



PROJETO DE GRADUAÇÃO 2

**ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR PARA A
RECUPERAÇÃO DE GASES LIBERADOS NO PROCESSO
DE TORREFAÇÃO DE BIOMASSA**

Roberto de Souza Portuguese

Brasília, Julho de 2023

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO 2

**ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR PARA A
RECUPERAÇÃO DE GASES LIBERADOS NO PROCESSO
DE TORREFAÇÃO DE BIOMASSA**

Roberto de Souza Portuguese

*Projeto de Graduação 2 submetido ao Departamento de Engenharia
Mecânica como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro em Engenharia Mecânica*

Banca Examinadora

Prof. Dr. Edgar Amaral Silveira, UnB
Orientador

Prof. Dr. Taygoara Felamingo de Oliveira, UnB
Examinador interno

Prof. Dr. Mário Benjamim Baptista de Siqueira,
UnB
Examinador interno

FICHA CATALOGRÁFICA

PORTUGUEZ, ROBERTO DE SOUZA

ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR PARA A RECUPERAÇÃO DE GASES LIBERADOS NO PROCESSO DE TORREFAÇÃO DE BIOMASSA [Distrito Federal] 2023.

xvi, 57 p., 210 x 297 mm (EFL/FT/UnB, Engenheiro, Engenharia Mecânica, 2023).

Projeto de Graduação 2 - Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica

- | | |
|----------------------|--------------------|
| 1. Trocador de calor | 2. Peltier |
| 3. Tubo e espiral | 4. Torrefação |
| 5. Biomassa | 6. Condensação |
| I. EFL/FT/UnB | II. Título (série) |

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

PORTUGUEZ, R.S. (2023). *ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR PARA A RECUPERAÇÃO DE GASES LIBERADOS NO PROCESSO DE TORREFAÇÃO DE BIOMASSA*. Projeto de Graduação 2, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 57 p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Roberto de Souza Portuguez &

TÍTULO: ANÁLISE DE TROCADORES DE CALOR PARA A RECUPERAÇÃO DE GASES LIBERADOS NO PROCESSO DE TORREFAÇÃO DE BIOMASSA.

GRAU: Engenheiro em Engenharia Mecânica ANO: 2023

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias deste Projeto Final de Graduação e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desse Projeto Final de Graduação pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

Roberto de Souza Portuguez

Depto. de Engenharia Mecânica (ENM) - FT

Universidade de Brasília (UnB)

Campus Darcy Ribeiro

CEP 70919-970 - Brasília - DF - Brasil

RESUMO

O rápido desenvolvimento da sociedade, impulsionado pela revolução industrial, resulta em um aumento significativo no consumo de energia. Como alternativa mais limpa aos combustíveis fósseis, surgem novas tecnologias de conversão a busca por combustíveis sustentáveis. Nesse contexto, pesquisas buscam a utilização da biomassa como fonte de combustível, um vetor energético neutro em carbono e com alta disponibilidade no Brasil. A torrefação é um tratamento térmico da biomassa que acontece em um reator fechado, proporcionando um ambiente inerte com temperaturas entre 200 – 300°C. Uma das complexidades dos sistemas de reatores de torrefação é a recuperação dos gases condensáveis derivado da quebra termoquímica dos componentes da biomassa. O foco deste trabalho está na concepção e análise do sistema de saída e coleta dos gases provenientes do tratamento de torrefação. Para alcançar esse objetivo, uma análise do coeficiente de troca de calor por convecção e da efetividade dos trocadores de calor do tipo tubo e espiral foi conduzida e implementada. Essa análise foi fundamental para estabelecer as temperaturas de saída dos fluidos envolvidos no processo. Com base nos dados obtidos, foram avaliados os equipamentos adequados para realizar a refrigeração do líquido de arrefecimento. Após considerações sobre os requisitos de compactação e custo, optou-se pela utilização de um conjunto com módulo Peltier em vez de um ciclo de refrigeração por compressão a vapor. Após a realização de diversos testes, um kit utilizado para a refrigeração de água de bebedouro foi adotado, alcançando assim a condensação dos gases provenientes da reação.

ABSTRACT

The fast development of society, driven by the industrial revolution, results in a significant increase in energy consumption. As a cleaner alternative to fossil fuels, new conversion technologies emerge in the search for sustainable fuels. In this context, research seeks to use biomass as a fuel source, a carbon neutral energy vector with high availability in Brazil. Torrefaction is a thermal treatment of biomass that takes place in a closed reactor, providing an inert environment with temperatures between 200 – 300°C. One of the complexities of torrefaction reactor systems is the recovery of condensable gases derived from the thermochemical breakdown of biomass components. The focus of this work is on the design and analysis of the output and collection system for gases from the torrefaction treatment. To achieve this objective, an analysis of the convection heat exchange coefficient and the effectiveness of tube and spiral type heat exchangers was conducted

and implemented. This analysis was essential to establish the outlet temperatures of the fluids involved in the process. Based on the data obtained, the appropriate equipment to carry out the cooling of the coolant was evaluated. After consideration of compaction and cost requirements, it was decided to use a Peltier module assembly instead of a vapor compression refrigeration cycle. After carrying out several tests, an equipment used for cooling drinking water was adopted, thus achieving the condensation of gases from the reaction.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	MOTIVAÇÃO	1
1.2	OBJETIVO	2
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	2
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	3
2.1	CONTEXTO ENERGÉTICO E AMBIENTAL	3
2.2	BIOMASSA	4
2.2.1	TECNOLOGIAS DE CONVERSÃO EM BIOMASSA	5
2.3	SISTEMA DE TORREFAÇÃO DE BIOMASSA	6
2.3.1	COMPONENTES E FUNCIONALIDADES	7
2.4	TROCADORES DE CALOR	9
2.4.1	COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR POR CONVECÇÃO	9
2.4.2	MÉTODOS DE DIMENSIONAMENTO DE TROCADOR DE CALOR	15
2.5	EQUIPAMENTOS DE REFRIGERAÇÃO DE ÁGUA	18
2.6	TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO DOS VOLÁTEIS	20
2.7	MEDIÇÃO DE TEMPERATURA	21
3	METODOLOGIA	23
3.1	SIMULAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR	23
3.2	CONCEPÇÃO DO SISTEMA DE CONDENSAÇÃO DOS GASES	25
3.2.1	BOMBA E TROCADOR DE CALOR	26
3.2.2	EQUIPAMENTO DE REFRIGERAÇÃO	26
3.2.3	RESERVATÓRIO	28
3.2.4	SENSORES	30
4	RESULTADOS	32
4.1	SIMULAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR	32
4.2	CONCEPÇÃO DA BANCADA	34
4.3	TESTE DE BANCADA	39
4.3.1	TESTE PRELIMINAR	40
4.3.2	TESTE FINAL	42
4.4	LIMITAÇÕES DA BANCADA	43
5	CONCLUSÃO	45
5.1	SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	46
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	47

LISTA DE FIGURAS

1.1	Matriz energética global. Fonte: EPE (2022).....	1
2.1	Esquema do sistema de torrefação, dividido nas seções: (1) Injeção controlada de gás inerte; (2) Aquecimento da amostra e medição da perda de massa; (3) Saída, medição e condensação dos gases. Fonte: Souto (2022).....	7
2.2	Componentes do Grupo 1. Fonte: De autoria própria	7
2.3	Aquecimento e medição da perda de massa da amostra. Fonte: De autoria própria .	8
2.4	Situação inicial do Sistema de torrefação de biomassa. Fonte: De autoria própria...	9
2.5	Trocador de calor casco e espiral. Fonte: (Alimoradi e Veysi, 2016)	13
2.6	Nomenclatura utilizada. Fonte: (Alimoradi e Veysi, 2016)	13
2.7	Métodos de refrigeração de bebedouros. Fonte: Kabum (2023) e OverBR (2023)...	19
2.8	Ciclo de refrigeração por compressão. Fonte: USP (2014)	19
2.9	Efeito Peltier. Fonte: Moura (2010)	20
2.10	Sensores de temperatura. Fonte: Smartkits (2023) e Aliexpress (2023).....	22
3.1	Esquemática do sistema de coleta de voláteis. Fonte: De autoria própria.....	23
3.2	Rede de resistência térmica para condensador. Fonte: De autoria própria.....	24
3.3	Fluxograma da rotina do Condensador. Fonte: De autoria própria	25
3.4	Componentes do sistema do condensador. Fonte: De autoria própria	26
3.5	Kit de refrigeração por placa <i>Peltier</i> . Fonte: De autoria própria.....	27
3.6	Fontes de alimentação do conjunto <i>Peltier</i> . Fonte: De autoria própria	27
3.7	Conjuntos de dissipador adotados. Fonte: De autoria própria.....	28
3.8	Unidade de resfriamento de bebedouro. Fonte: De autoria própria.....	28
3.9	Reservatórios cogitados para substituição. Fonte: De autoria própria	30
3.10	Medidor de fluxo e temperatura. Fonte: De autoria própria	31
3.11	Posicionamento dos sensores. Fonte: De autoria própria.....	31
4.1	Temperatura de saída dos fluidos do condensador - Tubo duplo - Escoamento Paralelo. Fonte: De autoria própria.	32
4.2	Temperatura de saída dos fluidos do condensador - Tubo duplo - Escoamento Contracorrente. Fonte: De autoria própria.....	33
4.3	Temperatura de saída dos fluidos do condensador - Casco e tubo. Fonte: De autoria própria.	33
4.4	Primeira bancada de teste. Fonte: De autoria própria	34
4.5	Temperatura do lado frio da placa <i>Peltier</i> . Fonte: De autoria própria.....	35
4.6	Posicionamento do Termopar para medição de temperatura da aleta. Fonte: De autoria própria	35
4.7	Temperatura do lado frio da placa <i>Peltier</i> . Fonte: De autoria própria.....	36

4.8	Configurações utilizadas para o Kit de refrigeração com <i>Peltier</i> . Fonte: De autoria própria	36
4.9	Bancada final do reator. Fonte: De autoria própria.	40
4.10	Massa do recipiente de água condensada. Fonte: De autoria própria.	41
4.11	Temperatura da água de refrigeração no decorrer do tempo. Fonte: De autoria própria.	41
4.12	Massa do recipiente com os condensados. Fonte: De autoria própria.....	42
4.13	Alcatrão na tubulação. Fonte: De autoria própria.....	42
4.14	Temperatura da água de refrigeração no decorrer do tempo. Fonte: De autoria própria.	43
4.15	Pontos de vazamento do gás. Fonte: De autoria própria.....	44

LISTA DE TABELAS

2.1	Propriedades da celulose, hemicelulose e lignina na biomassa. Fonte: Chen et al. (2021).....	4
2.2	Características dos produtos gerados em processos pirolíticos. Fonte: Basu (2012).	5
2.3	Relações de efetividade para trocadores de calor. Fonte: Çengel e Ghajar (2012) ...	18
2.4	Dados dos voláteis liberados na torrefação. Fonte: Rodrigues (2022)	21
4.1	Resultados preliminares. Fonte: De autoria própria	37
4.2	Resultados dos recipientes improvisados. Fonte: De autoria própria	38
4.3	Resultados do conjunto de refrigeração de bebedouros. Fonte: De autoria própria ..	39
4.4	Resultados do conjunto de refrigeração de bebedouros. Fonte: De autoria própria ..	39
1	Resultados preliminares teste da <i>Peltier</i> - Completo. Fonte: De autoria própria.....	50

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área	$[m^2]$
A_{sup}	Área superficial	$[m]$
c	Razão de capacidades	
C	Taxa de capacidade térmica	$[W/K]$
C_{max}	Maior taxa de capacidade de térmica entre os fluidos	$[W/K]$
C_{min}	Menor taxa de capacidade de térmica entre os fluidos	$[W/K]$
c_p	Calor específico	$[J/kg \cdot K]$
D	Diâmetro da tubulação	$[m]$
d_c	Diâmetro interno do espiral	$[m]$
D_{eR}	Diâmetro externo do reator	$[m]$
$D_{e_{tub}}$	Diâmetro externo da Tubulação	$[m]$
D_{iR}	Diâmetro interno do reator	$[m]$
$D_{i_{tub}}$	Diâmetro interno da Tubulação	$[m]$
dT	Diferença de temperatura	$[K]$
dx	Distância entre os pontos analisados	$[m]$
g	Gravidade	$[m/s^2]$
h	Coefficiente de troca de calor por convecção	$[W/m^2 \cdot K]$
h_{conv}	Coefficiente de troca de calor por convecção	$[W/K \cdot m^2]$
$h_{conv_{tub}}$	Coefficiente de troca de calor por convecção	$[W/K \cdot m^2]$
h_{rad}	Coefficiente de troca de calor por radiação	$[W/K \cdot m^2]$
H_R	Altura do reator	$[m]$
i	Corrente	$[A]$
k	Condutividade térmica do material	$[W/m \cdot K]$
k_R	Condutividade térmica do reator	$[W/K \cdot m^2]$
k_{tub}	Condutividade térmica da Tubulação	$[W/K \cdot m^2]$
K	Constante dependente da geometria	
L	Comprimento	$[m]$
L_c	Comprimento característico	$[m]$
$L_{h,laminar}$	Comprimento de entrada hidrodinâmico em regime laminar	$[m]$
$L_{h,turbulento}$	Comprimento de entrada hidrodinâmico em regime turbulento	$[m]$
$L_{t,laminar}$	Comprimento de entrada térmico em regime laminar	$[m]$
$L_{t,turbulento}$	Comprimento de entrada térmico em regime turbulento	$[m]$
L_{tub}	Comprimento da Tubulação	$[m]$
\dot{m}	Vazão mássica	$[kg/s]$
n	Constante dependente do escoamento	
NTU	Número de unidades de transferência	

p	Passo	$[m]$
\dot{q}	Fluxo de calor	$[W/m^2]$
\dot{Q}_{cond}	Taxa de transferência de calor devido a condução	$[W]$
\dot{Q}_{conv}	Taxa de transferência de calor devido a convecção	$[W]$
\dot{Q}_{max}	Taxa de transferência de calor máxima	$[W]$
r	Raio	$[m]$
R	Resistência térmica	$[K/W]$
R_c	Raio de enrolamento do espiral	$[m]$
R_{comb}	Resistência combinada	$[K/W]$
R_{cond}	Resistência à condução	$[K/W]$
R_{condR}	Resistência à condução Reator	$[K/W]$
$R_{condtub}$	Resistência à condução Tubulação	$[K/W]$
R_{conv}	Resistência à convecção	$[K/W]$
R_{ele}	Resistência elétrica	$[ohm]$
R_{eq}	Resistência equivalente	$[K/W]$
R_{rad}	Resistência à radiação	$[K/W]$
T	Temperatura	$[K]$
T_{ent}	Temperatura de entrada	$[K]$
T_{inf}	Temperatura do meio	$[K]$
T_{sai}	Temperatura de saída	$[K]$
T_{sup}	Temperatura de superfície do corpo	$[K]$
ΔT	Diferença de temperatura	$[K]$
ΔT_{lm}	Diferença de Temperatura Média Logarítmica	$[K]$
ΔT_{ent}	Diferença de Temperatura entre os fluidos na entrada	$[K]$
ΔT_{sai}	Diferença de Temperatura entre os fluidos na saída	$[K]$
U	Coefficiente global de transferência de calor	$[W/m^2 \cdot K]$
U_{ele}	Diferença de Potencial	$[V]$
V	Velocidade do escoamento	$[m/s]$

Símbolos Gregos

α	Difusividade térmica	$[m^2/s]$
β	Coefficiente de expansão volumétrica	$[1/K]$
γ	Passo adimensional	
ϵ	Emissividade	
ε	Efetividade da transferência de calor	
μ	Viscosidade dinâmica	$[Pa \cdot s]$
ν	Viscosidade cinemática	$[m^2/s]$
ρ	Massa específica	$[kg/m^3]$
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$[W/m^2 \cdot K^4]$

Grupos Adimensionais

De	Número de Dean
Gr	Número de Grashof
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Ra	Número de Rayleigh
Re	Número de Reynolds

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

A preocupação com o consumo de energia global é uma questão que afeta a todos. À medida que a população mundial continua a crescer e o aumento do desenvolvimento econômico, a demanda por energia aumenta significativamente (Rippel, 2009). No entanto, a forma como obtemos e utilizamos essa energia tem consequências ambientais e sociais significativas.

Um dos principais desafios relacionados ao consumo de energia global é a dependência excessiva de fontes não renováveis, como os combustíveis fósseis, Fig. 1.1. O uso intensivo de carvão, petróleo e gás natural não só contribui para a emissão de gases de efeito estufa e o aquecimento global, mas também esgota recursos naturais finitos. Além disso, a extração e a queima desses combustíveis têm impactos ambientais devastadores, como a poluição do ar e da água.

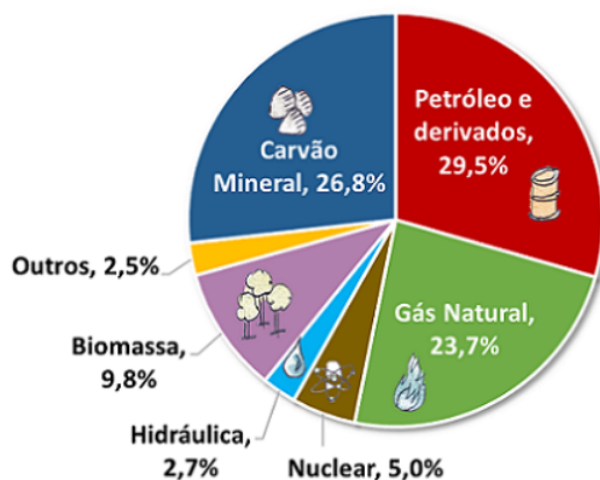


Figura 1.1: Matriz energética global. Fonte: EPE (2022)

Para lidar com essa preocupação, é fundamental que haja uma utilização consciente de toda a matéria prima disponível para produção de energia. Por isso, o estudo das alternativas viáveis para o processo de produção se tornam cada vez mais importantes, visando o aprimoramento e diminuindo os danos causados ao meio ambiente.

A biomassa se apresenta como uma fonte de energia com várias vantagens significativas: sua natureza renovável, disponibilidade abundante, diversidade de materiais orgânicos utilizáveis e capacidade de aproveitar resíduos de outros processos, além de possibilitar a implementação de sistemas de geração distribuída. Essas características a tornam altamente atrativa como fonte de energia em pequena e média escala, reduzindo as perdas de transmissão e distribuição de energia e evitando o descarte inadequado de resíduos.

No entanto, devido à sua alta heterogeneidade e teores elevados de umidade, hidrogênio e oxigênio, além de baixo poder calorífico, é necessário recorrer a processos termoquímicos, como a torrefação e a pirólise, para aprimorar a eficiência energética da biomassa. A torrefação consiste em submeter a biomassa a temperaturas entre 200-300°C em um reator fechado e com atmosfera inerte controlada (usualmente por injeção de N₂) (Basu, 2012). Um dos desafios enfrentados pelos sistemas de reatores de torrefação é a recuperação dos gases condensáveis resultantes da decomposição termoquímica dos componentes da biomassa.

1.2 OBJETIVO

Atualmente, o laboratório onde será desenvolvido o projeto conta com uma bancada de torrefação com o sistema de controle de nível de oxigênio e aquecimento do reator, desenvolvidos por Souto (2022), em níveis de operação. Porém, como o trabalho focou na modelagem, construção e funcionamento das partes mencionadas, ficou em defasagem o grupo responsável pela coleta dos elementos voláteis liberados durante a reação de torrefação, impossibilitando a caracterização por completo de todo o processo.

