



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CAMPUS ARARANGUÁ  
DEPARTAMENTO DE ENERGIA E SUSTENTABILIDADE  
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE ENERGIA

Vinícius Hahn Jacinto

**Levantamento do estado da arte de tecnologias de recuperação energética de gases de exaustão e um estudo de caso de uma caldeira a biomassa**

Araranguá

2024

Vinícius Hahn Jacinto

**Levantamento do estado da arte de tecnologias de recuperação energética de gases de exaustão e um estudo de caso de uma caldeira a biomassa**

Trabalho de Conclusão de Curso submetido ao curso de Engenharia de Energia do Centro Ciências, Tecnologia e Saúde da Universidade Federal de Santa Catarina como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro de Energia.

Orientador: Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr.

Araranguá

2024

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Jacinto, Vinícius Hahn

Levantamento do estado da arte de tecnologias de  
recuperação energética de gases de exaustão e um estudo de  
caso de uma caldeira a biomassa / Vinícius Hahn Jacinto ;  
orientador, Fernando Henrique Milanese, 2025.

64 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -  
Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Araranguá,  
Graduação em Engenharia de Energia, Araranguá, 2025.

Inclui referências.

1. Engenharia de Energia. 2. recuperação energética. 3.  
gases de exaustão quentes. 4. caldeiras. I. Milanese,  
Fernando Henrique. II. Universidade Federal de Santa  
Catarina. Graduação em Engenharia de Energia. III. Título.

Vinícius Hahn Jacinto

**Levantamento do estado da arte de tecnologias de recuperação energética de gases de exaustão e um estudo de caso de uma caldeira a biomassa**

O presente Trabalho de Conclusão de Curso, do Curso de Engenharia de Energia, foi avaliado e aprovado pela banca examinadora composta pelos seguintes membros:

Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Profa. Elaine Virmond, Dra.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Thiago Dutra, Dr.  
Universidade Federal de Santa Catarina

Local <https://us05web.zoom.us/j/85145879986?pwd=NZwl48vDfIL6sR39PdrarhjfavCpYt.1>,  
29 de novembro de 2024.

Certificamos que essa é a versão original e final do trabalho que foi julgado adequado para obtenção do título de Engenheiro/a de Energia.

Profa. Carla De Abreu D'aquino, Dra.  
Coordenadora do Curso

Prof. Fernando Henrique Milanese, Dr.  
Orientador

Vinícius Hahn Jacinto  
Autor

Araranguá, 29 de novembro de 2024.

## RESUMO

A necessidade de processos mais eficientes é um dos aspectos mais importantes para a economia de custos e conservação ambiental. Para atingir estes objetivos, o setor industrial é um dos principais alvos, tendo em vista que é responsável por cerca de um terço da energia consumida mundialmente. De toda a energia utilizada na indústria, metade é perdida durante o processo. Para serem obtidos processos mais eficientes e rentáveis, é necessário reaproveitar a energia que se perde na indústria. Uma das principais fontes do desperdício de energia se encontra nos gases de exaustão quentes, provenientes de processos de combustão. O objetivo do presente estudo foi fazer o levantamento do estado da arte das tecnologias de recuperação energética desses gases e realizar um estudo de caso sobre o impacto dessa recuperação em uma caldeira comercial que gera vapor em um ciclo Rankine a vapor para uma usina termoelétrica. O levantamento foi realizado por meio de revisão bibliográfica e documental. O estudo de caso foi realizado com auxílio da empresa fabricante da caldeira. Identificou-se treze tecnologias com estudos na literatura sobre a recuperação energética de gases quentes. Concluiu-se que o ciclo Rankine orgânico é a tecnologia mais adequada para a recuperação energética de gases de exaustão quentes, devido à sua maturidade tecnológica. A usina termoelétrica estudada opera com uma eficiência de 19,14%, gerando 1880,7 kW de calor residual em seus gases de exaustão. Foi estimado que ciclo Rankine orgânico proposto é capaz de gerar 368,4 kW de potência elétrica, aumentando a eficiência do ciclo Rankine a vapor em 1,35%. Com o estudo de caso comprovou-se o potencial da recuperação energética como alternativa para melhorar a eficiência de um ciclo Rankine a vapor.

**Palavras-chave:** recuperação energética; gases de exaustão quentes; caldeiras.

## ABSTRACT

The need for more efficient processes is one of the most important aspects for cost savings and environmental conservation. To achieve these goals, the industry is one of the main targets, since it is responsible for approximately one third of the energy consumed worldwide. Of all the energy used in industry, half is lost during the process. In order to obtain more efficient and profitable processes, it is necessary to reuse the energy that is lost in the industry. One of the main sources of energy waste is found in hot exhaust gases, originated from combustion processes. The objective of this study was to make a survey on the state-of-the-art of exhaust gas energy recovery technologies, and to conduct a case study on the impact of this recovery on a commercial boiler. The survey was carried out through a bibliographic and documentary review. The case study was carried out with the help of the boiler manufacturer. Twelve technologies with studies in the literature on flue gas energy recovery were identified. It was concluded that the organic Rankine cycle is the most suitable technology for energy recovery from hot exhaust gases, due to its technological maturity. The studied thermoelectric plant operates with an efficiency of 19.14%, generating 1880.7 kW of waste heat in its exhaust gases. It was estimated that the proposed organic Rankine cycle is capable of generating 368.4 kW of electrical power, increasing the efficiency of the steam Rankine cycle by 1.35%. The case study demonstrated the potential of energy recovery as an alternative to improve a steam Rankine cycle efficiency.

**Keywords:** energy recovery; hot exhaust gases; industrial boilers.

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>9</b>
<b>2</b>	<b>OBJETIVOS</b> .....	<b>11</b>
2.1	OBJETIVO GERAL.....	11
2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	11
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	<b>12</b>
3.1	REVISÃO DA LITERATURA.....	12
3.2	ESTUDO DE CASO.....	12
3.3	DADOS FORNECIDOS PELA FABRICANTE DA CALDEIRA.....	14
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	<b>18</b>
4.1	PANORAMA GERAL.....	18
4.2	TECNOLOGIAS DE RECUPERAÇÃO ENERGÉTICA.....	22
<b>4.2.1</b>	<b>Ciclos de Recuperação energética</b> .....	<b>22</b>
4.2.1.1	<i>Ciclo flash trilateral</i> .....	22
4.2.1.2	<i>Ciclo Rankine Orgânico</i> .....	24
4.2.1.3	<i>Ciclo Kalina</i> .....	27
4.2.1.4	<i>Bombas de calor por compressão, absorção e adsorção</i> .....	29
4.2.1.5	<i>Motor Stirling</i> .....	32
<b>4.2.2</b>	<b>Trocadores de calor</b> .....	<b>33</b>
4.2.2.1	<i>Trocadores de calor casco e tubo</i> .....	33
4.2.2.2	<i>Trocadores de calor de placas</i> .....	34
4.2.2.3	<i>Tubos de calor</i> .....	37
<b>4.2.3</b>	<b>Outras tecnologias</b> .....	<b>38</b>
4.2.3.1	<i>Gerador termoelétrico</i> .....	38
4.2.3.2	<i>Armazenamento de energia térmica</i> .....	40
4.2.3.3	<i>Ciclos termoacústicos</i> .....	41
4.3	PERFIL DAS TECNOLOGIAS DE RECUPERAÇÃO ENERGÉTICA .....	43
4.4	ESTUDO DE CASO.....	48
<b>4.4.1</b>	<b>CARACTERIZAÇÃO dos gases de escape DA caldeira</b> .....	<b>48</b>
<b>4.4.2</b>	<b>Calor residual disponível nos gases de escape da caldeira</b> .....	<b>49</b>
<b>4.4.3</b>	<b>Impacto na eficiência do ciclo Rankine a vapor</b> .....	<b>50</b>
4.5	NECESSIDADES NO DESENVOLVIMENTO DAS TECNOLOGIAS .....	51
<b>4.5.1</b>	<b>Necessidades gerais</b> .....	<b>51</b>

4.5.2	Necessidades específicas.....	52
5	CONCLUSÃO.....	55
	REFERÊNCIAS.....	57



## 1 INTRODUÇÃO

Economia de custos, conservação de combustíveis fósseis, disponibilidade limitada de espaço na matriz energética para os recursos renováveis, legislações restritivas e considerações quanto à própria imagem perante o cenário climático mundial são as forças que impulsionam o desenvolvimento de processos mais eficientes. A importância da eficiência energética é óbvia, uma vez que não só tem sido um tema importante em pesquisas sobre energia, mas também é enfatizada por fatores econômicos e políticos (BENDIG et al., 2015).

Cerca de um terço da energia consumida globalmente é associada com o setor industrial, com previsões de crescimento em torno de 34% até o ano de 2035 (ONONOGBO et al., 2023). De toda energia utilizada na indústria, cerca de 50% é perdida durante o processo, dentre esses, em torno de 25% pode ser classificado como calor residual (FORMAN et al., 2016). A liberação direta de gases de combustão provenientes de processos industriais no meio ambiente não somente resulta em perdas energéticas, mas também contribui para danos ambientais.

Na perspectiva de melhorar a eficiência energética de processos térmicos industriais, é possível recuperar a energia perdida em calor residual por meio de diversas tecnologias de recuperação energética. A principal faixa de temperatura no contexto da recuperação energética é a classificada como média temperatura (100-400°C) (BRUCKNER et al., 2015), responsável por 63% do potencial teórico de recuperação energética de calor residual. (FIRTH et al., 2019).

Nesse contexto, observa-se o potencial para a recuperação energética de gases de exaustão quentes, disponíveis na faixa de temperatura média. Apesar de possuir um grande potencial, a faixa média de temperatura apresenta obstáculos para o aproveitamento do calor residual, principalmente devido às dificuldades de implementação de sistemas adequados em temperaturas mais baixas (<200°C).

Diante desse cenário, há a necessidade de entender as principais características de cada tecnologia com disponibilidade para atuar na faixa de temperatura mencionada. Com isso, a proposta científica do trabalho foi apresentar, na forma de um levantamento do estado da arte, as tecnologias viáveis para aplicações reais e também as que apresentam potencial, mas que necessitam de maior desenvolvimento. Para demonstrar o potencial da recuperação energética, foi realizado um estudo de caso nos gases de exaustão da chaminé de uma caldeira que

utiliza biomassa como combustível. A caldeira estudada foi fabricada pela empresa brasileira ICAVI, que se destaca mundialmente no desenvolvimento e fabricação de caldeiras que utilizam biomassa como combustível, entregando mais de 700 projetos na América do Sul, Central, do Norte e Europa. A empresa colaborou para a elaboração do presente trabalho fornecendo informações sobre a caldeira em estudo.

A partir desse panorama os objetivos do presente trabalho são apresentados a seguir.

## 2 OBJETIVOS

### 2.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo geral deste trabalho é apresentar o estado-da-arte de tecnologias de recuperação energética de gases de exaustão quentes, identificar suas principais características, efeitos e lacunas que ainda necessitam de investigação e desenvolvimento, bem como aplicar esse conhecimento num estudo de caso típico.

### 2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Descrever as necessidades da recuperação energética em sistemas de geração de energia térmica;
- Descrever as tecnologias de recuperação energética de gases de exaustão quentes;
- Analisar as vantagens e desvantagens de cada tecnologia;
- Realizar um estudo de caso sobre o impacto da recuperação energética dos gases de exaustão da chaminé de uma típica caldeira a biomassa;
- Identificar tecnologias que ainda necessitam de estudos mais aprofundados.

### 3 METODOLOGIA

O método de desenvolvimento para atingir os objetivos do presente trabalho seguiu os seguintes passos: revisão da literatura, consulta a colaboradores de uma empresa fabricante de caldeiras, identificação das vantagens e desvantagens de cada tecnologia, realização de um estudo de caso, aplicação de um software gratuito de combustão, e identificação dos aspectos das tecnologias que necessitam maior desenvolvimento na bibliografia.

#### 3.1 REVISÃO DA LITERATURA

A revisão da literatura foi realizada consultando artigos científicos, capítulos de livros, dissertações, teses e documentos públicos. Para a elaboração da revisão bibliográfica foram consultadas as bases de dados Google Acadêmico, *Science Direct*, entre outras. A partir da revisão da literatura foram identificadas as vantagens e desvantagens de cada tecnologia, sendo essas dispostas em uma tabela, para melhor visualização e fácil distinção entre seus pontos fortes e fracos. Também a partir dessa revisão foram identificados os pontos de cada tecnologia que ainda necessitam de desenvolvimento.

#### 3.2 ESTUDO DE CASO

O estudo de caso presente neste trabalho foi realizado a partir das informações disponibilizadas pela empresa fabricante da caldeira. As demais informações necessárias para o estudo foram obtidas utilizando o software gratuito de simulação de combustão VULCANO.

As características dos gases de escape da chaminé utilizados nas análises realizadas no estudo de caso tiveram como base a caldeira modelo ICF3045 da fabricante de caldeiras ICAVI, que utiliza como combustível cavaco de madeira, especificamente eucalipto. A empresa possui sede em Pouso Redondo, no estado de Santa Catarina, atuando no desenvolvimento de soluções em energia térmica utilizando biomassa como combustível. A empresa forneceu dois fluxogramas teóricos, com os dados de potência, temperatura e vazão do vapor e dos gases de exaustão da caldeira, para a elaboração do trabalho. Os fluxogramas apresentam a

energia gerada pelo ciclo Rankine a vapor e a energia de consumo interno do ciclo, calculadas por meio de balanço termodinâmico.

Os dados remanescentes necessários para as análises, foram obtidos utilizando o software gratuito de simulação de combustão VULCANO. O software disponibiliza um banco de dados de combustíveis, que conta com os valores de poder calorífico, composição química e calor específico. O software é capaz de calcular a composição dos gases quentes e de escape e suas propriedades, como massa molecular, densidade, calor específico e temperatura de orvalho da água. Os cálculos são feitos com base nos dados de entrada do pré aquecimento do oxidante, temperatura, porcentagem de cinzas e umidade do combustível, fração de excesso de ar, recirculação, ar falso e demais propriedades de processos adicionais pelos quais os gases podem passar.

O software calcula o calor específico médio dos gases de escape a partir da temperatura adiabática de chama, utilizando a equação (1):

$$Cp \text{ médio} = \sum \frac{m_{gás}}{m_{mistura}} Cp_{gás} \quad (1)$$

Onde:  $m_{gás}$  é a fração mássica de cada gás presente na mistura,  $m_{mistura}$  é a massa total da mistura de gases e  $Cp_{gás}$  é o calor específico de cada gás presente na mistura, avaliado na temperatura adiabática de chama.

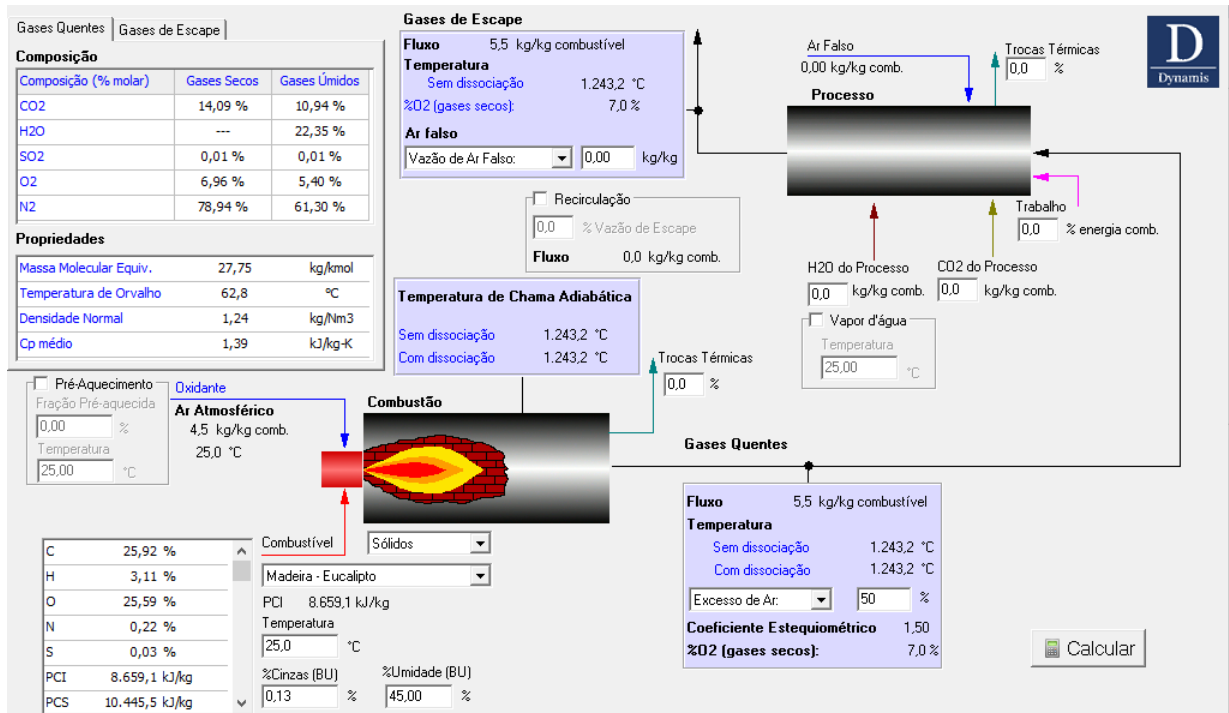
A temperatura do ponto de orvalho da água é igual a temperatura de saturação na pressão de vapor. O software então obtém a pressão de vapor da água a partir da equação (2):

$$P_v = \frac{N_v}{N_{tot}} P_{tot} \quad (2)$$

Onde:  $N_v$  é o número de mols da água,  $N_{tot}$  é o número de mols total da mistura e  $P_{tot}$  é a pressão da mistura de gases.

