

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO  
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Análise paramétrica comparativa do ciclo Kalina e Rankine em  
fontes de baixa/média energia**

Caio Barra Reis de Sequeira

João Victor Aguiar de Souza

Vinícius da Silva Rocha

Prof. Orientador: Carlos Eduardo Guedes Catunda

**Rio de Janeiro**

**MAIO 2022**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO  
SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Análise paramétrica comparativa do ciclo Kalina e Rankine em  
fontes de baixa/média energia**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado como requisito parcial à  
obtenção do título de Bacharel em  
Engenharia Mecânica, do DEMEC, do  
Centro Federal de Educação  
Tecnológica Celso Suckow da  
Fonseca.

Caio Barra Reis de Sequeira  
João Victor Aguiar de Souza  
Vinícius da Silva Rocha

Prof. Orientador: Carlos Eduardo Guedes Catunda

**Rio de Janeiro  
MAIO 2022**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

S479 Sequeira, Caio Barra Reis de

Análise paramétrica comparativa do ciclo Kalina e Rankine em fontes de baixa/média energia / Caio Barra Reis de Sequeira, João Victor Aguiar de Souza [e] Vinícius da Silva Rocha — 2022.

74f. + apêndice : il.(algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca , 2022.

Bibliografia : f. 71-74

Orientador: Carlos Eduardo Guedes Catunda

1. Engenharia mecânica. 2. Geração de energia. 3. Termodinâmica. 4. Energia – Fontes alternativas. I. Souza, João Victor Aguiar de. II. Rocha, Vinícius da Silva. III. Catunda, Carlos Eduardo Guedes (Orient.). IV. Título.

CDD 621

## RESUMO

O ciclo Kalina foi concebido na década de 1980 com o intuito de ser um aperfeiçoamento ao ciclo Rankine, esse largamente utilizado em todo o mundo ainda nos dias atuais, mesmo sendo idealizado há cerca de dois séculos. Sucessivas crises energéticas de grandes proporções em diversos locais do mundo nas últimas décadas evidenciam como esse tema de geração e otimização energética ainda tem muito espaço para evolução, principalmente no que tange ao aproveitamento das fontes de baixa e média energia.

O presente trabalho tem como objetivo realizar uma análise energética sobre a implantação do ciclo binário amônia-água de Kalina em um sistema de energia geotérmica. A partir desse ciclo, é realizado um estudo energético e parametrizações de um ciclo de Rankine, que apresenta uma estrutura mais simples e tem menores custos para implementação que o ciclo Kalina.

Para avaliar quantitativamente o sistema, foi utilizado o *software Interactive Thermodynamics* (IT). O IT é um pacote que inclui um solucionador de equações acoplado à recuperação de dados de propriedades termodinâmicas, sendo possível obter uma única solução numérica ou vários parâmetros para investigar seus efeitos.

Nas simulações e parametrizações, o ciclo Rankine apresenta resultados menos eficientes que o ciclo Kalina, conforme o esperado. Com base no resultado, o ciclo Rankine é incrementado com regenerador e reaquecedor, bem como são estudados três diferentes fluidos de trabalho, em busca de aumentar sua eficiência para o mais próximo da eficiência do ciclo Kalina de referência.

**Palavras-chave:** Geração Energética, Ciclo de Potência, Ciclo Kalina, Ciclo Rankine, Análise Energética, Simulação, Fontes de baixa/média entalpia.

## **ABSTRACT**

The Kalina cycle was conceived in the 1980s with the aim of improving the Rankine cycle, which is still widely used around the world today, even though it was conceived about two centuries ago. Successive energy crises of large proportions in various parts of the world in recent decades show how this issue of energy generation and optimization still has a lot of room for evolution, especially with regard to the use of low and medium energy sources.

The present work aims to perform an energy analysis on the implementation of the Kalina ammonia-water binary cycle in a geothermal energy system. From this cycle, an energy study and parameterization of a Rankine cycle are carried out, which has a simpler structure and has lower implementation costs than the Kalina cycle.

To quantitatively evaluate the system, the Interactive Thermodynamics (IT) software was used. IT is a package that includes an equation solver coupled with the retrieval of thermodynamic properties data, making it possible to obtain a single numerical solution or several parameters to investigate their effects.

In the simulations and parameterizations, the Rankine cycle presents less efficient results than the Kalina cycle, as expected. Based on the result, the Rankine cycle is increased with regenerator and reheater, as well as three different working fluids are studied, in order to increase its efficiency to the closest to the efficiency of the reference Kalina cycle.

**Keywords:** Energy Generation, Power Cycle, Kalina Cycle, Rankine Cycle, Energy Analysis, Simulation, Low/medium enthalpy sources.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Classificação dos ciclos de acordo com temperatura de operação....	17
Figura 2: Ramificações do Ciclo Rankine.....	17
Figura 3: Esquema do Ciclo Rankine .....	18
Figura 4: Diagramas de aproveitamento de calor - Rankine x Kalina.....	20
Figura 5: Diagrama de fases da solução amônia-água .....	21
Figura 6: Esquema do Ciclo Kalina - KCS1 .....	24
Figura 7:: Esquemas dos ciclos KCS 11, KCS 34 e KCS 34g.....	26
Figura 8: Comparação do trabalho potencial, trabalho do ORC e trabalho do Ciclo Kalina .....	27
Figura 9: Esquema do Ciclo Kalina - KCS 11 .....	31
Figura 10: Esquema do ciclo Kalina KCS 34 em Husavik .....	32
Figura 11: Esquema do Ciclo Kalina Geotérmico de Husavik .....	35
Figura 12: Esquema do ciclo Rankine Simples .....	43
Figura 13: Esquema do ciclo de Rankine com reaquecimento .....	47
Figura 14: Esquema do ciclo Rankine Regenerativo.....	48
Figura 15: Esquema do ciclo de Rankine Regenerativo com Reaquecimento .	49
Figura 16: Diagrama T-s para o fluido de trabalho R134a .....	51
Figura 17: Diagrama de fases do fluido R134a .....	52
Figura 18: Efeito da pressão de reaquecimento na eficiência térmica com Amônia .....	53
Figura 19: Efeito da pressão de reaquecimento na eficiência térmica com R22 .....	54
Figura 20: Efeito da temperatura de reaquecimento na eficiência térmica com R22.....	55
Figura 21: Trabalho líquido e calor cedido ao ciclo Rankine com reaquecimento e fluido de trabalho R22 .....	55
Figura 22: Trabalho líquido e calor cedido ao ciclo Rankine com reaquecimento e fluido de trabalho R22, base 100.....	56
Figura 23: Trabalho líquido e calor cedido ao ciclo Rankine com reaquecimento e fluido de trabalho Amônia, base 100 .....	57
Figura 24: Diagrama T-s para o ciclo Rankine com reaquecimento e fluido amônia .....	58

Figura 25: Diagrama T-s para o ciclo Rankine com reaquecimento e fluido R22 .....	58
Figura 26: Comparação das eficiências ótimas com Rankine com Reaquecimento de cada fluido de trabalho .....	59
Figura 27: Eficiência térmica em função da pressão de regeneração.....	61
Figura 28: Vazão mássica em função da pressão de regeneração.....	61
Figura 29: Eficiência térmica e vazão mássica em função da pressão de regeneração para Amônia .....	62
Figura 30: Eficiência térmica e vazão mássica em função da pressão de regeneração para R22 .....	62
Figura 31: Eficiência térmica em função da pressão de extração no regenerador de alta pressão com Amônia .....	64
Figura 32: Eficiência térmica em função da pressão de extração no regenerador de baixa pressão com p2 fixo em 1,3 MPa com Amônia.....	65
Figura 33: Eficiência térmica em função da pressão de extração no regenerador de alta pressão com R22 .....	65
Figura 34: Eficiência térmica em função da pressão de extração no regenerador de baixa pressão com p2 fixo em 1 MPa com R22 .....	66

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Status de desenvolvimento do ciclo Kalina .....	29
Tabela 2: Resultados da otimização usando o algoritmo Artificial Bee Colony (ABC) .....	35
Tabela 3: Parâmetros utilizados no estudo de referência .....	43
Tabela 4: Patamares críticos de pressão e temperatura para as substâncias puras presentes no estudo .....	46
Tabela 5: Resultados obtidos na simulação de Rankine simples com Amônia, R34a e R22 .....	50
Tabela 6: Resultados obtidos na simulação de Rankine com Reaquecimento com Amônia e R22.....	60
Tabela 7: Resultados obtidos na simulação de Rankine com Regeneração com Amônia e R22.....	63
Tabela 8: Resultados obtidos na simulação de Rankine com regeneração/reaquecimento com Amônia e R22 .....	67
Tabela 9: Resultados gerais de eficiência obtidos na simulação dos ciclos Rankine estudados.....	68
Tabela 10: Razão entre o Kalina de referência e os ciclos de Rankine estudados .....	68

# SUMÁRIO

1.Introdução	9
1.1 Motivação	10
1.2. Objetivo	11
1.3. Metodologia e Organização	12
2. Revisão Bibliográfica	13
2.1. Segunda Lei da Termodinâmica	13
2.1.1 Irreversibilidade de processos	13
2.1.2 Entropia	14
2.2. Entalpia	14
2.3. Fases de substâncias	15
2.3.1. Líquido comprimido	15
2.3.2. Líquido saturado	16
2.3.3. Vapor saturado	16
2.3.4. Vapor superaquecido	16
2.4. Classificação dos Ciclos de Energia	16
2.4.1. Ciclos de Média Entalpia	17
2.4.2. Ciclo Rankine	17
2.4.3. Ciclo Rankine Orgânico	18
2.4.4. Ciclo Kalina	19
2.4.4.1. Fluido de Trabalho	22
2.4.4.2. Equipamentos	23
2.4.5 Configuração básica do ciclo Kalina (Kalina Cycle System 1)	23
2.4.6. Análise comparativa entre o ciclo Kalina e o ORC	26
2.4.6.1. Kalina e ORC	26
2.4.6.2. Concentração de amônia	28

2.4.7.	Extensões do ciclo Kalina	28
2.4.7.1.	KCS 11	30
2.4.7.2.	KCS 34	31
2.5.	Caso Prático: O KCS 34 e a planta de Húsavík	32
3.	Descrição do Problema de Referência (Estudo de caso)	34
3.1	Problema de referência	34
3.2.	Fonte de calor	36
3.3.	Descrição do sistema	37
3.4.	Premissas e suposições	37
4.	Formulação do problema	39
4.1.	Modelagem do problema	40
4.1.1	Modelagem Rankine Simples	40
4.1.2	Modelagem Rankine Regenerativo	40
4.1.3	Modelagem Rankine com Reaquecimento	41
4.2.	Sistema e premissas	42
4.3.	Fluidos de trabalho estudados	44
4.3.1.	Água	44
4.3.2.	Amônia	44
4.3.3.	Refrigerante R134a	44
4.3.4.	Refrigerante R22	45
4.4.	Cenários estudados	46
4.4.1	Ciclo Rankine com Reaquecimento	46
4.4.2	Ciclo Rankine com Regenerador	47
4.4.3.	Ciclo Rankine com Reaquecimento e Regenerador	48
4.5	Validação do <i>software</i> IT	49
5.	Análise e discussão dos resultados	50
5.1.	Rankine Simples	50
5.2.	Rankine com reaquecimento	53

5.3. Rankine regenerativo	60
5.4. Rankine com reaquecimento e regeneração	63
6. Conclusão	69
7. Bibliografia	71

## Capítulo 1

### 1.Introdução

A termodinâmica apresenta-se como a área que analisa processos de troca de calor ou trabalho, observando como as variáveis do ambiente e as impostas afetam os sistemas. Um dos tópicos mais importantes da termodinâmica configura-se como os ciclos de geração de potência. Tais ciclos combinam diversos processos termodinâmicos, variando temperatura, pressão e outros parâmetros, e assim transferindo calor e trabalho. Apesar de ser um tema pouco mencionado para pessoas que não sejam da área da engenharia/física/química, está presente no cotidiano da maioria da população mundial, por meio de motores e até da forma como é gerada a energia.

A inovação no campo de geração de energia configura-se como um dos pontos mais discutidos, estudados e um dos maiores detentores de investimentos na atualidade. Os principais objetivos são claros: a substituição de fontes de energia poluentes por energias alternativas renováveis e o aumento da eficiência para geração energética com as fontes atuais. Na maioria das discussões os tópicos de energia solar e eólica apresentam-se como protagonistas.

No contexto do Brasil, a queima de biomassa e a utilização de hidrelétricas, usufruindo da geografia favorável do país, mostram-se como as “energias verdes” mais utilizadas. Porém, existem diversas outras fontes de bom rendimento e interessantes do ponto de vista termodinâmico que podem ser aplicadas em países com características geográficas totalmente diferentes do Brasil. Uma delas, existente principalmente em países com atividades tectônicas, são as usinas geotérmicas, que utilizam o calor proveniente do centro da terra para gerar energia. Tais usinas mostram-se interessantes pois apresentam fontes de calor classificadas como baixa ou média intensidade. A planta de Húsavík, na Islândia, é um dos exemplos mais conhecidos dessa classe de usinas e já está em operação há mais de 20 anos. Outros exemplos são a planta na Bolívia, na região de Laguna Colorada e a de Cerro Pabellón, situada no deserto do Atacama, no Chile. Trata-se de uma planta de geração

elétrica com uma fonte de baixa energia, portanto ciclos de vapores mais conhecidos como o Ciclo Rankine não conseguem operar nesse caso com uma eficiência razoavelmente aceitável por não ter um aproveitamento bom com baixas fontes de energia.

Para casos como os descritos anteriormente, onde as fontes de calor configuram-se como média/baixa energia, ou entalpia, o ciclo Kalina é uma alternativa que possibilita o trabalho e será o foco deste estudo. Em uma das suas configurações, o ciclo utiliza uma mistura binária, geralmente amônia-água, como fluido de trabalho. As misturas binárias, por conterem duas substâncias químicas distintas, possuem a capacidade de transferência de calor em temperatura variável dentro da zona de saturação de uma de suas substâncias. Essa característica é possível por conta da diferença dos parâmetros de saturação (temperatura e pressão) de cada substância, favorecendo a ebulição e condensação em parâmetros distintos, fornecendo assim, uma melhor eficiência do ciclo Kalina em comparação com o ciclo Rankine.

## **1.1 Motivação**

O consumo impositor de recursos naturais junto com a questão do crescimento populacional gera um maior consumo energético, bem como a industrialização, maior desenvolvimento das cidades e a digitalização da economia. Cada vez mais, se torna necessário entender e buscar por formas alternativas de geração de energia.