Nesse contexto, o objetivo geral deste estudo é desenvolver e avaliar um sistema de saída e coleta eficiente dos gases produzidos durante o processo de torrefação, com o intuito de proporcionar uma bancada capaz de fracionar os gases e bio-óleo para análise de caracterização.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Avaliação do problema de transferência de calor envolvido
2. Concepção do sistema de coleta do bio-óleo (condensação dos gases)
3. Instrumentação (temperatura e vazão) do sistema de coleta
4. Ensaios de condensação de gases

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 CONTEXTO ENERGÉTICO E AMBIENTAL

O relatório de 2021 do Estado do Clima Mundial, elaborado por especialistas da Organização Meteorológica Mundial (OMM), destacou a séria natureza das mudanças climáticas em escala global. No ano mencionado, foram registrados novos recordes nas concentrações de gases de efeito estufa, bem como aumentos no nível do mar e no aquecimento e acidificação dos oceanos. O relatório ressalta que as alterações climáticas têm gerado impactos significativos, como eventos climáticos extremos, que por sua vez afetam a segurança alimentar e contribuem para crises hídricas. Esses eventos têm acarretado perdas econômicas na ordem de centenas de bilhões de dólares ao longo do último ano, conforme relatório da ONU-BR (2022).

De acordo com dados da Agência Internacional de Energia (International Energy Agency, IEA), mais de 80% da matriz energética global é composta por fontes de combustíveis fósseis, como petróleo (31,1%), carvão (27,0%) e gás natural (23,0%). Em relação às fontes renováveis, temos biomassa (9,3%), energia hidrelétrica (2,6%) e outras fontes (2,0%) (IEA, 2022).

No contexto brasileiro, segundo o Balanço Energético Nacional (BEN) elaborado pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE) com dados de 2021, a matriz energética do país é composta por uma maior proporção de fontes renováveis em comparação com a matriz global. Ela é constituída por 33,1% de petróleo, 19,1% de derivados da cana-de-açúcar, 12,6% de energia hidrelétrica, 11,8% de gás natural, 8,9% de lenha e carvão vegetal, 7,7% de outras fontes renováveis, 1,3% de energia nuclear e 0,6% de outras fontes não renováveis (BEN, 2022).

Considerando a crescente preocupação global com o impacto ambiental de nossas fontes de energia, a Organização das Nações Unidas (ONU) e seus parceiros estabeleceram a Agenda 2030, que inclui 17 Objetivos de Desenvolvimento Sustentável (ODS). Dentre esses objetivos, destaca-se o ODS 7, que aborda o acesso à energia sustentável e acessível para a população mundial, e o ODS 13, que enfatiza a necessidade de ações urgentes para reduzir o uso de combustíveis fósseis, que são a principal causa das mudanças climáticas e seus impactos.

Portanto, é crucial avançar na transição energética em direção a uma economia de baixa emissão de carbono, a fim de reduzir a poluição ambiental. A redução das fontes fósseis na matriz energética global é de extrema importância para garantir a viabilidade da sobrevivência humana no planeta (ZABED et al., 2017). Além disso, o aumento das fontes renováveis de energia pode trazer benefícios não apenas para o meio ambiente, mas também para a sociedade, como a melhoria da qualidade do ar, bem como para o setor econômico, gerando novos empregos e promovendo o crescimento econômico, a resiliência em face de futuras crises energéticas e a mitigação do impacto de doenças pandêmicas, como é o caso da COVID-19 (Mahdavi et al., 2022).

2.2 BIOMASSA

Com base nos padrões de consumo global de energia e na tendência de seu crescimento, surge a preocupação com métodos mais sustentáveis de geração de energia, incluindo a energia solar, eólica, geotérmica e biomassa. Neste trabalho, será dado destaque à geração de energia por meio da biomassa.

A biomassa é definida por Basu (2012) como qualquer material proveniente de espécies vivas, como plantas e animais, ou algo que estava vivo recentemente. A biomassa lignocelulósica é composta principalmente por polissacarídeos (celulose e hemiceluloses) e uma substância polimérica aromática chamada lignina. Além desses componentes, a biomassa lignocelulósica pode conter outros compostos químicos, como amidos, proteínas, ácidos e sais minerais.

Os elementos predominantes na estrutura molecular da biomassa são carbono (C), oxigênio (O), hidrogênio (H), nitrogênio (N) e enxofre (S). O carbono é o principal componente responsável pela conversão em energia durante a combustão. Em comparação com outros combustíveis à base de hidrocarbonetos, a biomassa apresenta um teor de oxigênio mais elevado. No entanto, essa característica pode ser desfavorável, uma vez que o oxigênio reduz o poder calorífico da biomassa, dificulta sua transformação em combustíveis líquidos e favorece a formação de dióxido de carbono (CO₂).

A decomposição térmica dos principais componentes orgânicos da biomassa ocorre em faixas de temperatura específicas (Silveira et al., 2021). A hemicelulose se decompõe entre 220 a 315°C, a celulose entre 315 a 400°C e a lignina entre 160 a 900°C (Chen et al., 2021). As propriedades dos polissacarídeos e do polímero aromático estão resumidas na Tabela 2.1.

Tabela 2.1: Propriedades da celulose, hemicelulose e lignina na biomassa. Fonte: Chen et al. (2021)

	Celulose	Hemicelulose	Lignina
Estrutura	Linear	Ramificada	Tridimensionais
Fórmula	$(C_6H_{10}O_5)_m^a$	$(C_5H_8O_4)_m$	$[C_9H_{10}O_3(OCH_3)_{0.9-.7}]_m$
Razão atômica O/C	0,83	0,80	0,36-0,47
Razão atômica H/C	1,67	1,60	1,19-1,53
TDT^b (°C)	315-400	220-315	160-900
Componente	Glicose	Xilose, glicose, manose, galactose, arabinose e ácido glucurônico	Fenilpropopano
Comportamento térmico	Endotérmico (Exotérmico se a formação de carvão for significativa)	Exotérmico	Exotérmico

^a*m*: grau de polimerização

^b*TDT*: Temperatura de decomposição térmica

Outro ponto relevante, é a diferenciação do tipo de uso da biomassa de forma predatória e sustentável. O consumo que acontecia há tempos atrás é caracterizado por um consumo predatório, em que não há preocupação com o desmatamento causado e os efeitos por ele gerados. Se

continuado o consumo dessa forma, e com o aumento da demanda por energia crescente, logo não haverá o recurso necessário para a produção de energia. Em contrapartida, o consumo responsável e sustentável, visa tirar maior proveito de todo o material disponível, de forma que, itens que anteriormente seriam somente descartados, poderão ser usados para a produção de energia. Por isso, com intuito de prover as melhores formas de utilização da biomassa disponível, diferentes tecnologias são utilizadas para aprimorar a produção de energia através desse material.

2.2.1 TECNOLOGIAS DE CONVERSÃO EM BIOMASSA

Volumosa, de baixa densidade energética e com forma inconveniente para o manejo, essas são as características apresentadas por Basu (2012) que tornam a biomassa uma fonte de energia pouco atrativa quando comparada as outras fontes majoritariamente utilizadas. Por isso, tecnologias de conversão de biomassa foram desenvolvidas buscando contornar essas barreiras e prover uma maior difusão no uso da matéria. Por conseguinte, neste capítulo será apresentada algumas das principais formas já utilizadas no mercado, como a pirólise e a torrefação.

2.2.1.1 PIRÓLISE

De acordo com Basu (2012), o processo de pirólise tem como sua principal característica a ausência de oxigênio na reação, excetuando-se os casos que a combustão parcial é permitida para fornecer a energia necessária para o processo. Ademais, as temperaturas de de operação variam entre 300 e 650 °C, com uma taxa de aquecimento significativamente alta.

No processo de pirólise, fatores como o tempo de residência, a taxa de aquecimento e a temperatura final alcançada desempenham um papel fundamental na determinação do principal produto obtido. A Tab. 2.2 apresenta algumas características dos processos de pirólise e seus principais produtos.

Tabela 2.2: Características dos produtos gerados em processos pirolíticos. Fonte: Basu (2012)

Processo Pirolítico	Tempo de residência	Taxa de aquecimento	Temperatura final (°C)	Produto principal
Torrefação	10-60 min	Muito baixa	280	Biomassa torrefada
Carbonização	Dias	Muito baixa	>400	Carvão
Rápido	<2s	Muito alta	~ 500	Bio-óleo
Muito Rápido	<1s	Alta	<650	Bio-óleo, químicos, gás
Ultra Rápido	<0,5s	Muito alta	~ 1000	Químicos, gás

2.2.1.2 TORREFAÇÃO

A torrefação é o processo de pré-tratamento da biomassa que pode ser considerado como uma pirólise lenta. Isso pode ser observado na Tab. 2.2, em que é evidenciado que a torrefação apresenta um tempo de residência da biomassa no reator centenas de vezes maior quando comparado com o processo de pirólise rápida.

Enquanto o objetivo da pirólise é a produção de produtos líquidos, alcançada devido a elevada taxa de aquecimento, a torrefação é um processo que o principal produto é o elemento sólido da biomassa. Para isso, baixas taxas de aquecimento são aplicadas ($<50^{\circ}\text{C}/\text{min}$, (Basu, 2012)), com intuito de promover uma menor degradação do elemento sólido e maior quebra das fibras do material, promovendo maior facilidade para moagem e permitindo a peletização do mesmo sem a necessidade de aplicação de qualquer elemento ligante adicional (Basu, 2012). Além disso, as temperaturas finais do processo ficam no intervalo de 200°C a 300°C , tendo seu limite superior estipulado devido a grande formação de alcatrão em temperatura entre 300°C e 320°C , quando ocorre uma quebra térmica mais acentuada da celulose (Prins, 2006).

A principal motivação para realização do processo é o aumento da densidade energética através da elevação conteúdo de carbono e queda da concentração de oxigênio e hidrogênio (Basu, 2012). Ademais, os produtos da torrefação podem ser aproveitados em seus três estados: sólido (biomassa exposta ao tratamento), líquido (bio-óleo) e gasoso (gases não condensáveis expelidos durante a reação).

2.3 SISTEMA DE TORREFAÇÃO DE BIOMASSA

A torrefação ainda está em seus estágios iniciais de desenvolvimento comercial, com apenas algumas empresas internacionais que trabalham na comercialização biomassa torrefada (Kota et al., 2022). A torrefação pode ser realizada em diversos tipos de reatores (reator de tambor rotativo, reator de leito fluidizado, reator de tipo parafuso compacto, reator de leito fixo), e esses foram discutidos em detalhes na recente revisão de literatura (Kota et al., 2022). O reator mais utilizado na investigação científica do processo de torrefação de biomassa é o reator de leito fixo, objeto de estudo do presente trabalho.

A Fig. 2.1 ilustra um reator de leito fixo desenvolvido e investigado no estudo de Souto (2022). O reator é composto por três sistemas principais: (1) sistema de injeção controlada de N_2 e monitoramento (sonda lambda) da atmosfera do reator; (2) Reator composto pela câmara de reação, sistema de aquecimento por resistência térmica e sistema de célula de carga para a aquisição da perda de massa (rendimento sólido da biomassa); (3) Sistema de exaustão dos gases provenientes da decomposição termoquímica da biomassa, contemplando um condensador para a recuperação do vapor d'água e dos gases condensáveis (bio-óleo) e a captura ou queima dos não condensáveis (CO_2 , CO).

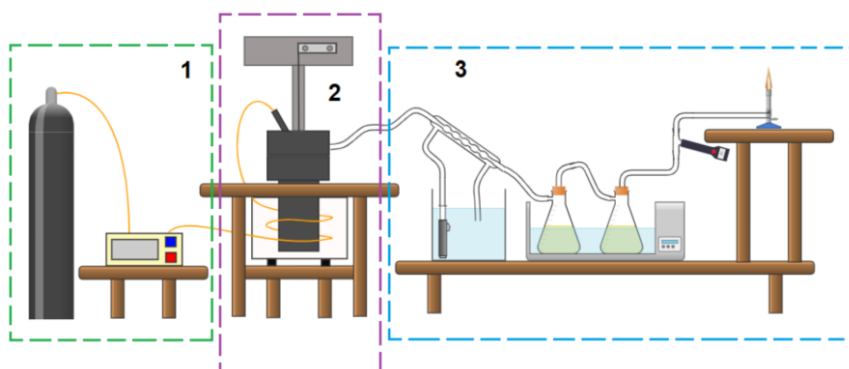


Figura 2.1: Esquema do sistema de torrefação, dividido nas seções: (1) Injeção controlada de gás inerte; (2) Aquecimento da amostra e medição da perda de massa; (3) Saída, medição e condensação dos gases. Fonte: Souto (2022)

2.3.1 COMPONENTES E FUNCIONALIDADES

A presente seção será responsável por trazer maior clareza quanto aos componentes e suas funcionalidades em todo o sistema de torrefação do reator ativo no Laboratório de Energia e Ambiente (LEA).

2.3.1.1 Grupo 1 - Injeção controlada de gás inerte

O processo de torrefação ocorre em um ambiente controlado, com a presença mínima ou nula de oxigênio. Para garantir essa condição, a injeção de gás nitrogênio é controlada com base na leitura da concentração de oxigênio realizada por uma sonda lambda. Quando a concentração de oxigênio atinge o limite superior estabelecido pelo operador, uma válvula solenoide é acionada, permitindo a injeção de nitrogênio no reator. A Fig. 2.2 mostra os componentes do sistema de injeção de gases do reator de leito fixo (Souto, 2022).



(a) Cilindro de Nitrogênio



(b) Válvula Solenoide



(c) Sonda Lambda

Figura 2.2: Componentes do Grupo 1. Fonte: De autoria própria

2.3.1.2 Grupo 2 - Aquecimento e medição da perda de massa da amostra

Nesta etapa, a amostra de biomassa a ser tratada é inserida no reator suspenso por um fio, que efetuará a medição da massa, dentro de um cadinho e com a presença de um termopar, responsável por acompanhar a temperatura da operação durante todo o processo. O aquecimento da câmara é realizado por duas resistências do tipo coleira, dispostas ao redor do reator. O esquemático da disposição dos equipamentos é exibido na Fig. 2.3.

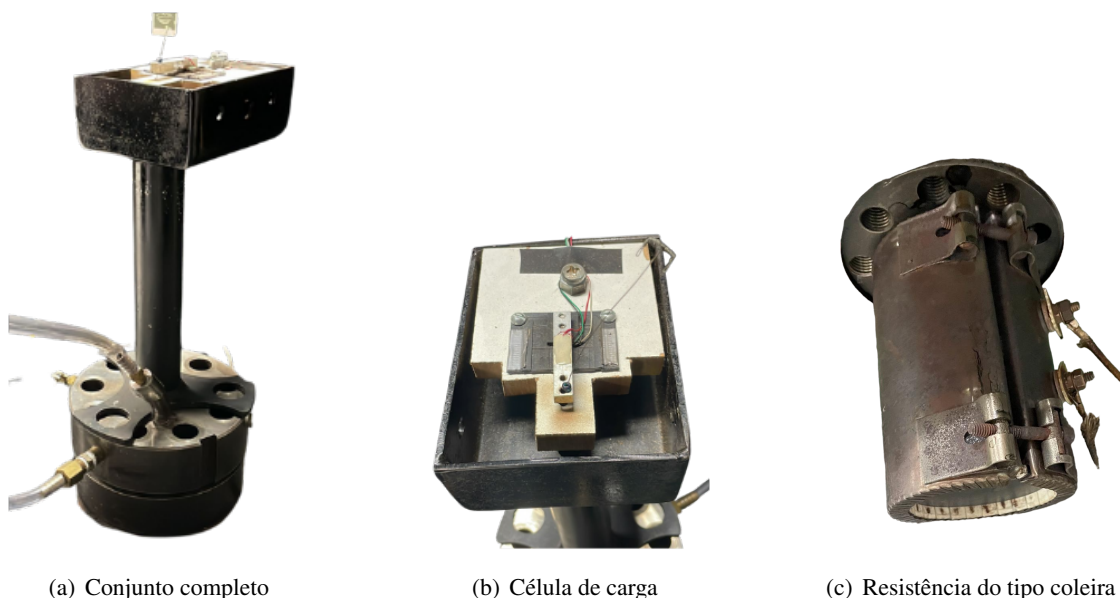


Figura 2.3: Aquecimento e medição da perda de massa da amostra. Fonte: De autoria própria

2.3.1.3 Grupo 3 - Saída, medição e condensação dos gases

O último grupo é composto primeiramente do trocador de calor, que é o responsável por realizar a condensação dos gases expelidos da reação através da absorção de calor pela água fria bombeada no anel externo do trocador. Em seguida, os condensáveis são acumulados em frascos subsequentes e os não condensáveis são queimados em um bico de bunsen. A Fig. 2.1, na parte pontilhada em azul, demonstra a disposição em sequência dos itens mencionados.

A situação em que se encontrava o sistema no início do trabalho pode ser vista na Fig. 2.4, a qual, seguindo o seccionamento apresentado na Fig. 2.1, compreende os aparatos dos grupos 1 e 2, com exceção do enrolamento de cobre responsável pelo preaquecimento do N_2 . A 3ª seção do sistema contém apenas o trocador de calor onde será realizada a condensação dos gases, porém, ainda inativo.

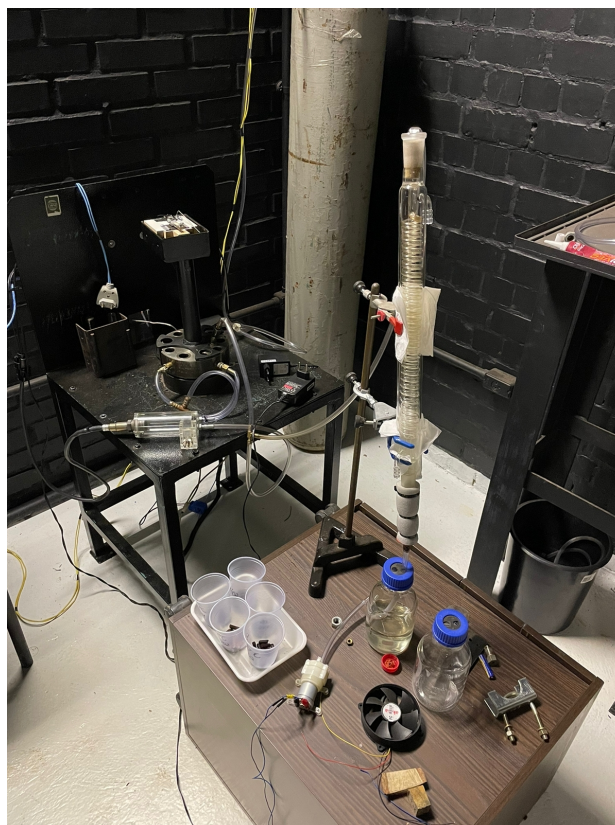


Figura 2.4: Situação inicial do Sistema de torrefação de biomassa. Fonte: De autoria própria

Dessa forma, este projeto visa dar continuidade ao trabalho desenvolvido por Souto (2022) através da modelagem e construção do grupo 3 da bancada do reator de torrefação de biomassa. Ao final dele, espera-se que seja possível realizar a coleta dos gases condensáveis do processo, a fim de realizar a caracterização de diversos tipos de biomassa.

2.4 TROCADORES DE CALOR

A seção anterior apresentou um sistema de torrefação de biomassa. Como pode ser visto na Fig. 2.4, o sistema contempla trocadores de calor para a recuperação dos gases condensáveis resultantes do processo de torrefação. Essa seção introduz conceitos necessários para o entendimento da teoria desses trocadores, necessária para o delineamento dos parâmetros (temperaturas e vazões) envolvidos no sistema.

2.4.1 COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR POR CONVECÇÃO

A grande dificuldade da caracterização de problemas de troca de calor por convecção é a definição do coeficiente de troca de calor por convecção (h). Por isso, foram desenvolvidos diversas maneiras de se determinar o coeficiente para cada caso de escoamento forçado internamente em

tubos. A seguir, será apresentado formas de calcular o número de Nusselt para escoamentos em tubos circulares e, assim, correlacioná-lo ao coeficiente h através da Eq. 2.1.