A interface do software pode ser vista na figura 1.

Figura 1 – Software de simulação de combustão VULCANO



Fonte: Dynamis.

### 3.3 DADOS FORNECIDOS PELA FABRICANTE DA CALDEIRA

As seguintes informações foram obtidas da ICAVI sobre a caldeira em análise, ICF3045, utilizada em um ciclo Rankine a vapor para a geração de energia elétrica:

- Temperatura dos gases de escape da chaminé de 160°C;
- Vazão dos gases de escape da chaminé de 61,3 t/h;
- Capacidade de geração de 6MW elétricos no gerador;
- Consumo elétrico total do ciclo 800,9 kw, com cada carga descrita na tabela 1, utilizando fator de redução de consumo de 80%;

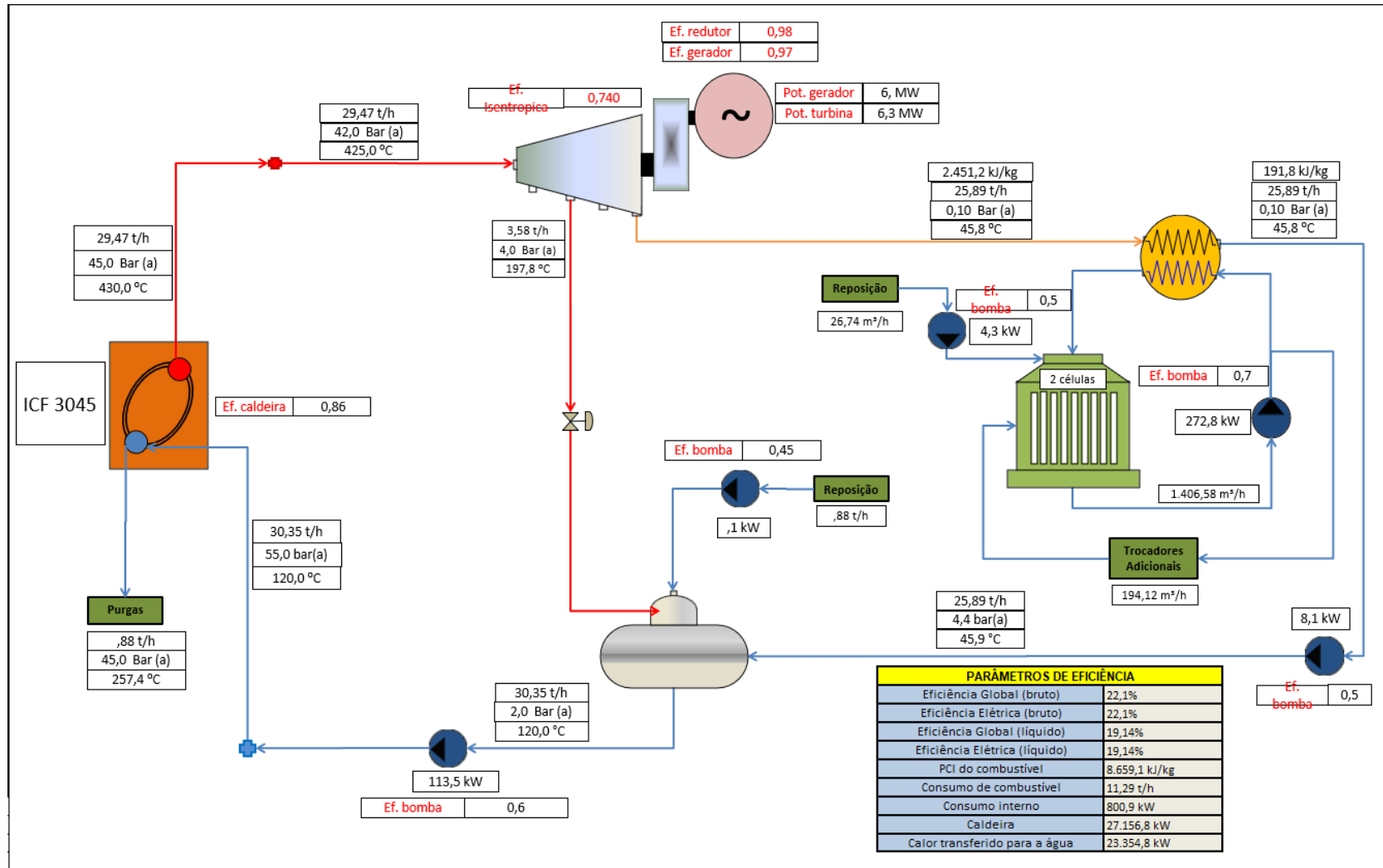
Tabela 1 – Consumo elétrico do ciclo Rankine a vapor

DESCRIÇÃO	POTÊNCIA CONSUMIDA
Exaustor de tiragem	232,8 kW
Ventilador de ar primário	37,7 kW
Ventilador de ar secundário	31,8 kW
Bomba de alimentação	113,5 kW
Bomba de retorno de condensado da turbina	8,1 kW
Bomba de circulação da torre de resfriamento	272,8 kW
Bomba de make-up da caldeira	0,1 kW
Bomba de make-up da torre de resfriamento	4,3 kW
Ventiladores do condensador da turbina	100 kW
Outros	200 kW
<b>TOTAL</b>	<b>800,9 kW</b>

Fonte: ICAVI.

A seguir são apresentados dois fluxogramas, o primeiro do ciclo Rankine a vapor e o segundo dos gases de escape da caldeira. O primeiro fluxograma (figura 2) apresenta os parâmetros das linhas de vapor do sistema, em conjunto com a potência gerada e o consumo das bombas. Para serem gerados 6 MW elétricos no gerador é necessário um consumo de combustível de 11,29 t/h e uma potência térmica na caldeira de 27,15 MW. Com os 6 MW elétricos gerados, 800,9 kW consumidos, juntamente com a potência térmica da caldeira, calcula-se uma eficiência do ciclo de 19,14%. O segundo fluxograma (figura 3) apresenta a vazão e a temperatura dos gases de combustão, e também o consumo dos ventiladores e exaustor do sistema.

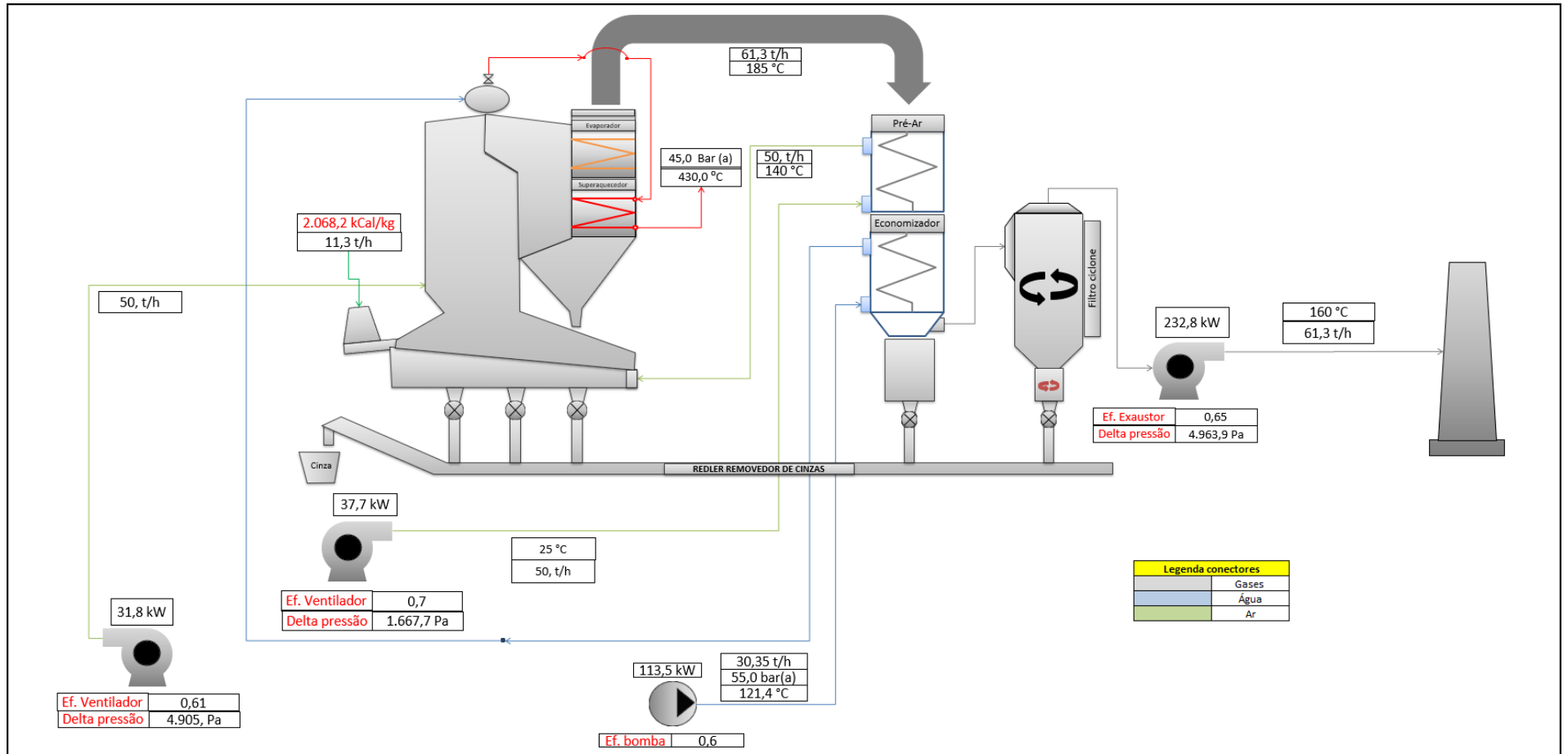
Figura 2 – Fluxograma do Ciclo Rankine a vapor



Fonte: ICAVI



Figura 3 – Fluxograma dos gases de escape da caldeira



Fonte: ICAVI

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 PANORAMA GERAL

Calor residual industrial é o calor perdido em indústrias por diversos meios, tais como, a descarga de gases de combustão para a atmosfera por chaminés, descarga de água quente residual e a transferência de calor por superfícies quentes (CHAVAN et al., 2014). A definição de calor residual pode ser ainda mais detalhada, discriminando entre calor residual que pode ser evitado, porque vem de processos não otimizados e ainda pode ser utilizado, e calor residual que é inevitável, pois vem de processos já otimizados. Essa distinção é importante no momento de decidir sobre um investimento para a integração de um sistema de recuperação de calor, pois o calor residual evitável não deve ser utilizado em uma aplicação secundária, no sentido de não serem bloqueados investimentos em eficiência energética (BENDIG, 2013).

Dos estimados 475 EJ de energia primária consumida em um ano mundialmente, cerca de 50% são perdidos. Desse calor perdido aproximadamente 63% do total está em baixas temperaturas ( $<100^{\circ}\text{C}$ ). (FORMAN et al., 2016). No setor de geração de energia, somente cerca de 20 a 40% do combustível introduzido em um sistema é convertido em energia, enquanto que 60 a 70% do calor proveniente do combustível é perdido (BOEHM et al., 2015).

Ainda quanto ao percentual das perdas de calor em processos industriais Forman et al. (2016) afirmam que 30% da energia total consumida constitui energia não utilizada na forma de fluxos residuais, líquidos ou gasosos, e 21% constituem outras perdas, somente 49% da energia de entrada representa o serviço energético real. Segundo Bianchi et al. (2019) seu estudo obteve dados similares: 29% da energia de entrada foi perdida através de fluxos residuais líquidos ou gasosos, 20% foram perdidos de outras formas, e 51% foram contabilizado para serviço energético real. De maneira similar, Agathokleus et al. (2019) estimou que o calor residual representa 23% do montante total de energia de entrada, com outras perdas constituindo 30% e os 47% restantes são atribuídos a energia real de serviço.

Uma das soluções para este problema seria a recuperação de calor residual, que é um conjunto de tecnologias que converte o calor residual das mais diversas fontes de calor, em uma energia que pode ser novamente utilizada, seja ela em forma de energia térmica ou elétrica (BOEHM et al., 2015). Entre as opções para a

recuperação de calor estaria reciclar o calor dos gases de exaustão. Isto reduz as emissões de gases do efeito estufa, bem como o consumo de combustíveis, tendo efeitos positivos no meio ambiente (KHODAMI et al., 2016).

O calor residual pode ser rejeitado em todas as faixas de temperatura, sendo principalmente classificado em graus de alta, média e baixa temperatura. A recuperação de calor residual de alta temperatura consiste em recuperar calor em temperaturas maiores que 400°C, a faixa média de temperatura é entre 100 a 400°C, e a faixa de baixa temperatura ocorre para temperaturas menores que 100°C. (BRUCKNER et al., 2015).

Quanto maior a temperatura da fonte de calor, maior sua qualidade e, conseqüentemente, mais fácil a otimização do processo de recuperação energética. Portanto é de extrema importância encontrar a quantidade máxima do calor residual de maior potencial, e garantir que o sistema de recuperação de calor opere sob máxima eficiência (JOUHARA et al., 2018). E quanto mais baixa a temperatura do fluxo de um fluido, seja ele líquido ou gasoso, geralmente é fato que a dificuldade de implementação do devido sistema de recuperação de calor é maior (TUREK et al., 2024).

O calor residual disponível pode ser calculado a partir da seguinte equação:

$$Q = V * \rho * C_p * \Delta T \quad (3)$$

onde Q é a taxa de transferência de calor residual disponível (W), V é a vazão volumétrica da substância (m<sup>3</sup>/s),  $\rho$  é a densidade do fluido (kg/m<sup>3</sup>),  $C_p$  é o calor específico da substância (J/kg\*K) e  $\Delta T$  é o decréscimo de temperatura sofrido pelo escoamento (K), entre a alta temperatura na entrada do recuperador e a temperatura ambiente (JOUHARA et al., 2018).

Fontes de calor podem ser provenientes de dois tipos de processos diferentes no setor industrial. O primeiro e mais simples de ser utilizado é aquele proveniente de processos contínuos, onde o calor residual pode ser direcionado diretamente aos diferentes tipos de sistemas de recuperação de calor, aos quais se aplica a Eq. (1). O segundo tipo de fonte de calor residual vem de processos descontínuos, onde a dificuldade para a reutilização desse calor é muito maior. A descontinuidade do processo faz com que a disponibilidade do calor residual tenha grande variação, resultando em uma incompatibilidade temporal entre o calor residual e o processo que demanda essa energia, o que aumenta a complexidade da recuperação de calor,

requerendo componentes adicionais, como sistemas de armazenamento térmico (SCHWARZMAYR, 2024).

A recuperação de calor não é limitada apenas à reutilização dentro de um processo, mas o seu uso também pode ser considerado em outros processos, ou como uma fonte direta de calor para gerar vapor para energia elétrica ou aumento da eficiência de aquecimento. Temperaturas de recuperação entre 230 e 650°C geralmente minimizam os efeitos de estresse térmico no material de trocadores de calor e suas superfícies, reduzem emissões (como CO<sub>2</sub>, SO<sub>x</sub>, NO<sub>x</sub> e hidrocarbonetos não queimados) e evitam a possibilidade de substâncias corrosivas condensarem em trocadores de calor durante o processo de recuperação de calor (JOUHARA et al., 2023).

As tecnologias utilizadas para recuperar calor residual de processos industriais podem ser categorizadas dependendo de como este calor é reutilizado: podendo ser utilizado de maneira direta (na mesma temperatura ou em um nível mais baixo), ou pode passar por um processo para elevar o nível da temperatura ou transformá-lo em outra forma de energia. (BENEDETTI et al., 2021).

Segundo Brückner et al. (2015), as tecnologias de recuperação de calor residual podem ser classificadas em quatro macro categorias:

1. Calor residual para calor: tecnologias através das quais o calor residual recuperado é utilizado para produzir energia térmica em um nível mais elevado de temperatura (bombas de calor, compressão de vapor mecânica, bombas de calor de absorção, etc.)
2. Calor residual para frio: tecnologias que utilizam o calor residual recuperado para produzir energia de refrigeração (chillers de absorção e adsorção, etc.)
3. Calor residual para potência elétrica: tecnologias que convertem o calor residual em eletricidade (Ciclos Rankine orgânicos, ciclos Kalina, etc.)
4. Trocadores de calor: Tecnologias através da qual o calor recuperado é utilizado diretamente na mesma ou em uma menor temperatura. Os trocadores de calor e o armazenamento de energia térmica são as duas tecnologias dominantes dessa categoria.