Fontes de baixa entalpia, dentre elas a proposta em análise neste estudo, são potencialmente promissoras fontes capazes de fornecer uma grande parcela da demanda global de energia elétrica. No entanto, as temperaturas baixas a moderadas destas fontes não podem ser eficientemente convertidas em eletricidade por meio de geração de energia convencional, como ciclos Rankine, Otto e etc, razão pela qual muita dessa energia é simplesmente desperdiçada [2]. Um caso que pode apresentar resultados promissores é a cogeração, que utiliza o calor residual de processos para o aquecimento do fluido de trabalho de um novo ciclo. A utilização de ciclos de potência de média entalpia como o Kalina é um exemplo de como pode-se reaproveitar estas fontes energéticas, por apresentar uma característica importante: a redução de irreversibilidades.

Quanto menor a irreversibilidade associada a uma mudança de estado, maior será a quantidade de trabalho realizada [3].

Os sistemas desenvolvidos por Alexander Kalina (1984) possuem características que permitem a implementação deles em diversos setores do ramo industrial. Destacando-se também, a total relação de aumento de eficiência com custo-benefício e economia. De acordo com Mlcak (1996), plantas com sistema Kalina, de mesma potência de plantas do ciclo Rankine, são 30% mais econômicas no valor de suas construções.

As energias renováveis ganham um apelo crescente em um mundo cada vez mais globalizado e com um consumo, também ascendente. Atualmente, a energia geotérmica representa, em alguns países, cerca de 10% da produção de energia elétrica. No caso da Islândia, cerca de 85% das plantas utilizam esse modo de geração de energia. Outras alternativas como energia solar ou eólica, usualmente protagonistas nas discussões de fontes alternativas de energia, não podem ser utilizadas no país por conta das condições geográficas.

A geração de energia geotérmica apresenta potencial para ser mais bem explorada em diversos países e o ciclo Kalina configura-se como uma das ferramentas que pode mostrar e exemplificar essas possibilidades, por ser facilmente adaptado em ciclos com fonte de calor de baixa/média entalpia. Nesse sentido, devem-se buscar tecnologias e instalações com objetivo de conquistar uma melhor eficiência energética e maior utilização dessa fonte de energia alternativa.

## **1.2. Objetivo**

Este trabalho tem como objetivo principal realizar análises energéticas comparando um ciclo Kalina, a partir de um problema de referência da literatura especializada em energia geotérmica, com o ciclo Rankine equivalente.

Os objetivos secundários consistem em:

- Revisar a literatura sobre os princípios dos ciclos de Kalina e Rankine.
- Promover um aumento de eficiência de um sistema Rankine de geração de energia, através de incrementos de equipamentos.

- Realizar a modelagem e simulação do problema de referência.
- Realizar estudos paramétricos associados ao problema de referência.
- Propor alternativas otimizadas dentro dos diversos cenários de equipamentos e fluidos de trabalho com foco na otimização energética do estudo de caso.

### **1.3. Metodologia e Organização**

No primeiro capítulo é elaborada uma introdução geral ao assunto a ser tratado no trabalho, motivação e definição de objetivos.

Já no segundo capítulo é realizada uma revisão bibliográfica sobre o tema proposto, além da breve menção de teorias necessárias para o estudo de caso.

No terceiro capítulo é definido um problema de referência, ou estudo de caso, além da caracterização de premissas, valores iniciais, entre outros.

A aplicação do problema de referência em modelos matemáticos e utilização do software Interactive Thermodynamics (IT) [1] para realizar as simulações necessárias é abordada no quarto capítulo.

Em seguida, no quinto capítulo são apresentadas as análises dos resultados obtidos e a comparação com bibliografias relacionadas ao tema. Por fim, o sexto capítulo é composto pela conclusão, considerações finais e como esses resultados podem influenciar em projetos futuros.

## **2. Revisão Bibliográfica**

Neste capítulo é feita uma breve revisão sobre alguns conceitos básicos, porém vitais para o entendimento do funcionamento dos ciclos termodinâmicos, bem como, diferentes ciclos térmicos, suas características e esquematizações.

### **2.1. Segunda Lei da Termodinâmica**

A segunda lei da termodinâmica é introduzida para garantir a possibilidade de processos ocorrerem, visto que a primeira lei deixa lacunas nessa questão, por validar somente a teoria da conservação de energia. Ela define a direção na qual os processos podem ocorrer na realidade, como por exemplo uma xícara de chá poder ceder calor ao seu ar vizinho, mas esse ar não irá aquecer a xícara (um processo inverso) mesmo que o balanço de energia se adeque à primeira lei. Além disso, a partir dos princípios da segunda lei, pode-se classificar as energias de acordo com sua “qualidade”, isso se refere à quantidade de trabalho que é possível realizar com essa energia. Nota-se que energias de alta temperatura possuem maior potencial de trabalho, portanto são de “qualidade superior”, quando comparadas às energias de baixa temperatura. Por fim, a segunda lei tem como objetivo também classificar os processos de acordo com sua eficiência e estabelece que nenhuma máquina térmica pode apresentar eficiência de 100%.

#### **2.1.1 Irreversibilidade de processos**

Um processo é dito reversível se o sistema e a vizinhança puderem ser restaurados a suas condições originais [4]. Portanto, processos que não seguem essa linha são considerados irreversíveis. Um desses processos que se mostra extremamente importante para a análise de qualquer ciclo térmico configura-se como transferências de calor com diferença de temperatura finita. Portanto, as transferências de calor dentro de uma planta de ciclo térmico são chamadas de irreversibilidades e trazem uma diminuição no rendimento global do sistema.

### 2.1.2 Entropia

A 2ª Lei da Termodinâmica traz à tona uma nova propriedade, denominada entropia, que se refere à quantidade de desordem infinitesimal em um sistema. Durante análises de sistemas são mais comumente utilizados a variação da entropia, entre dois momentos, um antes de um processo ocorrer e o outro logo após esse processo. A variação de entropia representa, em parte, as irreversibilidades dos processos, ao longo dos sistemas, sendo assim de total importância para análises energéticas e de eficiência. A entropia pode ser calculada através da equação 1.

$$\Delta S = \left( \frac{\Delta Q}{T} \right) \quad (1)$$

A sua variação, para processos genéricos, pela equação 2.

$$\Delta S = S_2 - S_1 \quad (2)$$

Em processos isentrópicos, não existe variação de entropia, portanto  $S_1$  será igual a  $S_2$ .

## 2.2. Entalpia

Para processos termodinâmicos muito específicos, as restrições que os caracterizam diversas vezes implicam na desconsideração de algumas variáveis nas equações e desenvolvimentos do problema. Ao limitar esses fatores, o resultado pode ser composto apenas de uma combinação de propriedades termodinâmicas, portanto esse resultado também configura-se como uma propriedade termodinâmica.

A entalpia é um caso como o descrito acima, apresentando-se como a relação entre duas propriedades: a energia interna e o produto da pressão e volume. Para casos onde não há variação de energia cinética ou potencial, toda a transferência de calor é dada pela variação da soma de energia interna e a

produto da pressão e volume específico. Portanto, a entalpia pode ser obtida a partir da equação abaixo:

$$h = u + PV \quad (3)$$

Onde “h” é a entalpia específica, “u” é energia interna específica e “PV” é o produto entre a pressão e volume específico. Existe também a entalpia total H, representada pela equação 4.

$$H = U + PV \quad (4)$$

Onde “H” é a entalpia total e “U” a energia interna total. A utilização de cada equação será ditada pelo contexto na qual está sendo implementada.

### **2.3. Fases de substâncias**

Um conhecimento básico para qualquer pessoa, seja da área ou não, é a classificação das substâncias em diferentes fases, pois estão presentes no cotidiano humano, como por exemplo três das fases da água: vapor, sólido e líquido. Porém, na área da termodinâmica existem outros níveis de classificações que se apresentam de suma importância para a aplicação em ciclos de potência ou refrigeração. São elas: líquido comprimido, líquido saturado, vapor saturado e vapor superaquecido. Nessa seção são consideradas substâncias puras à pressão constante.

#### **2.3.1. Líquido comprimido**

Quando uma substância pura está em estado líquido e temperatura inferior à sua temperatura de saturação para a pressão na qual se encontra, configura-se como líquido comprimido.

### 2.3.2. Líquido saturado

Uma substância que esteja no estado líquido, porém com patamares de pressão e temperatura de saturação, caracteriza-se como líquido saturado. Nesse ponto qualquer adição de calor fornecida causará o início da ebulição.

### 2.3.3. Vapor saturado

Uma substância pura em estado de vapor, a sua temperatura e pressão de saturação, é considerada como vapor saturado. A partir desse ponto, qualquer perda de calor resultará na condensação do líquido.

### 2.3.4. Vapor superaquecido

Seguindo um aumento de temperatura, a única fase presente ainda será vapor, apenas à uma temperatura mais elevada e maior volume. Nesse ponto, uma queda de temperatura não fará o vapor retornar ao estado líquido, apenas diminuir a temperatura, então é denominado vapor superaquecido.

## 2.4. Classificação dos Ciclos de Energia

Os ciclos de energia podem ser divididos, dentre diversas características, em três classes:

- **Baixa entalpia:** Temperaturas abaixo de 80°C.
- **Média entalpia:** As temperaturas ficam entre 80°C e 150°C
- **Alta entalpia:** Esta conta com a temperatura da fonte maior ou igual a 150°C

A figura 1 abaixo mostra como se classificam os ciclos de acordo com a temperatura de operação.

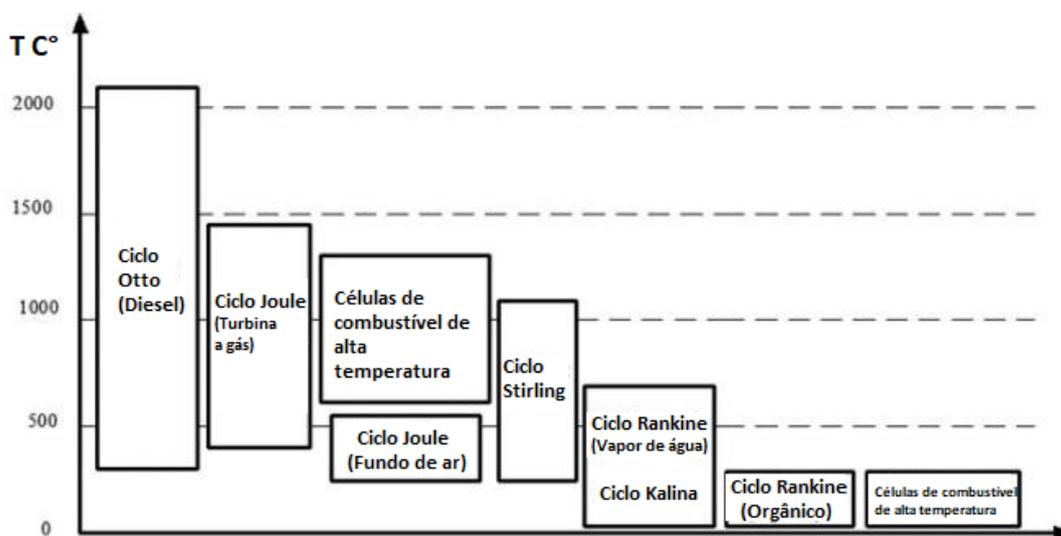


Figura 1: Classificação dos ciclos de acordo com temperatura de operação

Fonte: [5] Adaptado

### 2.4.1. Ciclos de Média Entalpia

Os ciclos classificados como de média entalpia são derivados de Rankine, tem como principal objetivo aproveitar as fontes térmicas de média entalpia. Entre eles se destacam os ciclos Rankine orgânico e o ciclo Kalina. A Figura 2 apresenta algumas variações do ciclo Rankine.

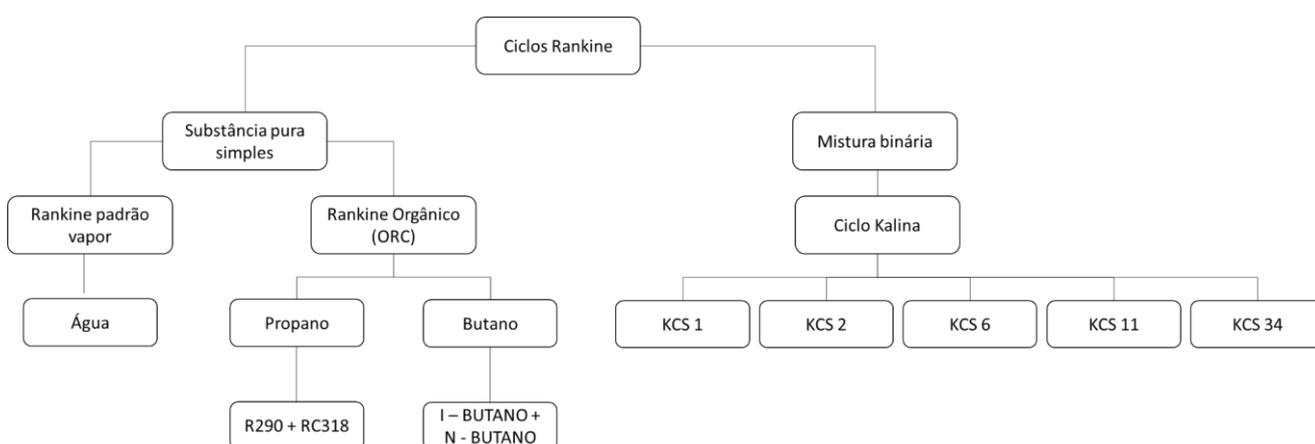


Figura 2: Ramificações do Ciclo Rankine

Fonte: [6] Adaptado

### 2.4.2. Ciclo Rankine

O ciclo Rankine tradicional é um ciclo termodinâmico que somente utiliza uma substância como fluido de trabalho, como água ou amônia. Este ciclo tem como elementos principais, além das fontes de calor, uma bomba, condensador, turbina e evaporador, como mostra a figura 3.