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \quad (2.1)$$

- Nu → Número de Nusselt
- h → Coeficiente de troca de calor [$W/m^2 \cdot K$]
- L_c → Comprimento característico [m]
- k → Condutividade térmica [$W/m \cdot K$]

2.4.1.1 ESCOAMENTO EM TUBOS CIRCULARES

Em primeiro lugar, para o cálculo do coeficiente de troca de calor, é necessário definir o tipo de escoamento que o fluido está exposto, laminar ou turbulento, e é através do número de *Reynolds* que é possível determinar o tipo de escoamento. Tal número é calculado através da Eq. 2.2 e a partir dele, consegue aferir tipo de escoamento do caso em questão.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot L_c}{\mu} \quad (2.2)$$

- Re → Número de Reynolds
- ρ → Massa específica [kg/m^3]
- V → Velocidade do escoamento [m/s]
- L_c → Comprimento Característico [m]
- μ → Viscosidade dinâmica [$Pa \cdot s$]

$Re < 2300$ → Escoamento Laminar

$Re > 10.000$ → Escoamento Turbulento

Para escoamentos internos em tubos, Çengel e Ghajar (2012) apresentam o conceito de região de entrada do escoamento, onde ele ainda está em desenvolvimento, portanto não apresenta os perfis térmicos e hidrodinâmicos estáveis. A região em desenvolvimento hidrodinâmico e térmico para escoamentos laminares podem ser delimitadas através das Eq. 2.3 e 2.4, respectivamente.

Já para escoamentos turbulentos, a região de entrada é mais curta devido a elevada interação das partículas do fluido, dependendo somente do diâmetro da tubulação, mostrada na Eq. 2.5

$$L_{h,laminar} \approx 0,05 \cdot Re \cdot D \quad (2.3)$$

$$L_{t,laminar} \approx 0,05 \cdot Re \cdot Pr \cdot D = Pr \cdot L_{h,laminar} \quad (2.4)$$

$$L_{t,turbulento} \approx L_{h,turbulento} \approx 10D \quad (2.5)$$

- $L_{h,laminar}$ → Comprimento de entrada hidrodinâmico em regime laminar [m]
- $L_{t,laminar}$ → Comprimento de entrada térmico em regime laminar [m]
- $L_{h,turbulento}$ → Comprimento de entrada hidrodinâmico em regime turbulento [m]
- $L_{t,turbulento}$ → Comprimento de entrada térmico em regime turbulento [m]
- Re → Número de Reynolds
- D → Diâmetro da tubulação [m]
- Pr → Número de Prandtl

Devido a essa zona de transição do escoamento apresentar características em constante mudança, é de árduo trabalho conseguir caracterizá-la, de forma que se torna mais proveitoso, para o desenvolvimento de projetos, realizar uma estimativa de sua dimensão para conseguir avaliar o peso que possui nos parâmetros finais. Isso é, em casos de que a zona de entrada representem uma baixa porcentagem de todo o percurso do fluido, convém desprezá-la e assumir que todo o percurso está em escoamento totalmente desenvolvido, diminuindo a dificuldade da resolução e alcançando resultados aceitáveis.

Sendo assim, para o cálculo do número de Nusselt, Çengel e Ghajar (2012) apresentam duas condições de contorno importantes para sua determinação em escoamentos laminares totalmente desenvolvidos: fluxo de calor constante, Eq. 2.6, ou temperatura de superfície constante, Eq. 2.7, em que ambos o valor de Nu fixo.

$$Nu = 4,36 \quad (2.6)$$

$$Nu = 3,66 \quad (2.7)$$

- Nu → Número de Nusselt

Em casos de escoamento turbulento totalmente desenvolvido, devido a grande dificuldade de previsão, o número de Nusselt é determinado, em sua maioria, através de estudos experimentais.

Çengel e Ghajar (2012) apresentam diversas correlações que foram estipuladas a fim de determinar o número de Nusselt para tubos lisos, sendo algumas mais simples, como a analogia de Chilton-Colburn, Eq. 2.8, outras mais complexas e precisas, como a equação desenvolvida por Gnielinski, Eq. 2.9. Em ambos os casos, fator de atrito na tubulação é uma variável de projeto e pode ser determinado através da primeira equação explícita de Petukhov, Eq. 2.10.

$$Nu = 0,125 \cdot f \cdot Re \cdot Pr^{1/3} \quad (2.8)$$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{0,5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.9)$$

$$f = (0,79 \cdot \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (2.10)$$

- **Nu** → Número de Nusselt
- **f** → Coeficiente de atrito
- **Re** → Número de Reynolds
- **Pr** → Número Prandtl

2.4.1.2 ESCOAMENTO EM TROCADORES DE CALOR CASCO E ESPIRAL

A determinação do número de Nusselt acontece, em sua maioria, através de métodos experimentais e, devido não ter sido encontrado na literatura mais usual correlações mais específicas para trocadores de calor do tipo tubo e espiral, buscou-se trabalhos que já as haviam estipulado através das características do projeto e com o número de Nusselt.

Sendo assim, Alimoradi e Veysi (2016) apresentam valores para o número de Nusselt adquirido após análises numéricas e experimentais do trocador de calor exposto na Fig. 2.5. A Eq. 2.11 apresenta a correlação encontrada para o escoamento na bobina do trocador de calor, enquanto a equação 2.12, para o escoamento do casco. A definição geométrica de cada parâmetro utilizado pode ser verificada na Fig. 2.6.

$$Nu_c = 0,255 \cdot Re_c^{0,685} \cdot \left(\frac{d_c}{d_{t,i}}\right)^{-0,216} \cdot \left(\frac{d_v}{d_{t,i}}\right)^{0,024} \cdot \left(\frac{d_{sh}}{d_{t,i}}\right)^{-0,012} \cdot \left(\frac{H_c}{d_{t,i}}\right)^{0,03} \cdot \left(\frac{H_{sh}}{d_{t,i}}\right)^{-0,045} \cdot \left(\frac{f}{d_{t,i}}\right)^{0,013} \cdot \left(\frac{p}{d_{t,i}}\right)^{0,011} \cdot Pr_c^{0,315} \quad (2.11)$$

$$Nu_{sh} = 0,247 \cdot Re_{sh}^{0,723} \cdot \left(\frac{d_c}{d_{t,o}}\right)^{0,378} \cdot \left(\frac{d_v}{d_{t,o}}\right)^{0,556} \cdot \left(\frac{d_{sh}}{d_{t,o}}\right)^{-0,82} \cdot \left(\frac{H_c}{d_{t,o}}\right)^{0,043} \cdot \left(\frac{H_{sh}}{d_{t,o}}\right)^{-1,03} \cdot \left(\frac{f}{d_{t,o}}\right)^{0,561} \cdot \left(\frac{p}{d_{t,o}}\right)^{0,138} \cdot Pr_{sh}^{0,717} \quad (2.12)$$

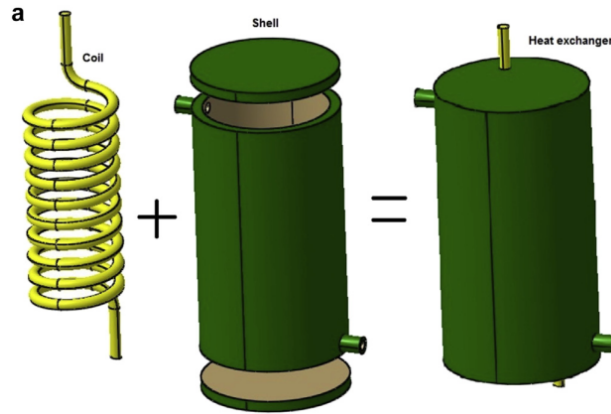


Figura 2.5: Trocador de calor casco e espiral. Fonte: (Alimoradi e Veysi, 2016)

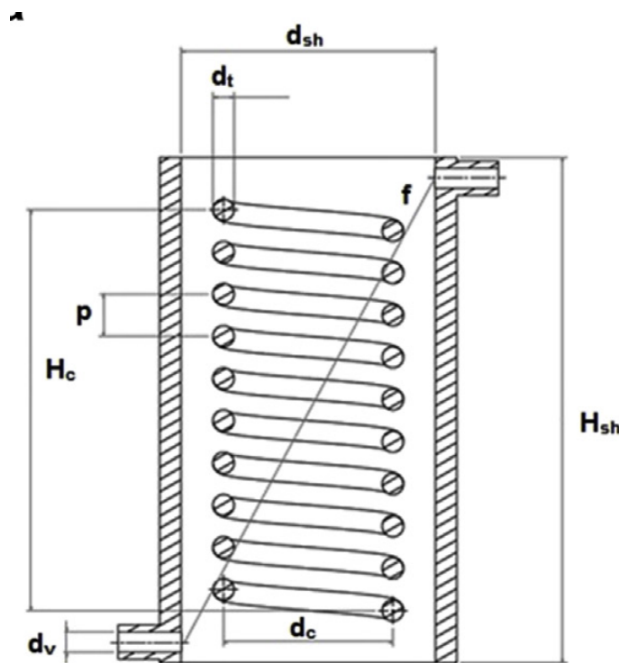


Figura 2.6: Nomenclatura utilizada. Fonte: (Alimoradi e Veysi, 2016)

Entretanto as equações apresentadas se mostram limitadas quanto a sua aplicação, uma vez que o intervalo de validação é bastante restrito e com muitas condições, devendo respeitar as seguintes delimitações:

$$\begin{aligned}
1000 < Re_c < 27000 & \quad 2000 < Re_{sh} < 49000 \\
1,9 < Pr_c & \quad 7,1 > Pr_{sh} \\
6 < d_c/d_t < 10 & \quad 1 < d_v/d_t < 3 & \quad 10 < d_{sh}/d_t < 22 \\
12 < H_c/d_t < 20 & \quad 24 < H_{sh}/d_t < 40 \\
12 < f/d_t < 25,1 & \quad 2 < p/d_t < 4
\end{aligned}$$

Já Salimpour (2009) apresenta uma formulação para o número de *Nusselt* levando em consideração os números adimensionais que governam tanto o escoamento como as trocas de calor e uma razão física de construção do trocador. As equações 2.13 e 2.14 apresentam os resultados obtidos pelo autor.

$$Nu_c = 0,152 \cdot De_c^{0,431} \cdot Pr_c^{1,06} \cdot \gamma^{-0,277} \quad (2.13)$$

$$Nu_{sh} = 19,64 \cdot Re_{sh}^{0,513} \cdot Pr_{sh}^{0,129} \cdot \gamma^{0,938} \quad (2.14)$$

$$De = Re \cdot \left(\frac{d_c}{2 \cdot R_c} \right)^{0,5} \quad (2.15)$$

$$\gamma = \frac{p}{2 \cdot \pi \cdot R_c} \quad (2.16)$$

- **Nu** → Número de Nusselt
- **De** → Número de Dean
- **Pr** → Número de Prandlt
- **Re** → Número de Reynolds
- γ → Passo adimensional
- d_c → Diâmetro interno do espiral [m]
- R_c → Raio de enrolamento do espiral [m]
- p → Passo [m]
- c → Subscrito para o espiral
- sh → Subscrito para o casco

A grande vantagem encontrada é devido ao autor não delimitar quais são as faixas que as equações apresentam melhor resultado, permitindo um maior leque de utilização que as equações encontradas por Alimoradi e Veysi (2016). Porém, a falta das delimitações não torna o uso

indiscriminado dessas equações a melhor das opções, uma vez que apresenta resultados mais genéricos para casos bastante específicos, devendo haver uma leitura do operador para realizar a melhor escolha.

2.4.2 MÉTODOS DE DIMENSIONAMENTO DE TROCADOR DE CALOR

Este tópico visa apresentar os dois principais métodos utilizados para o dimensionamento de trocadores de calor, o método da Diferença de Temperatura Média Logarítmica (DTML), mais utilizado para casos em que se pretende escolher o trocador de calor que consiga cumprir com as temperaturas desejadas, e o método da Efetividade-NTU, que é mais utilizado quando já se tem o equipamento pré-determinado e deseja saber as temperaturas de saída dos fluidos.

2.4.2.1 MÉTODO DTML

O primeiro método apresentado nesse projeto é o Método DTML. Este método consiste no fato que a diferença de temperatura entre os fluidos varia no decorrer do trocador de calor, não sendo possível a utilização somente da diferença de temperatura inicial ou final para o cálculo da taxa de transferência de calor necessária ao processo. Portanto, há de se determinar uma diferença de temperatura média que consiga representar todo o processo de troca de calor ocorrido.

Çengel e Ghajar (2012) trazem a Eq. 2.17, a qual foi desenvolvida analiticamente para um trocador de calor de tubo duplo e representa uma temperatura média equivalente entre os dois fluidos. Cabe ressaltar que, apesar de haver a identificação da tubulação da entrada como ΔT_1 e saída como ΔT_2 , não há nenhum empecilho em inverter essa nomenclatura.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{ent} - \Delta T_{sai}}{\ln(\Delta T_{ent}/\Delta T_{sai})} \quad (2.17)$$

- ΔT_{lm} → Diferença de Temperatura Média Logarítmica [K]
- ΔT_{ent} → Diferença de Temperatura entre os fluidos na entrada [K]
- ΔT_{sai} → Diferença de Temperatura entre os fluidos na saída [K]

Posto isto, a taxa de transferência de calor necessária para garantir a transferência de calor entre os fluidos será definida de acordo com a Eq. 2.18.

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{lm} \quad (2.18)$$

- \dot{Q} → Taxa de transferência de calor [W]
- U → Coeficiente global de transferência de calor [$W/m^2 \cdot K$]

- A_s → Área superficial de troca de calor [m^2]
- ΔT_{lm} → Diferença de Temperatura Média Logarítmica [K]

2.4.2.2 MÉTODO DA EFETIVIDADE NTU

Em casos em que as temperaturas de entrada ou saída não são conhecidas, pode ser utilizado o método DTML através de um processo iterativo de tentativa e erro (Kakaç, 2012). Entretanto, buscando evitar a utilização de um processo iterativo, foi desenvolvido um cálculo baseado em uma efetividade de transferência de calor, definida na Eq. 2.19, o Método da efetividade NTU.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (2.19)$$

- ε → Efetividade da transferência de calor.
- \dot{Q} → Taxa de transferência de calor real [W]
- \dot{Q}_{max} → Taxa de transferência de calor máxima [W]

Cabe agora, definir a taxa real e máxima de transferência de calor. A primeira, pode ser definida através da equação fundamental da calorimetria, Eq. 2.20, tanto para o fluido quente como para o fluido frio.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (2.20)$$

- \dot{Q} → Taxa de transferência de calor [W]
- \dot{m} → Vazão mássica [kg/s]
- c_p → Calor específico [$J/kg \cdot K$]
- ΔT → Diferença de temperatura do fluido [K]

Já para determinação da taxa máxima é necessário reconhecer que a maior diferença de temperatura para o fluido frio e quente é a diferença de temperatura entre eles, uma vez que o aquecimento do fluido frio está limitado a temperatura do fluido quente e vice-versa. Uma vez que, em um trocador real, não há a possibilidade de tanto o fluido frio aquecer até a temperatura do fluido quente e o fluido quente resfriar até a temperatura do fluido frio, resta definir qual o fator limitante para cada caso particular. Para isso, utiliza-se o conceito de taxa de capacidade térmica, Eq. 2.21 e 2.22, e comparando o seu valor de cada fluido, é possível determinar que o fluido com menor taxa de capacidade térmica irá apresentar uma maior mudança de temperatura.

$$C_f = \dot{m}_f \cdot c_{pf} \quad (2.21)$$

$$C_q = \dot{m}_q \cdot c_{pq} \quad (2.22)$$

- C → Taxa de capacidade térmica [W/K]
- \dot{m} → Vazão mássica [kg/s]
- c_p → Calor específico [$J/kg \cdot K$]
- $_f$ → Subscrito para fluido frio
- $_q$ → Subscrito para fluido quente

Dessa forma, a maior taxa de transferência de calor depende da menor taxa de capacidade térmica, uma vez que será o primeiro fluido que experimentará a temperatura máxima, em tal ponto que a transferência de calor irá cessar (Çengel e Ghajar, 2012). A Eq. 2.23 apresenta a fórmula para cálculo da taxa máxima de transferência de calor.

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{q,ent} - T_{f,ent}) \quad (2.23)$$

- \dot{Q}_{max} → Taxa de transferência de calor máxima [W]
- C_{min} → Menor taxa de capacidade de térmica entre os fluidos [W/K]
- C_{max} → Maior taxa de capacidade de térmica entre os fluidos [W/K]
- $_{ent}$ → Subscrito para fluido de entrada

Finalmente, o único fator a ser determinado para a utilização do método é a própria efetividade. Por depender da forma em que se desenvolve a troca de calor, este método possui uma fórmula de cálculo específica para cada caso. Çengel e Ghajar (2012) traz em sua literatura, algumas fórmulas para trocadores de calor comumente encontrados, sendo apresentadas na Tab. 2.3 e calculadas com auxílio das Eq. 2.24 e 2.25.

Tabela 2.3: Relações de efetividade para trocadores de calor. Fonte: Çengel e Ghajar (2012)

TIPO DE TROCADOR DE CALOR		RELAÇÃO DE EFETIVIDADE
Tubo duplo	Escoamento Paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU \cdot (1+c)]}{1+c}$
	Contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU \cdot (1+c)]}{1 - c \cdot \exp[-NTU \cdot (1+c)]}$
Casco e tubo (1 passe no casco e 2 passes nos tubos)		$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \cdot \frac{1 + \exp[-NTU \cdot \sqrt{1+c^2}]}{1 - \exp[-NTU \cdot \sqrt{1+c^2}]} \right\}^{-1}$
Escoamento cruzado (Um único passe)	Ambos os fluidos sem mistura	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0,22}}{c} [\exp(-c \cdot NTU^{0,78}) - 1] \right\}$
	C_{max} com mistura	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp\{-c[1 - \exp(-NTU)]\})$
	C_{min} com mistura	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{c}[1 - \exp\{-c \cdot NTU\}]\right\}$
Todos trocadores de calor com $c = 0$		$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{C_{min}} \quad (2.24)$$

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.25)$$

- NTU → Número de unidades de transferência
- U → Coeficiente global de transferência de calor [$W/m^2 \cdot K$]
- A_s → Área superficial de troca de calor [m^2]
- c → Razão de capacidades

A partir disso, têm-se todos os fatores do cálculo da Eq. 2.19, restando a definição das temperaturas de saídas dos fluidos utilizadas na Eq. 2.20. Estas podem ser utilizadas para definir e/ou verificar se estão cumprindo os parâmetros desejados em projeto.

2.5 EQUIPAMENTOS DE REFRIGERAÇÃO DE ÁGUA

No que tange à parte construtiva do condensador, tem-se que, usualmente, dois são os métodos mais utilizados para promover a refrigeração de água: ciclo de refrigeração por compressão e por efeito termoelétrico. Ambos os sistemas mencionados acima são utilizados, por exemplo, para a refrigeração da água de bebedouros, Fig 2.7.



(a) Refrigeração por compressão. Fonte: Kabum (2023)



(b) Refrigeração por efeito termoelétrico. Fonte: OverBR (2023)

Figura 2.7: Métodos de refrigeração de bebedouros. Fonte: Kabum (2023) e OverBR (2023)

O primeiro é caracterizado pela utilização de um fluido refrigerante que irá percorrer quatro componentes principais no ciclo: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. Nesse tipo de sistema o fluido refrigerante atua de forma absorver o calor de outro fluido ou ambiente e promover a retirada de calor do mesmo. Tem como principais pontos positivos a sua eficiência energética relativamente alta e a sua escalabilidade, possibilitando sua utilização desde pequenas unidades até grandes sistemas de refrigeração (Stoecker e Jones, 1999).

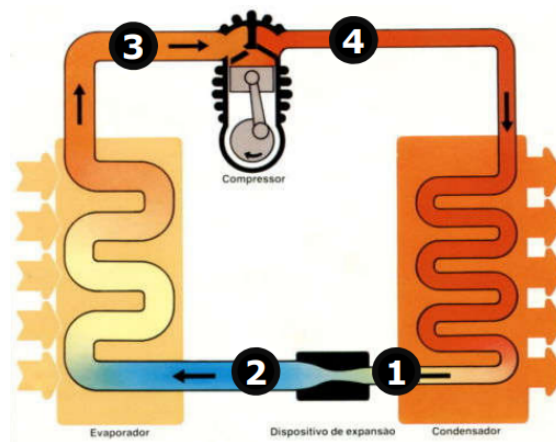


Figura 2.8: Ciclo de refrigeração por compressão. Fonte: USP (2014)

Já o sistema termoelétrico utiliza o efeito *Peltier* para promover a troca de calor desejada. Esse método apresenta como principal vantagem a utilização de um dispositivo compacto, de baixo custo e um dispositivo 100% em estado sólido. Esse efeito ocorre em junções de materiais semicondutores a partir da aplicação de uma corrente elétrica, ocasionando a transferência de calor de um material para outro e gerando duas interfaces com temperaturas distintas (Moura, 2010). Esse efeito é exemplificado na Fig. 2.9, em que as letras "N" e "P" representam os semicondutores, os sinais de "+" e "-", a passagem de corrente e as duas superfícies que absorvem e liberam calor em branco.