A implementação em larga escala de tecnologias de recuperação de calor residual na indústria é dificultada por barreiras específicas, relacionadas a problemas técnicos e não-técnicos. As maiores barreiras e limitações estão listadas a seguir, em

ordem das mais comuns para menos comuns, de acordo com pesquisa conduzida por Christodoulides et al. (2022).

- Disponibilidade insuficiente de informações e *know-how* para os potenciais operadores da tecnologia;
- Riscos associados com tecnologias novas e não afirmadas no mercado;
- Requisitos impostos pela legislação;
- Altos investimentos e custos de operação, longos períodos de payback, e, em muitos casos, taxas internas de retorno relativamente baixas;
- Incentivos financeiros e subsídios insuficientes;
- Limitações de espaço em relação aos tamanhos das tecnologias necessárias;
- Infraestrutura insuficiente;
- Limitações no processo de produção e o risco de interrupções no processo de produção.

Apesar das barreiras citadas, a criação de legislações no âmbito da eficiência energética pode incentivar a adoção de tecnologias de recuperação energética de calor residual, com melhores perspectivas e oportunidades futuras. Ao redor do mundo existem legislações em efeito que atuam sobre este contexto, como a *Energy Efficiency Directive* da União Europeia, *Renewable Portfolio Standards* dos Estados Unidos e mecanismos de precificação do carbono como o *Emissions Trading System* da União Europeia e o *Cap-and-Trade Program* da Califórnia (OH et al., 2024). Mas no Brasil, até o ano de realização do presente trabalho, ainda não existem leis específicas que forneçam incentivos para a recuperação energética de calores residuais.

A recuperação de calor de gases de combustão é uma das principais formas de aproveitamento de calor residual. A composição dos combustíveis e a configuração da caldeira influenciam diretamente as características dos produtos da combustão. Esses produtos podem apresentar uma ampla gama de variações, como a temperatura dos gases emitidos, a presença de particulados, componentes condensáveis, voláteis e similares. Todos estes constituintes, particularmente em altas temperaturas, podem reagir com os materiais utilizados na construção dos sistemas de recuperação de calor e causar problemas significativos. Problemas em potencial incluem: reações químicas dos gases de exaustão e seu conteúdo sólido ou

de vapor com os materiais utilizados no equipamento de recuperação de calor; depósito de partículas nas superfícies do sistema; condensação de material orgânico, como o alcatrão, e vapores inorgânicos, como óxidos de zinco e boro, nas superfícies de trocadores de calor; e a erosão dos componentes dos trocadores de calor pelos sólidos nos gases de exaustão. Muitos destes problemas são agravados por altas temperaturas dos gases de exaustão, padrões de escoamento irregular dos gases de exaustão dentro do trocador de calor e variações de operação, como aquecimento e resfriamento frequentes do trocador de calor (DEPARTMENT OF ENERGY, 2015). A partir disso surge a importância de um estudo prévio para a instalação de um sistema de recuperação energético para os gases de exaustão da chaminé de uma caldeira, a fim de reduzir os potenciais problemas e obter a melhor eficiência possível do processo.

No próximo item serão descritas as tecnologias que, de acordo com a literatura, podem ser empregadas para a recuperação energética de gases de exaustão quentes na faixa de temperatura média.

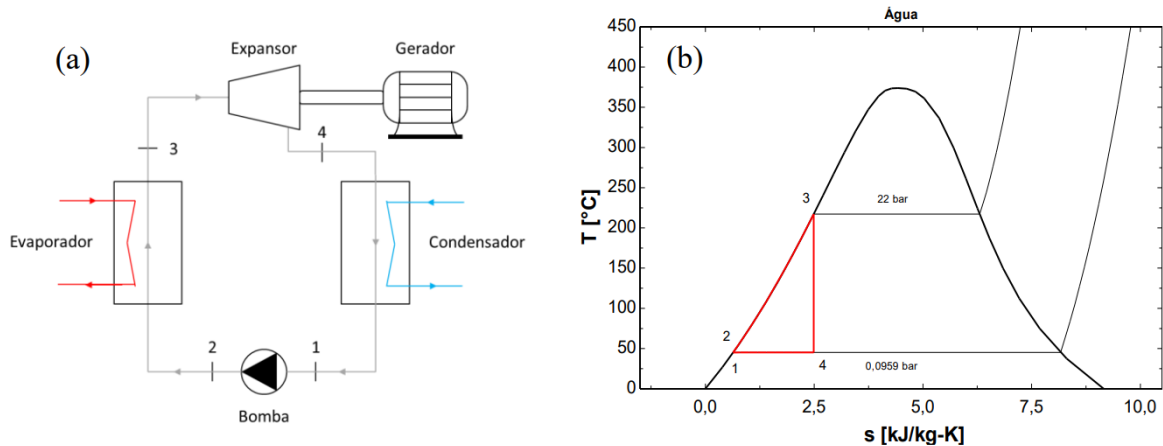
## 4.2 TECNOLOGIAS DE RECUPERAÇÃO ENERGÉTICA

### 4.2.1 Ciclos de Recuperação energética

#### 4.2.1.1 *Ciclo flash trilateral*

O ciclo flash trilateral ou, em inglês, *trilateral flash cycle* (TFC), representado na figura 4, é um ciclo de potência termodinâmico derivado do ciclo trilateral, que diferentemente deste, onde a expansão inicia no estado de líquido saturado ou parcialmente evaporado (ZIVIANI et al., 2014), o fluido de trabalho aquecido passa por uma expansão isoentálpica (através de válvula) em um tanque expensor de *flash*, separando o líquido saturado do vapor saturado, que segue para a turbina gerando trabalho mecânico (HO et al., 2012). Na ausência de uma parte em ebulição, a transferência de calor da fonte de calor para o fluido de trabalho líquido é alcançada com uma boa correspondência de temperatura (PAANU et al., 2012).

Figura 4 – Representação esquemática de um TFC (a), e seu diagrama T-s (b)



Fonte: Guilherme Scagnolatto, 2020.

O ciclo flash trilateral é capaz de operar com fontes de calor na faixa de 70 a 200°C (CHRISTODOULIDES et al., 2022b). A eficiência térmica do ciclo atinge seu valor máximo, em torno de 15%, em temperaturas próximas dos 150°C (LI et al., 2017).

O ciclo trilateral pode ser utilizado em diferentes configurações, como ciclo trilateral simples e recuperativo. O ciclo simples consiste de quatro componentes: bomba de alimentação, trocador de calor de aquecimento, expansor bifásico e condensador. Já o ciclo recuperativo consiste de cinco componentes: bomba de alimentação, recuperador, trocador de calor de aquecimento, expansor bifásico e condensador. No ciclo recuperativo o calor que seria perdido na exaustão do expansor é utilizado pelo recuperador para pré-aquecer o fluido na saída da bomba (AJIMOTOKAN, 2022).

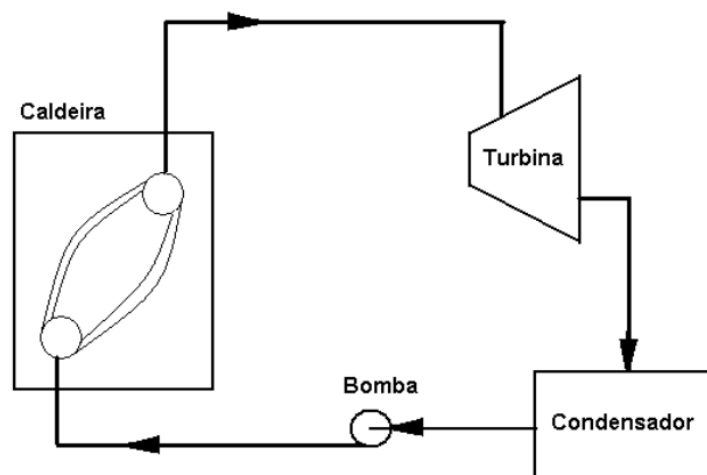
A tecnologia do TFC está sendo considerada a mais de 30 anos, mas a falta de expansores bifásicos com altas eficiências adiabáticas é o principal obstáculo para desenvolvimento até a comercialização (PAANU et al., 2012). Outro problema seria a relativamente elevada potência de bombeamento necessária, que limita a potência elétrica líquida do sistema (CHRISTODOULIDES et al., 2022b).

Na literatura é possível destacar o estudo de Bianchi et al (2020), que otimizou a eficiência do ciclo flash trilateral modelando um expansor bifásico de parafuso duplo, incorporando uma variação de volume variável, atingindo uma eficiência de 6,4% e potência líquida de 103 kW recuperando calor de água quente a uma temperatura de 85°C.

#### 4.2.1.2 Ciclo Rankine Orgânico

O princípio de operação de um ciclo Rankine orgânico, representado na figura 5, é similar ao do ciclo Rankine a vapor, sendo a única diferença o fluido de trabalho. Ao invés de utilizar a água como fluido de trabalho, o ciclo Rankine orgânico utiliza um fluido orgânico, como o R134A, com menor temperatura de ebulição e maior pressão de vapor (JA'FARI et al., 2023). Devido a isso, o ciclo Rankine orgânico possui maior flexibilidade quanto a temperatura da fonte de calor, podendo operar na faixa de 90 até 500°C, dependendo da escolha do fluido de trabalho (CHOWDHURY, 2018).

Figura 5 – Representação esquemática de um ciclo Rankine Orgânico



Fonte: Valmir de Oliveira Junior, 2019.

Um ciclo Rankine orgânico consiste principalmente de um evaporador, turbina, gerador, condensador e bomba, assim como o ciclo a água. O fluido de trabalho orgânico, com baixo ponto de ebulição, absorve calor de um fluxo de calor residual no evaporador de baixa temperatura. A seguir, o fluido de trabalho é superaquecido antes da saída do evaporador e passa pela turbina, gerando trabalho de eixo devido a sua expansão. O fluido de trabalho então segue para o condensador, onde rejeita calor e retorna para o evaporador pela bomba, concluindo o ciclo (AMIRFAKHRI, 2022).

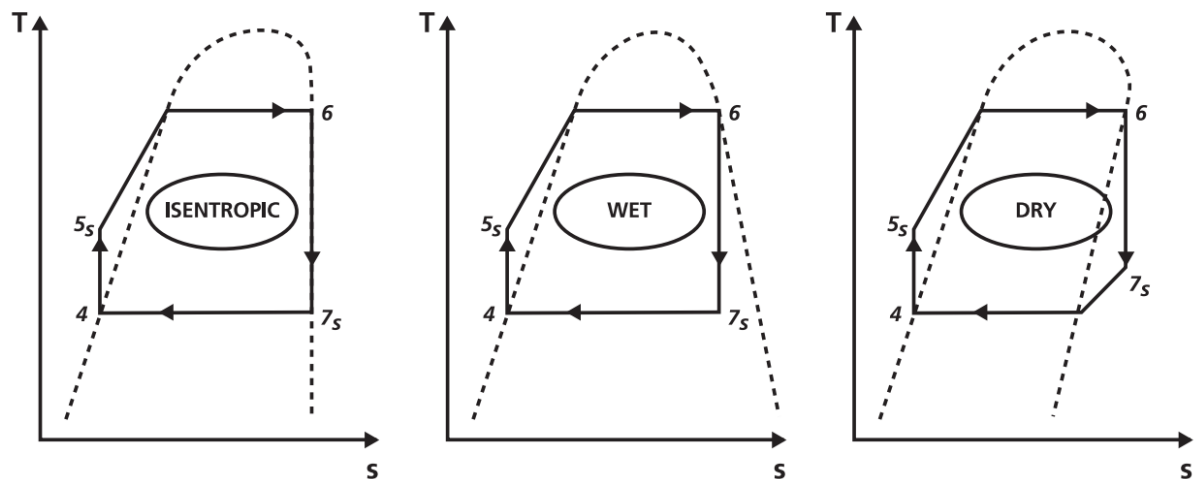
O ciclo Rankine Orgânico também possui a vantagem: de as turbinas utilizadas no ciclo terem um design mais simplificado e menos complexo, sendo mais compactas, devido a maior densidade do fluido orgânico e sua baixa taxa de expansão



volumétrica. Outras vantagens são a menor frequência necessária de manutenções, controle simples do sistema e tamanho ajustável, que fazem do ciclo robusto e econômico. O ciclo também não necessita de temperaturas elevadas da fonte de calor, devido à baixa temperatura crítica do fluido de trabalho orgânico (JA'FARI et al., 2023).

O fluido de trabalho é um fator importante no funcionamento de um ciclo Rankine orgânico. Diversos aspectos técnico-econômicos são relacionados a seleção do fluido de trabalho em um sistema de recuperação de calor baseado em um ciclo Rankine orgânico. De maneira geral, os fluidos de trabalho são classificados em três grupos chamados de seco, úmido e isentrópico. A inclinação ( $dT/ds$ ) da linha de vapor saturado do diagrama de temperatura-entropia (T-s) decide a categoria. Uma inclinação positiva indica um fluido de trabalho seco, negativa indica úmido, e uma inclinação infinita representa um fluido de trabalho isentrópico (KUMAR, 2021). As inclinações da linha de vapor saturado, dos fluidos úmido (*wet*), seco (*dry*) e isentrópico (*isentropic*) são ilustradas na seguinte figura:

Figura 6 – Linhas de vapor saturado dos fluidos utilizados em ciclos Rankine Orgânico



Fonte: COGEN Portugal, 2011.

Fluidos secos ou isentrópicos são os mais utilizados em sistemas em ciclos Rankine Orgânico pois após a expansão isentrópica estes fluidos atingem o superaquecimento, significando que não haverá gotículas condensadas após a expansão. Além dos pontos já citados, outros fatores devem ser considerados ao

selecionar o fluido de trabalho de um ciclo Rankine orgânico, como inflamabilidade, estabilidade térmica e química, toxicidade, condutividade térmica, liquidez e preço (KUMAR, RAKSHIT, 2021). Segundo o estudo de Sadek et al. (2020) que comparou diferentes fluidos orgânicos do ponto de vista econômico, hidrocarbonetos têm melhor desempenho, seguidos dos fluidos refrigerantes alternativos. Ainda quanto aos fluidos de trabalho, Zhang et al. (2019), estudou 57 fluidos baseados em suas curvas de saturação, os classificando em úmido, seco e isentrópico. O melhor fluido para temperaturas de operação entre 130°C e 230°C foi o hexano, seguido do R113 e o isobutano, com eficiências de 22%, 21,5% e 20%, respectivamente.

Existem três tipos de ciclos Rankine orgânico, que são chamados de sub crítico, trans crítico e super crítico. Em ciclos sub críticos a pressão do fluido de trabalho opera abaixo do ponto crítico, e, ciclos trans críticos a pressão opera em torno do ponto crítico. Em ambos os ciclos é utilizada uma fonte de calor em baixa temperatura. Com fonte de calor de alta temperatura o ciclo opera no modo super crítico com a pressão do fluido de trabalho operando acima do ponto crítico (MOHAMMED et al., 2020).

A performance de ciclos Rankine orgânico é altamente influenciada por sua configuração e modelo de instalação. Sua eficiência pode ser melhorada instalando sistemas de regeneração, alimentando trocadores de calor com fluidos na forma líquida ou operando acima do ponto crítico, em ciclos trans críticos ou supercríticos (HIJRIAWAN et al., 2019).

A energia elétrica gerada por um ciclo Rankine orgânico pode ser calculada a partir da seguinte equação:

$$Q_{elétrica} = Q_{th} * \eta * \left( \frac{T - (T_{evap} + T_{diff})}{T - T_{evap}} \right), \quad (4)$$

onde  $Q_{th}$  (W) é o conteúdo energético da fonte de calor,  $\eta$  é a eficiência elétrica do CRO,  $T$  (°C) é a temperatura da fonte de calor,  $T_{evap}$  é a temperatura de evaporação do fluido de trabalho do CRO e  $T_{diff}$  (°C) é a diferença de temperatura entre o escoamento da fonte de calor saindo do evaporador no CRO e a temperatura do escoamento do fluido de trabalho após a troca de calor. (VIKLUND et al., 2014).

Muitos estudos estão presentes na literatura sobre os ciclos Rankine orgânicos, mas a grande maioria são modelagens matemáticas dos diferentes fluidos, condições de operação e configurações, de ciclos básicos a avançados. No entanto

os estudos experimentais somam poucas contribuições na literatura, indicando que os estudos feitos não são validados experimentalmente (JIMÉNEZ-GARCIA et al, 2023).

Sobre os estudos validados de maneira experimental, no âmbito da faixa de temperatura de estudo no presente trabalho, destaca-se o trabalho de Wang et al. (2020), que projetou um ciclo Rankine orgânico com potência de 340 kW para recuperar calor de vapor a baixas pressões utilizando R245fa como fluido de trabalho, atingindo uma eficiência térmica de 9,7% com uma fonte de calor a uma temperatura de 133°C. É possível também destacar o trabalho de Oh et al. (2021), que também utilizou R245fa em um ciclo Rankine orgânico para recuperação de calor de água quente chegando a uma eficiência térmica máxima de 5,7% com um expensor scroll sem óleo, chegando à conclusão que a geração de potência elétrica não era possível quando a temperatura da fonte de calor atingiu valores menores que 65°C.