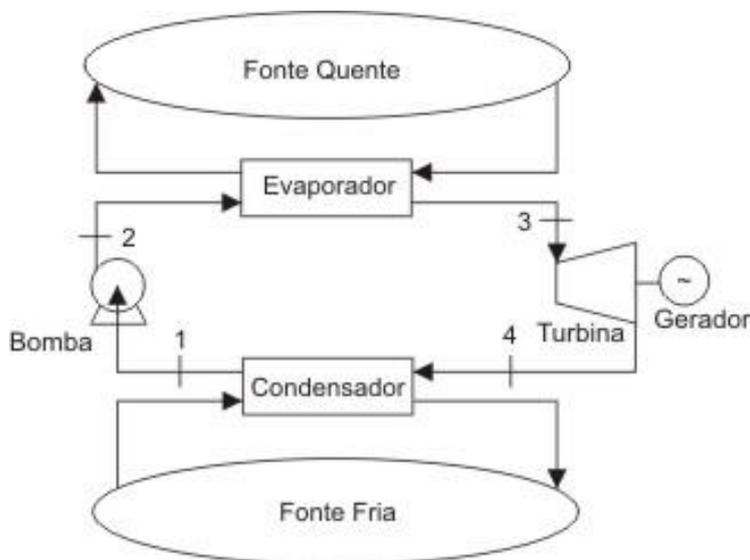


Figura 3: Esquema do Ciclo Rankine

Fonte: [7] Adaptado

O tradicional ciclo Rankine possui algumas variações com o intuito de torná-lo mais eficiente, como por exemplo o Ciclo Rankine Orgânico (ORC - *Organic Rankine Cycle*), que não necessita de superaquecimento dos fluidos orgânicos, que na sua maioria são fluidos secos, contribuindo para as menores dimensões do sistema [8].

### 2.4.3. Ciclo Rankine Orgânico

O Ciclo Rankine Orgânico, é uma variação do ciclo Rankine mencionado acima, inclusive, integra os mesmos componentes que o ciclo supracitado: evaporador, condensador, bomba e turbina e também atua com um fluido de trabalho puro. No entanto, diferentemente do ciclo Rankine, esse utiliza de fluidos orgânicos de alta massa molecular e maiores pontos de ebulição e, dessa

forma, conseguem um aproveitamento térmico de fontes térmicas com menores temperaturas. [9]

Desta forma, apresenta alguns benefícios vis-a-vis ao ciclo Rankine convencional - pode ser usado com temperaturas e pressões mais baixas no evaporador e uma maior variedade de fluidos de trabalho, possibilitando maior adaptabilidade [9].

#### **2.4.4. Ciclo Kalina**

O ciclo Kalina baseia-se no ciclo Rankine [10], sendo projetado por Alexander Kalina para substituir Rankine com fluido puro [11]. Sua aplicação é focada principalmente em fontes de calor de baixa temperatura.

O ciclo Kalina possui alguns contrastes em relação ao ciclo Rankine, como por exemplo a utilização de um fluido composto por mais de uma substância, na maioria dos casos uma mistura de amônia e água. Essa mistura binária de fluidos apresenta uma característica vital para o desempenho do ciclo. Fluidos puros, como a água, tem temperatura constante de evaporação e condensação (sob pressão constante), portanto mesmo ganhando calor, a temperatura não aumenta, ocorrendo apenas a mudança de estado, esse fator implica em uma perda de trabalho útil, visto que o ganho de calor é “desperdiçado” durante a mudança de estado sem geração de trabalho. O diagrama, na Figura 4, deixa claro o benefício, ao observar-se a área de aproveitamento nos gráficos do ciclo Kalina (b) em relação ao ciclo Rankine (a) no que tange o aproveitamento de calor. O eixo vertical “T” representa a variação da temperatura, enquanto o eixo horizontal “Q”, o calor cedido ao ciclo. No caso do Ciclo Rankine observa-se um trecho onde o ganho de calor não representa um ganho de temperatura no fluido, que depois será transformado em trabalho. Nessa mesma seção, para o gráfico (b), existe a variação de temperatura, onde o ciclo Kalina apresenta uma superioridade.

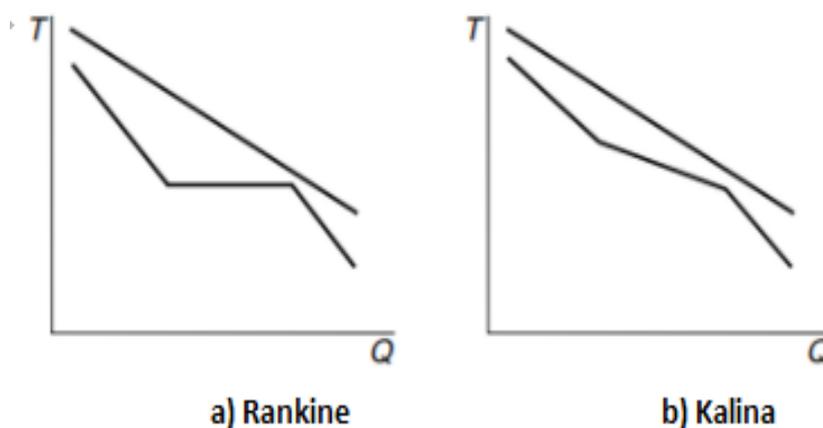


Figura 4: Diagramas de aproveitamento de calor - Rankine x Kalina

FONTE: [5] Adaptado

Fluidos binários evaporam e condensam a temperaturas crescentes e decrescentes, respectivamente. Além disso, a mistura amônia-água configura-se não-azeotrópica. Uma mistura azeotrópica caracteriza-se por apresentar um ponto de ebulição constante e fixo, da mesma maneira que uma substância pura. Portanto, para a mistura amônia-água, existem diferentes concentrações das substâncias e pontos de ebulição/condensação, durante as mudanças de fase.

As propriedades citadas mostram-se de suma importância para o funcionamento do ciclo, pois elas garantem uma de suas maiores vantagens: a redução de irreversibilidades dos processos. Essa redução é causada pela particularidade de mudanças de fase em temperaturas variáveis, que se dão da seguinte maneira: a amônia apresenta-se mais volátil do que a água, portanto, conforme a temperatura se eleva, a amônia começa a evaporar antes da água. Da mesma forma, conforme o vapor dessa mistura se resfria, a água irá condensar antes da amônia. Esses fenômenos que ocorrem durante a evaporação e condensação causam uma alteração na composição da mistura: durante a evaporação, a mistura apresenta um déficit de amônia e a fração de água torna-se maior, alterando as propriedades do fluido. O mesmo ocorre durante a condensação da água, a fração de amônia no vapor se torna maior, pois a água condensa mais rapidamente.

A Figura 5 abaixo ilustra um diagrama de fases para a mistura amônia-água, mostrando os diferentes pontos de ebulição, que variam de acordo com a concentração de amônia na mistura. Nota-se que, por ser o componente mais

volátil, conforme a concentração de amônia aumenta, o ponto de ebulição diminui.

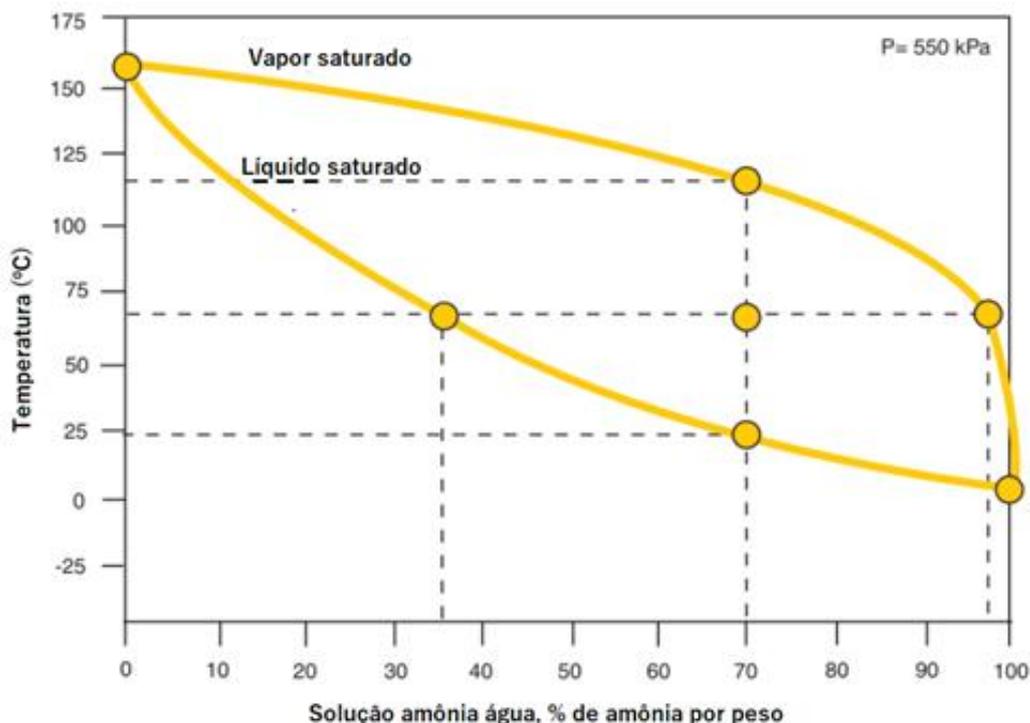


Figura 5: Diagrama de fases da solução amônia-água

Fonte: [10] Adaptado

Além disso, por conta da volatilidade da amônia, o ciclo Kalina é capaz de recuperar calor em fontes a partir de 80°C, sendo uma das tecnologias mais eficientes de conversão de calor em eletricidade com temperaturas de 100 a 200°C [12].

Portanto, durante o percurso de uma planta do sistema Kalina, o fluido de trabalho apresenta diferentes concentrações de amônia e água e também diferentes fases dessa mistura. Para suportar as diferentes frações e fases, são implementados componentes que não existem na planta do ciclo Rankine, como separadores, que serão descritos na próxima seção.

#### 2.4.4.1. Fluido de Trabalho

Assim como supracitado, o fluido de trabalho utilizado no ciclo Kalina é uma mistura binária de fluidos, geralmente de amônia e água, que pode ter diferentes concentrações, e então atingir diferentes características termodinâmicas, como brevemente será abordado à frente. Dessa forma, formam um fluido com temperaturas de evaporação e condensação variáveis.

No caso específico da mistura amônia-água, os benefícios que essa mistura traz somente são possíveis dada as características que apresentam. Dentre elas, podemos citar que ambas as substâncias têm propriedades de transporte bem documentadas, bastante solúveis, facilmente separáveis e amplamente utilizadas e também acessíveis.

Além disso, como têm massa molecular semelhante – 17,03 g/mol para amônia e 18,015 g/mol para água – o vapor se comporta como um mesmo vapor, o que permite o uso de turbinas comerciais, não necessitando de controle minucioso do aumento de título - que é a relação da massa de vapor de um fluido e sua massa total - para evitar impingimento, nome dado a corrosão causada por fluxo turbulento de um líquido ou por choque direto desse líquido em certas áreas. Os materiais comerciais também podem ser usados, com exceção de cobre e suas ligas [13]. Outra característica importante para os fluidos de trabalho é a sua temperatura de congelamento. Como a água congela em 0°C e a amônia apresenta temperatura de -78°C (para pressão constante de 1 atm), a temperatura de congelamento da mistura ocorre em baixíssimas temperaturas.

Por fim, a amônia é considerada menos prejudicial ao meio ambiente por dois fatores principais: ela funciona como um autoalarmante, uma vez que a amônia tem um odor bastante pronunciado, sendo facilmente identificada e com isso, permite uma intervenção mais rápida, e ,por conta de sua utilização em diversas áreas durante centenas anos, atualmente existem técnicas muito disseminadas para sua contenção e correção. Ainda, a amônia é gasosa em pressão atmosférica e facilmente ventilada, além disso, há extensa utilização em ciclos de refrigeração por absorção, tornando a substância conhecidamente manipulável. No entanto, deve-se ter em consideração que o uso acima de 400°C não é aconselhável, pois a amônia se torna instável, podendo levar a corrosão de nitreto [14].

#### **2.4.4.2. Equipamentos**

Os principais equipamentos utilizados no ciclo Kalina são uma bomba, condensador, turbina, separador, evaporador e recuperador. Algumas variações são vistas em ciclos combinados e em diferentes aplicações. O ciclo carrega a característica de compatibilidade com materiais e equipamentos existentes.

No caso da turbina, podem-se utilizar as turbinas convencionais utilizadas em ciclos a vapor, isso se dá por conta das massas moleculares semelhantes das substâncias amônia e água [15].

No caso do evaporador, não é apropriado o uso de um tambor de vapor, dado que a água e amônia são extremamente separáveis, porém, o tanque precisa de um líquido constante na parte superior do tambor para fornecer qualidade adequada ao vapor. Portanto, o ciclo Kalina tem como características o uso de aquecedores monotubo [15], e isso não representa um problema de execução, dado que esses modelos também são usados comercialmente e são facilmente encontrados.

#### **2.4.5 Configuração básica do ciclo Kalina (Kalina Cycle System 1)**

Como dito anteriormente, o ciclo Kalina é uma adaptação do ciclo Rankine projetado para suportar um fluido binário, portanto, em sua configuração mais simples, os dois ciclos se assemelham. A Figura 6 ilustra o ciclo Kalina tipo KCS1.

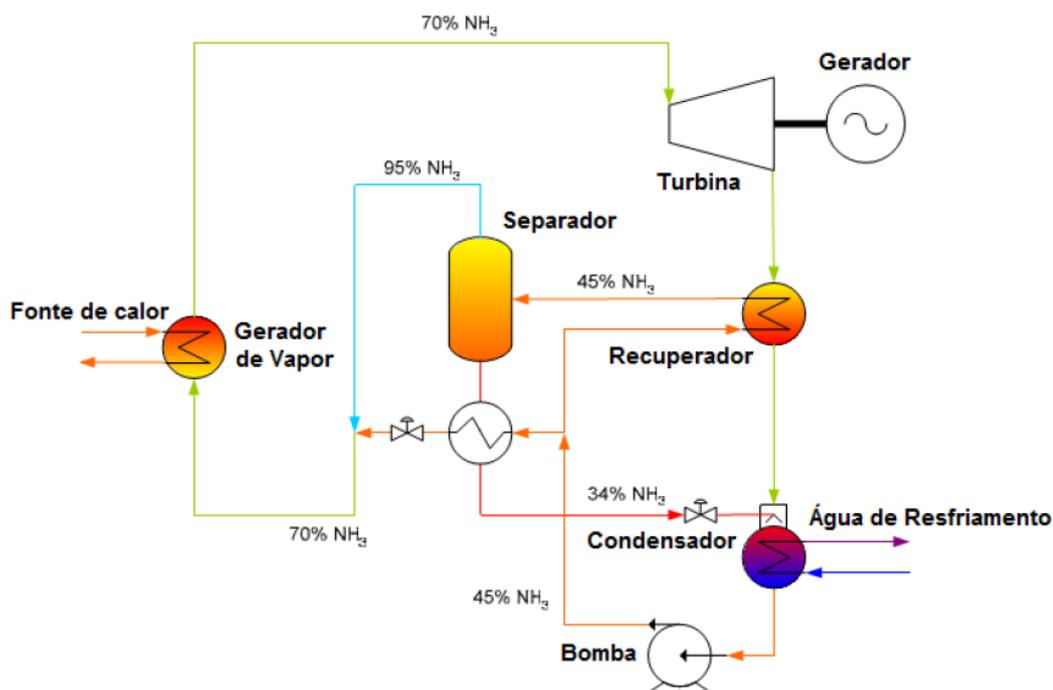


Figura 6: Esquema do Ciclo Kalina - KCS1

Fonte: [10] Adaptado

Reforçando os pontos destacados até então, o ciclo se mostra semelhante ao ciclo Rankine, com um evaporador para aquecer e evaporar o fluido, para em seguida acionar a turbina, gerando trabalho.

