C]	UR [%]	y_v	Q_c [W]	$\dot{m}_v$ [L/dia]
1	32,5	62,7	0,0207	76,75	3,79
2	27,0	72,1	0,0173	61,94	3,00
3	29,9	73,5	0,0210	69,75	3,89
4	25,4	79,4	0,0173	57,60	3,02
5	20,9	88,3	0,0147	42,22	2,38
6	23,3	86,8	0,0167	51,84	2,88

Fonte: O Autor

Na Figura 30 são mostrados os perfis de temperatura e fração mássica de vapor no domínio para a simulação numérica nas condições da Amostra 1.

Figura 30: Perfil de fração mássica de vapor (esquerda) e temperatura (direita)

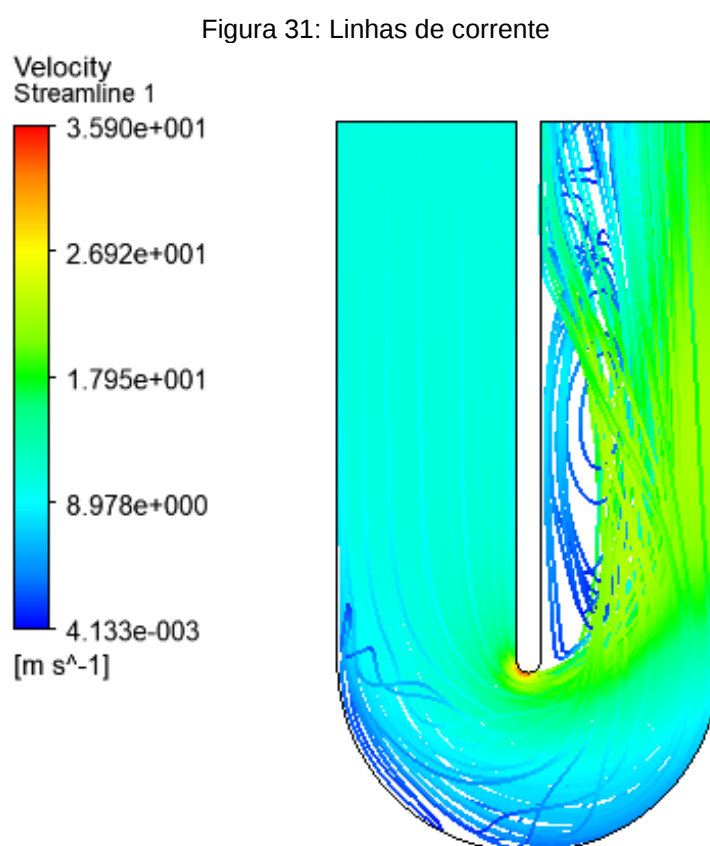


Fonte: O Autor

Os valores atingidos para a vazão de condensado (Tabela 6), com um máximo de 3,89 L/dia, divergem do exposto por Atta (2011) de aproximadamente 1 L/h (ou 24 L/dia); este, porém, obtido em condições psicrométricas não especificadas.

Conforme esperado, de acordo com os princípios da psicrometria, os dois perfis apresentados na Figura 30 possuem similaridades. Foram mostrados somente os resultados para o domínio que corresponde à geometria física do condensador, ocultando a extensão do domínio utilizada para melhorar a convergência da simulação (mencionada no estudo de independência de malha).

Na Figura 31 são mostradas as linhas de corrente do escoamento no condensador. Observa-se novamente uma zona de recirculação.



Fonte: O Autor

4.3 Determinação da resistência térmica

A Tabela 7 mostra os resultados da análise paramétrica de determinação da resistência térmica.