#### 4.2.1.3 *Ciclo Kalina*

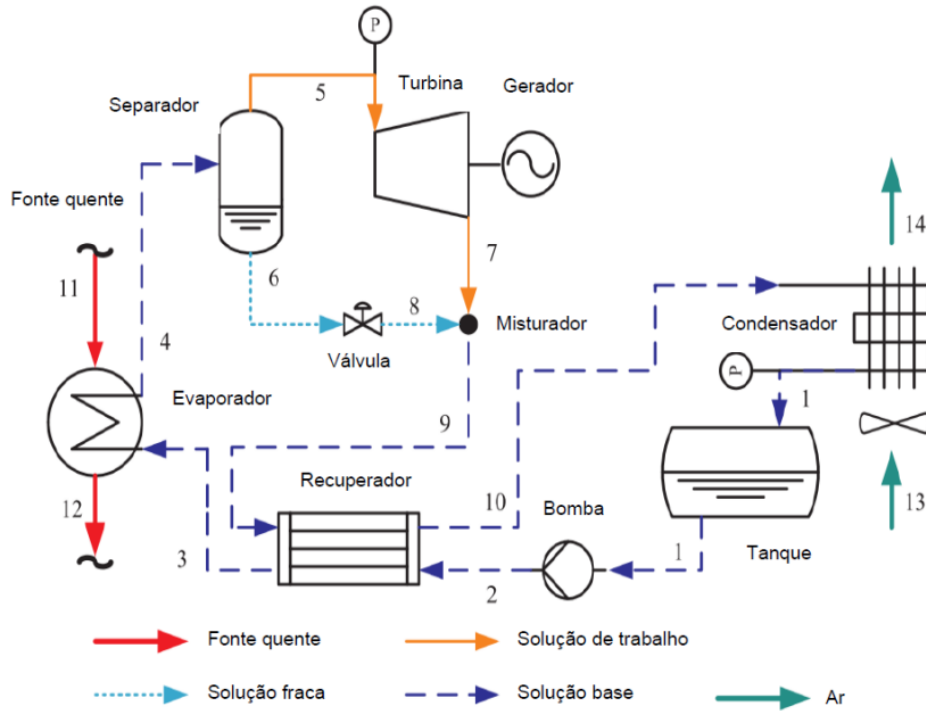
A principal diferença do ciclo Kalina para o ciclo Rankine a vapor é a utilização de uma mistura de amônia e água como fluido de trabalho (KALINA, 1984), operando com fontes de calor a temperaturas de 120°C (TUREK et al., 2024) a 327°C (BENEDETTI et al., 2021).

A escolha da mistura amônia-água como fluido de trabalho no ciclo Kalina foi devido a amônia possui um alto calor latente de vaporização e é miscível com a água independentemente das proporções, o que significa que a mistura pode ser modificada para atingir as propriedades termodinâmicas ótimas para sua finalidade. Esta capacidade de adaptação das propriedades do fluido de trabalho ressalta a versatilidade e adaptabilidade do ciclo Kalina, fazendo com que seja especialmente vantajosa sua utilização em sistemas de energia sustentável, onde as fontes de calor tendem a ter grandes variações ao longo do tempo (AHMED, 2023).

Devido ao seu fluido de trabalho o layout do ciclo Kalina, representado na figura 7 e 8, difere significativamente de um ciclo Rankine orgânico porque se fazem necessários equipamentos adicionais, incluindo um separador de líquido/vapor e trocadores de calor intermediários, bem como um recuperador de baixa temperatura e um de alta temperatura (MILEWSKI, KRASUCKI, 2017). Esta configuração é utilizada para manipular a razão amônia-água na mistura, com água sendo adicionada a corrente rica em amônia antes do condensador. A mistura destas duas correntes

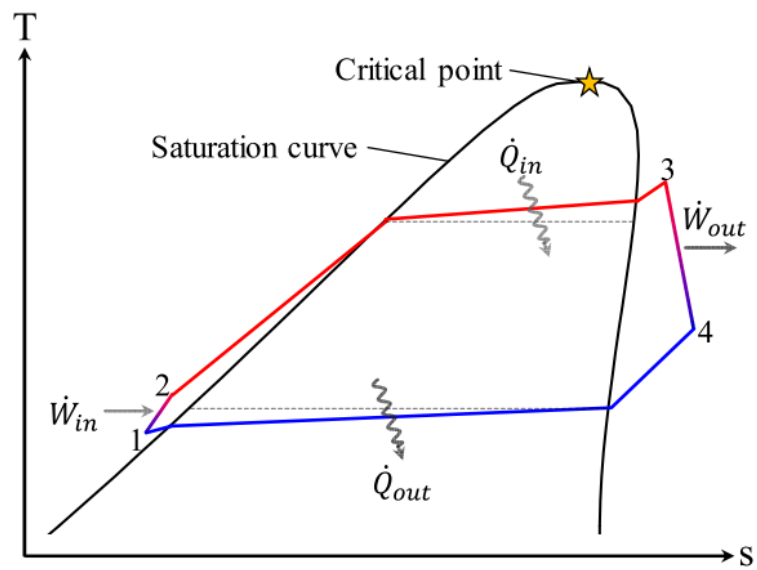
fornece um escoamento líquido na saída do condensador, e resulta em uma pressão operacional de condensação mais alta que a pressão atmosférica (KALINA, 1984).

Figura 7 – Representação esquemática de um ciclo Kalina



Fonte: Wang et al., 2017.

Figura 8 – Diagrama T-s do ciclo Kalina



Fonte: Oh et al., 2024.

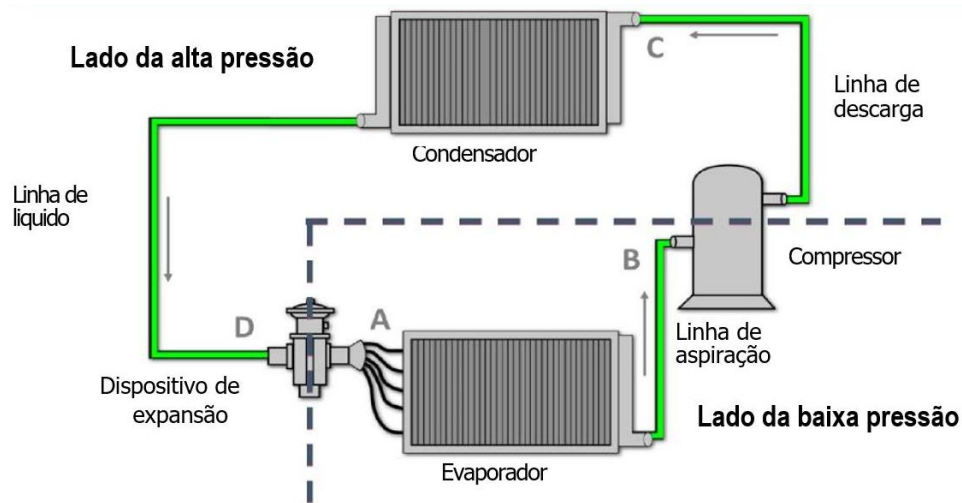
O ponto de ebulição do fluido de trabalho pode ser ajustado para se adequar a temperatura da fonte de calor, escolhendo apropriadamente a razão da mistura entre amônia e água, o que permite que a performance otimizada do sistema seja atingida (MILEWSKI, KRASUCKI, 2017).

No contexto de estudos experimentais sobre o ciclo Kalina, podem ser destacados os seguintes estudos, que trabalharam em temperaturas próximas do foco do presente trabalho: Salemi et al. (2022) fez a aplicação do ciclo Kalina para recuperar o calor residual de gases de exaustão da produção de ferro, obtendo uma eficiência térmica de 12,5% com uma potência de 2,1 MW utilizando uma fonte de calor a 156°C; Singh et al. (2024) integrou um coletor solar parabólico ao ciclo Kalina, com nanopartículas de  $Ti_3C_2$  adicionadas ao fluido de trabalho, obtendo uma eficiência térmica de 11,1%, 8,5% mais baixa que ciclos Kalina tradicionais, com uma potência de 55 kW, utilizando uma fonte de calor a 160°C.

#### 4.2.1.4 *Bombas de calor por compressão, absorção e adsorção*

Os principais componentes de uma bomba de calor por compressão são o compressor, condensador, evaporador e uma válvula de expansão (figura 9). Um fluido refrigerante atua como o fluido de trabalho do ciclo. O fluido refrigerante circula devido à diferença de pressão e temperatura entre os componentes. O refrigerante em uma fase de líquido-vapor entra no evaporador, onde a vaporização do líquido fornece o efeito de refrigeração do ciclo. A seguir o refrigerante segue para o compressor, sendo pressurizado e se torna vapor superaquecido. A saída do compressor entra no condensador, onde o vapor superaquecido é resfriado, se tornando líquido saturado. No condensador o calor do refrigerante é rejeitado no ambiente. Após o condensador, o fluido passa pela válvula de expansão onde é expandido, atingindo pressões mais baixas e, conseqüentemente, o refrigerante líquido é vaporizado antes de entrar no compressor e resumir o ciclo.

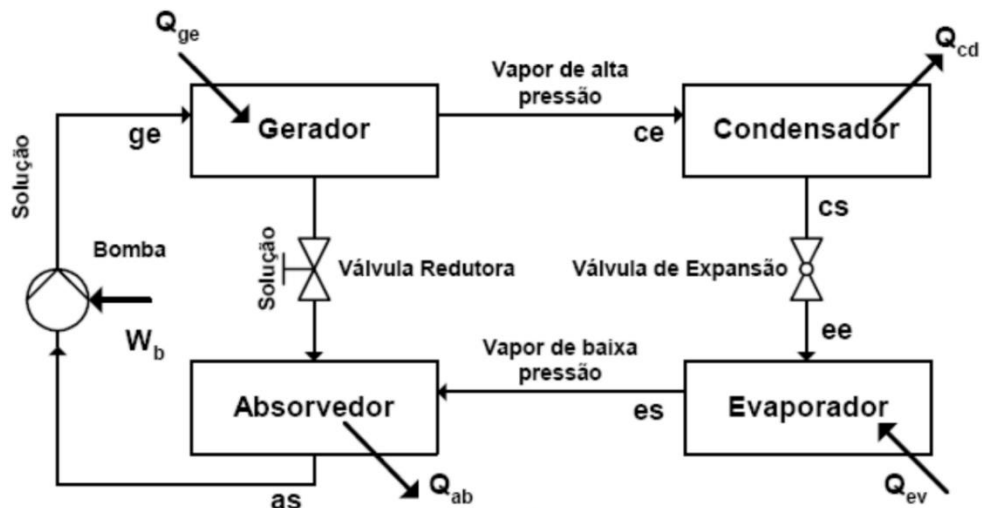
Figura 9 – Representação esquemática de uma bomba de calor por compressão



Fonte: O instalador, 2020.

Em bombas de calor por absorção (figura 10) o compressor é substituído por um conjunto de trocadores de calor, uma bomba para a solução presente no ciclo e um gerador. O fluido de trabalho (geralmente água) circula por ser absorvido pela solução (geralmente LiBr ou NH<sub>3</sub>) no absorvedor, onde é então bombeada para o gerador. A fonte de calor evapora de maneira seletiva o fluido de trabalho, e a solução escoava voltando ao absorvedor (OH et al., 2024).

Figura 10 – Representação esquemática de uma bomba de calor por absorção

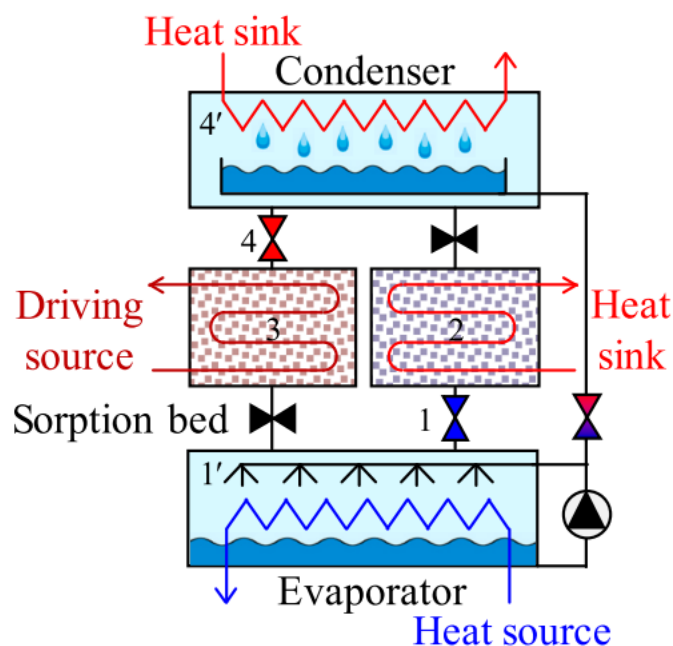


Fonte: Oliveira Júnior, 2004.

Diferentemente da absorção onde o fluido de trabalho é absorvido em um sorvente líquido, no caso da adsorção o fluido de trabalho é adsorvido nos poros de

um sorvente sólido. As bombas de calor por adsorção (figura 11) são termodinamicamente similares às bombas de calor por absorção, consistindo dos mesmos trocadores de calor principais, com a adição de um trocador de calor para a adsorção e dessorção (KÜHN et al., 2013). O adsorvato evaporado adere ao adsorvente sólido no leito de sorção e libera calor para o ambiente. A fonte de calor é aplicada no leito de sorção para transferir calor e massa para o condensador, onde o adsorvato se desprende do adsorvente (OH et al., 2024).

Figura 11 – Representação esquemática de uma bomba de calor por adsorção



Fonte: Oh et al., 2024.

Entre os trabalhos da bibliografia científica sobre bombas de calor por compressão destaca-se o trabalho de Hebenstreit et al. (2014) que modelou um sistema de recuperação de calor dos gases de exaustão de uma caldeira a biomassa a 120°C, que reduza a temperatura destes gases abaixo de sua temperatura de orvalho (55°C), a partir de uma bomba de calor, para recuperar a sua energia latente, obtendo uma eficiência do sistema de 63%.

Dentre os estudos presentes na literatura sobre bombas de calor por absorção é possível destacar o estudo de Lu et al. (2019), que modelou um sistema em que o calor residual dos gases de exaustão de uma caldeira é recuperado de maneira sucessiva em um pré aquecedor da solução (NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O) e em um evaporador intermediário, resultando em um aumento de 13% do COP em relação aos métodos

convencionais, com uma capacidade de aquecimento de 300 kW com a fonte de calor a 180°C.

No contexto das bombas de calor por adsorção, destaca-se o trabalho de El Fil e Garimella (2022), que estudou de maneira experimental um sistema de recuperação de calor dos gases de exaustão a 200°C de uma secadora a gás industrial. A bomba de calor do experimento atuou no pré-aquecimento e na extração de umidade no ciclo da secadora, reduzindo a energia consumida em 22% e o tempo de secagem em 20%.

#### 4.2.1.5 *Motor Stirling*

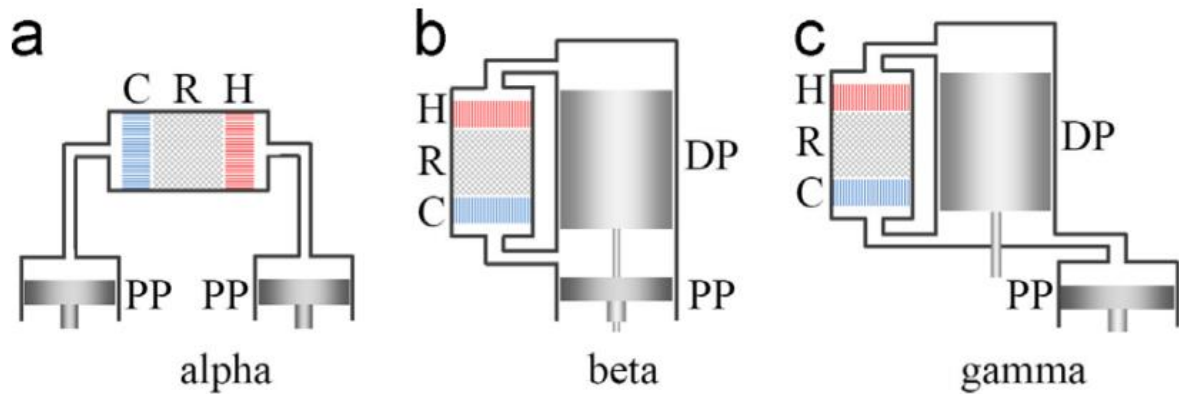
O motor Stirling é um dispositivo que opera em ciclo termodinâmico regenerativo fechado, com compressão e expansão cíclica de um fluido de trabalho gasoso, onde o escoamento é controlado por mudanças de volume. A sua característica definidora é a presença de um regenerador que absorve e rejeita calor alternadamente de e para o fluido de trabalho, reciclando uma grande porção da energia de um ciclo para o outro.