Na figura é possível observar que a fração mássica de amônia varia de acordo com cada etapa do ciclo, é possível ver que a partir da fonte de calor, o fluido tem concentração de 70% em Amônia, porém, ao passar pelo recuperador, a fração de amônia é de 45%. Isso ocorre por conta das temperaturas de evaporação e condensação variáveis do fluido de trabalho, como citado anteriormente. Essa particularidade apenas se torna possível com a adição do separador e do recuperador na planta Kalina - o separador tem como finalidade separar a mistura em vapor rico em amônia, para ser direcionado para a fonte de calor, e o líquido pobre em amônia, destinado ao condensador, passando pela válvula de expansão no caminho. O recuperador, por sua vez, atua na saída da turbina, onde o vapor apresenta alta concentração de amônia, que, por conta de sua volatilidade, mostra dificuldade em ser condensado. Seguindo o processo, o recuperador resfria o vapor rico em amônia advindo da turbina para ser diluído no líquido pobre em amônia na entrada do condensador, o líquido pobre em

amônia vêm do separador, após passar pela válvula de expansão e tem fração de amônia de 34%, em comparação com a fração de 70% do vapor rico em amônia.

É importante destacar que o recuperador também direciona parte do vapor rico em amônia ao separador, que depois será integrado com o líquido bombeado, restaurando assim a concentração de amônia ideal que foi definida ao ciclo. Para o funcionamento ideal do ciclo, configuram-se essenciais a garantia de dois fatores: baixa concentração de amônia nos processos de condensação e alta concentração de amônia para os processos de recuperação de calor.

O separador e o recuperador irão garantir ao sistema um novo controle apurado da concentração de cada um dos seus elementos constituintes no fluido de trabalho. Manipular a concentração de amônia nos diferentes pontos do sistema terá um grande impacto no ciclo, no trabalho gerado, calor consumido e rendimento global, além de outros fatores. Essa manipulação trará diferentes propriedades termodinâmicas para o fluido de trabalho, fator que não era possível no ciclo Rankine pois utiliza uma única substância pura como fluido de trabalho.

Alexander Kalina também desenvolveu plantas de primeira geração para aplicações geotérmicas do ciclo Kalina. Estas são plantas binárias com algumas alterações em seus arranjos, como a KCS 11, KCS 34 e KCS 34g, apresentadas brevemente na Figura 7.

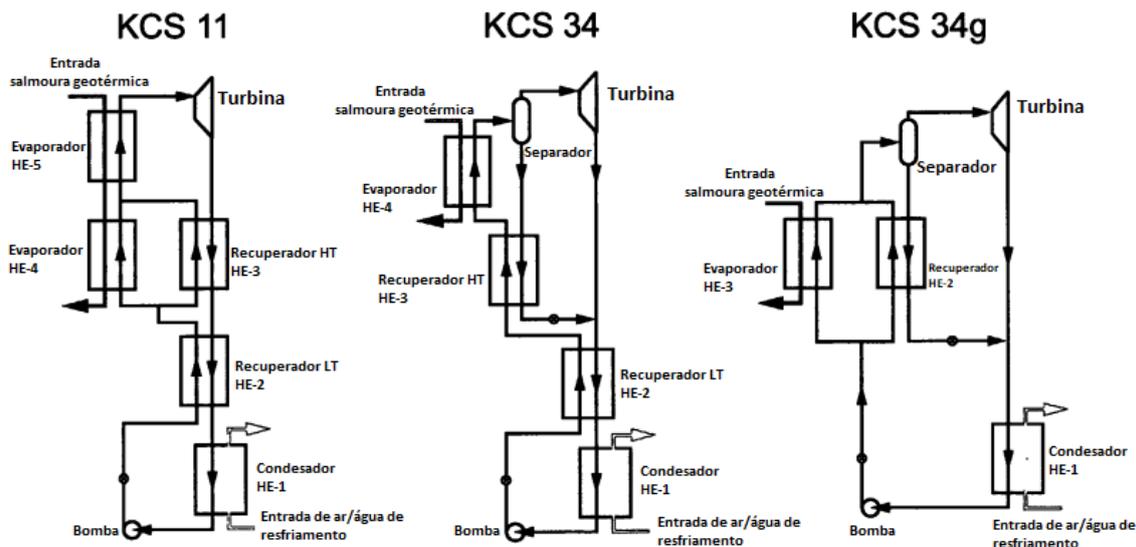


Figura 7.: Esquemas dos ciclos KCS 11, KCS 34 e KCS 34g

Fonte: [16] Adaptado

#### 2.4.6. Análise comparativa entre o ciclo Kalina e o ORC

Essa seção é destinada para a comparação geral dos ciclos objetos de estudo, Rankine e Kalina, além de destacar os principais fatores que os diferenciam.

##### 2.4.6.1. Kalina e ORC

O ciclo Kalina em plantas geotérmicas apresenta vantagens significativas de eficiência, custo, segurança e meio ambiente em relação a plantas que utilizam ORC, gerando entre 30 e 50% mais energia que o Ciclo Rankine Orgânico para determinada fonte térmica [16].

A Figura 8, abaixo, apresenta o trabalho potencial dos ciclos Kalina e Rankine Orgânico. A imagem 2A representa a área total passível de trabalho, porém na prática não é possível chegar a esse resultado, pois o trabalho na turbina é determinado pela temperatura do fluido de trabalho, e durante esse processo há perdas. Assim como extensivamente descrito nesse estudo, a

mistura amônia-água tem temperatura variável de evaporação, diferente de um fluido puro. A imagem 2B mostra como o trabalho é, de fato, aproveitado em ORC, em comparação com a área ideal. Por fim, 2C apresenta o ciclo Kalina e como a mistura é extremamente mais eficiente que um fluido puro em relação a geração de trabalho útil.

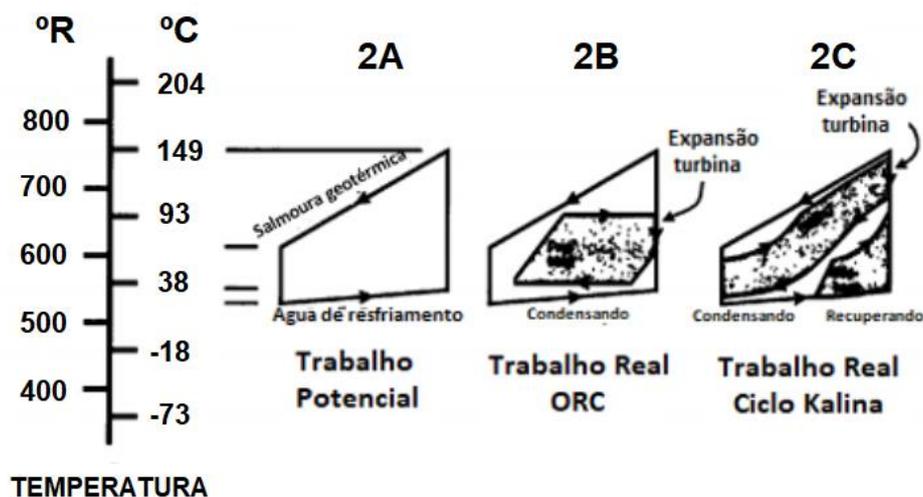


Figura 8: Comparação do trabalho potencial, trabalho do ORC e trabalho do Ciclo Kalina

Fonte: [16] Adaptado

Realizando um estudo sobre as referências bibliográficas entre Kalina e ORC, encontram-se fontes que realizam a comparação e obtêm resultados distintos, destacando-se duas. A primeira, que faz o estudo baseado na planta de Húsavík, conclui que o ciclo Kalina é mais bem utilizado quando com fontes limitadas de calor, e que quando a fonte caracteriza-se como vapor condensado, obtêm-se resultados similares em relação ao Ciclo Rankine Orgânico [17]. Outros argumentos, como maiores dificuldades no desenvolvimento das plantas e menor segurança operacional, se dá por ser uma tecnologia recente para a época do estudo, e que o mesmo aconteceu com o ORC trinta anos antes.

Já o segundo estudo, compara os ciclos utilizando temperaturas mais elevadas, o que ficou comprovado que o ciclo Kalina não traz grandes ganhos em relação a ORC, mas é mais bem aproveitado quando utilizado em fontes térmicas menores [17]. Os ciclos chegam a um nível de geração de energia bastante similar - no Kalina encontra 19,7% de eficiência e potência elétrica

líquida de 1615 kW, em contrapartida, no ORC tem-se eficiência de 21,5% e potência elétrica de 1603 kW [18].

#### **2.4.6.2. Concentração de amônia**

As concentrações de amônia no fluido de trabalho podem variar. Os autores costumam utilizar diferentes concentrações em suas análises, mas uma concentração comum para o ciclo é por volta de 70% amônia [15].

Uma pesquisa sistemática realizada sobre a bibliografia existente acerca do ciclo Kalina realiza uma compilação sobre as frações de amônia na mistura do fluido de trabalho e seus efeitos na eficiência do ciclo [14].

Dos estudos observados, uma análise energética-exergética é realizada e os autores encontram a concentração mais efetiva como 73% [19]. Uma análise exergética similar coloca a fração em torno de 58% [20].

Um outro exemplo de fração de amônia é a do ciclo Kalina na planta de Husávík, que está em funcionamento desde 2000, essa planta geotérmica, na Islândia, tem capacidade instalada de 2 MW e utiliza como fluido de trabalho uma mistura de 82% de amônia [23].

Na Indonésia é realizada uma pesquisa sobre um ciclo KCS 34, e busca estudar e modelar o ciclo de Húsavík citado no parágrafo anterior e verificar sua aplicação no país asiático, funcionando como forma de aproveitar o calor desperdiçado. Com base em uma análise completa obtém-se os dados de eficiência, energia e exergia gerados por meio de simulações em *Cycle Tempo 5.0* e, como resultado, encontram uma fração de amônia ótima entre 78% e 85% para a mistura, se aplicado na Indonésia [21]. É possível notar que o autor encontra um intervalo de operação que engloba a fração de amônia que o ciclo original apresenta de 82%.

#### **2.4.7. Extensões do ciclo Kalina**

O primeiro ciclo desenvolvido por Kalina em 1984, elucidado na seção 2.4.5, recebeu, posteriormente, a classificação de Kalina Cycle System 1 (KCS 1), com o evoluir de processos de novas aplicações, outros novos ciclos foram designados e estudados, recebendo também numerações a fim de criar uma diferenciação para cada sistema, uma vez que são únicos.

Um estudo realiza uma síntese da literatura acerca dos diferentes sistemas [24]. O KCS 6 foi desenvolvido e apresenta uma melhor eficiência na casa de 10% em relação ao KCS 1, à medida que o KCS 1 seria preferível para pequenas unidades e o KCS 6 funciona com excelência em maiores unidades e foi dimensionado para ciclos de fundo para turbina a gás, em um ciclo combinado. Já o KCS 2 é direcionado para fontes de calor menores que 190°C.

*Tabela 1: Status de desenvolvimento do ciclo Kalina*

Nº do sistema	Aplicação	Razão de Eficiência do Ciclo (Kalina/Rankine)	Razão de Geração Líquida (Kalina/Rankine)	Status de desenvolvimento
1	Ciclo de fundo de pequenas plantas	$(32.0/26.6) = 1.2$	$(49.5/46.0) = 1.07$	Projeto completo para demonstração em Canoga Park
2	Geotérmica de baixa temperatura	$(20.5/13.1) = 1.56$	$(17.6/10.3) = 1.71$	Projeto completo
3	Geotérmica de alta temperatura e resíduos industriais			Em desenvolvimento
4	Cogeração			Planejada
5	Queima direta para carvão e outros combustíveis sólidos	$(48.6/42.2) = 1.15$	$(40.9/34.6) = 1.18$	Projeto completo
5n	Reator nuclear resfriado a gás de alta temperatura	$(46.0/36.0) = 1.28$	$(46.0/36.0) = 1.28$	Projeto completo
6	Turbina a gás baseada em ciclos combinados	$(37.8/28.7) = 1.32$	$(56.4/51.0) = 1.11$	Projeto completo
7	Queima direta, ciclo dividido	$(50.0/42.2) = 1.19$	$(42.4/34.6) = 1.22$	Em desenvolvimento
8	Ciclo de fundo, ciclo dividido	$(39.0/28.7) = 1.36$	$(56.67/51.0) = 1.11$	Em desenvolvimento
9	Remodelagem de subsistema para planta existente	#N/A	$(40.4/34.6) = 1.17$	Em desenvolvimento
12	Geotérmica de baixa temperatura	$(19.2/13.1) = 1.47$	$(16.5/10.3) = 1.6$	Projeto completo

*Fonte: [14] Adaptado*

A Tabela 1 lista os ciclos de Kalina no final da década de 80 e seus respectivos status de desenvolvimento. A razão de eficiência mostrada na tabela

evidencia como o ciclo Kalina pode ser mais eficiente que o ciclo de Rankine em diversas aplicações se submetidos às mesmas condições. Em um dos casos, a razão entre a eficiência de Kalina e Rankine pode chegar em valores acima de 150%, como nas geotérmicas de baixa temperatura, que atingem uma razão de 156% [14]. Essa grande diferença na eficiência entre os dois ciclos, sendo de 15% a 56% maior em Kalina, evidencia como o ciclo Kalina foi muito bem adaptado para situações que utilizam baixas temperaturas.

Além desses ciclos exibidos na Tabela 1, existem diversos outros com aplicações variadas, como os aplicados na geração de energia de baixas temperaturas. Abordaremos em seguida os ciclos KCS 11 e KCS 34, sendo este último o utilizado no estudo de referência empregado nesta pesquisa.