Tabela 7: Determinação da resistência térmica

T_s [K]	Q_h^* [W]	R_t [K/W]
313,15	30,14	0,25
318,15	49,92	0,25
323,15	70,80	0,25

Fonte: O Autor

O valor de 0,25 K/W é coerente com o encontrado na literatura, que prevê valores típicos de 0,02 a 0,5 K/W para resistência térmica em configurações com convecção forçada (FERROTEC, 2017). Entretanto, este resultado é apenas uma estimativa, posto que esta simulação numérica não foi validada por dados experimentais ou solução analítica.

Ainda que a estimativa para a resistência térmica não seja precisa, para os objetivos deste trabalho, não se faz necessária maior exatidão. Há de se levar em conta que seu valor variará significativamente com a geometria da superfície de dissipação de calor e, para o desenvolvimento da metodologia, foi avaliada somente a geometria plana, que certamente não possui o menor valor de resistência térmica entre as configurações possíveis. Conforme reportado mais adiante, foi analisado exatamente o impacto que a resistência térmica tem sobre a eficiência.

4.4 Cálculo da Eficiência do Condensador

O código MATLAB mencionado na metodologia foi utilizado na determinação dos parâmetros de operação das pastilhas Peltier para o funcionamento do condensador em cada uma das 6 de condições psicrométricas do ar. Foi admitido que a taxa de calor absorvida pela superfície de condensação se divide uniformemente entre as três pastilhas e desprezada a potência do ventilador. Os resultados são mostrados na Tabela 8.

Os valores calculados para a eficiência (de 0,96 a 2,1 L/kWh) são comparáveis, por exemplo, a desumidificadores comerciais. No relatório técnico realizado por Winkler *et al.* (2014), por exemplo, foram avaliados desumidificadores comerciais com eficiências que entre 1,5 e 3,7 L/kWh, mas com vazões de condensado entre 21,6 e 72 L/dia. Todavia, é importante ressaltar que, na prática, a eficiência do condensador

será inteiramente dependente do sistema de controle da operação das pastilhas Peltier; controle que não foi estudado ou detalhado neste trabalho.

Tabela 8: Eficiência do condensador

Amostra	T [C]	I [A]	V [V]	T _h [°C]	η [L/kWh]
1	32,5	-	-	-	-
2	27,0	5,71	7,60	42,89	0,96
3	29,9	-	-	-	-
4	25,4	4,68	6,30	37,46	1,42
5	20,9	2,92	4,04	27,26	2,81
6	23,3	3,82	5,20	32,48	2,01