No motor Stirling a combustão acontece externamente, ou seja, fora do cilindro. Os gases quentes de combustão aquecem o meio de trabalho no motor Stirling. Ao mesmo tempo, água ou ar resfriam o motor. O fluido de trabalho, geralmente hélio ou hidrogênio, é comprimido e expando devido ao aquecimento e resfriamento alternados, resultando em movimento do pistão. (VIKLUND et al., 2014).

Os motores Stirling podem ser divididos e classificados de acordo com o arranjo dos pistões (figura 12) e os diferentes tipos de sistemas de acionamento. Com base na disposição dos pistões, eles se enquadram em três categorias principais: motores alfa, onde os pistões estão localizados em cilindros separados; motores beta, que possuem um pistão de potência para gerar trabalho e um pistão deslocador para mover o gás, ambos dentro de um único cilindro; e motores gama, que se assemelham ao beta, porém com o pistão de potência e o deslocador instalados em cilindros distintos. Em relação aos sistemas de acionamento, eles podem ser classificados como cinéticos, utilizando mecanismos cinemáticos simples; termoacústicos, onde o movimento do gás é promovido por ondas acústicas; de pistão livre, sem conexões mecânicas entre os pistões; e de pistão líquido, que usam colunas de líquido como pistões (WANG et al., 2016).



Figura 12 – Arranjo dos pistões dos motores Stirling



Legenda: PP: Pistão de potência, DP: Pistão deslocador, C: Dissipador, H: Aquecedor, R: Regenerador.

Fonte: Wang et al., 2016.

Dentre as diferentes configurações do sistema de acionamento do ciclo Stirling, as que apresentam maior potencial para a recuperação energética econômica e eficiente do calor residual na faixa dos 150°C são os motores Stirling cinéticos e termoacústicos (WANG et al., 2016).

A partir das características do presente trabalho se destaca o trabalho de Çinar et al. (2012), que construiu um motor Stirling cinético com pistões em arranjo gama, utilizando ar à pressão atmosférica como fluido de trabalho. Em condições de laboratório com uma fonte de calor a 160°C foi possível gerar 3,06W com uma rotação de 215 rpm.

## 4.2.2 Trocadores de calor

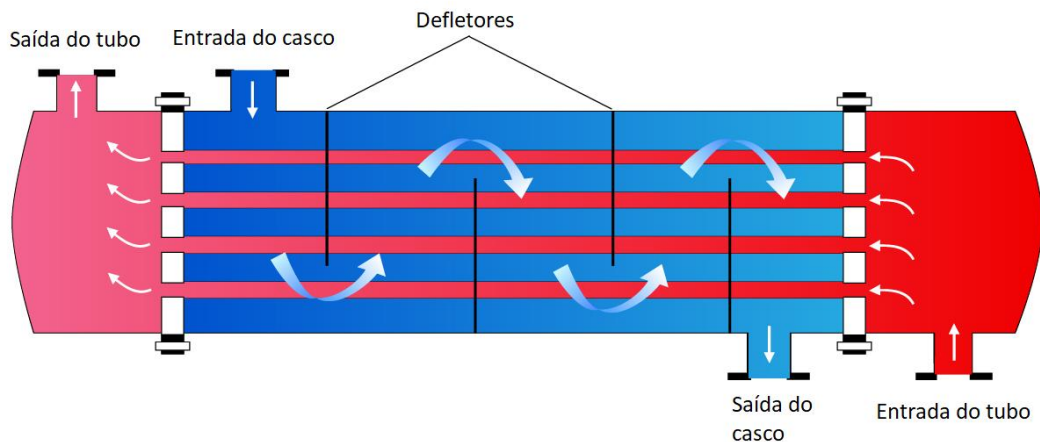
### 4.2.2.1 Trocadores de calor casco e tubo

Um trocador de calor casco e tubo (figura 13) consiste basicamente de um grande envoltório cilíndrico (casco) que contém vários tubos internos que formam um feixe. Um dos fluidos escoa por dentro dos tubos internos, enquanto o outro fluido escoa na região entre o casco e o feixe tubos. A transferência de calor entre os dois escoamentos ocorre por condução e convecção. Os tubos deste trocador de calor podem ter diferentes aspectos construtivos, podendo ser lisos, corrugados, aletados, ou com pequenas cavidades. Estes trocadores de calor são aplicáveis em operações de alta pressão pois são robustos em termos de sua construção. A seleção de

trocadores casco e tubo e seus diferentes aspectos depende das propriedades termodinâmicas do escoamento, como a viscosidade do fluido, densidade, pressão de operação, temperatura, entre outras (FETUGA et al., 2023).

Trocadores de calor casco e tubo são capazes de serem utilizados em grandes faixas de temperatura, de 40 até 500°C, com a finalidade da recuperação de calor (CHOWDHURY, et al., 2018).

Figura 13 – Diagrama esquemático de trocadores de calor casco e tubo



Fonte: Waldron, 2023.

Na literatura os estudos sobre recuperação energética que utilizam trocadores de calor casco e tubo, em sua grande maioria, estão associados a outras tecnologias de recuperação energética. Neste contexto é possível destacar o trabalho de Demir e Dincer (2017), que modelou um sistema onde os tubos de um trocador de calor casco e tubo foram cobertos por materiais termoelétricos para recuperar energia dos gases de exaustão de um automóvel.

#### 4.2.2.2 Trocadores de calor de placas

Trocadores de calor de placas são feitos de um número de placas de fina espessura que são empilhadas ou brasadas em paralelo entre si, formando um recipiente metálico com vários canais paralelos. Cada placa geralmente consiste em diferentes padrões prensados, que são envoltos por juntas para controlar o escoamento e produzir turbulência, a fim de melhorar a transferência de calor (SREEJITH et al., 2014). As juntas estão dispostas de maneira que permitam que

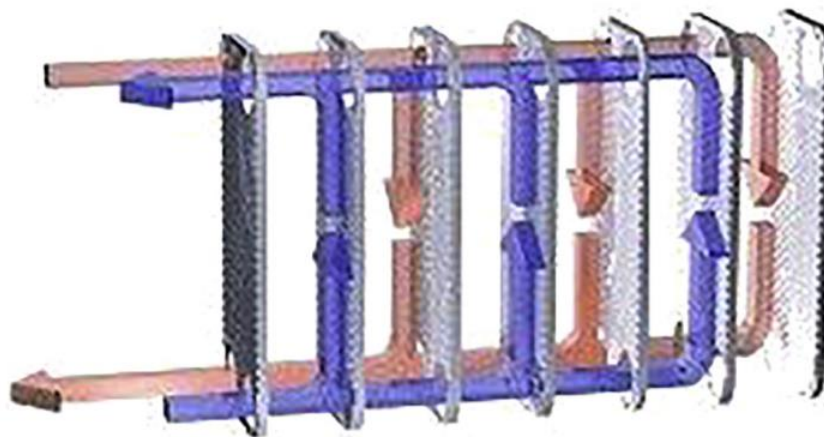
somente um fluido escoa por uma lacuna entre as placas, enquanto o outro fluido é direcionado a lacuna adjacente. Desta maneira, os escoamentos quente e frio passam por cada seção do trocador de calor, fluindo alternadamente pela parte frontal e traseira das placas, trocando calor e não sendo contaminados entre si.

Uma vantagem que os trocadores de calor de placas oferecem em comparação com tipos similares de trocadores de calor, como o casco e tubo convencional, é o fato de que os fluidos quente e frio são expostos a maiores áreas de troca por unidade de volume e, conseqüentemente, um maior coeficiente de troca de calor (AGHAYARI et al., 2014).

Trocadores de calor de placas podem ser utilizados para transferir calor de um fluido para outro quando a contaminação cruzada precisa ser evitada (JOUHARA et al., 2018). Este tipo de trocador pode operar em uma extensa faixa de temperatura para recuperação de calor, de 50 a 650°C, muitas vezes sendo utilizado em conjunto com outras tecnologias de recuperação energética (CHOWDHURY et al., 2018).

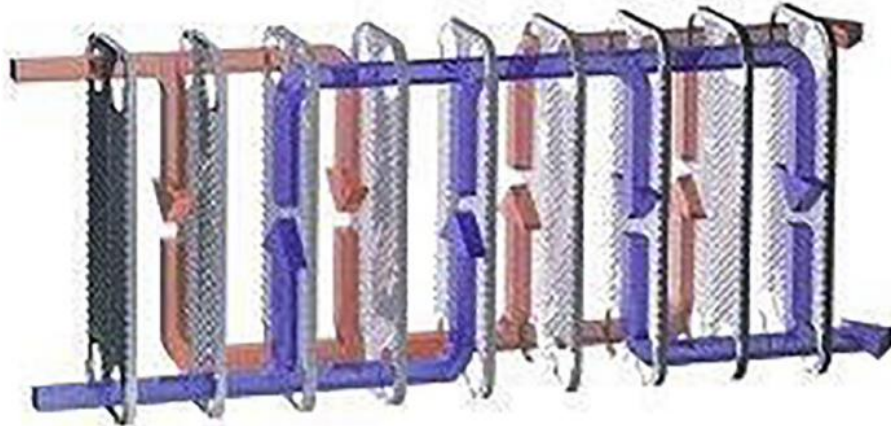
Os trocadores de placas podem ser arranjados de duas formas, passo único (figura 14) e múltiplo passo (figura 15). As placas do trocador podem ser vedadas, brasadas ou soldadas entre si (JOUHARA et al., 2018).

Figura 14 – Trocadores de calor de placas de passo único



Fonte: Jouhara et al., 2018.

Figura 15 – Trocadores de calor de placas de múltiplo passo



Fonte: Jouhara et al., 2018.

Em um trocador de placas com gaxetas, geralmente feita de um polímero, estas são colocadas entre as placas e funcionam como vedação e como separador ao redor das extremidades das placas. Esse design permite que todo o trocador seja desmontado para limpeza, ou otimizado para ter uma maior ou menor capacidade, removendo ou adicionando placas. O uso de gaxetas também garante a resistência a fadiga térmica, e bruscas variações de pressão, pois dão flexibilidade ao conjunto de placas. Apesar de suas vantagens, o uso de gaxetas é restrito pela temperatura de operação e a pressão do ciclo (ANUSHA et al., 2016).

Para os trocadores de calor com placas brasadas, todas as placas as placas são brasadas juntas utilizando cobre ou níquel em uma fornalha a vácuo. Este design oferece mais resistência a pressões elevadas e diferentes faixas de temperatura, tendo uma manutenção relativamente barata. No entanto, a estrutura não pode ser desmontada, e é mais suscetível ao estresse térmico com qualquer variação frequente ou brusca em temperatura e carga podendo levar a fadiga e a falha (JOUHARA et al., 2018).

Trocadores de placas soldadas são construídos a partir de técnicas de soldagem que utilizam lasers, mantendo o conjunto de placas unidas por juntas soldadas. Este tipo de trocador de calor possui limites maiores de operação quanto a temperatura e pressão, mas de maneira similar ao trocador brasado, não pode ser desmontado (JOUHARA et al., 2018).

Destaca-se a partir da literatura o trabalho de Arsenyeva et al. (2021), que em seu estudo instalou um trocador de calor de placas comercial para recuperar gases

de exaustão a uma temperatura de 140°C do processo de secagem de uma fábrica de tabaco, gerando uma economia de energia térmica de 640 kW.

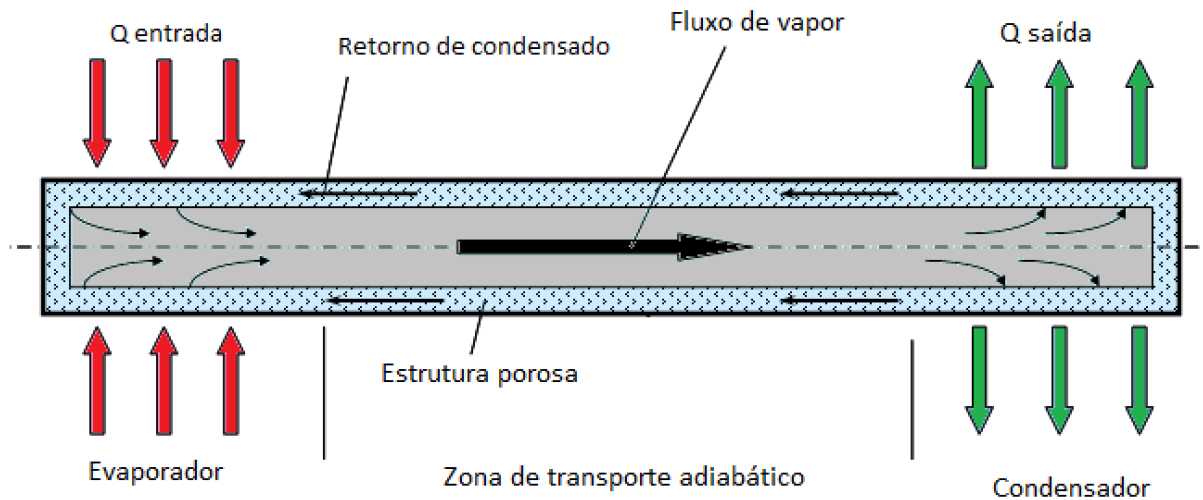
#### 4.2.2.3 *Tubos de calor*

Um dos tipos de trocadores de calor casco e tubo em desenvolvimento mais recentemente é do tipo tubo de calor. É semelhante ao casco e tubo convencional, porém os tubos internos (tubos de calor) têm extremidades fechadas e são necessários dois cascos independentes, que são conectados pelos tubos de calor. Num dos cascos circula o fluido quente, do qual se pretende retirar o calor residual, e no outro casco circula o fluido frio, que irá receber o calor. Os tubos de calor retiram o calor de um casco e transferem para o outro.

Tubos de calor são dispositivos que podem transferir calor a partir da condensação e vaporização de um fluido de trabalho ao longo de seu comprimento. Um tubo de calor consiste de um recipiente selado, uma estrutura porosa e uma pequena quantidade de um fluido de trabalho, que está em equilíbrio líquido-vapor, escolhido de acordo com a aplicação do dispositivo (FAGHRI, 2014).

Um tubo de calor (figura 16) pode ser dividido em três diferentes seções: a seção do evaporador em uma extremidade, a seção de transporte adiabático e a seção do condensador na outra extremidade. Quando calor é aplicado à extremidade do evaporador, é conduzido pela parede do tubo até líquido dentro do tubo, que evapora. A pressão de vapor empurra o fluido na forma de vapor pela seção adiabática até a outra extremidade do tubo. O fluido então condensa, perdendo seu calor latente de vaporização através da parede do tubo para o fluido frio fora do tubo. Na sequência o líquido condensado retorna para o evaporador. O retorno pode ser por gravidade ou através de uma estrutura porosa que recobre a parede interna do tubo. Nesse caso, o líquido é absorvido pela estrutura porosa e a pressão capilar criada pela mesma leva o fluido de volta para a extremidade quente ao final do tubo, e o ciclo se repete (JOUHARA et al., 2017).

Figura 16 – Representação esquemática de um tubo de calor



Fonte: Janna et al., 2015.

Tubos de calor possuem uma condutividade térmica efetiva muito elevada. Enquanto que condutores como alumínio, cobre, grafite e diamante possuem condutividades que variam entre 250 a 1500 W/mK, tubos de calor possuem condutividades térmicas efetivas que variam de 5000 a 200000 W/mK (JOUHARA et al., 2018).

Na literatura destaca-se o trabalho de Musmar et al. (2015) que construiu e testou em escala de laboratório um sistema de recuperação energética a partir da tecnologia de tubos de calor. Com um sistema que produzia ar quente a 150°C os resultados mostraram que os tubos de calor, com o evaporador e condensador feitos de cobre e aço inoxidável utilizando água como fluido de trabalho, era capaz de extrair um fluxo de calor de 6,5 kW/m<sup>2</sup>. No entanto quando a fonte de calor atingia temperaturas menores que 150°C o sistema não funcionava corretamente, apresentando comportamento instável.