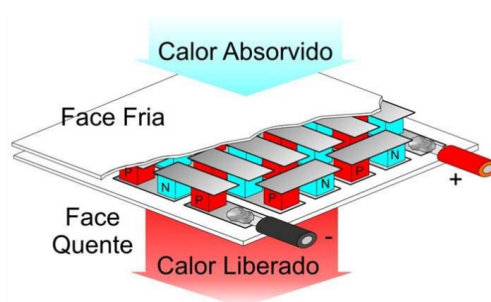


Figura 2.9: Efeito Peltier. Fonte: Moura (2010)

Sendo assim, buscou-se dentre as fabricantes de bebedouros comparativos de desempenho entre ambos os sistemas. Assim, foi possível verificar que bebedouros que utilizam o ciclo de compressão demoram a metade do tempo para refrigerar a mesma quantidade de água e atingem temperaturas entre 6°C e 9°C, enquanto sistemas com placa *Peltier* atingem temperaturas entre 7°C e 10°C (Europa, 2023).

Entretanto, apesar de apresentar aspectos operacionais melhores, o sistema com *Peltier* tem um custo bem abaixo. Desse modo, através de uma análise é possível determinar se a placa *Peltier* consegue suprir a demanda, diminuindo o custo e a complexidade do sistema.

2.6 TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO DOS VOLÁTEIS

O principal material do processo de torrefação é o meio sólido que está sendo desidratado pelo processo a fim de aumentar sua densidade energética. Todavia, os gases expelidos pelo processo possuem componentes que podem ser reaproveitados, gerando uma maior eficiência em todo o processo. Essa recuperação dos gases pode ser realizada através do processo de condensação, principal objetivo desse trabalho.

À vista disso, buscou-se na literatura uma predição dos componentes dos voláteis liberados durante o processo e foi encontrado um trabalho desenvolvido por um membro do LEA que modelou a composição desses voláteis. A Tab. 2.4 indica os componentes e a participação na composição total dos gases de acordo com a temperatura, em que todos os dados são retirados do trabalho desenvolvido por Rodrigues (2022). Além disso, dados da temperatura de condensação

de cada componente foram adquiridos a fim de balizar a determinação da temperatura do líquido de refrigeração dos gases.

Componente	% de composição total					Temperatura de condensação (1atm)
	Temperatura de Torrefação					
	230°	250°C	270°C	280°C	300°C	
Ácido Acético	11,75%	11,79%	16,91%	14,66%	15,30	117,9°C (USP, 2023)
Água	52,53%	53,65%	42,98%	37,96%	38,85%	100°C (Çengel e Ghajar, 2012)
Ácido Fórmico	3,11%	3,54%	5,07%	5,29%	5,9%	101°C (CETESB, 2023)
Metanol	2,42%	3,14%	5,92%	8,65%	10,95%	64,5°C (USP, 2023)
Ácido Láctico	0,69%	1,38%	2,68%	5,89%	9,22%	122°C (CETESB, 2023a)
Furfural	0,69%	0,98%	1,27%	1,2%	0,75%	161,7°C (CETESB, 2023b)
Hidróxido de Acetona	0%	0,2%	0,56%	2,16%	3,22%	56,1°C (CETESB, 2023c)
Dióxido de Carbono	26,53%	22,85%	21,55%	19,96%	12,13%	-78,5°C (Manualdaquimica, 2023)
Monóxido de Carbono	2,28%	2,48%	3,07%	4,23%	3,65%	-191,5°C (CETESB, 2023)

Tabela 2.4: Dados dos voláteis liberados na torrefação. Fonte: Rodrigues (2022)

A partir desses dados, tem-se que, garantindo uma temperatura do líquido de refrigeração abaixo dos 50°C dentro do trocador de calor, será possível realizar a coleta dos principais componentes dos voláteis liberados no processo. Enquanto isso, os demais componentes continuam na linha para serem utilizados como combustíveis de uma outra combustão.

2.7 MEDIÇÃO DE TEMPERATURA

A aferição de temperatura é um aspecto fundamental para conseguir quantificar o desempenho do sistema projetado. É através de seu acompanhamento que será capaz verificar se o equipamento de refrigeração será capaz de suprir as necessidades do projeto. Por isso, será utilizado tanto termopar como termistor para acompanhamento dos dados do sistema.

O termopar é um sensor de temperatura que funciona com base no princípio do efeito Seebeck. Consiste em dois fios metálicos diferentes unidos em uma junção de medição. Quando essa junção é exposta a uma diferença de temperatura, uma tensão elétrica é gerada, que é proporcional à diferença de temperatura entre as duas junções do termopar (Kessler e Roig, 2000).

Já o termistor é um sensor de temperatura semicondutor que possui uma resistência elétrica que varia com a temperatura. Existem dois tipos principais de termistores: o termistor NTC (Negative Temperature Coefficient, em que a resistência diminui com o aumento da temperatura) e o termistor PTC (Positive Temperature Coefficient, em que a resistência aumenta com o aumento da temperatura) (Mizushima e Hatakeyama, 2010).

Desse modo, utilizando o termopar, Fig. 2.10(a), e termistor, Fig. 2.10(b), disponíveis no laboratório, atrelados a um dispositivo *Arduino*, será possível fazer a leitura da temperatura em tempo real.



(a) Termopar tipo K. Fonte: Smartkits (2023)



(b) Termistor NTC. Fonte: Aliexpress (2023)

Figura 2.10: Sensores de temperatura. Fonte: Smartkits (2023) e Aliexpress (2023)

3 METODOLOGIA

Neste capítulo será realizada uma introdução da problemática a ser resolvida para o dimensionamento do trocador de calor do reator de torrefação de biomassa. Desta forma, será apresentada a formulação utilizada para o desenvolvimento de rotinas em *matlab* com intuito da definição dos parâmetros de projeto necessários para o cumprimento do requisitado, assim como toda a concepção para a construção, instrumentação e realização dos testes do condensador. .

3.1 SIMULAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR

O trabalho de Souto (2022) fez a implementação dos dois primeiros grupos do sistema do reator, porém não conseguiu realizar a implementação do projeto de condensador dos gases de saída após o processo de torrefação da biomassa, impossibilitando a captação dos condensáveis presentes na reação. Portanto, será necessário projetar o condensador do sistema de coleta dos gases, com intuito de permitir a caracterização e maior aproveitamento dos produtos da torrefação.

A idealização do funcionamento do sistema é o apresentada no esquema da Fig. 3.1. Tal projeto se deve ao aproveitamento do trocador de calor em espiral de vidro e a bomba de água que o laboratório já possui, bastando a definição e aquisição dos demais itens.

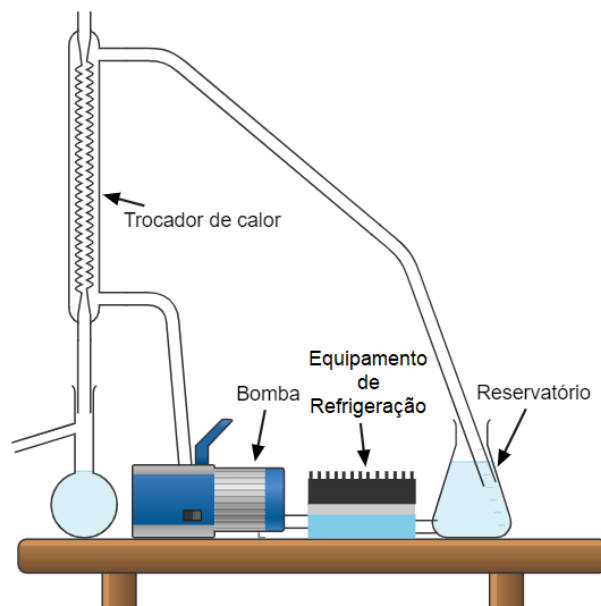


Figura 3.1: Esquemática do sistema de coleta de voláteis. Fonte: De autoria própria

Dessa forma, devido a geometria do trocador de calor já estar definida, o método da efetividade NTU demonstra ser o mais efetivo, visto que, parâmetros de projeto como área superficial e comprimento do trocador de calor já estarem definidos e as temperaturas de saída dos fluidos

serem desconhecidas. Portanto, através da variação das vazões do trocador de calor, será calculada as temperaturas de saída do gás e do fluido de resfriamento.

Em um primeiro momento, há a necessidade da definição das resistências da troca de calor do sistema em questão. Para isso, negligenciando as trocas de calor dos fluidos com o meio externo, tem-se que a convecção interna ocorrida na água, fluido que circunda por fora, a condução de calor sobre a parede de vidro que separa os fluidos e convecção interna ocorrida no gás são os fenômenos que governam a transferência de calor do sistema. Essa troca pode ser representada a partir do circuito de resistências mostrado na figura 3.2.

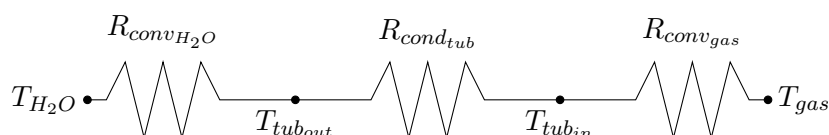


Figura 3.2: Rede de resistência térmica para condensador. Fonte: De autoria própria

A partir do cálculo dos coeficientes de troca de calor por convecção, será possível calcular as resistências térmicas do circuito e somá-las para obter o valor da resistência térmica total. Com isso, é possível utilizar a equação 3.1 para o cálculo do número de unidades de transferência (NTU), equação 2.24, a ser utilizado no cálculo da efetividade do trocador.

$$R_{total} = \frac{1}{U \cdot A_s} \quad (3.1)$$

Sendo assim, com objetivo de elaborar uma análise preliminar para condensador, foi considerado inicialmente que o mesmo possuía o mesmo desempenho de um trocador com uma geometria de dois tubos concêntricos com escoamento em contrafluxo dos gases. Isso se deve ao fato de este tipo de configuração já apresentar uma fórmula para o cálculo de sua efetividade bem definida e apresentada em Çengel e Ghajar (2012), Eq. 3.2, enquanto os do tipo tubo e espiral não possuem uma fórmula bem estabelecida.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU \cdot (1 - c)]}{1 - c \cdot \exp[-NTU \cdot (1 - c)]} \quad (3.2)$$

- ε → Efetividade
- NTU → Número de unidades de transferência
- c → Razão de capacidades

A partir dessa base, procurou-se trabalhos semelhantes que estipulassem uma parametrização entre as dimensões e condições do escoamento com a efetividade de troca de calor do tubo e

espiral, buscando uma maior aproximação com o caso real a ser estudado.

Como apresentado no tópico 2.4.1.2, o trabalho de Alimoradi e Veysi (2016) apresentou as equações 2.11 e 2.12 para o cálculo do número de *Nusselt*, entretanto, algumas condições que limitavam a capacidade de sua utilização não foram atendidas pelo trocador de calor disponível no LEA. Por isso, optou-se por utilizar as equações 2.13 e 2.14 propostas por Salimpour (2009).

Já para o cálculo da efetividade do trocador de calor, devido a grande dificuldade de se encontrar uma equação que se aproximasse do efeito de utilizar um trocador do tipo tubo e espiral, resolveu-se utilizar a equação de efetividade para trocadores do tipo tubo concêntricos, em escoamento paralelo e contracorrente, e do tipo casco e tubo, uma vez que as condições requisitadas nos trabalhos pesquisados para o trocador do tipo tubo e espiral não são atendidas pelo trocador do LEA.

A partir da definição das equações propostas acima, foi elaborada uma rotina numérica em *matlab*, disponível no apêndice deste relatório. Dessa forma, calculou-se o comportamento da efetividade e da taxa de transferência de calor real entre os fluidos, de acordo com a variação da vazão de cada um deles, para descobrir a temperatura de saída para ambos. A Fig. 3.3 apresenta um fluxograma condensado do passo a passo da rotina do trocador de calor.

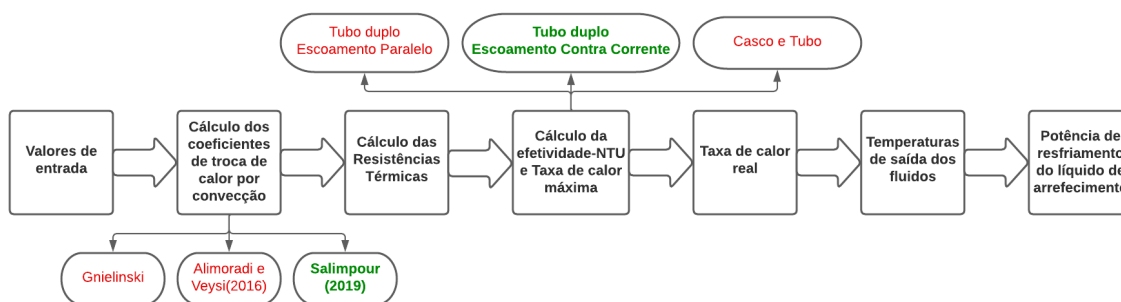


Figura 3.3: Fluxograma da rotina do Condensador. Fonte: De autoria própria

3.2 CONCEPÇÃO DO SISTEMA DE CONDENSAÇÃO DOS GASES

A principal função deste sistema é garantir que a temperatura do fluido de troca de calor com o gás seja mantida em um patamar que possibilite a condensação dos componentes do gás de saída do processo de torrefação. Para isso, será necessária a definição dos componentes a serem utilizados para desempenhar o papel de cada um dos elementos presentes na Fig. 3.1, sendo eles: trocador de calor, bomba de água, reservatório e equipamento de refrigeração. Acrescenta-se a esse conjunto, os sensores de temperatura e vazão responsáveis por realizar o monitoramento do sistema e possibilitar a verificação de anomalias em seu funcionamento.

3.2.1 BOMBA E TROCADOR DE CALOR

Alguns equipamentos necessários para a composição do sistema de condensação estavam disponíveis no laboratório. Esse foi o caso da bomba, Fig. 3.4(b), e do trocador de calor, Fig. 3.4(a). Dessa forma, visando diminuir os gastos, ambos os equipamentos serão utilizados na construção do projeto.



Figura 3.4: Componentes do sistema do condensador. Fonte: De autoria própria

Em relação a bomba, cabe ressaltar que sua alimentação será feita tanto a 12V como a 5V. Tal fator se deve a possibilidade de alterar a vazão do fluido de refrigeração, assim aumentando a capacidade de variação de configuração do experimento.

3.2.2 EQUIPAMENTO DE REFRIGERAÇÃO

Um dos itens mais importantes desse sistema, juntamente com o trocador de calor, esse equipamento será responsável por realizar a refrigeração da água que circula no trocador e possibilitar a condensação contínua dos gases. Dessa maneira, os dois equipamentos mencionados no Cap. 2.5 serão analisados levando em consideração aspectos operacionais requisitados pelo sistema, compacidade e custo.

Analisando os componentes do gás liberado após o processo de torrefação, apresentados na Tab. 2.4, é possível perceber que a menor temperatura de condensação é apresentada pelo hidróxido de acetona, uma vez que, tanto o dióxido e monóxido de carbono não são considerados por serem aproveitados ainda em sua forma gasosa. Sendo assim, considerando os aspectos levantados para cada um dos equipamentos de refrigeração, tem-se que ambos os aparelhos alcançam temperaturas de refrigeração bem próximas, porém o ciclo de compressão atinge tais temperaturas de maneira mais rápida. Entretanto, o fator custo pesa a favor do uso de *Peltier*, tendo em vista que tem preço em torno de R\$70 (MercadoLivre, 2023a), enquanto equipamentos que utilizam o ciclo de compressão, R\$300 (MercadoLivre, 2023b). Por isso, por apresentar temperaturas de refrigeração próxima de ciclos de compressão, mas com custo menor, entende-se que o módulo *Peltier* irá cumprir com a demanda do processo.

Portanto, para promover essa refrigeração, foi adquirido o kit de refrigeração por placa *Peltier*,

Fig. 3.5. Para a configuração do conjunto, foi verificado que se trata de uma placa alimentada a 12V e com corrente limitada a 6A. Já o conjunto de ventiladores responsáveis por dissipar o calor proveniente do lado quente da *Peltier* são alimentados a 5V.

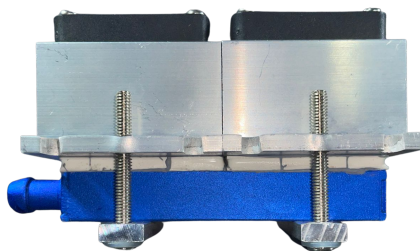


Figura 3.5: Kit de refrigeração por placa *Peltier*. Fonte: De autoria própria

Inicialmente utilizou-se duas fontes comuns, uma de 12V e outra de 5V, para a alimentação do módulo *Peltier* e do ventilador, respectivamente. Entretanto por não obter um resultado satisfatório foram propostas algumas mudanças. A primeira delas recaiu sobre a troca da fonte de alimentação do módulo, Fig. 3.6(a) para uma fonte de bancada, Fig. 3.6(b), possibilitando a regulação de alimentação de tensão e corrente do conjunto de placas de resfriamento. Tal fato se deve a especificação de trabalho da placa *Peltier* ser de 12V e 6A, enquanto a fonte comum trabalha a 12V mas tem corrente limitada a 2,5A. A partir disso, planeja-se colocar ambas as pastilhas para funcionamento na mais alta performance, próximo da sua tensão e amperagem nominais.



(a) Fonte 12V comum



(b) Fonte de bancada

Figura 3.6: Fontes de alimentação do conjunto *Peltier*. Fonte: De autoria própria

Além disso, o rendimento desse tipo de sistema está diretamente atrelado a capacidade de refrigeração do lado quente da pastilha. Dessa maneira, além da utilização do conjunto de dissipação original disponível, também foram realizados testes com um conjunto mais potente, com ventilador alimentado a 12V, ante os 5V do original, e uma área superficial maior para melhorar a troca de calor das aletas, Fig. 4.7.

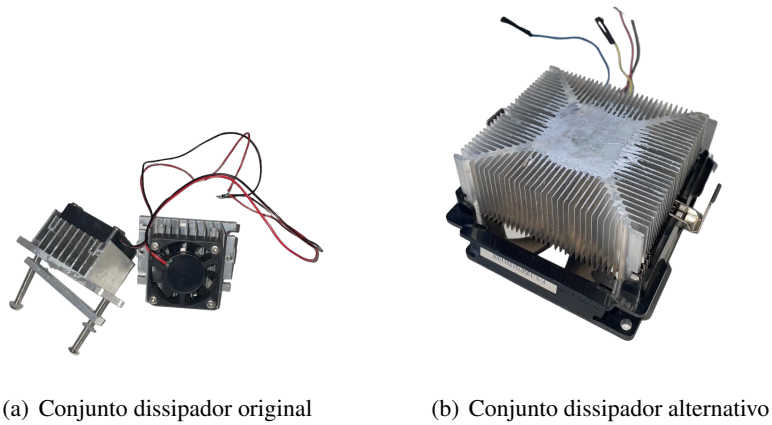


Figura 3.7: Conjuntos de dissipador adotados. Fonte: De autoria própria

Visando aumentar a gama de possibilidades, também foi realizado teste com uma segunda unidade de refrigeração, Fig. 3.8, adquirida em um site de *e-commerce* (MercadoLivre, 2023c). Com capacidade volumétrica de 1L, reservatórios de bebedouros que utilizam placas eletrônicas para refrigeração da água costumam trabalhar com temperaturas entre 10°C e 6°C, com tempo de refrigeração de pouco mais de 2 horas. Todavia, esse equipamento possui somente uma *Peltier*, o que, teoricamente, diminuiria o rendimento em comparação ao kit mencionado anteriormente. Em contrapartida, seu reservatório e seu conjunto de dissipação de calor são projetados para uma maior quantidade de água. Dessa maneira, será possível realizar uma comparação de rendimento dos dois equipamentos.