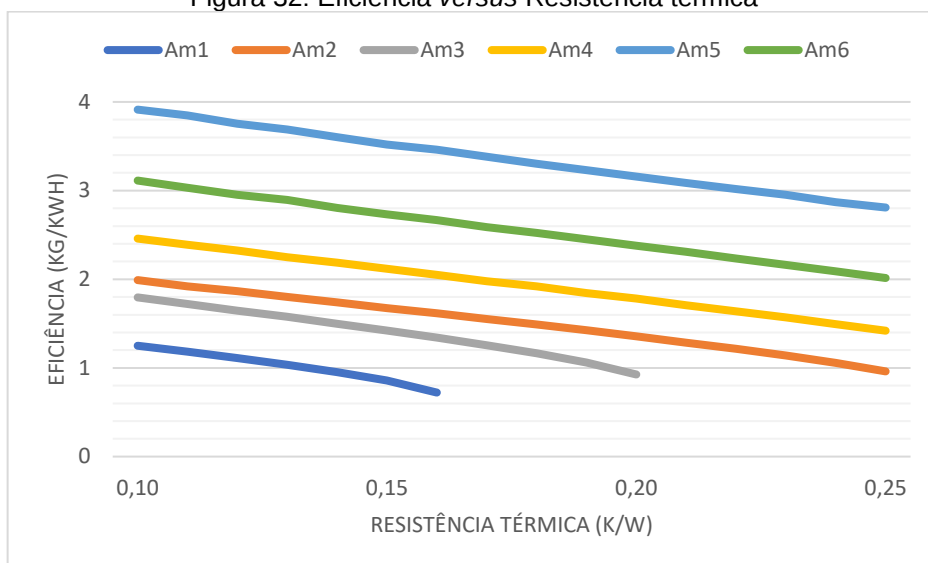
Fonte: O Autor

Também é observado na Tabela 09 que não foi encontrada condição de operação possível, quando consideradas as condições psicrométricas das amostras 1 e 3; amostras de temperatura mais elevada. Isto significa que, com a configuração física do condensador simulada, o modelo de pastilha Peltier selecionado, para estas condições psicrométricas específicas, não é capaz de dissipar o calor necessário para manter a superfície fria à 5 °C.

O problema mencionado tem duas soluções imediatas: elevar a temperatura desejada para a parede fria ou alterar os parâmetros da dissipação de calor. Neste trabalho foi executada uma investigação acerca da segunda solução com uma adaptação do código MATLAB desenvolvido. Esta adaptação fez com que o algoritmo, mostrado na Figura 22, fosse executado para valores de resistência térmica variando de 0,10 a 0,25 K/W. Os valores da eficiência e da resistência térmica foram salvos em vetores para cada iteração, conforme observa-se no código modificado (Apêndice II). Foi concluído que, caso a resistência térmica na dissipação de calor diminuísse seu valor, seriam encontradas condições de operação para estas mesmas amostras.

Na Figura 32 é ilustrado o comportamento da eficiência do condensador em relação a resistência térmica para as 6 diferentes condições psicrométricas do ar (Am de 1 a 6).

Figura 32: Eficiência versus Resistência térmica



Fonte: O Autor

Observa-se que para o ar atmosférico nas condições da Amostra 1 seria necessário reduzir a resistência térmica da dissipação de calor para um valor inferior a 0,17 K/W. Esta redução poderia ser alcançada com uma nova geometria da superfície quente; por exemplo, com a utilização de aletas.

5 CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

5.1 Conclusões

Foi descrito neste trabalho uma metodologia para análise de uma tecnologia baseada no efeito Peltier capaz de condensar vapor d'água do ar atmosférico. A tecnologia em estudo se trata de um condensador atmosférico conceitual proposto por Atta (2011), para o qual foi desenvolvido um modelo computacional capaz de prever a vazão de condensado gerada em diferentes condições de clima. Os resultados da simulação do referido modelo computacional foram acoplados a um modelo matemático de funcionamento das pastilhas Peltier para determinar o consumo elétrico do condensador operando em tais condições.

Foi utilizado um *software* comercial, o ANSYS CFX, para simular a condensação. Esta escolha visa dar maior flexibilidade ao uso da metodologia de análise apresentada; haja vista que, com o auxílio do *software*, possíveis estudos futuros avaliando variações da geometria serão de prática implementação.

O acoplamento dos resultados da simulação da condensação com o modelo matemático do funcionamento das pastilhas Peltier foi realizado através de um código em linguagem MATLAB, que segue uma estratégia de “tentativa e erro”. Destaca-se ainda que o código, diferentemente do que é mais frequentemente encontrado na literatura, encontra uma solução considerando as propriedades das pastilhas – condutância térmica, resistência elétrica e coeficiente de Seebeck – variáveis com a temperatura.

Os resultados obtidos para a vazão de condensado (na faixa de 2,38 a 3,89 litros por dia) não são satisfatórios para fins como suprir uma família com água potável, por exemplo, quando considerado um consumo diário de 2 litros por pessoa. Contudo, considerando suas pequenas dimensões e o vasto campo de possibilidades de melhorias ainda por serem estudadas, pode-se afirmar que é justificável a continuidade da investigação de novas configurações deste condensador conceitual objetivando combater a escassez de água.

5.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Os resultados deste trabalho mostraram que existe campo para melhorias condensador atmosférico proposto por Atta (2011). A relação entre a eficiência do mesmo com a dissipação de calor, por exemplo, abre espaço para que superfícies de diferentes geometrias e configurações sejam testadas com o intuito de diminuir a resistência térmica.