### 4.2.3 Outras tecnologias

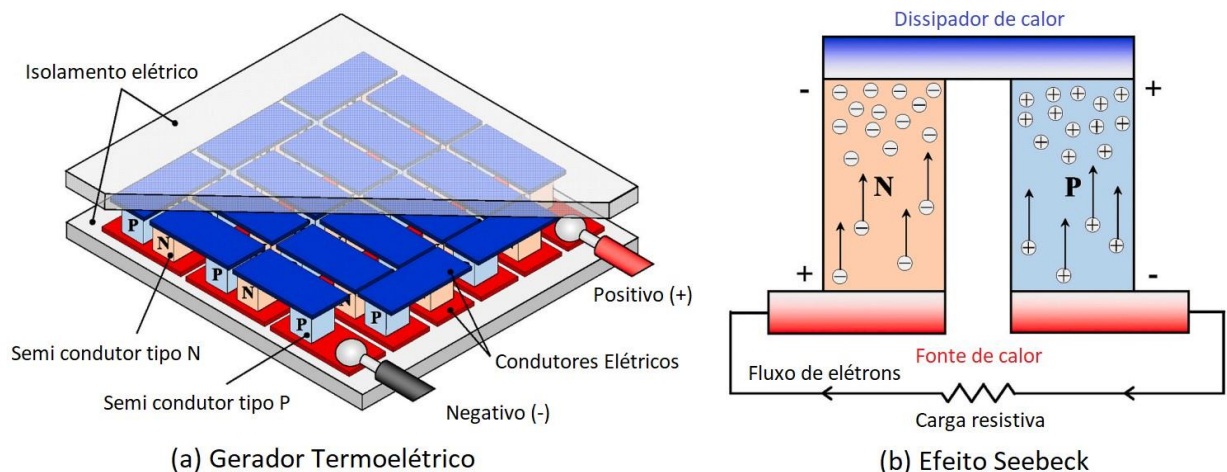
#### 4.2.3.1 Gerador termoelétrico

Sistemas de geradores termoelétricos (figura 17-a) são constituídos de três principais elementos: 1. Um trocador de calor, que absorve o calor e o transfere para os módulos termoelétricos; 2. Os módulos termoelétricos, que geram energia elétrica quando uma diferença de temperatura existe entre os seus terminais. Os módulos

termoelétricos contêm diversos pares termoelétricos, e cada par geralmente combina semicondutores do tipo n e do tipo p; 3. Um dissipador de calor, que dissipa o calor recebido dos módulos termoelétricos (JOUHARA et al., 2021).

Um módulo de um gerador termoelétrico consiste em 10 a 100 elementos termoelétricos de tipo n e tipo p, eletricamente conectados em serie e termicamente em paralelo, interpostos entre duas camadas cerâmicas. Os pares p-n são unidos por abas condutoras, conectados aos elementos via uma solda de baixo ponto de fusão. Quando um gradiente de temperatura é imposto entre duas junções, o gerador termoelétrico converte a energia térmica em energia elétrica, de acordo com o efeito Seebeck (figura 17-b) (ZOUI et al., 2020).

Figura 17 – Diagrama esquemático de um gerador termoelétrico e do efeito Seebeck



Fonte: Oh et al., 2024.

Os geradores termoelétricos possibilitam gerar energia elétrica a partir do calor sem necessitar partes móveis como turbinas, o que elimina custos extras resultantes de manutenções e reparos (SUGIARTHA, 2018). Devido a longa vida útil destes geradores, sua efetividade independe da escala, podendo ser utilizados para microgeração em condições restritas (ENESCU, 2019).

Sistemas de recuperação energética com geradores termoelétricos operam em uma faixa de temperatura de 150 a 600°C, com uma eficiência de 1 a 5% (CHOWDHURY et al., 2018).

A eficiência termoelétrica de um material termoelétrico pode ser expressa pela figura de mérito ( $ZT$ ), um parâmetro adimensional, que é dependente das propriedades do material, conforme a seguinte equação:

$$ZT = \frac{S^2 \sigma T}{K} \quad (3)$$

onde  $S$  é o coeficiente Seebeck ( $\mu\text{V/K}$ ),  $\sigma$  é a condutividade elétrica ( $1/\Omega\text{m}$ ),  $K$  é a condutividade térmica ( $\text{W/mK}$ ) e  $T$  é a temperatura absoluta da fonte de calor ( $\text{K}$ ). Essa equação demonstra que, para maximizar a figura de mérito de um material, deve atender os seguintes critérios: (1) uma baixa condutividade térmica, para manter uma diferença considerável de temperatura entre as duas extremidades do material, (2) alta condutividade elétrica, para reduzir a resistência interna do material e por consequência o efeito Joule, (3) elevado coeficiente de Seebeck, necessário para uma tensão mais elevada ser obtida (OHTA et al., 2008) (ZIDE et al., 2006).

A maioria dos estudos experimentais presentes na literatura sobre os geradores termoelétricos focam na recuperação do calor residual de motores de combustão interna, dentre estes destaca-se o trabalho de Li et al (2024): Para recuperar calor residual do motor a diesel de uma embarcação fluvial de 800 toneladas, utilizou um gerador termelétrico de 8 unidades, com 24 módulos termoelétricos cada, gerando em média 177,6 W de energia elétrica ao longo de três meses, com uma eficiência de 1,58% a partir de uma fonte de calor com temperaturas em torno dos 200°C.

Dentre os trabalhos sobre geradores termoelétricos que se aproximam das características do presente trabalho é possível destacar o trabalho de Khalil H. e Hassan H. (2020), onde um sistema de recuperação de calor residual a 200°C de uma chaminé vertical é modelado e validado em um experimento em laboratório. A partir deste estudo foi concluído que dissipadores de calor passivos são uma boa opção nessa faixa de temperatura para geradores termoelétricos, mantendo uma diferença de temperatura grande o suficiente para uma eficiência de conversão aceitável, desta maneira os custos iniciais são significativamente reduzidos.

#### 4.2.3.2 *Armazenamento de energia térmica*

Considerando situações em que a oferta de calor residual industrial é descontínua e a distância entre a fonte de calor e a demanda é elevada, o



armazenamento de energia térmica pode ser uma alternativa de gerenciamento que permita a utilização da energia nessas condições (MIRÓ et al., 2016). Portanto, o armazenamento de energia térmica permite uma dissociação temporal da demanda de calor e da geração de calor (KÖSE et al., 2021)

Existem três diferentes mecanismos de armazenamento de energia que são classificados como: Calor sensível, que armazenam calor em seu calor específico ( $C_p$ ), utilizam fluidos como a água, óleos térmicos, sais líquidos, metais líquidos e materiais como rocha, areia, cascalho e blocos de concreto; Calor latente, que armazenam calor durante processos a temperaturas constantes, como mudança de fase sólido-líquido, utilizam materiais orgânicos como parafinas, ácidos graxos, ésteres, álcoois, glicóis e materiais inorgânicos, como sais. A terceira classificação seria a dos sistemas químicos de armazenamento de energia, que utilizam reações químicas reversíveis que absorvem e liberam calor com a finalidade de armazenar energia (ALVA et al., 2018).

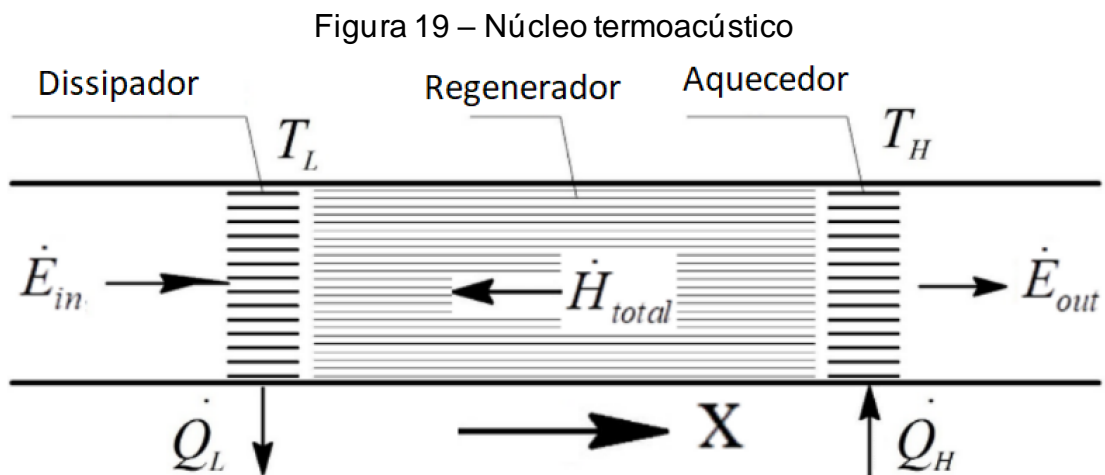
Dentre os estudos da literatura destaca-se o estudo de Sung et al. (2016) que projetou e construiu um sistema de armazenamento de energia utilizando um tanque de água, para suprimir as flutuações de temperatura dos gases de exaustão de uma planta de processamento de aço. Assim um ciclo Rankine orgânico foi capaz de operar a uma temperatura constante de 140°C, gerando 235,7 kW com uma eficiência térmica de 12,9%.

#### 4.2.3.3 Ciclos termoacústicos

O princípio de operação de sistemas termoacústicos é baseado nos efeitos termoacústicos resultantes da transformação alternada entre energia térmica e energia acústica. Máquinas de calor termoacústicas podem ser divididas em ação direta, como motores termoacústicos, e ação reversa, como chillers termoacústicos. O primeiro grupo converte o calor em energia acústica, enquanto o segundo grupo implementa a conversão reversa, energia acústica em calor com diferentes temperaturas (YANG et al., 2022).

Em uma máquina de calor termoacústica, a conversão de energia térmica em energia acústica acontece em um meio poroso chamado de regenerador. Este dispositivo fica situado entre dois trocadores de calor, formando o núcleo da máquina chamado de gerador de ondas (figura 19). O trocador de calor frio conectado ao

dissipador e o trocador de calor quente conectado a fonte de calor mantém um gradiente de temperatura, ao longo do regenerador. Devido a este gradiente de temperatura uma onda sonora é induzida e amplificada, extraindo o calor da fonte de calor, e dissipando o calor não convertido no dissipador. O movimento oscilatório da onda, desloca uma parcela do fluido de trabalho, de maneira que esta parcela sofra compressão ou expansão, dependendo da variação de pressão, enquanto troca calor com as superfícies sólidas ao seu redor no regenerador. Desta maneira, uma parcela de gás realizará um ciclo termodinâmico, e potência acústica é produzida pelo gerador de ondas (HADDAD et al., 2014).



Fonte: Yang et al., 2022.

As tecnologias para ciclos termoacústicos existentes enfrentam alguns problemas, incluindo: Consistem de múltiplas unidades centrais termoacústicas em um loop, resultando em sistemas complexos, prevenindo aplicações práticas; Sistemas com múltiplas unidades sofrem de condições de funcionamento inconsistentes e sofrem com problemas de ruptura em suas membranas, dificultando ainda mais sua operação estável a longo prazo; A adição de mais partes móveis mecânicas neste sistemas comprometem as suas vantagens, alta confiabilidade e longa vida útil (HU et al., 2024).

Neste aspecto destaca-se o trabalho de Yang et al. (2014), que apresentou um sistema que consiste de três geradores de onda de pressão lineares acoplados a três bombas de calor em um circuito fechado. As simulações do sistema utilizaram fontes de calor a entre 40 a 70°C e foram capazes de elevar a temperatura de 120 a 150°C, com uma eficiência de Carnot entre 50 e 60%.

### 4.3 PERFIL DAS TECNOLOGIAS DE RECUPERAÇÃO ENERGÉTICA

O perfil das tecnologias de recuperação energética para gases de exaustão quentes, juntamente com uma descrição sucinta de suas vantagens e desvantagens, foi disposto na tabela 2, elaborada aqui com base na revisão geral das referências bibliográficas citadas no referencial teórico.

Com base na pesquisa desenvolvida no presente trabalho será utilizado o ciclo Rankine orgânico para a recuperação energética de gases de exaustão quentes nas condições da caldeira sob análise no estudo de caso. Essa escolha pode ser justificada não somente pelas vantagens e desvantagens da tecnologia, mas principalmente por sua maturidade. O número de trabalhos encontrados na literatura sobre ciclos Rankine orgânicos supera em muito as demais tecnologias. Consequentemente o seu desenvolvimento é muito mais avançado, refletindo em uma opção consolidada no mercado. As outras tecnologias citadas no decorrer do trabalho ainda não atingiram esse nível de maturidade.

Tabela 2 – Perfil das tecnologias de recuperação energética para gases de exaustão quentes

Tecnologia	Classificação	Temperatura da fonte de calor	Número de trabalhos revisados	Vantagens	Desvantagens
Ciclo flash trilateral	Calor para potência elétrica	70 a 200°C	8	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Vazão mássica elevada</li> <li>– Perda de exergia reduzida</li> <li>– Alta correspondência de temperatura entra o fluido e a fonte de calor</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Elevada pressão de operação</li> <li>– Alto consumo de bomba</li> <li>– Expansor bifásico requer mais pesquisa e desenvolvimento</li> </ul>
Ciclo Rankine Orgânico	Calor para potência elétrica	90 a 500°C	14	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Sistema compacto</li> <li>– Acionamento direto do gerador</li> <li>– Não é necessário sistema de superaquecimento</li> <li>– Alta eficiência</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Preço do fluido de trabalho</li> <li>– Fluido de trabalho pode ser prejudicial ao meio ambiente</li> <li>– Alto consumo de bomba</li> <li>– Alta viscosidade do fluido de trabalho</li> </ul>
Ciclo Kalina	Calor para potência elétrica	100 a 350°C	9	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Operação possível em baixas temperaturas</li> <li>– Sistema compacto</li> <li>– Custo do sistema reduzido em comparação ao CRO</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Amônia como fluido de trabalho</li> <li>– Instabilidade a temperaturas maiores que 400°C</li> <li>– Estrutura complexa</li> </ul>

Fonte: Elaborado pelo autor com base nas referências citadas no referencial teórico.

Continuação Tabela 2 – Perfil das tecnologias de recuperação energética para gases de exaustão quentes

Tecnologia	Classificação	Temperatura da fonte de calor	Número de trabalhos revisados	Vantagens	Desvantagens
Bombas de calor por compressão	Calor para calor/frio	30 a 110°C	2	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Elevados valores de COP</li> <li>– Baixo custo de operação em termos de energia</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Elevado custo inicial</li> <li>– Manutenções mais frequentes que as outras tecnologias de bomba de calor</li> </ul>
Bombas de calor por absorção	Calor para calor/frio	50 a 110°C	3	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Baixo consumo elétrico</li> <li>– Poucas partes móveis</li> <li>– Longa vida útil</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Baixo valores de COP</li> <li>– Elevado investimento inicial</li> </ul>
Bombas de calor por adsorção	Calor para calor/frio	60 a 250°C	3	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Longa vida útil</li> <li>– Não requer partes móveis para circulação do fluido de trabalho</li> <li>– Princípio de operação simples</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Baixos valores de COP</li> <li>– Funcionamento intermitente</li> <li>– Grandes dimensões do sistema</li> </ul>
Motor Stirling	Calor para potência elétrica	100 a 700°C	3	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Operação silenciosa</li> <li>– Alta eficiência térmica</li> <li>– Baixas taxas de desgaste interno</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Custo de fabricação</li> <li>– Confiabilidade da vedação</li> </ul>
Trocadores de calor casco e tubo	Trocador de calor	40 a 700°C	4	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Resistência a incrustações</li> <li>– Escalabilidade do sistema</li> <li>– Longa vida útil</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Grandes dimensões</li> <li>– Baixa eficiência em comparação ao trocador de calor de placas</li> </ul>

Fonte: Elaborado pelo autor com base nas referências citadas no referencial teórico.

Continuação Tabela 2 – Perfil das tecnologias de recuperação energética para gases de exaustão quentes

Tecnologia	Classificação	Temperatura da fonte de calor	Número de trabalhos revisados	Vantagens	Desvantagens
Trocadores de calor de placas	Trocador de calor	50 a 650°C	6	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Alta eficiência</li> <li>– Custo maleável</li> <li>– Alta condutividade térmica</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Curta vida útil</li> </ul>
Tubos de calor	Trocador de calor	<0°C a 1500°C	5	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Não possui partes móveis</li> <li>– Longa vida útil</li> <li>– Conversão direta de energia</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Custo de fabricação</li> </ul>
Gerador termoelétrico	Calor para potência elétrica	150 a 600°C	10	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Alta durabilidade, confiabilidade e escalabilidade</li> <li>– Não possui partes móveis</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Baixa eficiência</li> <li>– Altas exigências quanto as propriedades dos materiais</li> </ul>
Armazenamento de energia térmica	Trocador de calor	-	4	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Dissociação temporal da geração e demanda térmica</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Corrosão*</li> <li>– Baixa condutividade térmica*</li> <li>– Design complexo devido ao isolamento térmico e materiais necessários*</li> </ul>

Fonte: Elaborado pelo autor com base nas referências citadas no referencial teórico.

Continuação Tabela 2 – Perfil das tecnologias de recuperação energética para gases de exaustão quentes

Tecnologia	Classificação	Temperatura da fonte de calor	Número de trabalhos revisados	Vantagens	Desvantagens
Ciclos termoacústicos	Calor para calor/frio	100 a 700°C	4	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Baixa diferença de temperatura necessária para operação</li> <li>– Poucas partes móveis</li> <li>– Simplicidade e confiabilidade do sistema</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Baixa eficiência térmica</li> <li>– Baixa densidade de potência</li> <li>– Eficiências maiores necessitam abrir mão da simplicidade e confiabilidade do sistema</li> </ul>

Fonte: Elaborado pelo autor com base nas referências citadas no referencial teórico.

Quanto à maturidade de equipamentos que operam segundo o ciclo Rankine Orgânico, destaca-se os produtos da empresa espanhola Rank. Esta empresa dispõe de equipamentos de ciclos Rankine Orgânicos modulares (figura 20), que se destacam por serem sistemas compactos. Esses produtos são divididos em quatro categorias em função da temperatura da fonte de calor e a capacidade de geração de energia elétrica, sendo capazes de operar com fontes de calor de 90°C a 170°C.