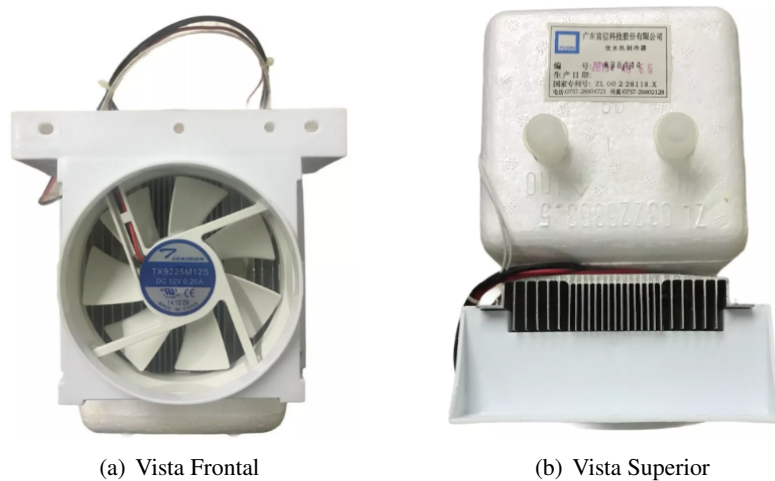


Figura 3.8: Unidade de resfriamento de bebedouro. Fonte: De autoria própria

3.2.3 RESERVATÓRIO

Apesar de toda a refrigeração ser de responsabilidade do kit de refrigeração, o reservatório cumpre papel primordial no estabelecimento da temperatura de operação do sistema. Isso se deve

ao fato de que a capacidade de refrigeração depende da quantidade de água a ser refrigerada. Se considerada pouca água em relação a quantidade necessária para preencher toda a tubulação e o trocador de calor, a troca de calor no pequeno reservatório pouco surtirá efeito no sistema, de forma que rapidamente a água que foi refrigerada voltará a sua temperatura inicial. Se considerarmos uma grande quantidade de líquido no reservatório, o módulo *Peltier* irá ter seu desempenho comprometido devido a grande massa a ser refrigerada.

Dessa forma, com intuito de promover a análise nesse aspecto, foi considerado diversos recipientes para cumprir o papel de reservatório de refrigeração. A Fig. 3.9 apresenta os recipientes a serem utilizados, cada um com um aspecto relevante. O reservatório de óleo, Fig. 3.9(a), tem como principal vantagem a sua grande capacidade de armazenamento, porém é feito de um material com baixa condutância térmica. A carcaça de resistência de chuveiro, Fig. 3.9(b), foi desenvolvida para a troca de calor e possui um caminho interno que favorece o fenômeno, todavia também é feita de material não condutor. Os outros três recipientes são feitos de alumínio, material com boa condutância térmica, sendo a lata de alumínio, Fig. 3.9(c), facilmente encontrada e substituível, a forma de pão, Fig. 3.9(d), possui uma área superficial grande que facilita a troca de calor, e a cuscuzeira, Fig. 3.9(e), consegue reter uma grande quantidade de água concentrada perto do local de posicionamento da *Peltier*.

Por isso, devido as diferentes vantagens de cada tipo de recipiente, serão realizados testes considerando cada um deles. O intuito da troca do reservatório mostrado na Fig. 3.5 é avaliar se há possibilidade de aprimoramento da troca de calor a partir da substituição de tal elemento.



(a) Reservatório de óleo veicular



(b) Carcaça de resistência de chuveiro



(c) Lata de alumínio



(d) Forma de pão



(e) Cuscuzeira

Figura 3.9: Reservatórios cogitados para substituição. Fonte: De autoria própria

3.2.4 SENSORES

Com intuito de realizar o monitoramento da operação do condensador, adquiriu-se um sensor capaz de fazer a leitura de ambos os parâmetros, Fig. 3.11. Quanto a aferição da vazão na tubulação, bastou-se a utilização de um código em *Arduino* para sua medição. Já o sensor de temperatura, trata-se de um termistor, de forma que, a variação de temperatura é aferida de acordo com a alteração de resistência elétrica do material. Sendo assim, utilizando uma ponte de *wheatstone* e realizando a leitura e transformação dos dados com código desenvolvido em *Arduino*, será possível aferir a temperatura do fluido.

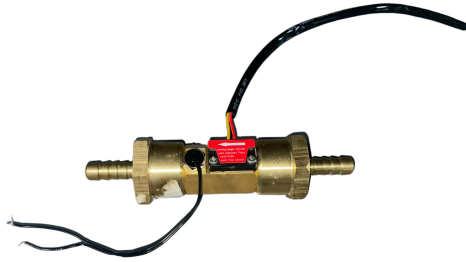


Figura 3.10: Medidor de fluxo e temperatura. Fonte: De autoria própria

Entretanto, para a calibração do termistor, é necessário uma temperatura de referência para uma resistência elétrica de referência. Para isso, será utilizado um termopar, que será capaz de monitorar a temperatura do mesmo local do termistor está exposto, enquanto é feita a leitura de resistência do mesmo. Além disso, o termopar será utilizado durante os experimentos para garantir uma redundância de leitura e possibilitar a comparação da temperatura do fluido antes e após o kit de refrigeração.

O sensor de fluxo e temperatura será posicionado logo após a saída do equipamento de refrigeração, a fim de verificar a alteração de temperatura promovida pelo módulo *Peltier*. Enquanto isso, dois outros termopares serão utilizados. O primeiro posicionado antes da *Peltier*, a fim de verificar o ganho de temperatura após a troca de calor e outro disposto ao ambiente, possibilitando realizar a calibração do termistor. A Fig. 3.11 apresenta um fluxograma indicando a posição de cada um dos sensores durante todo o percurso da água de refrigeração.

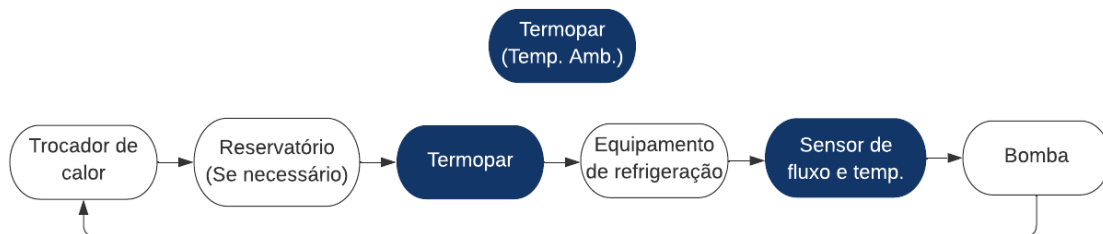


Figura 3.11: Posicionamento dos sensores. Fonte: De autoria própria

4 RESULTADOS

4.1 SIMULAÇÃO DO TROCADOR DE CALOR

Utilizando a metodologia desenvolvida no item 3.1 foi realizado um estudo da influência das diferentes efetividades pesquisadas no valor final das temperaturas de saída dos fluidos, seja tubo duplo com escoamento paralelo ou contracorrente, ou ainda casco e tubo.

Os parâmetros de entrada utilizados na rotina foram: Vazão da água ($0,01\text{m}^3/\text{h} \leq \dot{V}_{H_2O} \leq 1$); Vazão do gás expelido do reator ($0,01\text{m}^3/\text{h} \leq \dot{V}_{gs} \leq 1$); Temperatura de entrada da água ($T_{in_{H_2O}} = 10^\circ\text{C}$); Temperatura de entrada do gás ($T_{in_{gas}} = 300^\circ\text{C}$); Número de espiras ($N_{espira} = 30$); Diâmetro externo do trocador de calor ($D = 70\text{mm}$); Diâmetro da tubulação do gás ($d_{gs} = 10\text{mm}$); Raio de curvatura da espira ($R_{espira} = 30\text{mm}$); Espessura do vidro da espira ($e_{espira} = 2\text{mm}$); Passo da espira ($b_{espira} = 16\text{mm}$); Condutividade térmica do vidro ($k_{vidro} = 0,8 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$). Além disso, as propriedades físicas do gás a ser condensado foi considerado semelhante ao do vapor, uma vez que a água representa grande parte da composição dos condensáveis, simplificando uma análise inicial do problema.

Os resultados para a temperatura final dos fluidos são apresentados nas figuras abaixo, em que na Fig. 4.1 foi considerada a efetividade de tubo duplo em escoamento paralelo, Fig. 4.2, tubo duplo em contracorrente e Fig. 4.3, casco e tubo.

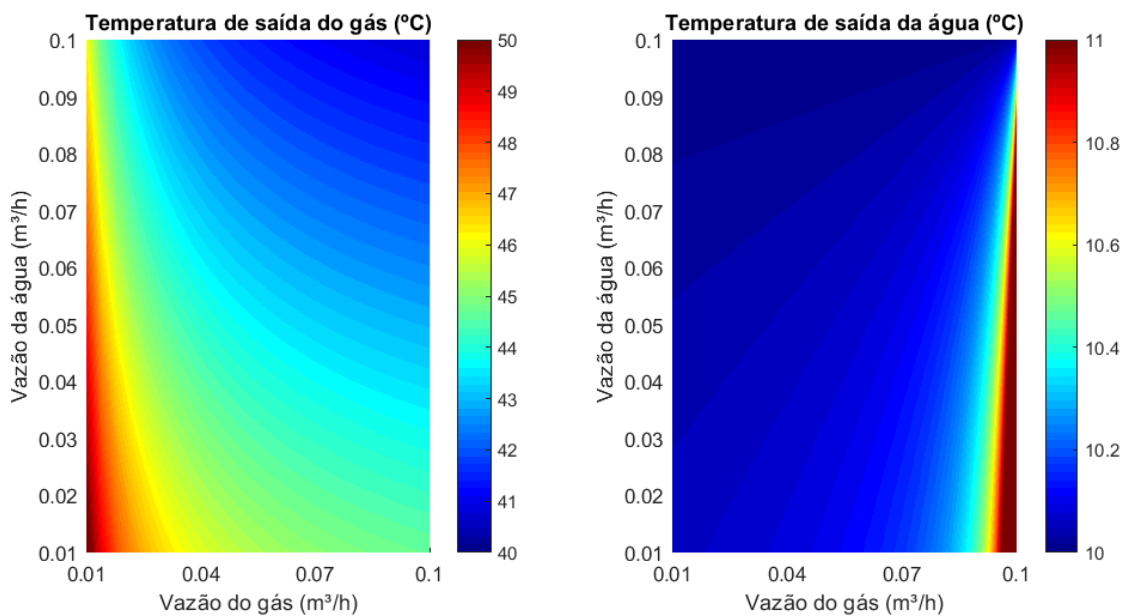


Figura 4.1: Temperatura de saída dos fluidos do condensador - Tubo duplo - Escoamento Paralelo. Fonte: De autoria própria.

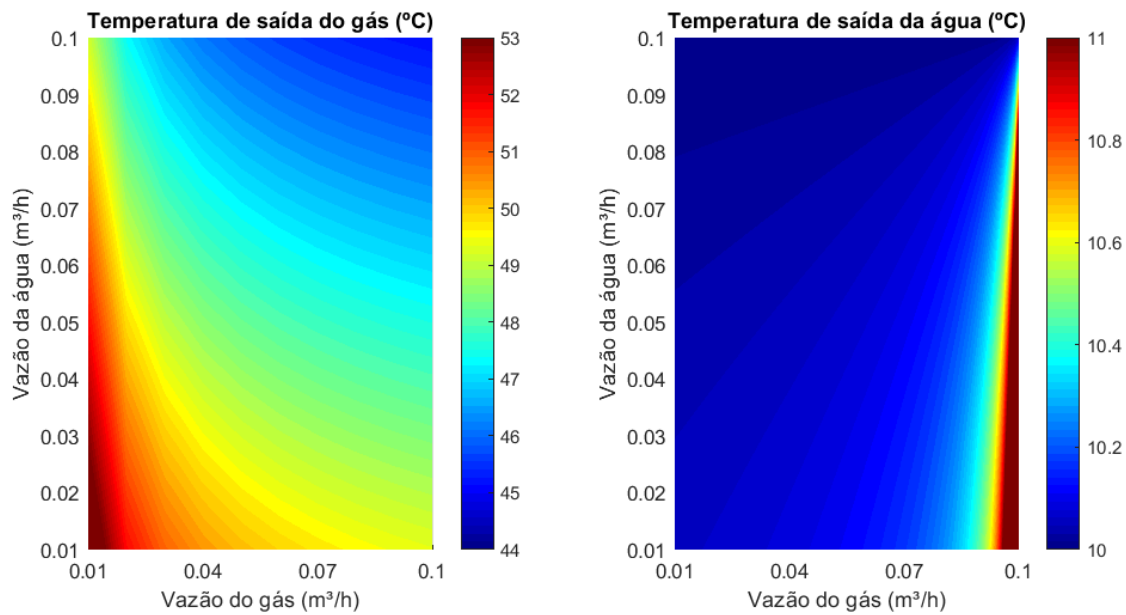


Figura 4.2: Temperatura de saída dos fluidos do condensador - Tubo duplo - Escoamento Contracorrente. Fonte: De autoria própria.

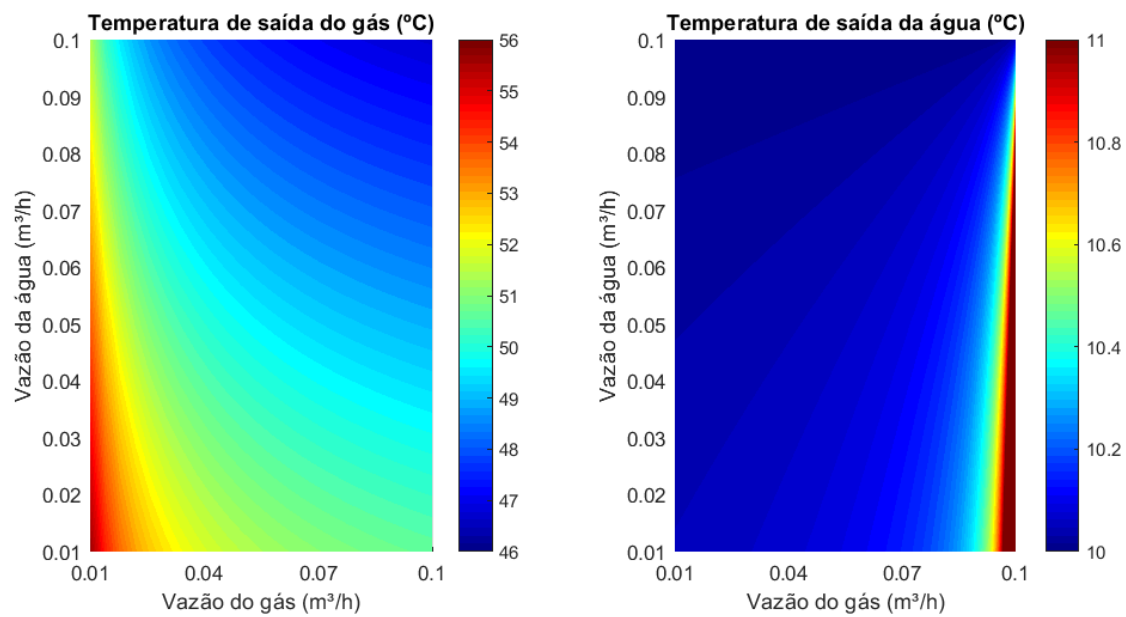


Figura 4.3: Temperatura de saída dos fluidos do condensador - Casco e tubo. Fonte: De autoria própria.

Analisando os gráficos é possível perceber que a temperatura de saída da água quase não se altera dentro do intervalo de análise, independentemente do método de efetividade utilizado. O mesmo não pode ser dito para a temperatura de saída dos gases, que possuem uma elevada dependência às vazões adotadas no sistema.

Além disso, quanto mais elaborado a fórmula de cálculo de efetividade, maior é a temperatura de saída dos gases. Isso demonstra a necessidade de realizar a caracterização da efetividade do trocador espiral existente no laboratório para correta simulação de seu funcionamento.

Entretanto, como é objetivo do trabalho realizar não só a simulação, mas também a implementação do condensador, os resultados obtidos conseguem fornecer uma análise preliminar do rendimento esperado. Por isso, tomando como base os dados da simulação que considera a efetividade do trocador do tipo casco e tubo, uma vez que ele apresenta os resultados mais críticos de temperatura do gás, é possível ver que, mesmo assim, os gases conseguem atingir uma temperatura abaixo da temperatura de saturação do hidróxido de acetona, garantindo a condensação no processo.

4.2 CONCEPÇÃO DA BANCADA

Definido os equipamentos a serem utilizados e a disposição de cada um deles, foi realizada a montagem para a verificação da capacidade de refrigeração do kit *Peltier* adquirido. A configuração adotada no primeiro teste do condensador é apresentada na Fig. 4.4, em que temos os itens dispostos assim como apresentado na Fig. 3.3, sendo o termopar localizado dentro do reservatório de reabastecimento, logo, antes da refrigeração, e o termistor posicionado após a refrigeração da água.

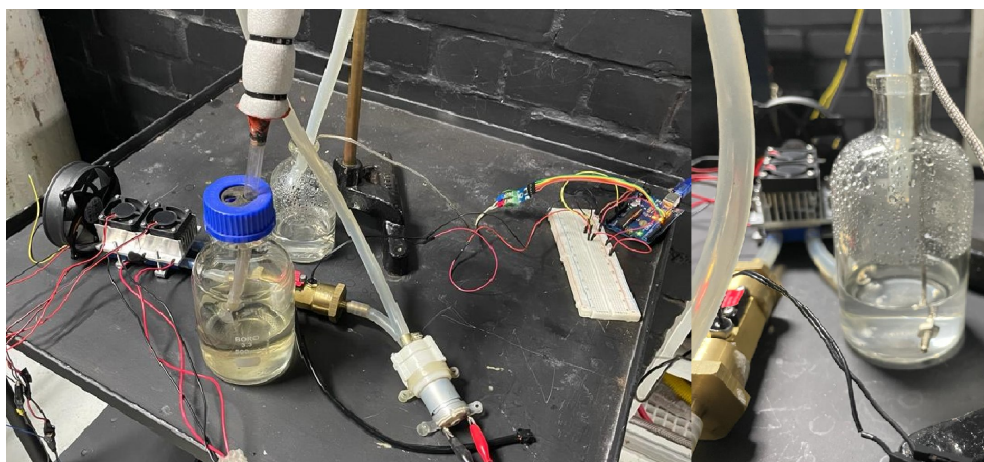


Figura 4.4: Primeira bancada de teste. Fonte: De autoria própria

Inicialmente, como forma de verificar o desempenho das pastilhas de acordo com a corrente que elas estão expostas, utilizou-se um termômetro infravermelho digital possibilitando a aferição de temperatura do lado frio das placas *Peltier*. Dessa forma, variando a corrente em 2A, Fig 4.5(a), 3A, Fig 4.5(b) e 4A, Fig 4.5(c), através da leitura do termômetro, foi possível concluir que a alimentação a 3A resultou na menor temperatura para o lado frio. Tal fato pode ser explicado devido a baixa capacidade de resfriamento do dissipador de calor do lado quente, uma vez que, caso ele não consiga cumprir sua função, haverá o seu superaquecimento e, por consequência,

esse calor irá ser transferido para o lado frio e acarretará em uma elevação de temperatura.