Assim como foi dado foco à superfície de dissipação de calor, a investigação da influência da geometria da superfície de condensação na vazão de condensado também pode ser parâmetro relevante. Os efeitos de mudanças dessa natureza no campo de velocidade do escoamento possuem desdobramentos que também carecem de maiores estudos.

Sugere-se ainda para trabalhos futuros a construção de um protótipo laboratorial deste condensador para obtenção de dados experimentais, validação das simulações numéricas e desenvolvimento de sistema de controle para as pastilhas Peltier.

REFERÊNCIAS

ANSYS®. ANSYS CFX, Release 17.2, Help System, **ANSYS CFX-Solver Modeling Guide**, ANSYS, Inc. , 2017.

ANSYS®. ANSYS CFX, Release 17.2, Help System, **ANSYS CFX-Solver Theory Guide**, ANSYS, Inc. , 2017.

ARAÚJO, S. D. O. **Análise de Desempenho Térmico de Fibras Vegetais em Sistemas de Resfriamento Evaporativo**. Dissertação para obtenção de título de Mestre em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Pernambuco. Recife, Pernambuco, Brasil, 2006.

ATTA, R. M. **Solar Water Condensation Using Thermoelectric Coolers**. International Journal of Water Resources and Arid Environments, vol. 1, p. 142-145, 2011.

BÁRAK, J.; FRAÑA, K.; STILLER, J. **Condensation of Moist Air in Heat Exchanger Using CFD**. International Journal of Mathematical, Physical, Electrical and Computer Engineering, vol. 8, n. 1, 2014.

BEDENKAR, A; GUPTA, R; GUPTA, J; GUPTA, A; MAHADIK, U. **Water Through Air using Peltier Elements**. International Journal of Science Technology and Engineering, vol. 2, n. 9, 2016

BELL, I.H; LEMMON, E.W.; HARVEY, A. H. **Algorithms for the calculation of psychrometric properties from multi-fluid Helmholtz-energy-explicit models**. International Journal of Refrigeration. 2017. No prelo.

BIRD, R.B., STEWART, W.E.; LIGHTFOOT, E.N. **Fenômenos de Transporte**. 2ª ed., Rio de Janeiro: LTC, 2004.

ÇENGEL, Y.A.; BOLES, M.A. **Termodinâmica**. Mc Graw Hill. 7ª Edição. 2013.

ÇENGEL, Y.A.; GHAJAR, A.J.; **Transferência de Calor e Massa**: uma abordagem prática. Mc Graw Hill. 4ª Edição. 2012.

DA COSTA, J.A.P. **Utilização de Materiais Alternativos como Enchimento de Torres de Resfriamento**. Dissertação para obtenção de título de Mestre em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Pernambuco. Recife, Pernambuco, Brasil, 2006.

DA SILVA, R.E. **Análise e Otimização de um Sistema Termoelétrico para Condicionamento de Ar**. Dissertação para obtenção de título de Mestre em Engenharia Mecânica. Universidade de Taubaté. Taubaté, São Paulo, Brasil. 2010.

DANVIC. **Datasheet: DV-50-12**. Disponível em: <<http://www.peltier.com.br/index.php?url=produtos>>. Acesso em 20 de outubro de 2017.

DE ARAÚJO, F.; DIOGENES, S.S.; DE ALMEIDA, P.F.F; PALMEIRA FILHO, H.F;

DUTRA, J.C.C. **Feasibility Study for Atmospheric Water Generator Based on Peltier**. 36th International Conference of Thermoelectrics. 2017.

DE LIMA, J.C.L. **Avaliação do desempenho de dispositivo de desvio das primeiras águas de chuva utilizado em cisternas no semiárido pernambucano**. Dissertação para obtenção de título de Mestre em Engenharia Civil. Universidade Federal de Pernambuco. 2012.