Figura 20 – Ciclo Rankine Orgânico modular



Fonte: Rank - Organic Rankine Cycle (ORC) equipment, modules and systems.

#### 4.4 ESTUDO DE CASO

##### 4.4.1 CARACTERIZAÇÃO dos gases de escape DA caldeira

O combustível selecionado no software VULCANO para emular o cavaco de madeira foi a madeira de eucalipto com uma umidade de 45%, valor similar aos combustíveis utilizados em aplicações reais, e excesso de ar de 50%. Este valor de excesso de ar é comumente utilizado na indústria para a combustão de biomassa, pois otimiza a eficiência da caldeira, minimizando perdas por combustível não queimado e pelo calor presente nos gases de escape da chaminé.

As seguintes informações foram obtidas no software:

- Calor específico médio dos gases de escape de 1,38 kJ/kg\*K, avaliado na temperatura adiabática de chama;



- Densidade dos gases de escape de 1,24 kg/m<sup>3</sup>;
- Temperatura de orvalho da água nos gases de escape de 62,8°C;
- PCI do combustível de 8659,1 kJ/kg;

A composição dos gases de escape obtida pelo software é apresentada na tabela 3.

Tabela 3 – Composição dos gases de escape da chaminé

Substância	Gases Secos (% molar)	Gases Úmidos (% molar)
CO <sub>2</sub>	14,09	10,94
H <sub>2</sub> O	0	22,35
SO <sub>2</sub>	0,01	0,01
O <sub>2</sub>	6,96	5,4
N <sub>2</sub>	78,94	61,3

Fonte: Elaborado pelo autor.

Pode ser observado a partir da tabela 3 de composição do gás de escape da chaminé que estes apresentam uma concentração muito baixa de SO<sub>2</sub>. Essa informação indica que mesmo que esse gás seja resfriado devido à troca de calor para a recuperação energética, o problema de corrosão do trocador de calor a partir da condensação ácida de H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> não ocorrerá. Estas afirmações feitas a partir dos dados obtidos no software VULCANO são corroboradas pelo estudo de Auler et al. (2020), onde amostras de cavaco de madeira de eucalipto provenientes do município de Guaíba no estado do Rio Grande do Sul foram analisadas e os resultados não detectaram a presença de enxofre no combustível. O mesmo foi verificado nos estudos de Virmond et al. (2021), ensaios de co-combustão de lodo da indústria de processamento de carnes e madeira numa proporção mássica de 1:3 foram efetuados num combustor ciclônico em escala piloto (100 kg/h) e num sistema de combustão industrial com caldeira flamotubular de grelha rotativa (6000 kg/h), e de Silva (2023), que desenvolveu combustíveis derivados misturas de serragem de eucalipto e de pinus do sul do Brasil e resíduos sólidos urbanos.

#### 4.4.2 Calor residual disponível nos gases de escape da caldeira

A partir dos dados e fluxogramas disponibilizados pela fabricante da caldeira em análise, com a equação (3) foi possível calcular o calor residual disponível dos gases de escape. Se os gases forem resfriados até a temperatura ambiente de 20°C com a vazão dos gases de escape de 61,3 t/h, é possível obter o valor de aproximadamente 3,3 MW. No entanto o resfriamento dos gases até a temperatura ambiente não é realista para aplicações práticas, pois essa temperatura pode prejudicar o seu escoamento e causar problemas como a condensação do vapor de água. Portanto o presente estudo assume que os gases são resfriados até a temperatura de 80°C, uma margem de segurança de 17,2°C para a temperatura de orvalho da água de 62,8°C. Calcula-se então um calor residual de 1880,7 kW na corrente de gases quentes à temperatura de 80 °C.

#### 4.4.3 Impacto na eficiência do ciclo Rankine a vapor

O impacto da recuperação energética por meio de um ciclo Rankine orgânico na eficiência do ciclo Rankine a vapor, onde a caldeira está inserida, pode ser estimado a partir da seguinte análise.

Com a equação (4) é possível calcular a energia elétrica gerada, a partir do calor residual dos gases de escape da caldeira, por um ciclo Rankine Orgânico que utiliza hexano como fluido de trabalho. Os seguintes dados foram utilizados:

- $Q_{th} = 1880,7$  kW, calculado na seção 5.1;
- $\eta = 22\%$ , como citado na seção 4.2.1.2 por Zhang et al. (2019);
- $T = 160^\circ\text{C}$ ;
- $T_{evap} = 68,7^\circ\text{C}$ , temperatura de evaporação do hexano, avaliada na pressão atmosférica;
- $T_{diff} = 10^\circ\text{C}$ , assumindo que o escoamento da fonte de calor sai do evaporador a 80°C e o fluido de trabalho é aquecido até 70°C;

A partir desses dados foi obtido um valor de 368,4 kW para a energia elétrica líquida gerada pelo ciclo Rankine Orgânico.

Como citado na seção 5.1, a caldeira ICF3045 produz vapor para a geração de energia elétrica em um ciclo Rankine convencional. O gerador do ciclo gera 6 MW de potência elétrica e o sistema consome 800,9 kW. A potência elétrica líquida desse sistema é 5199,1 kW.

Ao associar a energia gerada pelo sistema de recuperação energética com o ciclo Rankine a vapor, é possível elevar a potência elétrica líquida do sistema. Somando a contribuição do ciclo Rankine orgânico ao ciclo Rankine convencional obtém-se o valor de 5567,5 kW para a potência elétrica líquida do sistema. Dessa maneira a eficiência do ciclo é elevada a 20,5%, um aumento de 1,35% em comparação com o valor citado na seção 5.1. Em outras palavras, a recuperação energética é capaz de abater 46% do consumo elétrico do sistema.

A análise apresentada aqui foi feita do ponto de vista exclusivamente técnico, com o objetivo de ilustrar qual tecnologia utilizar, entre tantas disponíveis, bem como quantificar o ganho de eficiência global obtida para o estudo de caso selecionado. No entanto, é importante ressaltar que, a tomada de decisão sobre a implantação ou não do sistema de recuperação deve passar por uma análise econômica levando em conta o investimento a ser feito e o retorno esperado.

## 4.5 NECESSIDADES NO DESENVOLVIMENTO DAS TECNOLOGIAS

### 4.5.1 Necessidades gerais

Uma das principais lacunas no desenvolvimento das tecnologias de recuperação energética é a validação dos resultados. É possível observar na literatura o desenvolvimento de diversas simulações e modelos numéricos sobre as mais variadas tecnologias de recuperação energética, mas são raramente efetuados experimentos em campo, ou até mesmo em laboratório, para a validação dos modelos com dados experimentais. Isso resulta em tecnologias com parâmetros de desempenho atrativos, mas não há certeza sobre sua viabilidade técnica ou econômica.

Outro aspecto que necessita ser mais aprofundado é o impacto ambiental das tecnologias de recuperação energética. A grande maioria das análises realizadas focam no ganho energético e econômico, deixando de lado aspectos ambientais. No contexto mundial atual é de suma importância a análise dos aspectos ambientais destas tecnologias, visto que a decisão sobre a instalação ou não das mesmas também deve levar em conta o ponto de vista do meio ambiente, além do energético e econômico.

#### 4.5.2 Necessidades específicas

Quanto as tecnologias em específico, destaca-se o principal problema do ciclo flash trilateral, o expensor bifásico, componente crucial do ciclo. A baixa eficiência do componente e sua alta vazão volumétrica de saída limitam a aplicação comercial do ciclo (WANG et al., 2022). O desenvolvimento deste componente também sofre com a falta de estudos experimentais, resultando em incertezas sobre os resultados obtidos em modelagens ou simulações matemáticas. Neste contexto, é possível ressaltar o estudo de Wang et al. (2022) que sugere uma modificação no ciclo trilateral, utilizando uma turbina hidráulica no lugar do expensor bifásico, capaz de diminuir a vazão volumétrica na saída do expensor, totalizando de 2 a 17% da vazão mássica no ciclo original.

No ciclo Kalina é possível ressaltar a corrosividade da mistura água-amônia utilizada como fluido de trabalho. A utilização desta mistura como fluido de trabalho representa riscos de segurança e requisitos de manutenção mais elevados na operação do sistema. Estes requerimentos e riscos aumentam a complexidade e o custo do ciclo Kalina, o fazendo menos competitivo em termos de viabilidade e performance econômica. A partir disso se fazem necessárias pesquisas para a otimização do sistema e design de seus componentes para reduzir custos e melhorar sua viabilidade prática (LIU et al., 2024).

Sobre os motores Stirling é possível destacar o alto custo dos materiais, a complexidade mecânica em comparação com os outros ciclos de potência e principalmente altos requisitos de vedação. O desenvolvimento de melhores tecnologias de vedação é um ponto crucial para os motores Stirling. Devido a sua alta pressão de operação um problema comum é o vazamento entre a parede do cilindro e a haste do pistão. Para ser possível a exploração de suas capacidades como tecnologia apropriada para a recuperação energética, a otimização do motor a respeito da sua estrutura e configuração é essencial para melhorar a eficiência de conversão dos motores Stirling.

Em bombas de calor por adsorção, uma das principais necessidades de desenvolvimento se dá nos pares de adsorvente-adsorvato. A pesquisa e desenvolvimento de novos pares é necessária pois muitos destes que apresentam características interessantes não estão disponíveis nas quantidades necessárias para

aplicações em tamanhos reais de bombas de calor por adsorção e, portanto, seu custo se torna insustentável (DIAS e COSTA, 2018).

De maneira similar ao princípio da adsorção, bombas de calor por absorção também necessitam de desenvolvimento nos pares de trabalho. Os pares de trabalho mais comumente utilizados, LiBr + H<sub>2</sub>O e NH<sub>3</sub> + H<sub>2</sub>O, são associados a diversos problemas críticos. O par LiBr + H<sub>2</sub>O facilmente cristaliza no sistema causando corrosão, necessitando de uma bomba a vácuo adicional. Já o par NH<sub>3</sub> + H<sub>2</sub>O apresenta dificuldades na separação devido a diferenças nas temperaturas de ebulição, necessitando um conjunto adicional de destilação. Além disso, a amônia pode ser corrosiva aos metais (JI et al., 2023). Estes defeitos fazem com que os pares LiBr + H<sub>2</sub>O e NH<sub>3</sub> + H<sub>2</sub>O sejam inadequados para aplicações industriais, fazendo necessário o desenvolvimento de novos pares de trabalho.

Para os geradores termoelétricos a principal necessidade é o desenvolvimento dos materiais. Sua eficiência é severamente limitada devido ao comportamento elétrico e térmico serem dependentes um do outro, como se observa na equação (3). Uma das soluções propostas para este problema é a implementação de nanomateriais. Alguns trabalhos chegaram a valores de 2,4 para a figura de mérito, utilizando superredes de Bi<sub>2</sub>Te<sub>3</sub>/Sb<sub>2</sub>Te<sub>3</sub> (D'ANGELO et al., 2023). No entanto estes métodos não são transferidos em viabilidade técnica ou econômica devido ao alto custo de fabricação e baixo rendimento industrial.

As tecnologias classificadas como emergentes no presente trabalho precisam ser melhores desenvolvidas nos mais diferentes aspectos para se tornarem opções viáveis tecnicamente e economicamente.

No que tange os sistemas de armazenamento de energia térmica, a escolha do mecanismo e material ou fluido, seja ele orgânico ou inorgânico, é feita a partir de suas vantagens em detrimento das suas desvantagens. De maneira similar a expressão popular “cobertor curto”, uma vez que os pontos positivos e negativos são relacionados de maneira alternada entre as opções. Por exemplo, materiais que possuem alta densidade de energia apresentam problemas como corrosão, design complexo e baixa condutividade térmica. Já os materiais que não apresentam os problemas citados possuem baixa densidade de energia (XIE et al., 2022). Dessa maneira selecionar a opção que atende os critérios necessários é extremamente complexo, portanto, o foco do desenvolvimento dos sistemas de armazenamento de

energia térmica deve ser direcionado ao desenvolvimento dos mecanismos e materiais.

## 5 CONCLUSÃO

O presente estudo apresentou o estado da arte das tecnologias de recuperação energética para os gases de exaustão quentes e um estudo de caso. Para este fim, foi realizada uma revisão bibliográfica das tecnologias de recuperação energética que podem ser utilizadas para a finalidade em investigação. A seguir foi elaborada uma tabela apresentando o perfil das tecnologias, com vantagens e desvantagens. A partir do perfil das tecnologias e da pesquisa bibliográfica, foi utilizado o ciclo Rankine Orgânico para recuperar o calor dos gases de exaustão da caldeira sob análise. Com isso, foi realizada um estudo de caso para a análise do impacto da recuperação energética na eficiência de um ciclo Rankine a vapor.

Através do levantamento do estado da arte realizado no presente trabalho, foram identificadas as doze principais tecnologias de recuperação energética para gases de exaustão quentes. Dentre essas, o maior desenvolvimento está presente nos ciclos de potência, principalmente no ciclo Rankine Orgânico. No entanto, mesmo entre as tecnologias mais desenvolvidas, a literatura ainda carece de trabalhos com verificação experimental.

O presente trabalho também realizou um estudo de caso sobre o impacto da recuperação energética dos gases de escape da chaminé de uma caldeira a biomassa na eficiência de um ciclo Rankine a vapor. O sistema de recuperação energética em análise é capaz de abater 46% do consumo elétrico do sistema, representando o potencial e a necessidade do desenvolvimento dessa aplicação. Somente 19,59% dos 1880,7 kW disponíveis de calor residual podem ser convertidos em energia útil.

Com essas informações é possível concluir que a recuperação energética de gases de exaustão quentes é uma das potenciais alternativas para atender demandas de eficiência energética. Porém, as tecnologias disponíveis para recuperar calor em níveis médios de temperatura ainda requerem avanços.

Deve-se ainda ressaltar que são necessários futuros estudos sobre a análise econômica do sistema a ser proposto em cada aplicação, pois mesmo que a recuperação energética apresente potencial para aumentar a eficiência do ciclo, o investimento financeiro a ser feito e o retorno esperado podem ser inviáveis.

Diante do cenário geral da recuperação energética de gases de exaustão quentes em médias temperaturas, espera-se que pesquisas futuras se concentrem no aprimoramento de cada tecnologia de maneira específica. É importante que os futuros

trabalhos tenham como foco principal a validação experimental dos dados obtidos, uma grande lacuna identificada nesta área de estudo. Enquanto que estudos sobre os aspectos econômicos e energéticos são importantes para o desenvolvimento dessa área, as novas linhas de pesquisa podem também se dedicar aos aspectos e impactos ambientais da recuperação energética. Outras investigações podem abordar a associação do armazenamento de energia térmica com outras tecnologias de recuperação de energia.



## REFERÊNCIAS

- AGATHOKLEOUS, R. et al. Waste Heat Recovery in the EU industry and proposed new technologies. **Energy procedia**, v. 161, p. 489–496, 2019.
- AGHAYARI, R. et al. Effect of nanoparticles on heat transfer in mini double-pipe heat exchangers in turbulent flow. **Warme- und Stoffubertragung [Heat and mass transfer]**, v. 51, n. 3, p. 301–306, 2015.
- AHMED, MANAM. Harvesting Green Power: A Literature Exploration of the Augmented Kalina Cycle with Renewable Energy Sources. 2023.
- AJIMOTOKAN, H. et al. Thermo-economic feasibility analysis of trilateral-cycle power generators for waste heat recovery-to-power applications. 2022.
- ALVA, G.; LIN, Y.; FANG, G. An overview of thermal energy storage systems. **Energy (Oxford, England)**, v. 144, p. 341–378, 2018.
- AMIRFAKHRI, S. J. A feasibility study of using the organic Rankine cycle for power generation from the flue gases of recovery boilers. **Tappi journal**, v. 21, n. 8, p. 405–413, 2022.
- ARSENYEVA, O. et al. Plate heat exchanger design for the utilisation of waste heat from exhaust gases of drying process. **Energy (Oxford, England)**, v. 233, n. 121186, p. 121186, 2021.
- AULER, Angenor Geovani; MEM DE SÁ, Matheus Vilares; EICHLER, Paulo; MATTIA, Jaqueline Lidorio de; SILVA, Guilherme; DE SOUZA, Guilherme; SANTOS, Fernando Almeida. Estudo preliminar para combustão de cavacos de eucalipto e carvão em um reator de leito fluidizado. **Pesquisa Florestal Brasileira**, [S. l.], v. 40, 2020.
- BENDIG, M.; MARÉCHAL, F.; FAVRAT, D. Defining “Waste Heat” for industrial processes. **Applied thermal engineering**, v. 61, n. 1, p. 134–142, 2013.
- BENEDETTI, M. et al. Design of a database of case studies and technologies to increase the diffusion of low-temperature waste heat recovery in the industrial sector. **Sustainability**, v. 13, n. 9, p. 5223, 2021.
- BENEDETTI, M. et al. Design of a database of case studies and technologies to increase the diffusion of low-temperature waste heat recovery in the industrial sector. **Sustainability**, v. 13, n. 9, p. 5223, 2021.
- BIANCHI, G. et al. Estimating the waste heat recovery in the European Union Industry. **Energy, ecology & environment**, v. 4, n. 5, p. 211–221, 2019.
- BIANCHI, G. et al. Modelling and off-design performance optimisation of a trilateral flash cycle system using two-phase twin-screw expanders with variable built-in volume ratio. **Applied thermal engineering**, v. 179, n. 115671, p. 115671, 2020.