#### **2.4.7.1. KCS 11**

O modelo KCS 11, Kalina Cycle System 11, foi uma das primeiras configurações utilizadas em aplicações geotérmicas, sendo amplamente estudada na literatura. No entanto, é somente recomendado em temperaturas superiores a 190°C. Destaca-se nessa configuração, a impossibilidade de controlar a concentração de amônia na mistura, assim, utiliza-se uma concentração constante de amônia durante todo o ciclo. A mistura amônia-água é evaporada por completo na saída do evaporador. A Figura 9 apresenta um exemplo do KCS 11.

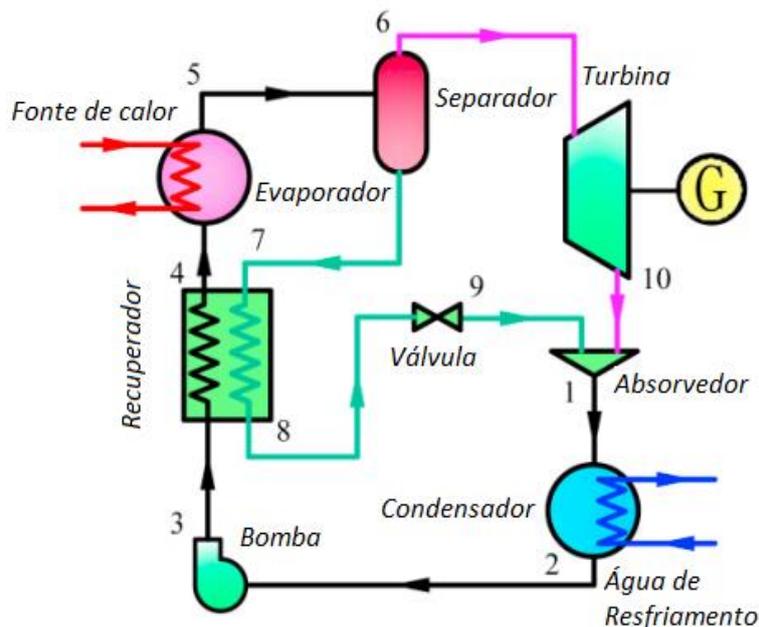


Figura 9: Esquema do Ciclo Kalina - KCS 11

Fonte: [24] Adaptado

Uma alternativa mais eficiente para este modelo, é o KCS 34, considerado sua versão para baixa temperatura.

#### 2.4.7.2. KCS 34

Como supracitado, o modelo KCS 34 é uma versão de baixa temperatura do KCS 11 [25]. Nessa configuração, a mistura amônia-água é parcialmente evaporada no evaporador, tornando-se necessária a instalação de um separador na sequência.

No separador, o vapor, que possui maior concentração da amônia, é direcionado para a turbina. O líquido pobre em amônia é direcionado a um recuperador de calor. Esta configuração do Kalina possibilita um aproveitamento maior da fonte de calor, devido a variação de temperatura durante a evaporação, por esse motivo, o KCS 34 é considerado mais eficiente. Um exemplo de planta que usa essa configuração de Kalina está localizada em Húsavík, na Islândia, justamente o caso de referência empregado neste estudo e explicado em detalhes operacionais no capítulo subsequente.

Uma análise do ciclo KCS 34 é feita e como resultado encontra-se uma concentração de 78% na mistura de amônia-água como ideal. A variação da

localidade geográfica da usina pode influenciar consideravelmente nos outros fatores do ciclo. Para a Indonésia, foi visto que a concentração ótima de amônia pode chegar a 85,5% [21].

## 2.5. Caso Prático: O KCS 34 e a planta de Húsavík

A planta de Húsavík, na Islândia, já foi citada em seções anteriores. Nesta seção será abordada com mais detalhes essa planta, que utiliza o KCS 34. A Figura 10 apresenta sua esquematização.

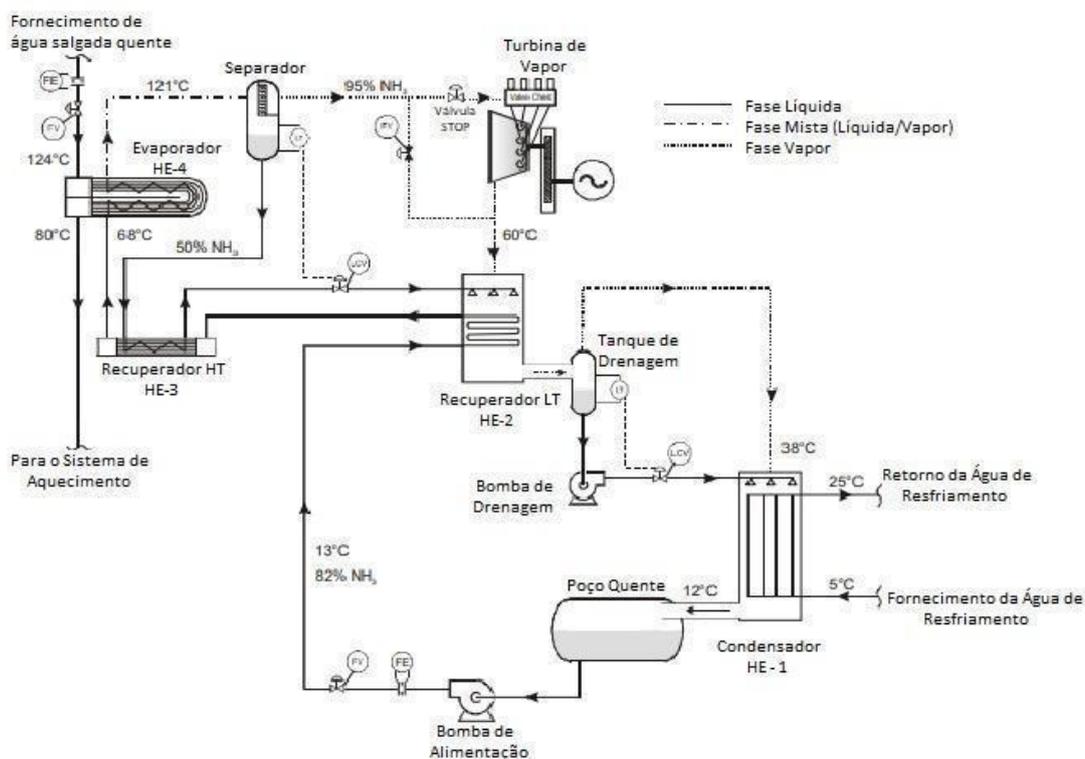


Figura 10: Esquema do ciclo Kalina KCS 34 em Husavik

Fonte: [22] Adaptado

A planta utiliza como fonte de calor os poços geotérmicos, com um fluxo de água que chega a 90 kg/s e uma temperatura de 121°C, tipicamente. A mistura ao sair do condensador tem concentração de 82% amônia para 18% água, temperatura de 12,4°C e 0,54 MPa de pressão [22].

Essa mistura tem sua pressão elevada pela bomba de alimentação e seu fluxo é pré-aquecido em baixa temperatura e em alta temperatura nos

recuperadores até chegar a 68°C antes de entrar no evaporador. No evaporador é aquecido até 121°C e a mistura é parcialmente evaporada para uma proporção de 75% de vapor e 25% de líquido. A partir deste ponto segue para o separador, em que o vapor, rico em amônia, é separado do componente líquido, pobre em amônia.

O vapor, ao sair do separador, aciona a turbina através de sua expansão e assim diminui sua temperatura e pressão. Já o líquido, é encaminhado para um recuperador de alta temperatura, onde o calor sensível (quantidade de calor fornecida a um corpo que gera apenas variações de temperatura, sem produzir mudanças de fase) é usado para pré-aquecer o fluxo de alimentação para o evaporador. Após esse estágio, esse líquido segue para a entrada do recuperador de baixa temperatura, onde encontra o vapor da turbina. O líquido é diluído junto do vapor e então retornam à concentração de 82% amônia. A temperatura da corrente líquida que advém do recuperador de alta temperatura é de 48°C e o vapor da turbina encontra-se a 60°C.

Essa mistura é resfriada no recuperador de baixa temperatura onde os dois fluxos se encontram, a parte líquida vai para o tanque e o vapor remanescente segue para o condensador. A temperatura de ambos é de 38°C. O líquido, após ser drenado no tanque, é direcionado para o condensador, onde os vapor e líquido são condensados juntos novamente e o processo se repete.

Todo o processo é auto ajustável, não exigindo intervenções externas. Isto ocorre pois os constituintes do fluido de trabalho e suas concentrações são funções da temperatura e pressão, o que leva a seu equilíbrio ao longo do ciclo.

Em uma aplicação do KCS 34 na Indonésia [21] toma-se como dados de entrada a temperatura ambiente, consideravelmente diferente da Islândia (entre 18 e 24°C), e a temperatura da água de resfriamento, que no Sudeste Asiático varia entre 20-24°C. Ressalta-se que na planta do país europeu, a água de resfriamento está próxima de 5°C. A concentração de amônia é estudada em um intervalo entre 78 e 85,5%.

Como conclusão, apesar de ser baseado no caso prático de Húsavík mas apresentar dados de entrada bastante diferentes, encontraram-se resultados semelhantes com uma potência de 1959 MW, comparado com 1950 MW em Húsavík. Para esse resultado, foi utilizada uma fração mássica amônia-água de 78% e 0,74 MPa de pressão na saída da turbina [21].

### **3. Descrição do Problema de Referência (Estudo de caso)**

Neste capítulo será descrito o problema base utilizado para a aplicação posterior em modelos matemáticos no software IT [1], e, por fim, analisar os resultados obtidos e compará-los com cenários alternativos operando com ciclos Rankine com diferentes níveis de equipamentos e fluidos de trabalho. Serão caracterizados os sistemas que operam no ciclo Kalina, Rankine, as condições iniciais da planta e também outras características relevantes para o desenvolvimento do modelo.

#### **3.1 Problema de referência**

O problema de referência examina o ciclo Kalina geotérmico de Húsavík, uma planta geotérmica Islandesa [26], e realiza a otimização utilizando um algoritmo desenvolvido pelos autores, designado de Artificial Bee Colony (ABC). Esse algoritmo apresenta melhor desempenho que alguns algoritmos amplamente utilizados como: evolução diferencial (ED), otimização de enxame de partículas (PSO) e algoritmo genético [26]. O algoritmo empregado não é o objeto do estudo em questão, porém os parâmetros termodinâmicos provenientes desse estudo [26] servirão como dados comparativos nos cenários alternativos que serão propostos neste trabalho. O sistema do ciclo Kalina usado na usina de Husavik indicado na Figura 11 é composto por um evaporador, um separador, uma turbina, um misturador, uma válvula de expansão, um condensador, uma bomba e dois recuperadores, sendo um de alta e um de baixa temperatura.



Como resultado do estudo e do algoritmo empregado para otimizar a planta de Húsavík, em operação desde 2000, os autores conseguiram alcançar uma eficiência ótima de 20,36%, conseguindo um incremento de eficiência relevante ao comparar com os dados de funcionamento da planta geotérmica na Islândia, que apresenta uma eficiência de 14%. O ganho absoluto em termos de eficiência dos autores é 6,36%, o que é um ganho interessante dadas as condições de temperatura da Islândia, isto se traduz em um aumento de 45% na eficiência. [26]

### **3.2. Fonte de calor**

O ciclo Kalina de Husavik, em funcionamento desde julho de 2000, funciona com base em energia geotérmica. A energia geotérmica é produzida por fontes de calor originadas no interior da terra, como gêiseres e fontes de água. A energia geotérmica também é considerada como uma fonte de energia renovável, limpa e inesgotável, dado que é gerada pelo núcleo do globo. As fontes geotérmicas podem variar entre 50 e 350°C, caso os poços sejam mais fundos pode-se chegar em temperaturas maiores, no entanto, os custos de instalação são relevantes, por ter natureza de capital intensivo [27].

Essa fonte de calor ainda é pouco explorada globalmente por suas temperaturas baixas de fornecimento e pela sua disponibilidade restrita a alguns locais, por isso, o ciclo Kalina é importante para o aproveitamento na geração energética em fontes de baixa/média energia, uma vez que, como já mencionado, consegue ter melhor aproveitamento comparativamente com o Ciclo Rankine às mesmas condições de operação, que utiliza apenas a água como fluido de trabalho. Ainda, a planta utiliza um fluxo de 90 kg/s de água salgada para o aquecimento do fluido de trabalho, com a temperatura transitando na casa de 124°C. Com essa temperatura, o ciclo pode ser considerado de baixa temperatura pois é bem inferior ao se comparar, por exemplo, com as temperaturas geradas em caldeiras. Este patamar de temperatura se correlaciona com a gerada por outras fontes renováveis de baixa/média entalpia, como por exemplo a solar, fato que mostra a possibilidade de aplicação deste estudo paramétrico para outros tipos de fontes de calor, independente da origem, desde que sejam de baixa/média entalpia.

### 3.3. Descrição do sistema

No ciclo Kalina apresentado, o calor é transferido indiretamente da água quente extraída do poço geotérmico para fluido de trabalho de amônia-água no evaporador. O calor é adicionado à solução de amônia-água no evaporador e fluido de trabalho bifásico líquido-vapor (ponto 1) é enviado para o separador onde a parte de vapor com uma alta fração de amônia (ponto 2) é separada da parte líquida que tem uma baixa fração de amônia (ponto 10). O vapor saturado de alta pressão com alta concentração de amônia é enviado para a turbina onde é expandida para gerar trabalho (ponto 3). O líquido saturado de amônia-água de alta pressão com baixa concentração de amônia (ponto 10) passa pelo recuperador de alta temperatura (ponto 11) e depois pela válvula de expansão (ponto 12) enquanto sua pressão se aproxima à saída da turbina e se mistura com o fluido amônia-água da turbina no misturador (ponto 4). O fluido de trabalho amônia-água entra no recuperador de baixa temperatura (ponto 5). O escape do recuperador de baixa temperatura é condensado em líquido saturado por rejeição de calor (ponto 6) e posteriormente direcionado para a bomba de alimentação. A bomba aumenta a pressão do fluido de trabalho à pressão necessária (ponto 7). O fluido de trabalho pressurizado atinge o evaporador após os processos de pré-aquecimento em baixa temperatura (ponto 8) e alta temperatura (ponto 9) nos recuperadores.

### 3.4. Premissas e suposições

Como o estudo é baseado em um caso real, porém simulado e, posteriormente otimizado, algumas premissas são necessárias para a realização do estudo. As premissas aplicadas para simular o ciclo Rankine equivalente ao ciclo Kalina [26] foram:

- As perdas de pressão nas tubulações são desprezíveis;
- Os componentes do ciclo são isolados e as perdas de calor são insignificantes;
- A fração mássica do fluido de trabalho após a turbina é superior a 95%;

- O processo de expansão na válvula de expansão (ponto 12) é isentrópico;
- Quedas de pressão no evaporador, condensador e recuperadores são 5% da pressão de entrada;
- As eficiências da turbina e da bomba são, respectivamente, 83% e 79%;

## 4. Formulação do problema

Neste capítulo apresenta-se a formulação do problema, assim como sua modelagem, simulações e parametrizações.