DE MORAES, T.F. **Implementação de Protótipo de Resfriador Termoelétrico por Efeito Peltier aplicado a Dispositivos Semicondutores de Potência**. Dissertação para obtenção de título de Mestre em Ciências. Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, Minas Gerais, Brasil. 2014.

DE MORAIS, E. L. **Verificação de soluções numéricas de escoamentos laminares obtidas como método dos volumes finitos e malhas não-estruturadas**. Dissertação para obtenção de título de Mestre em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Paraná. Curitiba, Brasil, 2004.

DE PAULA, A.C.O. **Modelo Analítico e Solução Numérica de um Destilador Solar**. Dissertação para obtenção de título de Mestre em Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas. Campinas, São Paulo, Brasil. 2017.

DEHBI, A.; JANASZ, F.; BELL, B. **Prediction of steam condensation in the presence of noncondensable gases using a CFD-based approach**. Nuclear Engineering and Design, vol. 258, p. 199-210, 2013.

DOS SANTOS, K. A. L. **Validação de simulação por CFD do Riser de uma unidade piloto a frio de FCC utilizando transmissão gama**. Dissertação para obtenção de título de Mestre em Engenharia Química. Universidade Federal de Pernambuco. Recife, Brasil, 2013.

ENESCU, D.; VIRJOGHE, E. O. **A review on thermoelectric cooling parameters and performance**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 28, p. 903-916. 2014.

FERROTEC. **Thermoelectric Thecnical Reference**. Disponível em: <<https://thermal.ferrotec.com/technology/thermoelectric-reference-guide/thermalref09/>>. Acesso em 20 de outubro de 2017.

FISCHER, Y. **Refrigeração termoelétrica em diferentes temperaturas ambientes**. Dissertação para obtenção de título de Bacharel em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Pernambuco. Recife, Pernambuco. 2016.

GARVIN, C. **Achieveing High Efficiency Thermoeletric Heating and Cooling with Metal Foam Heat Exchangers**. Master of Applied Science in Automotive Engineering Thesis. University of Ontario Institute of Technology. Oshawa, Canada. 2014.

GORJIAN, S; GHOBADIAN, B. **Solar desalination: A sustainable solution to water crisis in Iran**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 48, p 571-584, 2015.

IBAÑEZ-PUY, M.; BERMEJO-BUSTO, J.; MARTÍN-GÓMEZ, C.; VIDAURRE-ARBIZU, M.; SACRISTÁN-FERNÁNDEZ, J.A. **Thermoelectric cooling heating unit Performance under real conditions**. Applied Energy, vol. 200, p. 303-314. 2017.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**. 7ª Edição, Rio de Janeiro: LTC, 2014.

JIJL, L. M. **Heat Convection**. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.

KANE, A.; VERMA, V.; SINGH, B. **Optimization of thermoelectric cooling technology for an active cooling of photovoltaic panel**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol 75, p.1295-1305, 2017.

KESSLER, M. **Fluidodinâmica Computacional: o que é?**. Disponível em: <<http://www.esss.com.br/blog/2016/06/fluidodinamica-computacional-o-que-e/>>. Acesso em 20 de dezembro de 2017.

KIM, D. E.; AHN, H. S.; KWON, T. **Experimental investigation of filmwise and dropwise condensation inside transparent circular tubes**. Applied Thermal Energy, vol. 110, p. 412-423, 2017.

LEJON, M. **Wall Condensation Modeling in Convective Flow**. Master of Science Thesis, KTH Industrial Engineering and Management. 2013.

LUO, Z., **A Simple Method to Estimate the Physical Characteristics of a Thermoelectric Cooler from Vendor Datasheets**. Electronics Cooling, vol. 14, no. 3, p. 22-27, 2008.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 2004.

MINISTÉRIO DA INTEGRAÇÃO NACIONAL. **Projeto de Integração do Rio São Francisco**. Disponível em: <<http://www.integracao.gov.br/web/projeto-sao-francisco/entenda-os-detalhes>>. Acesso em 31 de outubro de 2017.