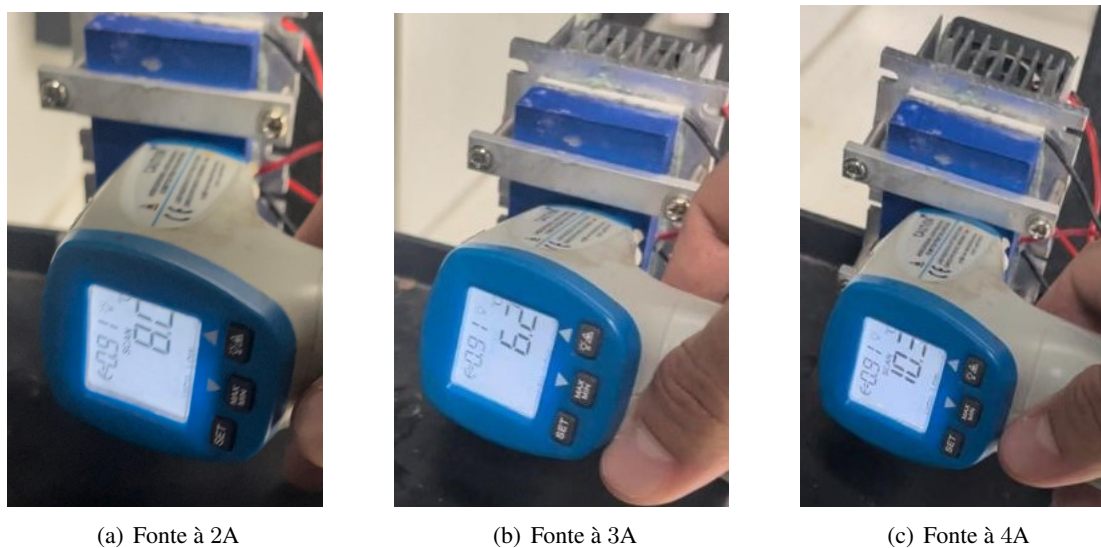


Figura 4.5: Temperatura do lado frio da placa *Peltier*. Fonte: De autoria própria

Em seguida, após a montagem de todo o circuito de água gelada que irá refrigerar o gás de saída da reação de torrefação, foi realizado um teste da capacidade de refrigeração do sistema. Assim, decorridos pouco mais de 1 hora com o kit *Peltier* ligado, não foi percebida nenhuma alteração na leitura de temperatura. A primeira hipótese levantada foi sobre a influência da elevada temperatura alcançada nas aletas, 56°C aferidos pelo termopar conforme Fig. 4.6, uma vez que os ventiladores originais possuem baixa capacidade e a área superficial ser bem limitada.

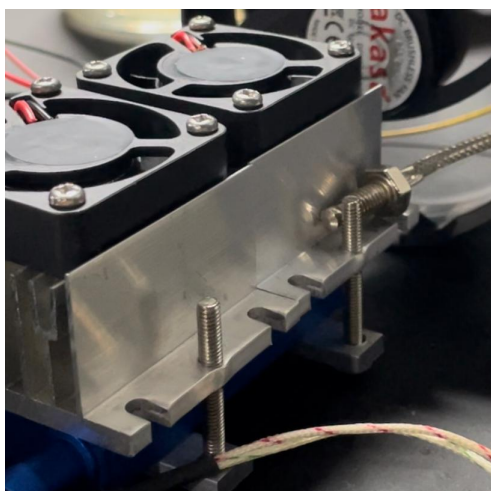
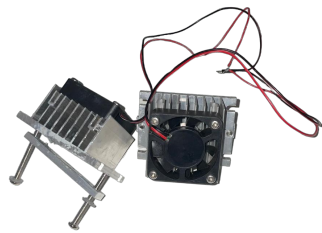
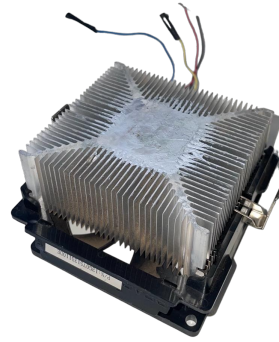


Figura 4.6: Posicionamento do Termopar para medição de temperatura da aleta. Fonte: De autoria própria

Por isso, como forma de contornar esse problema, foi realizada a troca do conjunto responsável pela dissipação de temperatura do lado quente da placa *Peltier*, para um kit mais robusto, Fig. 4.7(b), com ventilador alimentado a 12V, ante os 5V do conjunto inicial, e uma área superficial maior para melhorar a troca de calor das aletas.



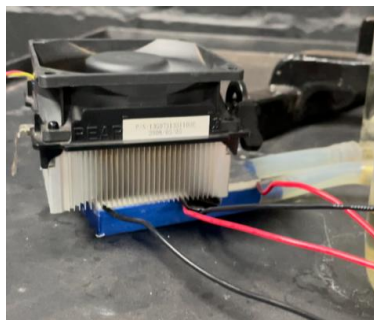
(a) Conjunto dissipador original



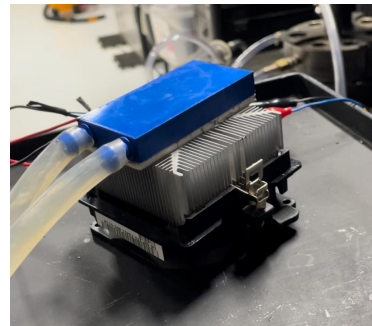
(b) Conjunto dissipador adotado

Figura 4.7: Temperatura do lado frio da placa *Peltier*. Fonte: De autoria própria

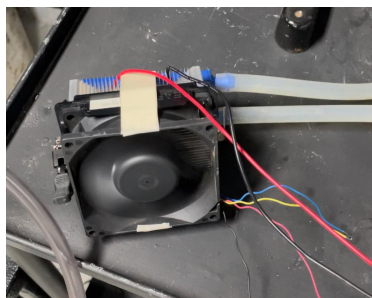
A partir disso, foram realizados testes com diferentes posicionamentos do ventilador, vide Fig. 4.8, variando a quantidade e amperagem de alimentação das placas *Peltier* e a alimentação da bomba de água e ventilador, a fim de alcançar o melhor resultado. Na Tab. 4.1 é apresentado os principais resultados obtidos para cada uma das configurações adotadas, enquanto a Tab. 1 apresenta o resultado dos 40 testes realizados.



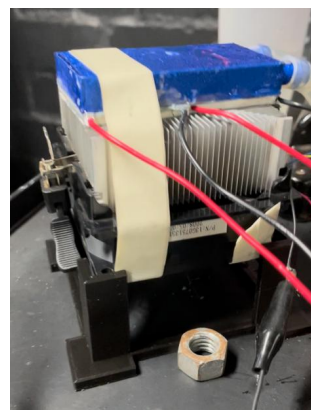
(a) Configuração 1



(b) Configuração 2



(c) Configuração 3



(d) Configuração 4

Figura 4.8: Configurações utilizadas para o Kit de refrigeração com *Peltier*. Fonte: De autoria própria

Tabela 4.1: Resultados preliminares. Fonte: De autoria própria

N° do experimento	Quantidade de <i>Peltier</i>	Alimentação			Variação de Temperatura	Temperatura estabilização	Tempo decorrido
		Bomba	Ventilador	<i>Peltier</i>			
1	2	12V	5V	5,5A	+2,39°C	28,24°C	6 min e 30s
2	2	12V	5V	6A	+3°C	28°C	18 min e 48s
3	2	12V	12V*	6A	+1,72°C	28,83°C	9 min e 53s
4	1	12V	12V*	5A	+2,02°C	28,98°C	4 min e 12s
5	1	12V	12V**	3A	-1,21°C	22,95°C	20 min e 6s
9	2	5V	12V**	3A	-4,38°C	20,79°C	34 min e 46s
12	1	5V	12V***	3,5A	-0,33°C	24,5°C	22 min e 0s
14	2	5V	12V***	4A	-5,02°C	20,97°C	31 min e 11s
17	2	5V	12V****	3A	-5,58°C	18,89°C	30 min e 6s

*Configuração 1 **Configuração 2 ***Configuração 3 ****Configuração 4

É possível notar que quando o ventilador apresenta uma menor restrição para o fluxo de ar, como visto nas configurações 3, Fig. 4.8(c), e 4, Fig. 4.8(d), melhores resultados são obtidos, $-5,02^{\circ}\text{C}$ e $-5,58^{\circ}\text{C}$, respectivamente. Tal fato é esperado uma vez que a capacidade de refrigeração das aletas é comprometida quando não há o devido fluxo de ar sobre elas, diminuindo a perda de calor por convecção.

Entretanto, a queda de temperatura alcançada não se demonstra satisfatória para cumprir com o objetivo de garantir a condensação dos gases provenientes do processo de torrefação, uma vez que, considerando a temperatura ambiente à 25°C , a temperatura de trabalho do fluido será de aproximadamente 20°C . Por isso, como forma de aprimorar o funcionamento da refrigeração da água, buscou-se adaptações ao kit de refrigeração comprado que possibilitassem um maior rendimento do sistema.

A hipótese levantada para a variação de temperatura aquém do esperado foi devido ao tamanho do reservatório em que há a troca de calor com as placas *Peltier*. Por se tratar de um reservatório pequeno (8x4cm), há pouca água sendo refrigerada quando comparada com a quantidade em todo o sistema de refrigeração e a passagem de água ocorre de forma muito rápida, dando pouco tempo para a troca de calor.

Dessa forma, a proposta de alteração envolve a substituição do reservatório de troca de calor por um com maior volume de água. Os possíveis recipientes a serem utilizados para o sistema foram apresentados no Cap. 3.2.3 através da Fig. 3.9. Realizada a substituição, tornou-se a realizar os testes e os melhores resultados alcançados por cada um dos recipientes são apresentados na tabela 4.2. Todavia, cabe ressaltar que todos os testes foram realizados sem a circulação da água em todo o circuito de refrigeração, de forma que ela ficasse parada e só houvesse o suficiente para preencher o recipiente. O intuito é facilitar a identificação do melhor recipiente de forma mais fácil, através da diminuição de variáveis a serem controladas e do número de aparatos a serem alterados entre um experimento e outro.

Tabela 4.2: Resultados dos recipientes improvisados. Fonte: De autoria própria

Recipiente	Quantidade de <i>Peltier</i>	Alimentação		Variação de Temperatura	Tempo decorrido
		Ventilador	<i>Peltier</i>		
Lata de alumínio	2	12V****	3,5A	-0,75°C	11 min e 19s
Forma de pão	2	12V****	3A	-2,75°C	10 min e 22s
Cuscuzeira	1	12V****	3A	-8°C	50 min e 10s

*Configuração 1 **Configuração 2 ***Configuração 3 ****Configuração 4

A partir dos experimentos, foi possível concluir que a cuscuzeira apresentou os melhores resultados e que, apesar de utilizar somente uma placa para refrigeração da água, conseguiu aproveitar melhor a temperatura na superfície fria da placa *Peltier*. A possível causa para o menor desempenho da lata de alumínio se deve a sua área de contato com a placa *Peltier* não ser tão uniforme, uma vez que ela apresenta formato cilíndrico, necessitando promover uma deformação para planificação de sua superfície e possibilitar o contato com os módulos de refrigeração. Já a forma de pão apresenta uma grande área superficial da água exposta ao ambiente, o que ocasiona uma maior perda de calor e diminui a eficiência do processo de refrigeração. A cuscuzeira consegue suprir ambas as deficiências, visto que possui uma superfície inferior reta, possibilitando contato pleno com as placas e, além da tampa de alumínio, uma menor área de exposição da água ao ambiente.

Sendo assim, definida a cuscuzeira como o recipiente com melhor desempenho dentre os propostos, iniciou-se os preparos para realização do teste com sistema completo de refrigeração, envolvendo o bombeamento da água por todo o trocador de calor. Neste experimento, o reservatório é refrigerado até alcançar uma temperatura estável e em seguida é iniciada a circulação de água. Dessa forma, a estabilidade de temperatura foi alcançada em 15°C a uma temperatura inicial de 23°C e, após o início de bombeamento, a água circulava a uma temperatura estável de 21°C. Essas circunstâncias demonstraram que, apesar de alcançar um bom resultado de refrigeração do fluido parado e em menor quantidade, a utilização de uma única *Peltier* foi insuficiente para a refrigeração da quantidade de líquido necessária para preencher o condensador e reservatório.

Ante o exposto, verificou-se que, mesmo com as alterações propostas, o resultado obtido não satisfazia as condições de projeto do condensador. Por isso, buscou-se outra alternativa que utilizasse placas *Peltier*, de forma a aproveitar o conhecimento adquirido e seu baixo custo de aquisição.

Sendo assim, optou-se pela utilização do outro conjunto de refrigeração de água de bebedouros, Fig. 3.8. Sendo assim, foram realizados testes com o circuito completo de água gelada, próximo a 2L de água circulante, e os valores alcançados para cada amperagem de alimentação da *Peltier* é visto na Tab. 4.3.

Tabela 4.3: Resultados do conjunto de refrigeração de bebedouros. Fonte: De autoria própria

Amperagem da Peltier	Temperatura de estabilização
3.5A	14,91°C
4A	15,80°C
5A	14,43°C
6A	17,29°C

Entretanto, durante um dos testes, a fiação do ventilador responsável pelo resfriamento das aletas do lado quente da *Peltier* se desconectou, o desligando e deixando que o calor se acumule na região. Devido a isso, o módulo queimou e foi necessária realizar sua troca. Sendo assim, após efetuada a troca, percebeu-se que a placa do sistema original foi projetada para ser alimentada a 5A, o que explica seu melhor funcionamento nessa amperagem, e a placa disponível no laboratório, 6A. Dessa forma, o esperado é um melhor funcionamento da placa nova, mas isso não ocorreu e os resultados de sua aplicação são apresentados na Tab. 4.4.

Tabela 4.4: Resultados do conjunto de refrigeração de bebedouros. Fonte: De autoria própria

Amperagem da Peltier	Temperatura de estabilização
3A	17,92°C
4A	18,52°C
5A	19,91°C

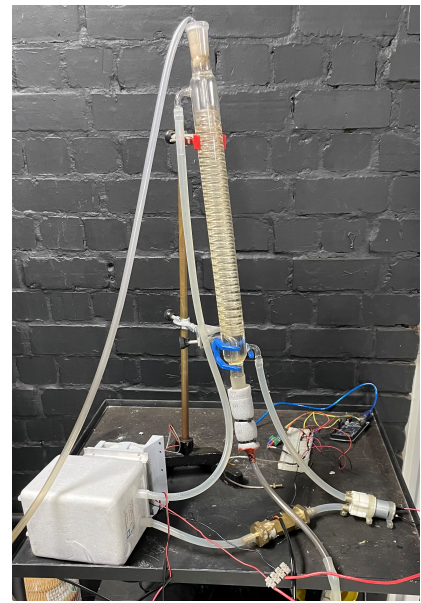
Tal resultado pode acontecer devido a capacidade de refrigeração das aletas, que foram projetadas para um tipo de placa *Peltier*, não suportando todo o calor gerado pela placa de maior capacidade e comprometendo seu funcionamento. Apesar disso, devido ao pouco tempo restante para conclusão do trabalho, optou-se por realizar testes de condensação com o módulo de 6A, uma vez que tal configuração apresentou melhores resultados que o kit *Peltier* inicialmente utilizado, e, se necessário, para os trabalhos subsequentes, realizar a adequação do sistema.

4.3 TESTE DE BANCADA

Após a análise de todas as configurações e equipamentos a serem utilizados para realizar a refrigeração da água, foi realizado o teste para a coleta de voláteis do processo de torrefação. Primeiramente, foi feito um teste preliminar, visando verificar de maneira mais objetiva o funcionamento do sistema de condensação, e após isso o teste final, objetivando a coleta dos gases provenientes da torrefação. A configuração final da bancada é apresentada na Fig. 4.9(a), a qual apresenta especificamente o grupo de condensação, na Fig. 4.9(b).



(a) Bancada completa



(b) Grupo 3 - Condensação dos voláteis

Figura 4.9: Bancada final do reator. Fonte: De autoria própria.

4.3.1 TESTE PRELIMINAR

Com intuito de tornar os testes do condensador mais práticos e sabendo que a água é maior parte dos componentes voláteis, decidiu-se por realizar testes de condensação com o vapor gerado através do aquecimento de água dentro do reator. Para isso, foram necessárias algumas adequações, como o isolamento da entrada de nitrogênio do reator e da sonda lambda do circuito a ser percorrido pelo vapor, deixando um caminho direto para o condensador. Contudo, ainda sobraram alguns orifícios no reator que permitiam o vazamento do vapor para o ambiente, diminuindo sua captação no condensador.

O teste consistiu basicamente em aquecer uma quantidade de água dentro do copo do reator após a estabilização da temperatura do reator. Tal estabilização foi percebida em algo em torno de 1 hora após a alimentação da placa *Peltier* e, após isso, era iniciado o aquecimento da água. No decorrer do processo, a leitura de temperatura dentro do reator e do fluxo de temperatura da água de refrigeração eram realizados. Além disso, foi feita uma leitura do peso inicial, Fig. 4.10(a), e final, Fig. 4.10(b), do conjunto frasco e água, presente no recipiente em que a água condensada seria armazenada, a fim de verificar se houve ou não a condensação de água durante o processo.



Figura 4.10: Massa do recipiente de água condensada. Fonte: De autoria própria.

Portanto, através da Fig. 4.10, é possível verificar que o aumento de massa do conjunto se deve a condensação de água. A Fig. 4.11, apresenta a evolução da temperatura da água de refrigeração durante o processo de troca de calor com o vapor que passava na parte interna da serpentina. A temperatura da água de refrigeração alterou em apenas 3°C, subindo de 17°C para 20°C em um pouco mais de 5 minutos e meio. Tal fato mostra que, apesar de expor o condensador a pouco tempo de troca de calor com o vapor, fato limitado devido a capacidade volumétrica do reator, já que toda a água vaporiza em pouco tempo, a temperatura do lado frio permanece bem abaixo dos 56°C necessários para a condensação do hidróxido de acetona, componente mais crítico dos voláteis expelidos durante o processo de torrefação.

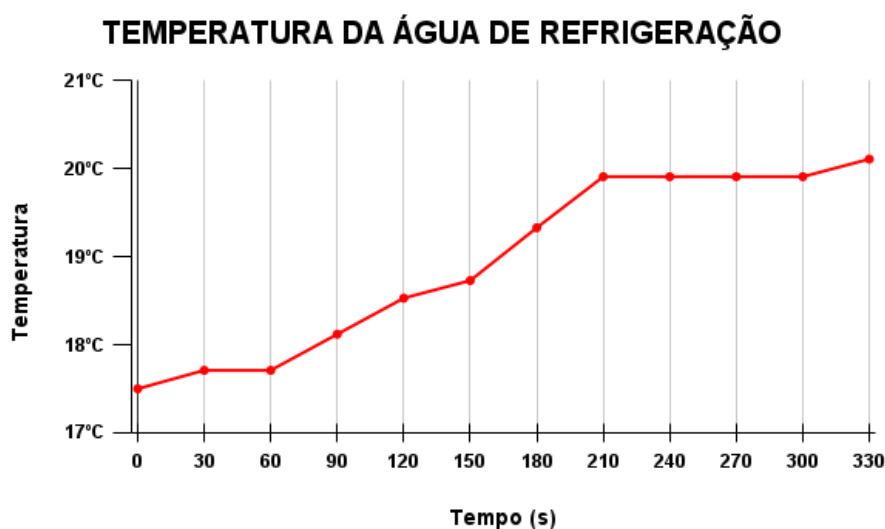


Figura 4.11: Temperatura da água de refrigeração no decorrer do tempo. Fonte: De autoria própria.

4.3.2 TESTE FINAL

A partir do momento que foi verificada a capacidade do reator para a condensação da água, decidiu-se realizar o teste de condensação dos gases provenientes do processo de torrefação da biomassa. Por isso, foram restituídos todos os equipamentos que foram isolados para o teste com água, de forma a prover corretamente a torrefação dos *pellets*. As Fig. 4.12(a) e 4.12(b) evidenciam o ganho de massa do recipiente responsável por captar os condensáveis do processo e demonstram o funcionamento do sistema. Além disso, a Fig. 4.13 evidencia a passagem do alcatrão pela tubulação e reforça que o aumento de massa se deve a condensação dos gases.