BROBERG VIKLUND, S.; JOHANSSON, M. T. Technologies for utilization of industrial excess heat: Potentials for energy recovery and CO<sub>2</sub> emission reduction. **Energy conversion and management**, v. 77, p. 369–379, 2014.

BRÜCKNER, S. et al. Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies. **Applied energy**, v. 151, p. 157–167, 2015.

CHOWDHURY, J. I. et al. Reducing industrial energy demand in the UK: A review of energy efficiency technologies and energy saving potential in selected sectors. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 94, p. 1153–1178, 2018.

CHRISTODOULIDES, P. et al. Adoption of waste heat recovery technologies: Reviewing the relevant barriers and recommendations on how to overcome them. **Operations Research Forum**, v. 3, n. 1, 2022.

CHRISTODOULIDES, P. et al. Waste heat recovery technologies revisited with emphasis on new solutions, including heat pipes, and case studies. **Energies**, v. 15, n. 1, p. 384, 2022b.

ÇINAR, C.; AKSOY, F.; EROL, D. The effect of displacer material on the performance of a low temperature differential Stirling engine: The investigation of an LTD Stirling engine. **International journal of energy research**, v. 36, n. 8, p. 911–917, 2012.

COGEN Portugal. **Ciclos Orgânicos de Rankine**, 2011. Disponível em: <<https://www.cogenportugal.com/eficiencia-energetica/>>. Acesso em: 24 set. 2024.

D'ANGELO, M.; GALASSI, C.; LECIS, N. Thermoelectric materials and applications: A review. **Energies**, v. 16, n. 17, p. 6409, 2023.

DEMIR, M. E.; DINCER, I. Performance assessment of a thermoelectric generator applied to exhaust waste heat recovery. **Applied thermal engineering**, v. 120, p. 694–707, 2017.

DEPARTMENT OF ENERGY. **Quadrennial technology review 2015**. Disponível em: <<https://www.energy.gov/quadrennial-technology-review-2015>>. Acesso em: 20 sep. 2024.

DIAS, J. M. S.; COSTA, V. A. F. Adsorption heat pumps for heating applications: A review of current state, literature gaps and development challenges. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 98, p. 317–327, 2018.

DYNAMIS. **Conheça o Vulcano, nosso software de simulação de combustão para fornos rotativos**. Disponível em: <<https://dynamis-br.com/conheca-o-vulcano-nosso-software-de-simulacao-de-combustao-para-fornos-rotativos/>>. Acesso em: 1 nov. 2024.

EL FIL, B.; GARIMELLA, S. Heat recovery, adsorption thermal storage, and heat pumping to augment gas-fired tumble dryer efficiency. **Journal of energy storage**, v. 48, n. 103949, p. 103949, 2022.

ENESCU, D. Thermoelectric energy harvesting: Basic principles and applications. In: ENESCU, D. (Ed.). **Green Energy Advances**. London, England: IntechOpen, 2019.

FAGHRI, A. Heat pipes: Review, opportunities and challenges. **Frontiers in heat pipes**, v. 5, n. 1, 2014.

FETUGA, I. A. et al. Numerical analysis of thermal performance of waste heat recovery shell and tube heat exchangers on counter-flow with different tube configurations. **Alexandria Engineering Journal**, v. 64, p. 859–875, 2023.

FIRTH, A.; ZHANG, B.; YANG, A. Quantification of global waste heat and its environmental effects. **Applied energy**, v. 235, p. 1314–1334, 2019.

FORMAN, C. et al. Estimating the global waste heat potential. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 57, p. 1568–1579, 2016.

HADDAD, C. et al. Some efficient solutions to recover low and medium waste heat: Competitiveness of the thermoacoustic technology. **Energy procedia**, v. 50, p. 1056–1069, 2014.

HEBENSTREIT, B. et al. Techno-economic study of a heat pump enhanced flue gas heat recovery for biomass boilers. **Biomass & bioenergy**, v. 71, p. 12–22, 2014.

HIJRIAWAN, M. et al. Organic Rankine Cycle (ORC) in geothermal power plants. **Journal of physics. Conference series**, v. 1402, n. 4, p. 044064, 2019.

HO, T.; MAO, S. S.; GREIF, R. Comparison of the organic flash cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy. **Energy**, v. 42, p. 213–223, 2012.

HU, Y. et al. Analysis on a single-stage direct-coupled thermoacoustic refrigerator driven by low/medium-grade heat. **Applied energy**, v. 361, n. 122958, p. 122958, 2024.

JA'FARI, M. et al. Waste heat recovery in iron and steel industry using organic Rankine cycles. **Chemical engineering journal (Lausanne, Switzerland: 1996)**, v. 477, n. 146925, p. 146925, 2023.

JANNA, Farid Chejne et al. **Recuperación de energía en procesos industriales**. Editorial Universidad Nacional, Medellín. 2015.

Jl, L. et al. An overview of the progress of new working pairs in absorption heat pumps. **Energy reports**, v. 9, p. 703–729, 2023.

JIMÉNEZ-GARCÍA, J. C. et al. A comprehensive review of organic Rankine cycles. **Processes (Basel, Switzerland)**, v. 11, n. 7, p. 1982, 2023.

JOUHARA, H. et al. Heat pipe based systems - Advances and applications. **Energy (Oxford, England)**, v. 128, p. 729–754, 2017.

JOUHARA, H. et al. Thermoelectric generator (TEG) technologies and applications. **International Journal of Thermofluids**, v. 9, n. 100063, p. 100063, 2021.

JOUHARA, H. et al. Waste heat recovery solution based on a heat pipe heat exchanger for the aluminium die casting industry. **Energy (Oxford, England)**, v. 266, n. 126459, p. 126459, 2023.

JOUHARA, H. et al. Waste heat recovery technologies and applications. **Thermal science and engineering progress**, v. 6, p. 268–289, 2018.

KALINA, A. I. "COMBINED-CYCLE SYSTEM WITH NOVEL BOTTOMING CYCLE.," J. Eng. Gas Turbines Power, vol. 106, no. 4, pp. 737–742, Oct. 1984.

KHALIL, H.; HASSAN, H. Enhancement of waste heat recovery from vertical chimney via thermoelectric generators by heat spreader. **Process safety and environmental protection : transactions of the Institution of Chemical Engineers, Part B**, v. 140, p. 314–329, 2020.

KHODAMI, R.; ABBAS NEJAD, A.; ALI KHABBAZ, M. R. Experimental investigation of energy and exergy efficiency of a pulsating heat pipe for chimney heat recovery. **Sustainable energy technologies and assessments**, v. 16, p. 11–17, 2016.

KÖSE, E.; WILLER, L.; SAUER, A. Method for the economic evaluation of waste heat recovery technologies in bivalent facilities. **Procedia CIRP**, v. 104, p. 295–300, 2021.

KÜHN, A.; ZIEGLER, F. **Cycle basics of thermally driven heat pumps**. Technische Universität Berlin, 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.14279/DEPOSITONCE-4855>>. Acesso em 21 set. 2024.

KUMAR, A.; RAKSHIT, D. A critical review on waste heat recovery utilization with special focus on Organic Rankine Cycle applications. **Cleaner engineering and technology**, v. 5, n. 100292, p. 100292, 2021.

LEE, J. et al. Issues in performance measurement of CO<sub>2</sub> compressor near the critical point. **Applied thermal engineering**, v. 94, p. 111–121, 2016.

LI, G. et al. Flue gas waste heat thermoelectric generator: Laboratory experiment and demonstration application. **Case studies in thermal engineering**, v. 61, n. 104953, p. 104953, 2024.

LI, Z. et al. Comparison study of Trilateral Rankine Cycle, Organic Flash Cycle and basic Organic Rankine Cycle for low grade heat recovery. **Energy procedia**, v. 142, p. 1441–1447, 2017.

- LIU, G.; JI, D.; MARKIDES, C. N. Progress and prospects of low-grade thermal energy utilization technologies. **Applied thermal engineering**, v. 254, n. 123859, p. 123859, 2024.
- LU, D. et al. Thermodynamic and economic analysis of a gas-fired absorption heat pump for district heating with cascade recovery of flue gas waste heat. **Energy conversion and management**, v. 185, p. 87–100, 2019.
- Milewski, J., & Krasucki, J. Comparison of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery in the steel industry. **Journal of Power of Technologies**, 97, 302-307, 2018.
- MIRÓ, L.; GASIA, J.; CABEZA, L. F. Thermal energy storage (TES) for industrial waste heat (IWH) recovery: A review. **Applied energy**, v. 179, p. 284–301, 2016.
- MOHAMMED, A. G. et al. Performance analysis of supercritical ORC utilizing marine diesel engine waste heat recovery. **Alexandria Engineering Journal**, v. 59, n. 2, p. 893–904, 2020.
- MUKHERJEE, S. et al. Techno-economic assessment of waste heat recovery technologies for the food processing industry. **Energies**, v. 13, n. 23, p. 6446, 2020.
- MUSMAR, Saed A. et al. Performance analysis of a new waste heat recovery system. *Int. J. Therm. Envir. Eng*, v. 10, p. 31-36, 2015.
- O instalador, 2020. **Fundamentos das Bombas de Calor**. Disponível em: <<https://www.oinstalador.com/Artigos/315228-Fundamentos-das-Bombas-de-Calor.html>>. Acesso em: 28 set. 2024.
- OH, J. et al. Advancing waste heat potential assessment for net-zero emissions: A review of demand-based thermal energy systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 202, n. 114693, p. 114693, 2024.
- OH, J.; JEONG, H.; LEE, H. Experimental and numerical analysis on low-temperature off-design organic Rankine cycle in perspective of mass conservation. **Energy (Oxford, England)**, v. 234, n. 121262, p. 121262, 2021.
- OHTA, H.; SUGIURA, K.; KOUMOTO, K. Recent progress in oxide thermoelectric materials: P-type  $\text{Ca}_3\text{Co}_4\text{O}_9$  and n-type  $\text{SrTiO}_3$ . **Inorganic chemistry**, v. 47, n. 19, p. 8429–8436, 2008.
- OLIVEIRA JUNIOR, Silvio; NETO, Alberto H.; FIORELLI, Flávio A.S.; TRIBES, Arlindo. **Sistemas de Refrigeração por Absorção**. 33f. Artigo. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. 2004.
- OLIVEIRA JUNIOR, Valmir de. **Estudo do uso do ciclo de Rankine Orgânico para geração de eletricidade a partir da recuperação do calor residual de motores a diesel**. 2019. 82 f. Dissertação (Mestrado em Fenômenos de transporte; Mecânica dos sólidos) - Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2019.

ONONOGBO, C. et al. Opportunities of waste heat recovery from various sources: Review of technologies and implementation. **Heliyon**, v. 9, n. 2, p. e13590, 2023.

PAANU, T.; NIEMI, S.; RANTANEN, P. Waste Heat Recovery - Bottoming Cycle Alternatives. 2012.

**Rank Organic Rankine Cycle (ORC) equipment, modules and systems.**

Disponível em: <<https://www.rank-orc.com/rank-ht-2/>>. Acesso em: 31 out. 2024.

SADEK, M. A. et al. Simulation and optimization of waste heat to electricity through organic Rankine cycles (ORCs): A case study in an oil refinery. **Chemical engineering transactions**, [s.d.], 2020.

SALEMI, S.; TORABI, M.; HAGHPARAST, A. K. Technoeconomical investigation of energy harvesting from MIDREX® process waste heat using Kalina cycle in direct reduction iron process. **Energy (Oxford, England)**, v. 239, n. 122322, p. 122322, 2022.

SCAGNOLATTO, G. **Análise teórica de ciclos Rankine orgânico e projeto de bancada de testes em pequena escala.** [s.l.] Universidade de Sao Paulo, Agencia USP de Gestao da Informacao Academica (AGUIA), 2020.

SCHWARZMAYR, Paul. **Efficient operation of a packed bed thermal energy storage for waste heat recovery in the iron and steel industry.** Tese de Doutorado. Technische Universität Wien. 2024.

SHUBHAM KISHOR CHAVAN et al. DESIGNING A BOILER CHIMNEY HEAT RECOVERY SYSTEM AGAINST FOULING. **JETIR**, v. 10, n. 5, p. m355–m362, 2014.

SILVA, E. P. DA. **Desenvolvimento de combustível compactado derivado de biomassa e resíduos sólidos urbanos: estudo do efeito da composição da biomassa e da adição de glicerol como aglutinante.** Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Araranguá, Programa de Pós-Graduação em Energia e Sustentabilidade, Araranguá, 2023.

SINGH, S. K.; KUMAR TIWARI, A.; PALIWAL, H. K. Techno-economic assessment of retrofitted parabolic trough collector for Kalina power cycle. **Applied thermal engineering**, v. 236, n. 121550, p. 121550, 2024.

SREEJITH, K. Design and Cost Optimization of Plate Heat Exchanger, 2014.

SRIKHIRIN, P.; APHORN RATANA, S.; CHUNGPAIBULPATANA, S. A review of absorption refrigeration technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 5, n. 4, p. 343–372, 2001.

SUGIARTHA, N.; SASTRA NEGARA, P. Technical feasibility evaluation on the use of A Peltier thermoelectric module to recover automobile exhaust heat. **Journal of physics. Conference series**, v. 953, p. 012090, 2018.

SUNG, T. et al. Performance characteristics of a 200-kW organic Rankine cycle system in a steel processing plant. **Applied energy**, v. 183, p. 623–635, 2016.

TUREK, V. et al. Industrial waste heat utilization in the European Union—an engineering-centric review. **Energies**, v. 17, n. 9, p. 2084, 2024.

VIRMOND, E. et al. Gaseous emissions from co-combustion of biosolids from the meat processing industry with wood. **Environmental progress & sustainable energy**, v. 40, n. 5, 2021.

WALDRON, R. **Plate Heat Exchanger: For dummies**. 2023. Disponível em: <<https://www.rasmech.com/blog/plate-heat-exchanger/>>. Acesso em: 29 set. 2024.

WANG, D. et al. Design and testing of a 340 kW Organic Rankine Cycle system for Low Pressure Saturated Steam heat source. **Energy (Oxford, England)**, v. 210, n. 118380, p. 118380, 2020.

WANG, E.; YU, Z.; ZHANG, F. Investigation on efficiency improvement of a Kalina cycle by sliding condensation pressure method. **Energy conversion and management**, v. 151, p. 123–135, 2017.

WANG, K. et al. Stirling cycle engines for recovering low and moderate temperature heat: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 62, p. 89–108, 2016.

WANG, L.; LI, B.; CHU, Z. Performance investigation of a novel thermosyphon based trilateral cycle using hydraulic turbine for power generation instead of two-phase expander. **Applied thermal engineering**, v. 211, n. 118441, p. 118441, 2022.

WHITE, M. T. et al. Review of supercritical CO<sub>2</sub> technologies and systems for power generation. **Applied thermal engineering**, v. 185, n. 116447, p. 116447, 2021.

XIE, P. et al. Thermal energy storage for electric vehicles at low temperatures: Concepts, systems, devices and materials. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 160, n. 112263, p. 112263, 2022.

YAN, J. (ED.). **Handbook of clean energy systems**. [s.l.] Wiley, 2015.

YANG, Z. et al. Improving thermoacoustic low-temperature heat recovery systems. **Sustainability**, v. 14, n. 19, p. 12306, 2022.

YANG, Z. et al. Travelling-wave thermoacoustic high-temperature heat pump for industrial waste heat recovery. **Energy (Oxford, England)**, v. 77, p. 397–402, 2014.

ZHANG, X. et al. Selection and evaluation of dry and isentropic organic working fluids used in organic Rankine cycle based on the turning point on their saturated vapor curves. **Journal of thermal science**, v. 28, n. 4, p. 643–658, 2019.

ZHU, Qian. **Power generation from coal using supercritical CO2 cycle - CCC/280**. Disponível em: <<https://usea.org/publication/power-generation-coal-using-supercritical-co2-cycle-ccc280>>. Acesso em: 20 sep. 2024.

ZIDE, J. M. O. et al. Demonstration of electron filtering to increase the Seebeck coefficient in  $\text{In}_{0.53}\text{Ga}_{0.47}\text{As}/\text{In}_{0.53}\text{Ga}_{0.28}\text{Al}_{0.19}\text{As}$  superlattices. **Physical review. B, Condensed matter and materials physics**, v. 74, n. 20, 2006.

ZIVIANI, D.; BEYENE, A.; VENTURINI, M. Advances and challenges in ORC systems modeling for low grade thermal energy recovery. **Applied Energy**, v. 121, p. 79-95, 2014.

ZOUI, M. A. et al. A review on thermoelectric generators: Progress and applications. **Energies**, v. 13, n. 14, p. 3606, 2020.