MINISTÉRIO DO DESENVOLVIMENTO SOCIAL. **Programa Cisternas**. Disponível em: <<http://mds.gov.br/assuntos/seguranca-alimentar/acesso-a-agua-1/programa-cisternas>>. Acesso em 31 de outubro de 2017.

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

NUNALLY, T; PELLICONE, D; VAN VELSON, N; SCHMIDT, J; DESAI, T. **Thermoelectric Performance Model Development and Validation for a Selection and Design Tool**. 14th IEEE ITherm Conference. 2014.

PATANKAR, S.V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. Nova Iorque: McGraw-hill, 1980.

PAWAR, K; SHINDER, V. S. **Performance Evaluation of Solar Powered Peltier Condenser to Extract Water from Ambient Air**. International Engineering Research Journal, n. 2, p. 607-612, 2015.

PORTAL BRASIL. **Programa Cisternas democratiza acesso à água no Semiárido**. Disponível em: <<http://www.brasil.gov.br/cidadania-e-justica/2016/05/programa-cisternas-democratiza-acesso-a-agua-no-semiarido>>. Acesso em 31 de outubro de 2017.

PRAVINCHANDRA, T.M. **Peltier Cooling Module**. Dissertação para obtenção de título de Mestre em Engenharia Mecânica. Pandit Deendayal Petroleum University. India, 2015.

PUNETHA, M.; KHANDEKAR, S. **A CFD based modelling approach for predicting steam condensation in the presence of non-condensable gases**. Nuclear Engineering and Design, vol. 324, p. 280-296, 2017.

ROCHA, R.; SOARES, R. R. **Water scarcity and birth outcomes in the Brazilian semiarid**. Journal of Development Economics, vol. 112, p. 72-91, 2015.

SANTOS, L.P. **Análise de Desempenho de um Gerador Termoelétrico Baseado no Efeito Seebeck**. Dissertação para obtenção de título de Mestre em Engenharia Mecânica. Universidade de Taubaté. Taubaté, São Paulo, Brasil. 2010.

SHAW, C.T. **Using Computational Fluid Dynamics**. Prentice Hall, 1992.

SPAROW, E. M.; MINKOWYCZ, W. J.; SADDY, M. **Forced convection condensation in the presence of non-condensables and interfacial resistance**. International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 10, p. 1829-2845, 1967.

THE SUGAR ENGINEERS. **Psychrometric Calculations**. Disponível em: <<http://www.sugartech.co.za/psychro/>>. Acesso em 20 de julho de 2017.

THERMAL-FLUIDS CENTRAL. **Basics of Condensation**. Disponível em: <https://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Basics_of_condensation>. Acesso em 20 de dezembro de 2017.

UNESCO. **Relatório Mundial das Nações Unidas sobre o Desenvolvimento dos Recursos Hídricos 2017: fatos e números**. 2017

UNESCO. **The United Nations World Water Development Report 2015: water for a sustainable world**. 2015

VESTEEG, H.; MALALASAKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. 2nd Edition. Pearson Prentice Hall, 2007.

VYSKOCIL, L.; SCHMID, J.; MACEK, J. **CFD simulation of air-steam flow with condensation**. Nuclear Engineering and Design, vol. 279, p. 147-157, 2014.

WINKLER, J.; CHRISTENSEN, D.; TOMERLIN, J. **Measured Performance of Residential Dehumidifiers Under Cyclic Operation**. National Renewable Energy Laboratory, 2014. Technical Report NREL/TP-5500-61076. Contract No. DE-AC36-08GO28308.

WU, X.M.; LI, T.; LI, Q.; CHU, F. **Approximate equations for film condensation in the presence of non-condensable gases**. International Communications in Heat

and Mass Transfer, vol. 85, p. 124-130, 2017.