No desenrolar do trabalho foram estudados diversos ciclos termodinâmicos, desde Rankine até diferentes tipos e estruturas de Kalina e o que caracteriza cada um destes ciclos. O objeto de estudo deste trabalho visa, com base em um estudo de otimização de um ciclo Kalina [26], existente e em funcionamento, realizar uma análise energética comparativa entre a eficiência encontrada no ciclo otimizado pelo problema de referência e diferentes ciclos propostos pelos autores.

Todas as análises e simulações serão realizadas no software Interactive Thermodynamics [1], e será feita uma comparação dos resultados encontrados pelo autor em seu ciclo Kalina simples com um ciclo Rankine, esse Rankine, por sua vez, utilizará as mesmas premissas e considerações que a referência, porém, também serão propostos cenários alternativos pelos autores, com o intuito de obter maiores eficiências térmicas para o sistema. Dentro desse contexto, serão feitas análises paramétricas, principalmente com variáveis como temperatura e pressão, e a busca de cenários para que se otimize o ciclo Rankine, com novas estruturas e diferentes fluidos.

Nessa revisão propõe-se encontrar a maior eficiência dentre os cenários de ciclo Rankine analisados com premissas análogas ao estudo de referência em ciclo Kalina. Por lógica, o Kalina deveria apresentar uma maior eficiência que o Rankine por conta de suas características e estrutura mais elaboradas e otimizadas, principalmente para baixas e médias temperaturas, para verificar, serão feitas comparações com as eficiências encontradas.

Naturalmente, o ciclo Kalina e Rankine tem diferenças claras, como já citadas em seções anteriores. A maior e mais representativa delas sendo o fluido de trabalho, que no caso de Kalina é utilizado uma mistura binária de água e amônia para melhor aproveitamento de baixas temperaturas e o Rankine, que comumente utiliza substâncias simples, podendo ser a água, amônia e refrigerantes, como o R134a, R22, R410.

## 4.1. Modelagem do problema

A fim de comparar o ciclo Kalina do estudo [26], utilizaremos um ciclo Rankine com as mesmas características: como temperatura, pressão, eficiência dos componentes como turbina e bomba, perdas no evaporador, condensador e recuperador.

### 4.1.1 Modelagem Rankine Simples

Para o ciclo Rankine simples, os respectivos subíndices das equações subsequentes, referem-se aos pontos dispostos na Figura 12.

Os balanços energéticos de cada componente individual do ciclo podem ser calculados através das seguintes equações:

Evaporador:

$$Q_{ent} = h_1 - h_4 \quad (5)$$

Turbina:

$$W_t = h_1 - h_2 \quad (6)$$

Bomba:

$$W_b = h_4 - h_3 \quad (7)$$

Eficiência térmica:

$$n = \frac{(W_t - W_b)}{Q_{ent}} \quad (8)$$

### 4.1.2 Modelagem Rankine Regenerativo

Para o ciclo Rankine simples, os respectivos subíndices das equações subsequentes, referem-se aos pontos dispostos na Figura 14.

Os balanços energéticos de cada componente individual do ciclo podem ser calculados através das seguintes equações:

Evaporador:

$$Q_{ent} = h_1 - h_7 \quad (9)$$

Turbina estágio 1:

$$W_{t1} = h_1 - h_2 \quad (10)$$

Turbina estágio 2:

$$W_{t2} = (1 - y) \times (h_2 - h_3) \quad (11)$$

Bomba 1:

$$W_{b2} = (1 - y) \times (h_5 - h_4) \quad (12)$$

Bomba 2:

$$W_{b2} = (h_7 - h_6) \quad (13)$$

Trabalho do sistema:

$$W = W_{t1} + W_{t2} + W_{b1} + W_{b2} \quad (14)$$

Eficiência térmica:

$$n = \frac{W}{Q} \quad (15)$$

#### 4.1.3 Modelagem Rankine com Reaquecimento

Para o ciclo Rankine simples, os respectivos subíndices das equações subsequentes, referem-se aos pontos dispostos na Figura 13.

Os balanços energéticos de cada componente individual do ciclo podem ser calculados através das seguintes equações:

Evaporador:

$$Q_{ent} = (h_1 - h_6) + (h_3 - h_2) \quad (16)$$

Turbina 1:

$$W_{t1} = h_1 - h_2 \quad (17)$$

Turbina 2:

$$W_{t2} = h_3 - h_4 \quad (18)$$

Bomba:

$$W_b = h_6 - h_5 \quad (19)$$

Trabalho do sistema:

$$W = W_{t1} + W_{t2} + W_b \quad (20)$$

Eficiência térmica:

$$n = \frac{W}{Q} \quad (21)$$

## 4.2. Sistema e premissas

Assim como ilustrado na Tabela 3, os dados empíricos [26] foram otimizados para atingir uma eficiência ótima, acima dos 14% de eficiência encontrados na planta real na Islândia.

Tabela 3: Parâmetros utilizados no estudo de referência

Parâmetros	Unidade	Valor
Ciclo: Kalina Simples		
Fluido: Amônia-água		
Temperatura de entrada na turbina	°C	113,75
Pressão na entrada da turbina	MPa	4,062
Pressão na saída da turbina	MPa	0,494
Eficiência	%	20,36
Perdas de pressão no evaporador e condensador	%	5,00
Perdas de pressão no recuperador	%	5,00
Eficiência da turbina	%	83,00
Eficiência da bomba	%	79,00

Fonte: [26] Adaptado

De posse desses dados para realizar a comparação, foi desenvolvido um ciclo Rankine simples adaptado, como indicado na Figura 12.

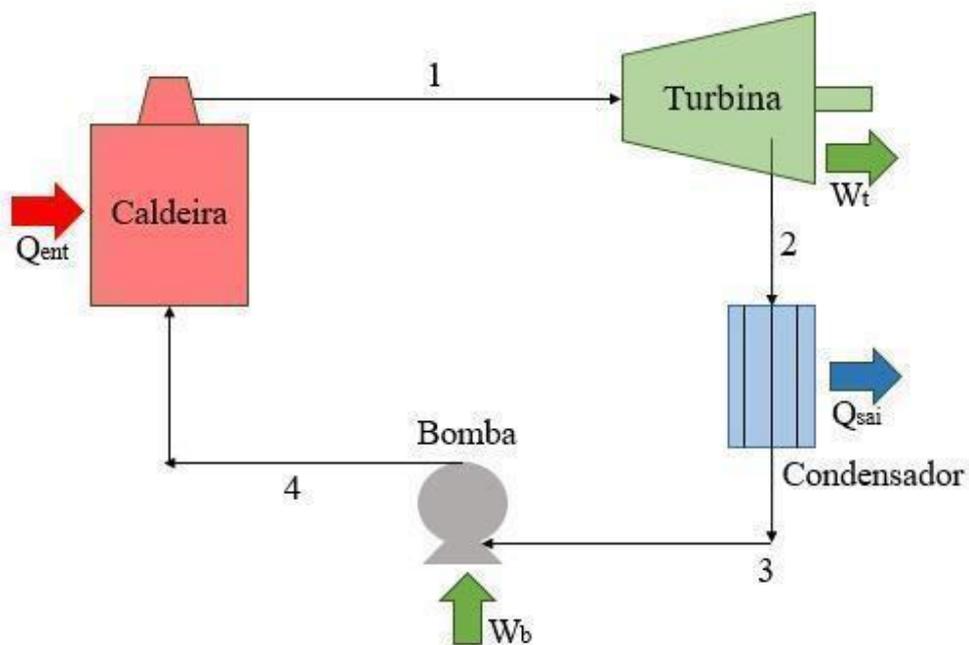


Figura 12: Esquema do ciclo Rankine Simples

O ciclo Kalina, tende a ser mais eficiente que o Rankine Simples por conta da mistura de água-amônia e sua estrutura, essa tendência poderá ser observada na seção 5, que contempla os resultados dos estudos comparativos e paramétricos realizados (vis-a-vis) à referência.

As próximas etapas, para buscar a máxima eficiência partindo do ciclo da Figura 12, consistem em desenvolver outras plantas e empregar diferentes fluidos de trabalho. apresentadas as estruturas de Rankine regenerativo, Rankine com reaquecimento e Rankine regenerativo e com reaquecimento.

### **4.3. Fluidos de trabalho estudados**

#### **4.3.1. Água**

Antes de realizar a primeira simulação do ciclo Rankine, foi entendido que, apesar de a água ser um fluido amplamente utilizado, por conta de grande abundância e baixo custo, não seria compatível com o ciclo referido. Como as temperaturas utilizadas no ciclo são muito baixas, descartou-se a água como fluido de trabalho para as simulações futuras, o patamar de temperatura para as mudanças de fase da água não condiz com as condições do problema, portanto, para o ciclo Rankine e simulações, serão utilizados outros fluidos de trabalho.

#### **4.3.2. Amônia**

Como o ciclo de referência utiliza a mistura amônia-água como fluido de trabalho, a fim de comparação, no ciclo Rankine será empregado a amônia pura no primeiro ensaio numérico simulado. A amônia apresenta temperatura e pressão críticas de 132,4°C e 11,28 MPa, respectivamente.

#### **4.3.3. Refrigerante R134a**

O refrigerante R134a, que também será usado em parametrizações e simulações, foi um dos escolhidos por conta de não ser inflamável, tóxico ou degradar a camada de ozônio. Há um amplo estudo sobre suas aplicações e características, além disso, sua literatura indica que é um fluido com grande interesse para temperaturas abaixo de 150°C [28]. O R134a tem temperatura e pressão críticas de 101,6°C e 4,06 MPa, respectivamente, conforme disposto na Tabela 4 [29].

Estudos do R134a aplicados em um ciclo Rankine indicam que sua eficiência não tem uma correlação forte com a temperatura [28], isto é, superaquecer o fluido na entrada na turbina não causa uma variação de eficiência importante. No entanto, o diferencial de pressão na turbina é um fator que tem grande peso em termos de eficiência, isto significa que, quanto maior a razão entre as pressões na turbina, maior tende a ser a eficiência desse fluido em um Ciclo Rankine, gerando como resultado maior eficiência para o ciclo.

Nesse sentido, também é encontrado que, por conta da inclinação negativa na curva de saturação do R134a, ao aliar os dois fatores - maiores valores de temperatura na entrada e elevada razão de pressão na entrada e saída na turbina - em um mesmo ciclo, encontra-se uma maior eficiência no uso do fluido, podendo ter um incremento de mais 3% em eficiência para o ciclo [28].

#### **4.3.4. Refrigerante R22**

O fluido refrigerante R22 é proveniente da família Freon e é bastante utilizado ao redor do planeta por conta de suas ótimas características físicas, como temperatura e pressão críticas de 96,1°C e 498,8 kPa, respectivamente, como observado na Tabela 4. Esses fatores permitem que seja usado com temperaturas médias e baixas [31].

Seu uso apresenta comportamento crescente, principalmente em países em desenvolvimento e com a população ascendendo economicamente como China e Índia, com parte relevante do uso em ar-condicionados. No entanto, seu uso é questionado devido a molécula ter potencial de depleção de ozônio e alto potencial de retenção de calor, o que o desclassifica como um fluido ecológico.

Semelhante ao observado com o R134a, o R22 também apresenta resultados positivos em sua eficiência com o aumento da pressão e temperatura na entrada da turbina [31].

Tabela 4: Patamares críticos de pressão e temperatura para as substâncias puras presentes no estudo

<b>Fluido</b>	<b>Temperatura crítica (°C)</b>	<b>Pressão crítica (Mpa)</b>
Água	374,1	22,09
Amônia	132,4	11,28
R134a	101,6	4,06
R22	96,1	0,498

#### 4.4. Cenários estudados

##### 4.4.1 Ciclo Rankine com Reaquecimento

Com objetivo de aumentar a eficiência do ciclo Rankine simples, também será feito um estudo do ciclo Rankine com reaquecimento. O objetivo principal é aumentar o título, diminuído pelo vapor nos últimos estágios da expansão. O sistema opera utilizando duas turbinas em série, sendo a primeira uma turbina que recebe o vapor da caldeira à alta pressão, liberando-o para que não ocorra a condensação, evitando assim a danificação das pás da turbina (erosão ou impingimento forçado). Em seguida, o vapor é reaquecido, utilizando o calor da própria caldeira, e é utilizado para acionar uma segunda turbina, desta vez uma de baixa pressão. Esse reaquecimento é feito em aproximadamente 76,4% da temperatura de aquecimento inicial.

O ciclo Rankine com reaquecimento é apresentado na Figura 13:

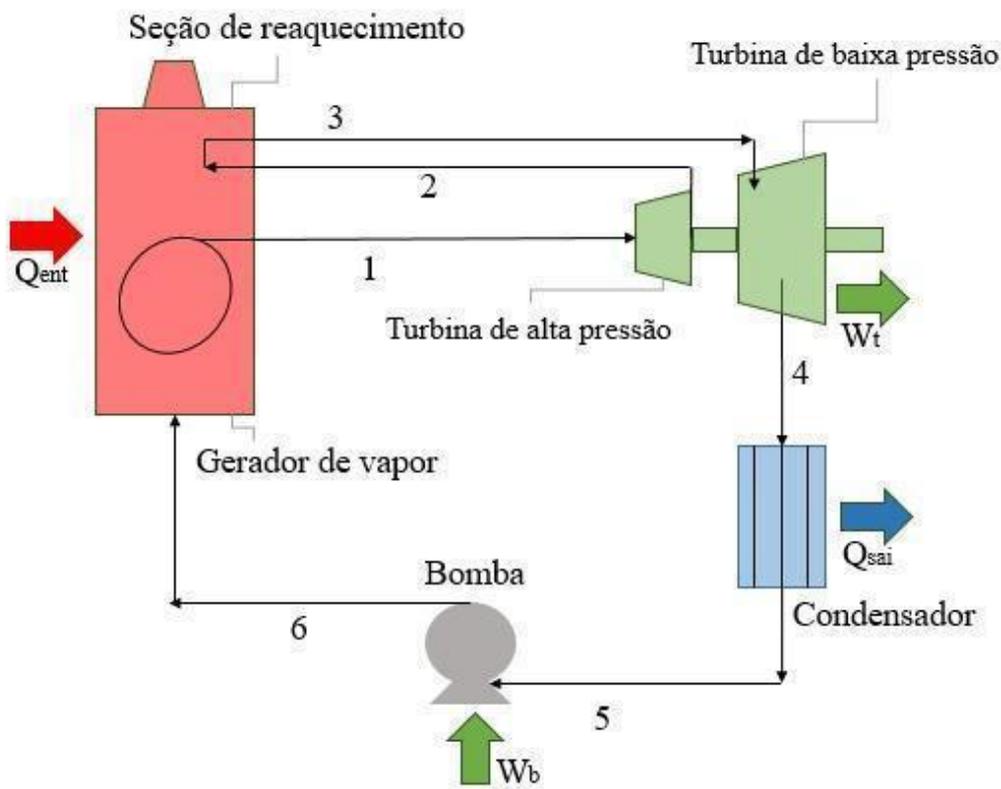


Figura 13: Esquema do ciclo de Rankine com reaquecimento

#### 4.4.2 Ciclo Rankine com Regenerador

Além do reaquecimento, outro método bastante utilizado visando melhor desempenho e aumento da eficiência, é o ciclo Rankine regenerativo. Neste sistema, a regeneração será realizada através de um trocador de calor de contato direto. O fluido de trabalho entra na caldeira na fase líquida e é aquecido até alcançar a mudança de fase. Em seguida, o vapor entra na turbina de alta pressão, onde é expandido e parcialmente extraído para o regenerador. O vapor restante se expande através da turbina de baixa pressão e segue para o condensador, para em seguida ser bombeado e também passar pelo regenerador. Após serem misturados novamente, tornam-se uma única corrente que é bombeada novamente para o gerador de vapor. Um ponto de destaque para o regenerador é o fato de ser um equipamento de menor custo, sendo bastante utilizado.