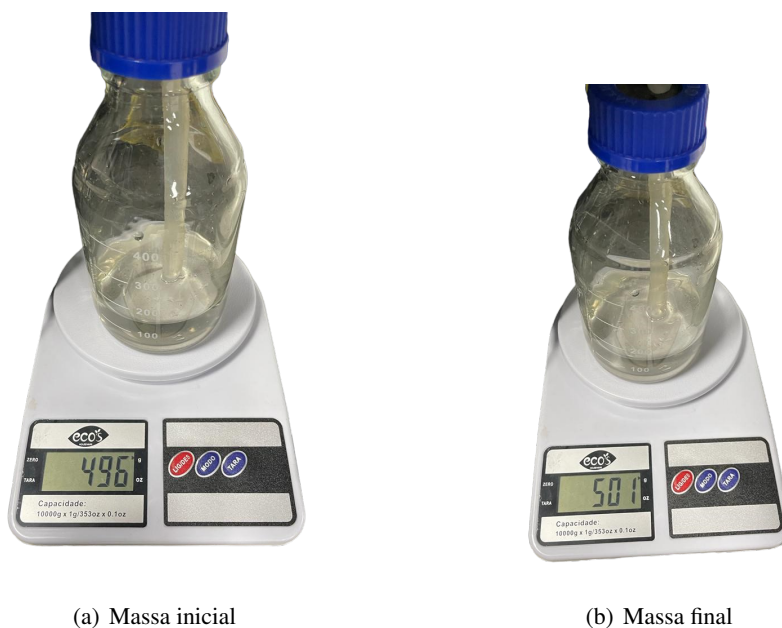


Figura 4.12: Massa do recipiente com os condensados. Fonte: De autoria própria.



Figura 4.13: Alcatrão na tubulação. Fonte: De autoria própria.

Em relação ao comportamento da temperatura da água de refrigeração, foi verificado que houve um comportamento próximo ao que aconteceu durante o teste de condensação do vapor de água. A temperatura que inicialmente estava a 17,29°C alcançou patamares próximos a 19,13°C, vide Fig. 4.14, demonstrando o aquecimento devido a passagem dos gases, porém permanecendo a um temperatura de operação que possibilita a condensação dos voláteis produzidos no processo.

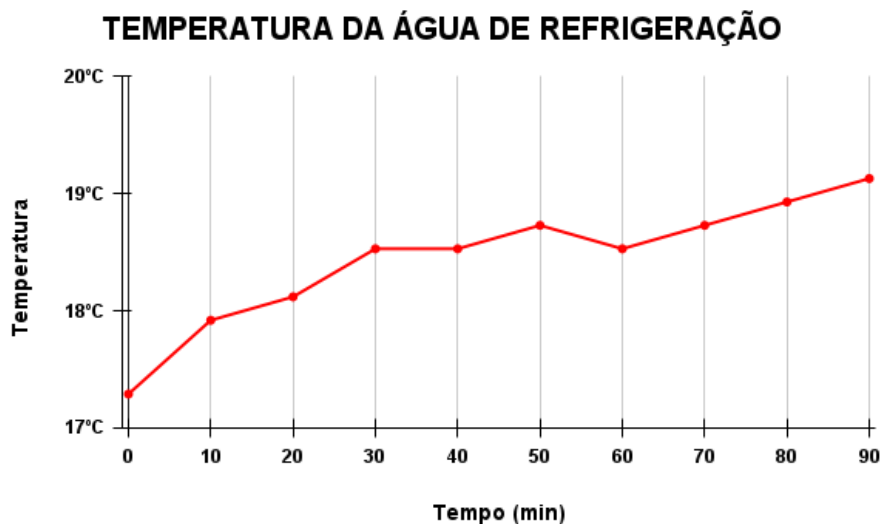


Figura 4.14: Temperatura da água de refrigeração no decorrer do tempo. Fonte: De autoria própria.

4.4 LIMITAÇÕES DA BANCADA

Durante a realização dos teste, alguns pontos de melhora da bancada foram observados. Primeiramente, é importante salientar a necessidade do desenvolvimento de um sistema de pré-aquecimento do nitrogênio que irá adentrar o reator. Outro ponto relevante diz questão sobre a vedação do reator para evitar a perda do gás produzido no processo para o ambiente.

A entrada do nitrogênio no reator acontece a uma temperatura abaixo da reação. Essa intervenção acaba por ocasionar uma leve alteração na leitura temperatura e pode acabar por interferir no resultado final da caracterização do processo. Dessa forma, recomenda-se o desenvolvimento de um sistema capaz de aquecer o nitrogênio com o intuito de diminuir a diferença para o interior do reator e, por consequência, a interferência no processo.

Além disso, durante o teste preliminar, foi possível verificar visualmente alguns pontos de fuga do vapor, que por consequência, representam possíveis pontos de fuga do gás produzido durante a torrefação. Tais pontos foram encontrados na tubulação de entrada da linha que suspende o cadinho e faz a medição da massa da amostra, Fig. 4.15(a), na passagem do termopar adentrar o reator, Fig. 4.15(b), no local de posicionamento da sonda lambda, Fig. 4.15(c), e nas conexões da tubulação, Fig. 4.15(d), que sempre devem ser verificadas. A vedação desses locais se torna imprescindível para a realização de um teste cada vez mais confiável.



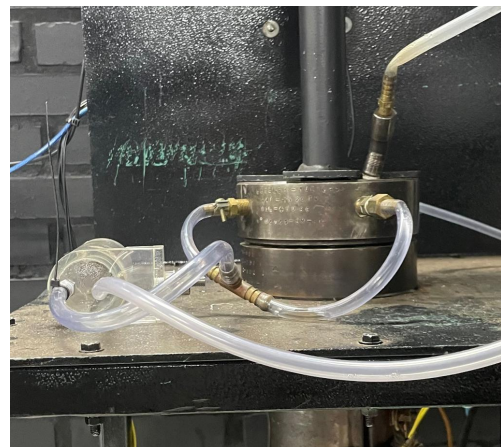
(a) Tubulação de passagem do fio de medição de massa



(b) Orifício de passagem do termopar



(c) Local de posicionamento da sonda lambda



(d) Conexões da tubulação

Figura 4.15: Pontos de vazamento do gás. Fonte: De autoria própria

5 CONCLUSÃO

A partir do trabalho desenvolvido foi possível atingir o seu objetivo mencionado no Cap. 1: a modelagem e construção do condensador para a coleta dos voláteis provenientes do processo de torrefação. Entretanto, durante o projeto houveram dificuldades com a teoria para uma modelagem do funcionamento do trocador de calor, com a aquisição de equipamentos mais robustos, com o tempo hábil para a realização de todos os experimentos e com a solução dos problemas encontrados no decorrer do processo.

No que tange o aspecto teórico, a grande dificuldade se deu para caracterização tanto do coeficiente de troca de calor por convecção, Eq. 2.13 e 2.14, como da efetividade do trocador do tipo espiral e tubo, em que foi utilizada uma aproximação com outro tipo de trocador de calor, Tab. 2.3. Além disso, apesar de se ter encontrado uma formulação para o coeficiente de troca de calor, tal dado não leva em consideração todos os aspectos que envolvem condensação no processo. De certa forma, essa escolha não invalida por completo a simulação utilizada, uma vez que seu uso se deu como forma de balizar o funcionamento do trocador, mas demonstra certa discrepância com a realidade do processo ocorrido.

Quanto a aquisição de equipamentos mais robustos, tem-se no módulo *Peltier* uma solução mais barata e que cumpre seu papel. Porém, entende-se que um equipamento de refrigeração por ciclo de compressão a vapor é o mais adequado para prover uma maior robustez ao projeto. Esse equipamento conseguirá aprimorar o rendimento dos testes devido a sua maior velocidade de refrigeração, melhor capacidade de regulação de operação e menores temperaturas alcançadas. No entanto, entende-se que para um projeto inicial, devido a grande diferença de preço e ao atendimento dos requisitos de projeto, o módulo foi capaz de desempenhar o seu papel.

Já em relação ao tempo disponível para o desenvolvimento do projeto, devido ao prazo de entrega e a grande quantidade de testes necessários para verificação e caracterização do funcionamento do conjunto de refrigeração, não foi possível fazer a quantidade de experimentos desejada. Isso muito se deve ao fato do grande tempo desperdiçado durante a espera da refrigeração da água, próximo a 1 hora por teste, além do tempo de aquecimento e resfriamento do reator, cerca de 2 horas. Além disso, muito tempo foi gasto devido as inúmeras outras soluções adotadas com intuito de aproveitar o primeiro conjunto de refrigeração adquirido inicialmente e para resolver pequenos problemas enfrentados no reator, tais como: garantir a vedação da tubulação, definir a disposição dos equipamentos para não ocorrer a constrição dos tubos, descobrir o equipamento de medição de temperatura utilizado nos sensores adquiridos. Esses fatores dificultaram o desenvolvimento do trabalho de maneira mais profunda.

Apesar de tais dificuldades enfrentadas, as Fig. 4.10 e 4.12 demonstram a capacidade do condensador a partir do aumento da massa do recipiente de coleta dos líquidos gerados no trocador. Além disso, embora a previsão de pouca variação de temperatura da água durante o processo, a

simulação realizada não apresenta grande discrepância com os resultados encontrados em teste, uma vez que temperatura variou cerca de 2°C e a previsão era próxima a 1°C.

5.1 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Levando em consideração todos os pontos levantados, serão apresentadas algumas das considerações que, eventualmente, podem dar maior robustez ao desempenho de toda a bancada de torrefação e a modelagem do trocador. Cabe ressaltar que, apesar dos aperfeiçoamentos aqui sugeridos, foi possível verificar o funcionamento adequado do condensador. Dessa forma, tais melhorias buscam a melhor adequação possível de todo o conjunto para caracterização do processo com cada tipo de biomassa.

Em primeiro lugar, considerando o aspecto teórico da modelagem do condensador, é importante promover a caracterização do trocador do tipo tubo e espiral presente no laboratório através de testes bem estipulados. Isso se deve por considerar que a abordagem por meio da efetividade NTU não possui tanto acervo sobre o funcionamento desse tipo de trocador. Outra saída para esse aspecto seria a consideração de realização de simulações CFD (*Compute Fluid Dynamics*), que não foram possíveis de serem realizadas devido ao tempo disponível.

O segundo ponto a ser considerado diz respeito a alguns aprimoramentos que ainda devem ser feitos na bancada de modo a evitar ao máximo perda de material de análise. Isso diz questão a vedação de algumas passagens de ar existentes no reator que permitem que o gás escape durante a torrefação e ocasionam perda de material e a elaboração de um sistema de pré-aquecimento do gás nitrogênio, visando uma menor interferência na temperatura do processo.

A partir desses aprimoramentos, é esperado que a qualidade dos testes aumente e a caracterização dos experimentos fique cada vez melhor. Dessa maneira, será possível realizar o pré-tratamento da biomassa de maneira adequada e o melhor aproveitamento da matéria prima disponível.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 EPE. Matriz energética elétrica. 2022. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>. Acessado em 13 de Julho de 2023.
- 2 SOUTO, N. P. B. Desenvolvimento de reator multifuncional para processos termoquímicos de conversão energética da biomassa. 2022.
- 3 ALIMORADI, A.; VEYSI, F. Prediction of heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers using numerical method and experimental validation. International Journal of Thermal Sciences, Elsevier, 2016.
- 4 KABUM. 2023. Disponível em: <https://www.kabum.com.br/produto/122045/bebedouro-colormaq-premium-cbehfba1>. Acessado em 29 de Junho de 2023.
- 5 OVERBR. 2023. Disponível em: <https://overbr.com.br/dicas/voce-ja-teve-essa-ideia-ou-nao-gelando-o-computador-com-bebedouro-dagua>. Acessado em 29 de Junho de 2023.
- 6 USP. Aula10 Refrigeraçao. 2014. Disponível em: <https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/3550292/modresource/content/1/SEL0437Aula10Refrigeracao.pdf>. Acessado em 25 de Junho de 2023.
- 7 MOURA, J. A. d. S. Filmes nanométricos de *fen* e *aln* crescidos por *Sputtering* e aplicações do efeito *Peltier*. 2010.
- 8 SMARTKITS. 2023. Disponível em: <https://www.smartkits.com.br/sensor-termopar-tipo-k-0-a-400-c>. Acessado em 11 de Julho de 2023.
- 9 ALIEXPRESS. 2023. Disponível em: <https://pt.aliexpress.com/item/1005001521072178.html>. Acessado em 11 de Julho de 2023.
- 10 CHEN, W. et al. Progress in biomass torrefaction: Principles, applications and challenges. 2021.
- 11 ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. Transferência de calor e massa: Uma Abordagem prática. [S.l.]: Mc Graw Hill, 2012. v. 4.
- 12 RODRIGUES, P. P. d. O. Modelagem numérica do tratamento térmico da biomassa. 2022.
- 13 RIPPEL, R. Apontamentos sobre a população, o consumo de energia e a conservação dos recursos naturais. 2009.
- 14 BASU, P. Biomass Gasefication, Pyrolysis and Torrefaction: Pratical Design and Theory. [S.l.]: Elsevier Inc, 2012. v. 2.
- 15 SALIMPOUR, M. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers. Experimental Thermal and Fluid Science, Elsevier, 2009.
- 16 MERCADOLIVRE. 2023. Disponível em: <https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-3259980989-unidade-resfriamento-bebedouro-philcobritnia-original>. Acessado em 04 de Julho de 2023.
- 17 MERCADOLIVRE. 2023. Disponível em: <https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-3604685980-compressor-serpentina-bebedouro-purificador-colormarq-110v>. Acessado em 04 de Julho de 2023.

- 18 MERCADOLIVRE. 2023. Disponível em: <https://produto.mercadolivre.com.br/MLB-1799144872-unidade-resfriamento-bebedouro-philcobritnia-original>. Acessado em 31 de Maio de 2023.
- 19 BARRETO, E. J. F.; RENDEIRO, G.; NOGUEIRA, M. Combustão e Gaseificação de Biomassa Sólida: Soluções energéticas para a Amazônia. [S.l.]: Ministério de Minas e Energia, 2008. v. 1.
- 20 WEG, M. Energia renovável: como é produzida a energia a partir da biomassa. 2019. Disponível em: <https://museuweg.net/blog/energia-renovavel-como-e-produzida-a-energia-a-partir-da-biomassa/>. Acessado em 3 de Novembro de 2022.
- 21 KAKAÇ, S.; LIU, H.; PRAMUANJAROENKIJ, A. Heat Exchangers: selection, rating and Thermal Design. [S.l.]: CRC Press, 2012. v. 3.
- 22 ALIMORADI, A. Study of thermal effectiveness and its relation with ntu in shell and helically coiled tube heat exchangers. Cases Studies in Thermal Engineering, Elsevier, 2017.
- 23 PRINS, M.; PTASINSKI, K.; JANSSEN, F. Torrefaction of wood. part 2. analysis of products. Journal of Analytical and Applied Pyrolysis, Elsevier, 2006.
- 24 STOECKER, W.; JONES, J. Refrigeração e ar condicionado. [S.l.]: Mc Graw Hill, 1999. v. 1.
- 25 EUROPA. 2023. Disponível em: <https://www.europa.com.br/blog/purificador-temperatura-agua/?sc=4>. Acessado em 29 de Junho de 2023.
- 26 KESSLER, E. G.; ROIG, C. Principles of thermocouples. Sensor review. [S.l.: s.n.], 2000. v. 3.
- 27 MIZUSHIMA, J.; HATAKEYAMA, T. Principles of thermistors. In Temperature Measurement. [S.l.]: Springer, Berlin, Heidelberg, 2010.
- 28 USP. 2023. Disponível em: <https://sites.ffclrp.usp.br/cipa/fispq/Acido>Acessado em 02 de Julho de 2023.
- 29 CETESB. 2023. Disponível em: <https://sistemasinter.cetesb.sp.gov.br/produtos/fichacompleta1.asp?consulta=>Acessado em 02 de Julho de 2023.
- 30 USP. 2023. Disponível em: <https://sites.ffclrp.usp.br/cipa/fispq/metanol.pdf>. Acessado em 02 de Julho de 2023.
- 31 CETESB. 2023. Disponível em: <https://licenciamento.cetesb.sp.gov.br/produtos/fichacompleta1.asp?consulta=>Acessado em 02 de Julho de 2023.
- 32 CETESB. 2023. Disponível em: <https://sistemasinter.cetesb.sp.gov.br/produtos/fichacompleta1.asp?consulta=FURALDE>Acessado em 02 de Julho de 2023.
- 33 CETESB. 2023. Disponível em: <https://sistemasinter.cetesb.sp.gov.br/produtos/fichacompleta1.asp?consulta=acetona>. Acessado em 02 de Julho de 2023.
- 34 MANUALDAQUIMICA. 2023. Disponível em: <https://www.manualdaquimica.com/quimica-ambiental/dioxido-carbono.htm>: :text=PossuiAcessado em 02 de Julho de 2023.
- 35 CETESB. 2023. Disponível em: <https://licenciamento.cetesb.sp.gov.br/produtos/fichacompleta1.asp?consulta=MONA>Acessado em 02 de Julho de 2023.

- 36 SILVEIRA, E. et al. Numerical modeling and experimental assessment of sustainable woody biomass torrefaction via coupled tg-ftir. 2021.
- 37 KOTA, K. B. et al. Biomass torrefaction: An overview of process and technology assessment based on global readiness level. 2022.
- 38 ONU-BR. Energia renovável pode tirar o mundo da crise climática, diz Guterres. 2022. Disponível em: <https://brasil.un.org/pt-br/182478-energia-renovavel-pode-tirar-o-mundo-da-crise-climatica-diz-guterres>. Acessado em 18 de Julho de 2023.
- 39 IEA. Countries and regions. 2022. Disponível em: <https://www.iea.org/countries>. Acessado em 18 de Julho de 2023.
- 40 BEN. Relatório síntese 2022 Ano base 2021. 2022. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoesdados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2022>. Acessado em 18 de Julho de 2023.
- 41 MAHDAVI, D. et al. Role of hydrocarbons and renewable energies in irans energy matrix focusing on bioenergy. 2022.