YU, J; WANG, B. **Enhancing the maximum coefficient of performance of thermoelectric cooling modules using internally cascaded thermoelectric couples**. International Journal of Refrigeration, vol. 32, p. 32-39, 2008.

ZHAO, D.; TAN, G. **A review of thermoelectric cooling: Materials, modeling and applications**. Applied Thermal Engineering, vol. 66, p. 15-24, 2014.

ZSCHAEK, G.; FRANK, T.; BURNS, A. D. **CFD modeling and validation of wall condensation in the presence of non-condensable gases**. Nuclear Engineering and Design, vol. 279, p. 137-146, 2014.

APÊNDICE A – Código para Cálculo de Eficiência

```

%% Cálculo de Eficiência
clear;
clc;
%%
%Dados do Fabricante
im=12.0;
vm=15.4;
dtm=68.0;
qm=102.1;
%%
%Parametros de Operação
tc=278.15; %Temperatura da Parede Fria a 5 graus C
rar=0.1; %Resistencia Termica em W/K
tamb=20.9+273.15; %Temperatura do ar de entrada
qqc=42.224/3; %qcc é o calor absorvido por cada pastilha (Simulação)
mcon=2.7614*10^-5*3600; %Taxa de condensado (L/h) (Simulação)

%%

i=0.1;
th=278.15;
aux=0;
for i=0.1:0.01:12
    for th = 278.15:0.01:346.15
        a=vm/th;
        k=((th-dtm)*vm*im)/(2*th*dtm);
        r=((th-dtm)*vm)/(th*im);
        qc=((a*i*tc)-(0.5*i*i*r)-(k*(th-tc)));
        qh=((a*i*th)+(0.5*i*i*r)-(k*(th-tc)));
        p=qh-qc;
        v=p/i;
        nth=((qh*rar)+tamb);
        dif=th-nth;
        dif2=qc-qqc;
        if (abs(dif2)<0.1)&&(abs(dif)<0.1)
            aux=1;
            break;
        end
    end
end
if (aux==1)
    break;
end

end

ef=(mcon/(3*p))*1000; %eficiencia em kg/kWh
if (aux==0)
    ef=0;
end

```

APÊNDICE B – Código para Investigação de Resistência Térmica

```

%Dados do Fabricante
im=12.0;
vm=15.4;
dtm=68.0;
qm=102.1;
%%
%Parametros de Operação
tc=278.15; %Temperatura da Parede Fria a 5 graus C
rar=0.1; %Resistencia Termica em W/K
tamb=23.3+273.15; %Temperatura do ar de entrada
qqc=51.842/3; %Qc da simulação dividido pelas 3 pastilhas
mcon=3.3313*10^-5*3600; %vazão de condensado em kg/h

%%loop
i=0.1;
th=278.15;

j=1;

while (rar<0.26)
aux=0;
for i=0.1:0.01:12
    for th = 278.15:0.01:346.15
        a=vm/th;
        k=(( (th-dtm)*vm*im)/(2*th*dtm));
        r=(( (th-dtm)*vm)/(th*im));
        qc=((a*i*tc)-(0.5*i*i*r)-(k*(th-tc)));
        qh=((a*i*th)+(0.5*i*i*r)-(k*(th-tc)));
        p=qh-qc;
        v=p/i;
        nth=((qh*rar)+tamb);
        dif=th-nth;
        dif2=qc-qqc; %Valor de Qc dividido igualmente entre as 3 pastilhas

        if ((abs(dif2)<0.1)&&(th>nth)&&(abs(dif)<0.1))
            aux=1;
            ef=(mcon/(3*p))*1000; %eficiencia em kg/kWh
            break;
        end
    end
end
if (aux==1)
    break;
end

end

if (aux==0)
    ef=0; %eficiencia nula = não existe ponto de operação para essa Rt(rar)
end

E(j)=ef;
R(j)=rar;
rar=rar+0.01;
j=j+1;
end

```