O ciclo Rankine Regenerativo é apresentado na Figura 14 abaixo:

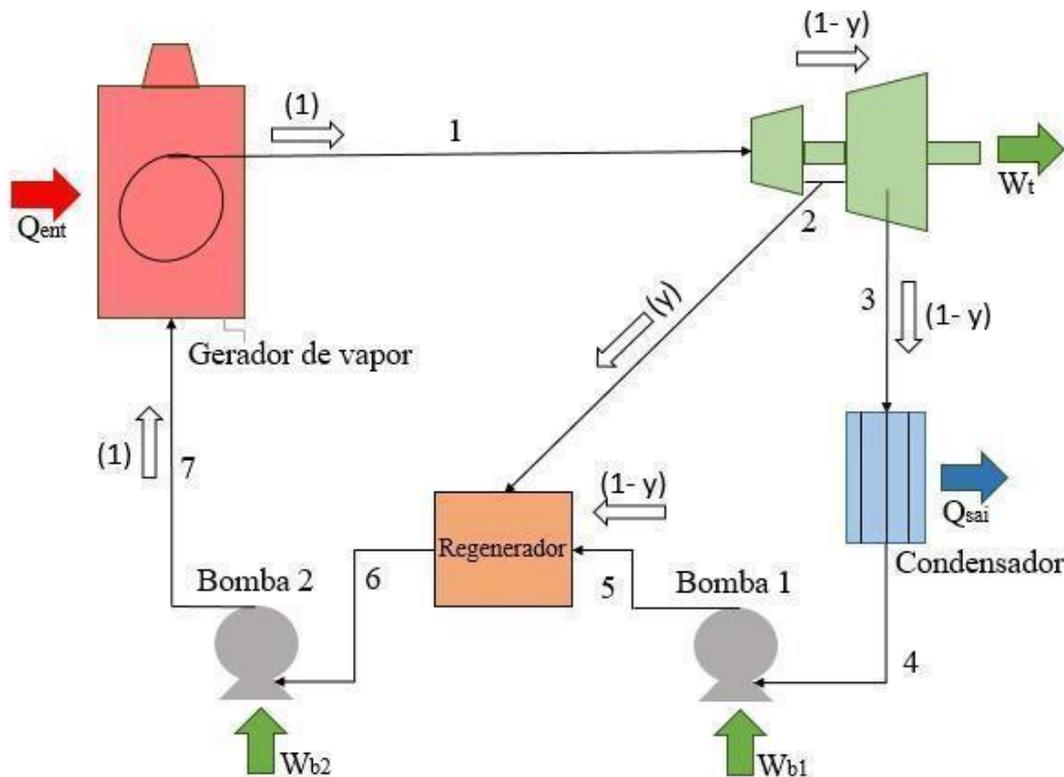


Figura 14: Esquema do ciclo Rankine Regenerativo

#### 4.4.3. Ciclo Rankine com Reaquecimento e Regenerador

Por fim, será realizado um estudo de um ciclo Rankine com reaquecedor e regenerador, com objetivo de conseguir uma melhor eficiência para desenvolvimento do ciclo. Neste sistema, o vapor entra na turbina de alta pressão para ser expandido. O vapor é reaquecido antes de passar pela turbina de baixa pressão, onde é expandido e segue para o condensador. Ainda na primeira turbina, parte do vapor é extraído para o regenerador fechado. Já o vapor da segunda turbina é extraído para o regenerador aberto, junto com o condensado, que também é bombeado para o mesmo local ao sair do condensador.

O ciclo Rankine Regenerativo com Reaquecimento é apresentado na Figura 15 abaixo:

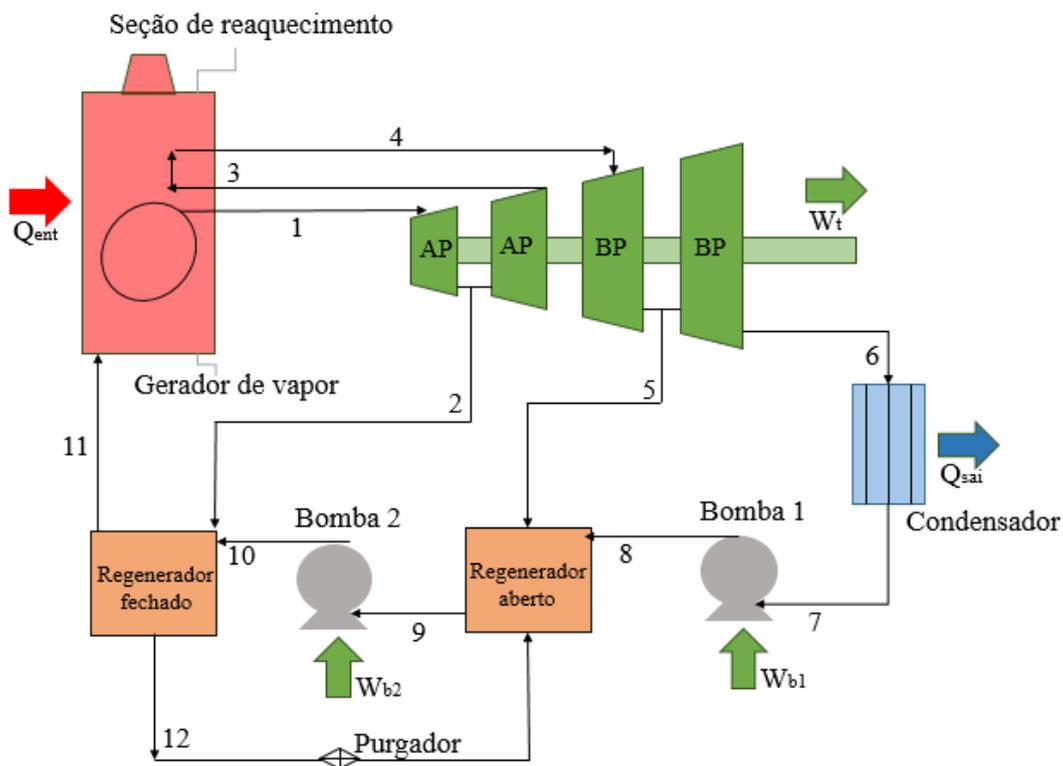


Figura 15: Esquema do ciclo de Rankine Regenerativo com Reaquecimento

As programações numéricas para cada um dos cenários, 4.4.1 a 4.4.3, e com os parâmetros da Tabela 3 descritos nessa seção estão dispostas no Apêndice A para o fluido de trabalho amônia. . O fluido de trabalho pode ser facilmente alterado na descrição do argumento das funções de cada propriedade para a simulação dos demais cenários que empregam outros fluidos de trabalho analisados neste estudo, como água (Water/Steam), R22 e R134a.

#### 4.5 Validação do *software* IT

Para os validar os cálculos dos sistemas descritos, foram feitos previamente cálculos de exemplos numéricos com resultados conhecidos, para os ciclos Rankine, Rankine Regenerativo e Rankine com reaquecimento. Esses exemplos foram retirados de literaturas acadêmicas amplamente utilizadas em cursos de graduação [30]. Após a confirmação, foi possível prosseguir com os cálculos dos sistemas e as análises subsequentes.

## 5. Análise e discussão dos resultados

### 5.1. Rankine Simples

Na primeira simulação, utilizando o ciclo Rankine Simples da Figura 12 e com três cenários de fluidos de trabalho selecionados, obtém-se o resultado elucidado na tabela 5.

*Tabela 5: Resultados obtidos na simulação de Rankine simples com Amônia, R34a e R22*

<b>Fluído de trabalho</b>	<b>Eficiência térmica</b>
Amônia	15,88%
R134a	14,91%
R22	16,82%

Como mostrado pela Tabela 5, os três ciclos são menos eficientes que o ciclo Kalina da referência, na Tabela 3, que pode chegar a valores acima de 20%. Dentre os fluidos de trabalho utilizados, o R22 apresentou a maior eficiência térmica, e o refrigerante 134a exibiu a menor eficiência dentre os três. Em comparação de um Ciclo Rankine com diferentes refrigerantes, o R22 foi mais eficiente que o R134a. Ao comparar as eficiências do ciclo com R22 e a Amônia, a diferença absoluta de eficiência entre os dois foi de, aproximadamente 1%, no caso do R134a e Amônia, também de 1%. Vale comentar que apesar de parecer uma mudança ínfima em termos de eficiência, nesse patamar de temperatura é uma mudança bastante significativa no resultado final [31].

Apesar do valor apresentado na Tabela 5, o R134a não se configurou como um fluido possível para a aplicação prática. Ao executar o ciclo no *software* é gerado um alerta indicando essa impossibilidade, pois os patamares de pressão e temperatura não se mostraram compatíveis com os exigidos pelo ciclo do estudo de referência, portanto esse ponto seria inválido. Para entender o comportamento do fluido nesses patamares de pressão e temperatura ao qual foi submetido, elaborou-se um diagrama T-s (temperatura e entropia), mostrado na Figura 16.

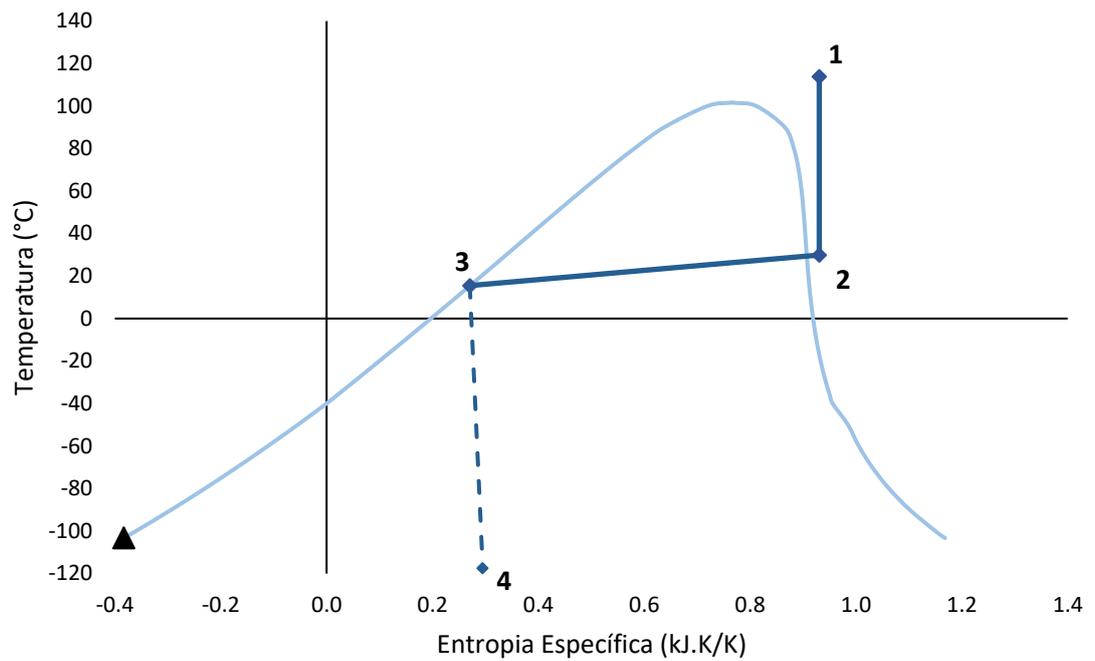


Figura 16: Diagrama T-s para o fluido de trabalho R134a

Nota-se um comportamento anormal na curva do fluido, uma vez que apresenta uma queda vigorosa ao sair da bomba. Entre os pontos de entrada e saída da bomba ocorre um salto isentálpico demasiado grande, levando ao provável congelamento do fluido e, dessa forma, impedindo o funcionamento do sistema. Como a etapa descrita não é factível no ciclo, sua trajetória é apresentada no gráfico através da linha pontilhada, entre os pontos 3 e 4.