APÊNDICES

Tabela 1: Resultados preliminares teste da *Peltier* - Completo. Fonte: De autoria própria

Nº do experimento	Reservatório	Quantidade de <i>Peltier</i>	Alimentação			Variação de Temperatura	Tempo decorrido
			Bomba	Ventilador	<i>Peltier</i>		
1	Original	2	12V	5V	5, 5A	+2, 39°C	6 min e 30s
2	Original	2	12V	5V	6A	+3°C	18 min e 48s
3	Original	2	12V	12V*	6A	1, 72°C	9 min e 53s
4	Original	1	12V	12V*	5A	+2, 02°C	4 min e 12s
5	Original	1	12V	12V**	3A	-1, 21°C	20 min e 6s
6	Original	2	12V	12V**	2, 5A	-4, 23°C	56 min e 59s
7	Original	2	12V	12V**	5A	-0, 69°C	31 min e 10s
8	Original	2	5V	12V**	5, 5A	+2, 38°C	24 min e 29s
9	Original	2	5V	12V**	3A	-4, 38°C	34 min e 46s
10	Original	2	5V	12V**	3A	-4, 31°C	41 min e 32s
11	Original	2	5V	12V**	4A	0, 38°C	10 min
12	Original	1	5V	12V***	3, 5A	-0, 33°C	22 min e 0s
13	Original	1	5V	12V***	5A	+7, 28°C	10 min e 19s
14	Original	2	5V	12V***	4A	-5, 02°C	31 min e 11s
15	Original	2	5V	12V***	5A	+0, 93°C	13 min e 7s
16	Original	2	5V	12V***	3A	-1, 3°C	21 min e 40s
17	Original	2	5V	12V****	3A	-5, 58°C	30 min e 6s
18	Original	2	5V	12V****	4A	+0, 99°C	20 min
19	Original	2	5V	12V****	5A	+1, 16°C	8 min e 41s
20	Original	2	5V	12V****	6A	+1, 66°C	5 min e 1s
21	Lata de alumínio	2	12V	12V****	6A	+0, 75°C	11 min e 33s
22	Lata de alumínio	2	12V	12V****	3, 5A	-0, 75°C	11 min e 19s
23	Forma de pão	2	12V	12V****	-A	-2, 75°C	10 min e 22s
24	Forma de pão	2	12V	12V****	5A	+1, 75°C	22 min e 14s
25	Cuscuzeira	1	-V	12V****	Fonte 12V	0°C	8 min e 16s
26	Cuscuzeira	1	-V	12V****	2A	-3°C	9 min e 30s
27	Cuscuzeira	1	-V	12V****	4A	+3°C	2 min e 46s
28	Cuscuzeira	1	-V	12V****	2, 5A	+1, 75°C	10 min e 18s
29	Cuscuzeira	1	-V	12V****	2A	+8, 25°C	14 min e 13s
30	Cuscuzeira	1	-V	12V****	2A	-11, 5°C	40 min e 28s
31	Forma de pão	2	-V	12V****	3A	-2, 62°C	18 min e 38s
32	Forma de pão	2	-V	12V****	2A	+0, 12°C	7 min e 39s
33	Cuscuzeira	1	-V	12V****	3A	-5°C	42 min e 48s
34	Cuscuzeira	1	-V	12V****	3A	-7, 75°C	61 min e 29s
35	Cuscuzeira	1	-V	12V****	4A	+2°C	3 min e 22s
36	Cuscuzeira	1	-V	12V****	3A	-8°C	50 min e 10s
37	Cuscuzeira	1	-V	12V****	3A	-7, 75°C	41 min e 28s
38	Cuscuzeira	1	-V	12V****	3A	-6, 75°C	30 min e 3s
39	Cuscuzeira	1	-V	12V****	3A	-5, 75°C	20 min e 14s
40	Unidade de bedouro	1	5V	12V****	3A	-4°C	10 min e 5s

*Configuração 1 **Configuração 2 ***Configuração 3 ****Configuração 4

ROTINA PARA MODELAGEM DO CONDENSADOR

```
1 clc
2 clear variables
3 close all
4
5 %NUSSELT LAMINAR -> SALIMPOUR - HEAT TRANSFER COEFFICIENTS OF SHELL AND
6 %COILED TUBE HEAT EXCHANGERS
7
8 %NUSSELT TURBULENTO -> SALIMPOUR - HEAT TRANSFER COEFFICIENTS OF SHELL AND
9 %COILED TUBE HEAT EXCHANGERS
10
11 %EFETIVIDADE -> EFETIVIDADE NTU - TUBO CIRCULAR - ESCOAMENTO CONTRA CORRENTE
12
13 kelvin = 273.15;           %Valor para transformar de C para K
14
15 N = 100;                   %Discretização da Vazao
16 vazao_gas_h = linspace(0.01,1,N); %Vazao volumétrica do gas [m³/h]
17 vazao_h2o_h = linspace(0.01,1,N); %Vazao volumétrica da agua [m³/h]
18
19 T_in_gas_C = 300;          %Temperatura de entrada do gas [C]
20 T_in_h2o_C = 10;           %Temperatura de entrada da agua [C] "Limitada entre 0.01C
    e 50C pela tabela de propriedades da agua"
21 T_est_out_gas_C = 55;      %Temperatura estimada de saida do gas [C]
22 T_est_out_h2o_C = 25;      %Temperatura estimada de saida da agua [C]
23
24 N_espira = 30;             %Numero de espiras
25 D_cil_mm = 70;             %Diametro externo do trCador de calor [mm]
26 d_int_gas_mm = 10;         %Diametro interno da tubulação que passa o gas [mm]
27 R_c_mm = 30;               %Raio de curvatura da espira [mm]
28 e_espira_mm = 2;           %Espessura do vidro da espira [mm]
29 b_espira_mm = 16;          %Passo do espiral de passagem do gas [mm]
30
31 H_h2o_mm = b_espira_mm*N_espira + 2*D_cil_mm; %Altura da coluna de agua no
    trCador de calor [mm]
32 d_h2o_mm = D_cil_mm - 2*e_espira_mm;          %Diametro da tubulação de agua [mm]
    ]
33
34 k_espira = 0.80;           %Condutividade térmica do material da espira [W/m*K]
35
36 %% Tarefas de carregamento
37 %Pré-AlCação de memoria
38 vel_h2o = linspace(0,0,1);
39 Re_h2o = linspace(0,0,1);
40 Nu_h2o = linspace(0,0,1);
41 h_h2o = linspace(0,0,1);
42 R_conv_h2o = linspace(0,0,1);
43 vel_gas = linspace(0,0,1);
44 Re_gas = linspace(0,0,1);
45 De_gas = linspace(0,0,1);
46 Nu_gas = linspace(0,0,1);
```

```

47 h_gas = linspace(0,0,1);
48 R_conv_gas = linspace(0,0,1);
49 R_total = linspace(0,0,1);
50 UA = linspace(0,0,1);
51 m_dot_gas = linspace(0,0,1);
52 C_gas = linspace(0,0,1);
53 m_dot_h2o = linspace(0,0,1);
54 C_h2o = linspace(0,0,1);
55 C_min = linspace(0,0,1);
56 C_max = linspace(0,0,1);
57 efet = linspace(0,0,1);
58 Q_dot_max = linspace(0,0,1);
59 Q_dot = linspace(0,0,1);
60 T_real_out_gas = linspace(0,0,1);
61 T_real_out_h2o = linspace(0,0,1);
62 T_real_out_h2o_C = linspace(0,0,1);
63 T_real_out_gas_C = linspace(0,0,1);
64 Q_dot_peltier = linspace(0,0,1);
65 NTU = linspace(0,0,1);
66 C = linspace(0,0,1);
67
68 %Tabela de propriedades da agua
69 T_C = [0.01 5 10 15 20 25 30 35 40 45 50 55 60 65 70 75 80 85 90 95 100];
                                           %Temperatura do gas [
                                           C]
70 rho = [999.8 999.9 999.7 999.1 998 997 996 994 992.1 990.1 988.1 985.2 983.3 980.4
          977.5 974.7 971.8 968.1 965.3 961.2 957.9]; %Massa especifica do gas [kg/
          m³]
71 cp = [4217 4205 4194 4185 4182 4180 4178 4178 4179 4180 4181 4183 4185 4187 4190
          4193 4197 4201 4206 4212 4217]; %Calor especifico [J/Kg*K]
72 k = [0.561 0.571 0.58 0.589 0.598 0.607 0.615 0.623 0.631 0.637 0.644 0.649 0.654
          0.659 0.663 0.667 0.670 0.673 0.675 0.677 0.679]; %Condutividade térmica [W/m*K
          ]
73 mu = [1.792e-3 1.519e-3 1.307e-3 1.138e-3 1.002e-3 0.891e-3 0.798e-3 0.72e-3 0.653
          e-3 0.596e-3 0.547e-3 0.504e-3 0.467e-3 0.433e-3 0.404e-3 0.378e-3 0.355e-3
          0.333e-3 0.315e-3 0.297e-3 0.282e-3]; %Viscosidade dinamica [kg/m*s]
74
75 %Tabela de propriedades do gas (Tratado como Vapor de agua)
76 T_C_ref = [50 100 150 200 300 400 500]; %
          Temperatura do gas [C]
77 rho_ref = [0.6794 0.5884 0.5189 0.464 0.3831 0.3262 0.284]; %Massa
          especifica do gas [kg/m³]
78 cp_ref = [1874 1887 1908 1935 1997 2066 2137]; %Calor
          especifico [J/Kg*K]
79 k_ref = [0.02032 0.02429 0.02861 0.03326 0.04345 0.05467 0.06677]; %
          Condutividade térmica [W/m*K]
80 mu_ref = [1.078e-5 1.265e-5 1.456e-5 1.65e-5 2.045e-5 2.446e-5 2.847e-5]; %
          Viscosidade dinamica [kg/m*s]
81
82 %Transformando em unidades do SI
83
84 vazao_gas = vazao_gas_h/3600; %Vazao volumétrica do gas [m³/s]

```



```

85 vazao_h2o = vazao_h2o_h/3600;           %Vazao volumétrica da água [m³/s]
86
87 T_in_gas = T_in_gas_C + kelvin;         %Temperatura de entrada do gás [K]
88 T_in_h2o = T_in_h2o_C + kelvin;        %Temperatura de entrada da água [K]
89 T_est_out_gas = T_est_out_gas_C + kelvin; %Temperatura de saída do gás [K]
90 T_est_out_h2o = T_est_out_h2o_C + kelvin; %Temperatura de saída da água [K]
91
92 D_cil = D_cil_mm/1000;                  %Diâmetro externo do trocador de calor [m]
93 d_int_gas = d_int_gas_mm/1000;         %Diâmetro interna tubulação que passa o
    gas [m]
94 R_c = R_c_mm/1000;                      %Raio de curvatura da espira [m]
95 e_espira = e_espira_mm/1000;          %Espessura do vidro da espira [m]
96 b_espira = b_espira_mm/1000;          %Passo do espiral de passagem do gás [m]
97
98 %% CaCULOS INICIAIS
99 %Dimensões físicas
100 d_ext_gas = d_int_gas + e_espira;      %Diâmetro externo da espira [m]
101 A_t_gas = pi*d_int_gas^2/4;            %área transversal da passagem do gás [
    m²]
102 A_t_cil = pi*D_cil^2/4;                %área transversal do trocador de calor
    [m²]
103 A_t_espira = pi*(d_ext_gas - d_int_gas)^2/4; %área transversal que o espiral ocupa [
    m²]
104 A_t_h2o = A_t_cil - A_t_espira;        %área transversal da passagem da água
    [m²]
105
106 d_med_espira = (d_int_gas + d_ext_gas)/2; %Diâmetro médio do enrolamento
    da espira [m]
107 p_espira = pi*d_med_espira;           %Perímetro da espira [m]
108 L_espira = sqrt(b_espira^2 + p_espira^2)*N_espira; %Comprimento tubulação do gás
    [m]
109 A_sup = pi*d_ext_gas*L_espira;        %área superficial de troca de
    calor [m²]
110
111 gamma = b_espira / (2*pi*R_c);         %Passo Adimensional
112 D_h_h2o = (D_cil^2 - 2*pi*R_c*(d_ext_gas^2)*(gamma^(-1)))/(D_cil + 2*pi*R_c*
    d_ext_gas*(gamma^(-1))); %Diâmetro hidráulico para escoamento externo (m)
113
114 %Propriedades da água
115 T_med_h2o_C = (T_in_h2o_C + T_est_out_h2o_C)/2; %Temperatura média da água [C]
116 T_med_h2o = (T_in_h2o + T_est_out_h2o)/2; %Temperatura média da água [K]
117 rho_h2o = interp1(T_C, rho, T_med_h2o_C, 'linear'); %Massa específica da água [kg/
    m³]
118 mu_h2o = interp1(T_C, mu, T_med_h2o_C, 'linear'); %Viscosidade dinâmica da água
    [kg/m*s]
119 k_h2o = interp1(T_C, k, T_med_h2o_C, 'linear'); %Condutividade térmica da água
    [W/m*K]
120 cp_h2o = interp1(T_C, cp, T_med_h2o_C, 'linear'); %Calor específico da água [J/
    kg*K]
121 nu_h2o = mu_h2o/rho_h2o;              %Viscosidade cinemática da
    água [m²/s]
122 alpha_h2o = k_h2o/(cp_h2o * rho_h2o); %Difusividade térmica da água

```

```

    [mš/s]
123
124 %Propriedade do gas
125 T_med_gas_C = (T_in_gas_C + T_est_out_gas_C)/2;           %Temperatura média do gas
    [C]
126 rho_gas = interp1(T_C_ref,rho_ref,T_med_gas_C,'linear');%Massa especifica do gas [
    kg/mš]
127 mu_gas = interp1(T_C_ref,mu_ref,T_med_gas_C,'linear'); %Viscosidade dinamica do
    gas [kg/m*s]
128 k_gas = interp1(T_C_ref,k_ref,T_med_gas_C,'linear'); %Condutividade térmica do
    gas [W/m*K]
129 cp_gas = interp1(T_C_ref,cp_ref,T_med_gas_C,'linear'); %Calor especifico do gas [
    J/kg*K]
130 nu_gas = mu_gas/rho_gas;                                %Viscosidade cinematica do
    gas [mš/s]
131 alpha_gas = k_gas/(cp_gas * rho_gas);                   %Difusividade térmica do
    gas [mš/s]
132
133 %% CaLCULO DAS RESISTeNCIAS TéRMICAS
134 %RESISTeNCIA a CONVECçAO INTERNA NA aGUA
135 for j = 1:length(vazao_h2o_h)
136     vel_h2o(j) = vazao_h2o(j)/A_t_h2o;                   %VelCidade da agua [m/
    s]
137     Re_h2o(j) = D_h_h2o * vel_h2o(j) * rho_h2o / mu_h2o; %Numero de Reynolds
138     Pr_h2o = nu_h2o / alpha_h2o;                          %Numero de Prandlt
139
140     Nu_h2o(j) = 19.64 * Re_h2o(j)^(0.513) * Pr_h2o^(0.129) * gamma^(0.938); %
    Numero de Nusselt
141     h_h2o(j) = Nu_h2o(j)*k_h2o/D_h_h2o;                  %Coeficiente de transferencia de calor
    por convecçao [W/mš*K]
142
143     R_conv_h2o(j) = 1/(h_h2o(j)*A_sup);                   %Resistencia convectiva na tubulaçao [
    K/W]
144 end
145
146 %RESISTeNCIA a CONDUCçAO DE CALOR DO VIDRO
147 R_cond = log(d_ext_gas/d_int_gas)/(2*pi*k_espira*L_espira); %Resistencia condutiva
    do reator [K/W]
148
149 %RESISTeNCIA a CONVECçAO INTERNA NO GaS
150 for i = 1:length(vazao_gas_h)
151     vel_gas(i) = vazao_gas(i)/A_t_gas;                   %VeloCidade do gas [m/
    s]
152     Re_gas(i) = d_int_gas * vel_gas(i) * rho_gas / mu_gas; %Numero de Reynolds
153     De_gas(i) = Re_gas(i) * (d_int_gas/(2*R_c))^(0.5); %Numero de Dean
154     Pr_gas = nu_gas / alpha_gas;                          %Numero de Prandlt
155
156     Nu_gas(i) = 0.152 * (De_gas(i))^(0.431) * Pr_gas^(1.06) * gamma^(-0.277); %
    Numero de Nusselt
157     h_gas(i) = Nu_gas(i)*k_gas/d_int_gas;                 %Coeficiente de transferencia de calor
    por convecçao [W/mš*K]
158

```

```

159     R_conv_gas(i) = 1/(h_gas(i)*A_sup);      %Resistencia convectiva na tubulacao [
        K/W]
160 end
161
162 for i = 1:length(vazao_gas_h)
163     for j = 1:length(vazao_h2o_h)
164         %RESISTENCIA TOTAL
165         R_total(i,j) = R_conv_h2o(j) + R_cond + R_conv_gas(i); %Resistencia
            térmida global [K/W]
166         UA(i,j) = 1/R_total(i,j); %Coeficiente de trCa de calor vezes a area de
            trCa de calor [W/K]
167     end
168 end
169 w = 1000;
170
171 %% MÉTODO DE EFETIVIDADE NTU
172 for i = 1:length(vazao_gas_h)
173     m_dot_gas(i) = vazao_gas(i) * rho_gas; %Vazao massica do gas [kg/s]
174     C_gas(i) = m_dot_gas(i) * cp_gas; %Taxa de capacidade de calor do gas[J/
        K*s]
175 end
176
177 for j = 1:length(vazao_h2o_h)
178     m_dot_h2o(j) = vazao_h2o(j) * rho_h2o; %Vazao massica da agua [kg/s]
179     C_h2o(j) = m_dot_h2o(j) * cp_h2o; %Taxa de capacidade de calor da agua[J
        /K*s]
180 end
181
182 %Calculo da Temperatura de saida real
183
184 for i = 1:length(vazao_gas_h)
185     for j = 1:length(vazao_h2o_h)
186
187         if C_h2o(j)>C_gas(i)
188             C_min(i) = C_gas(i); %Taxa de capacidade de calor minima [J
                /K*s]
189             C_max(j) = C_h2o(j); %Taxa de capacidade de calor maxima [J
                /K*s]
190             NTU(i,j) = UA(i,j)/C_min(i); %Numero adimensional NTU
191             C(i,j) = C_min(i)/C_max(j); %Razao entre as taxas de capacidade de
                calor
192             efet(i,j) = (1 - exp(-(NTU(i,j) * (1 - C(i,j)))))/(1 - (C(i,j)*(exp(-
                NTU(i,j)*(1-C(i,j)))))); %Efetividade
193             Q_dot_max(i) = C_min(i) * (T_in_gas - T_in_h2o); %Taxa de
                transferencia de calor MaXIMA [W]
194             Q_dot(i,j) = Q_dot_max(i)*efet(i,j); %Taxa de
                transferencia de calor REAL [W]
195         else
196             C_min(j) = C_h2o(j); %Taxa de capacidade de calor minima [J
                /K*s]
197             C_max(i) = C_gas(i); %Taxa de capacidade de calor maxima [J
                /K*s]

```

```

198     NTU(i,j) = UA(i,j)/C_min(j);      %Numero adimensional NTU
199     C(i,j) = C_min(j)/C_max(i);      %Razao entre as taxas de capacidade de
      calor
200     efet(i,j) = (1 - exp(-(NTU(i,j)) * (1 - C(i,j))))/(1 - (C(i,j)*(exp(-
      NTU(i,j)*(1-C(i,j))))));      %Efetividade
201     Q_dot_max(j) = C_min(j) * (T_in_gas - T_in_h2o);      %Taxa de
      transferencia de calor MaXIMA [W]
202     Q_dot(i,j) = Q_dot_max(j)*efet(i,j);      %Taxa de
      transferencia de calor REAL [W]
203     end
204
205
206     T_real_out_gas(N+1-i,j) = T_in_gas - Q_dot(i,j) / (m_dot_gas(i) * cp_gas);
      %Temperatura de saida do gas [K]
207     T_real_out_h2o(N+1-i,N+1-j) = T_in_h2o + Q_dot(i,j)/(m_dot_h2o(j) * cp_h2o
      );      %Temperatura de saida da agua [K]
208     T_real_out_gas_C(N+1-i,j) = T_real_out_gas(N+1-i,j) - kelvin;
      %Temperatura de saida do gas [C]
209     T_real_out_h2o_C(N+1-i,N+1-j) = T_real_out_h2o(N+1-i,N+1-j) - kelvin;
      %Temperatura de saida da agua [C]
210
211     end
212 end
213
214 %% Plotando o grafico
215
216 figure
217 subplot(1,2,1)
218 surf(vazao_gas_h,vazao_h2o_h,T_real_out_gas_C)
219 hold on
220 colorbar
221 colormap(jet)
222 shading interp
223 view(2)
224 title('Temperatura de saida do gas (C)')
225 xlabel('Vazao do gas (m³/h)')
226 set(gca,'Xlim',[0.01 0.1],'Ylim',[0.01 0.1])
227 xticks(0.01:0.03:0.1)
228 ylabel('Vazao da agua (m³/h)')
229 yticks(0.01:0.01:0.1)
230 colorbar('Ticks',[44 45 46 47 48 49 50 51 52 53])
231 caxis([44,53])
232 hold off
233
234 subplot(1,2,2)
235 surf(vazao_gas_h,vazao_h2o_h,T_real_out_h2o_C)
236 hold on
237 colormap(jet)
238 shading interp
239 view(2)
240 title('Temperatura de saida da agua (C)')
241 xlabel('Vazao do gas (m³/h)')

```

```
242 set(gca, 'Xlim', [0.01 0.1], 'Ylim', [0.01 0.1])
243 xticks(0.01:0.03:0.1)
244 ylabel('Vazao da agua (m³/h)')
245 yticks(0.01:0.01:0.1)
246 colorbar('Ticks', [10 10.2 10.4 10.6 10.8 11 11.2 11.4 11.6 11.8 12 12.2 12.4
    12.6])
247 caxis([10 11])
248 hold off
```