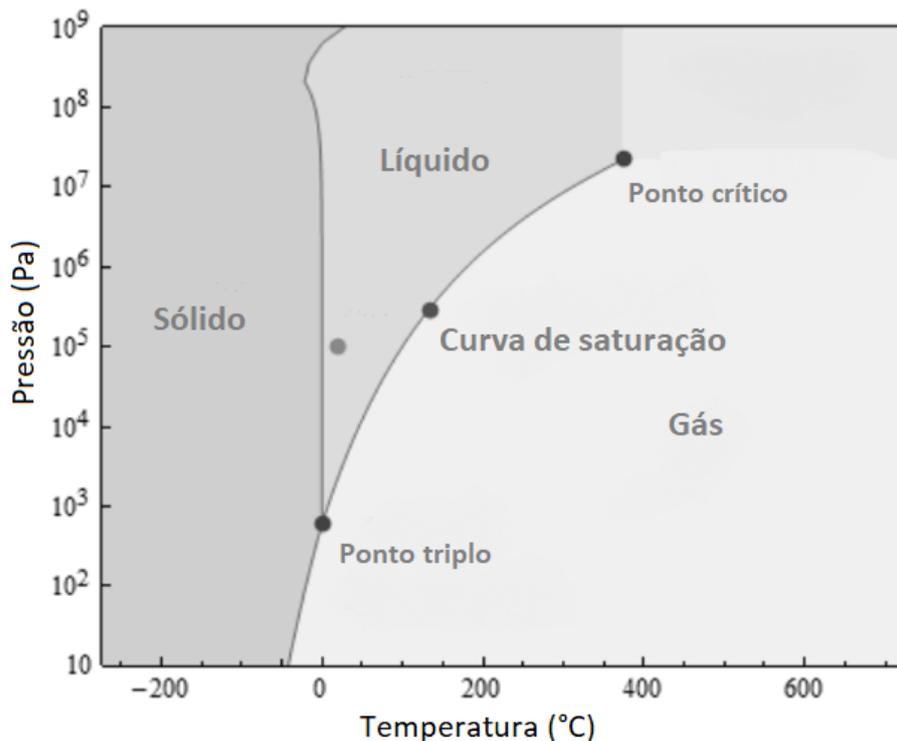


Figura 17: Diagrama de fases do fluido R134a

Fonte: [33] Adaptado

Pela Figura 17, é possível ver que nos patamares de pressão e temperatura do ponto 4 (4,28 MPa e -117,5°C) o fluido apresenta-se no estado sólido, portanto foi sua utilização foi desconsiderada para o estudo, sem testes para novas configurações de plantas.

A utilização do R22 é controversa pois, apesar de apresentar uma eficiência superior em relação à amônia, em contrapartida, demonstra problemas para a camada de ozônio e saúde, devido à presença de cloro em sua composição.

Assim como esperado, todas as eficiências encontradas nos ciclos Rankine Simples foram menores que a do ciclo Kalina, conforme Tabela 3. A fim de aumentar o patamar de eficiência térmica do ciclo Rankine, será incluído um reaquecedor na seção 5.2.

## 5.2. Rankine com reaquecimento

No ciclo Rankine com reaquecimento, foram feitas simulações para cada um dos fluidos escolhidos. Para o melhor estudo dos ciclos, foram utilizadas diferentes temperaturas de reaquecimento através de uma análise paramétrica, conforme Figura 17 a Figura 19.

Os resultados das simulações podem ser observados nas Figuras 17 e 18, que utilizam Amônia e R22, respectivamente, como fluidos de trabalho.

Para as simulações de Amônia, na Figura 17, foram realizadas simulações com três diferentes temperaturas de reaquecimento, 77°C, 87°C e 97°C. Também foi observada a evolução da pressão de reaquecimento, de forma a alcançar a melhor eficiência. A melhor eficiência térmica, 16,1%, foi obtida com a maior das temperaturas, 97°C e pressão de 2,3 MPa. Comparando com a eficiência atingida pelo Rankine Simples, há um aumento absoluto de 0,22%.

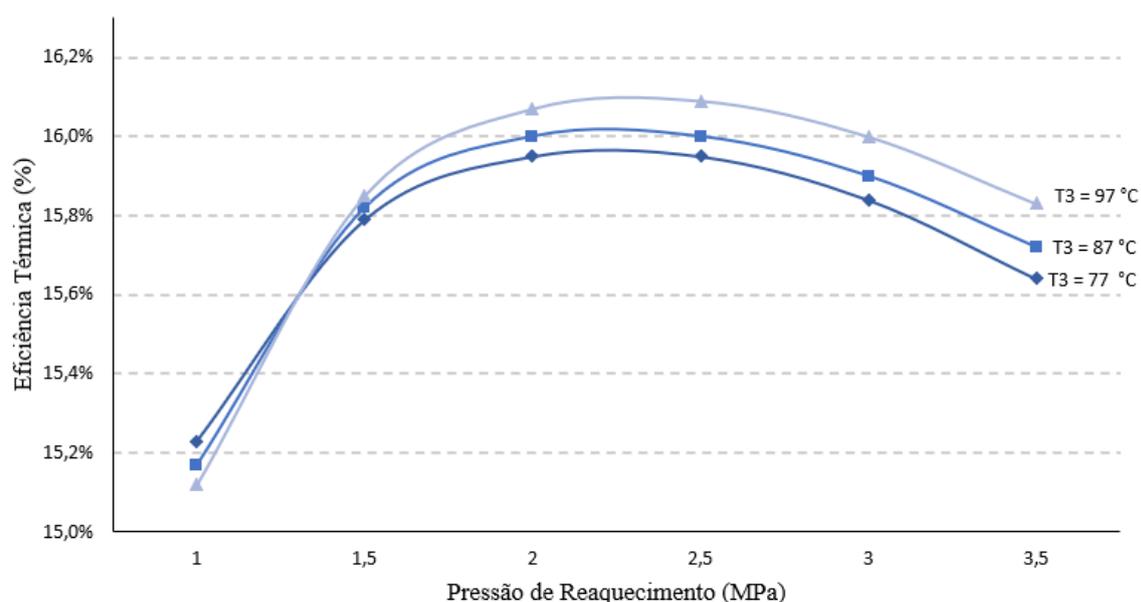


Figura 18: Efeito da pressão de reaquecimento na eficiência térmica com Amônia

O caso do R22, apresenta diferentes níveis de eficiência por conta da temperatura e pressão, i.e., na temperatura de 47°C, não é possível que a pressão de reaquecimento exceda a linha de 1,3 MPa, por entrar na zona de saturação para esses patamares. De acordo com a simulação, dentro das condições especificadas (Figura 18), no patamar de 57°C e entre as pressões 1,9 a 2,1 MPa, encontra-se a melhor eficiência térmica do ciclo, 17,13%. Em comparação com o Rankine Simples de mesmo fluido de trabalho, há um aumento absoluto de 0,31% na eficiência.

Para avaliar melhor essas condições, também foi realizada mais uma parametrização, dessa vez, em função da temperatura e com as pressões 1,9, 2,0 e 2,1 MPa fixas, Figura 19.

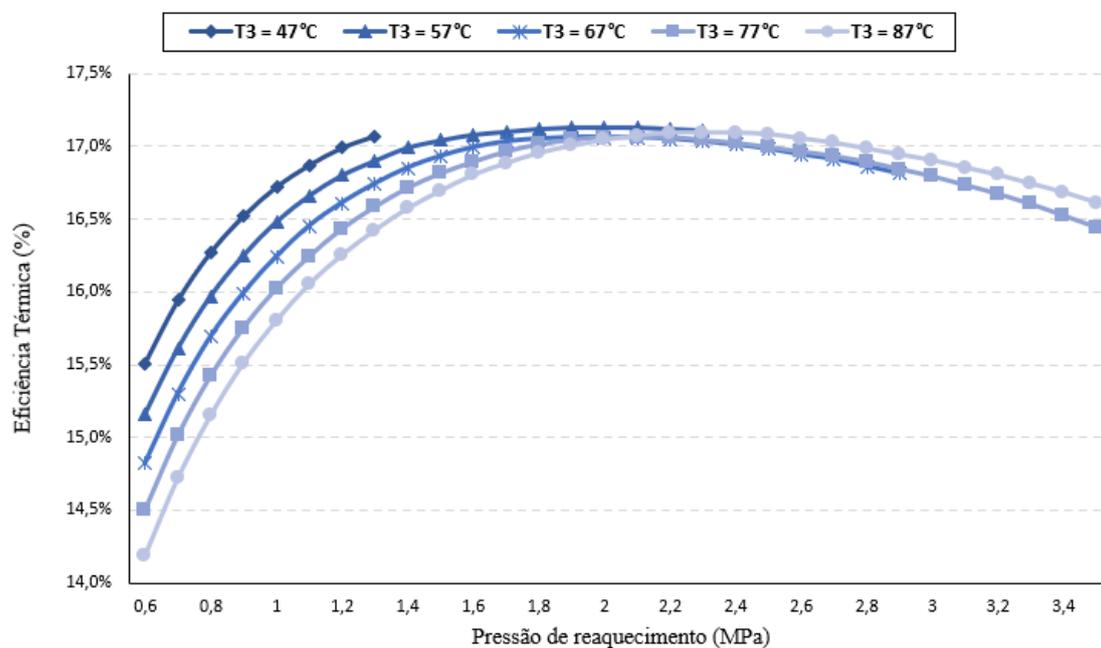


Figura 19: Efeito da pressão de reaquecimento na eficiência térmica com R22

Nesta segunda parametrização (Figura 19), com os dados obtidos na Figura 18, foi encontrado que para a melhor eficiência térmica, dentro do intervalo de 1,9 e 2,1 MPa, a de menor pressão, 1,9 MPa, apresentou a melhor eficiência. Nesse mesmo sentido, a menor temperatura (47°C) também apresentou a melhor eficiência térmica. A maior eficiência térmica encontrada para o ciclo Rankine com reaquecimento utilizando como fluido de trabalho o refrigerante R22 foi de 17,20%.

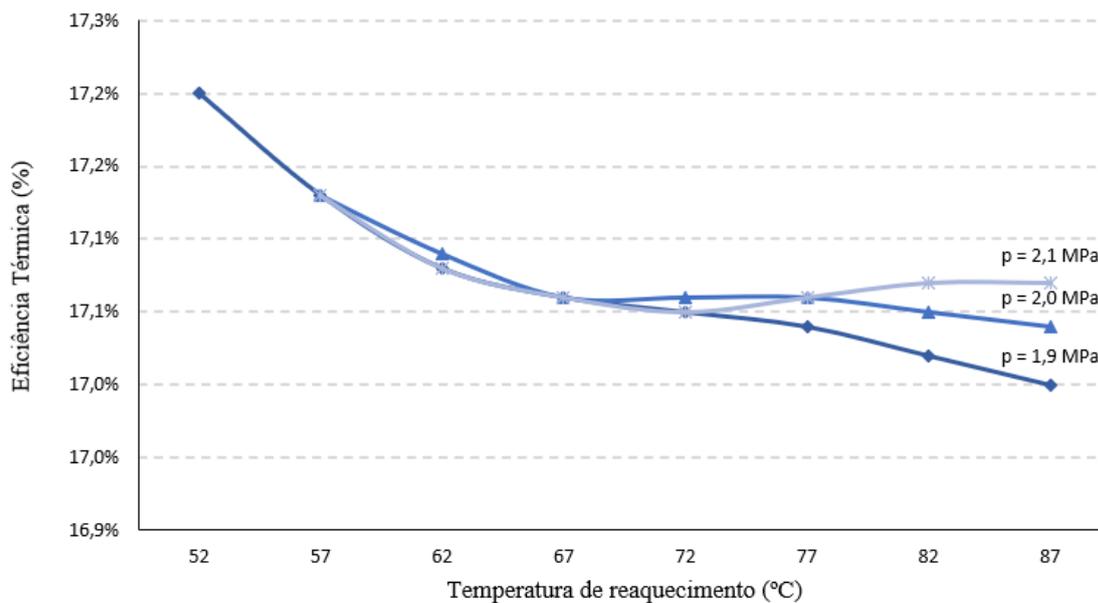


Figura 20: Efeito da temperatura de reaquecimento na eficiência térmica com R22

O fluido R22 apresenta um comportamento diferente do esperado. O aumento da temperatura induz uma redução na eficiência do ciclo, ao contrário do esperado aumento. Para observar esse comportamento curioso, foram traçados gráficos contendo as curvas de trabalho líquido do ciclo e calor total cedido ao ciclo, com uma pressão fixa de 2 MPa e temperatura de reaquecimento variável. A figura 20 ilustra o gráfico descrito para o fluido R22, o trabalho líquido do ciclo encontra-se no eixo da esquerda, de forma análoga, o calor total é exibido no eixo à direita.

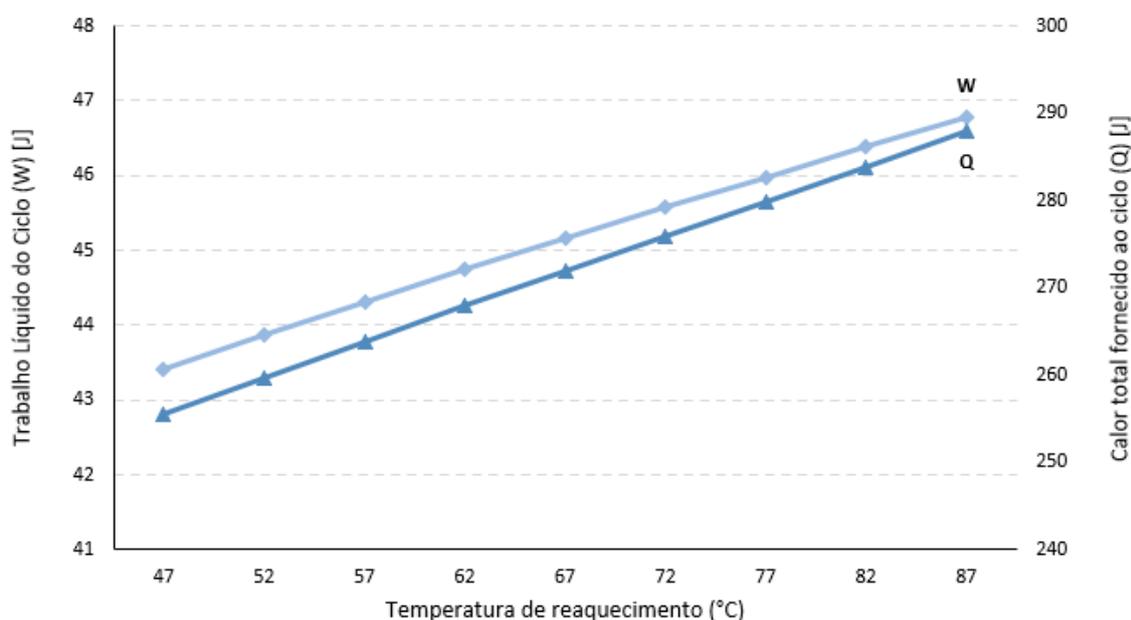


Figura 21: Trabalho líquido e calor cedido ao ciclo Rankine com reaquecimento e fluido de trabalho R22

Nota-se que ambos traçados, tanto do calor cedido ( $Q$ ) quanto do trabalho produzido ( $W$ ) são praticamente retas, no entanto, observar a análise comparativamente com dois eixos diferentes pode causar erros de interpretação, o estudo deve ser feito de maneira quantitativa. Para resolver esse problema, foi criado um gráfico que utiliza o conceito de estatística de base, ambos os valores são colocados em relação a uma mesma base, dessa forma, a comparação se torna efetiva.

É criada uma base 100 com os valores iniciais das temperaturas de reaquecimento, e, a partir disso, a base evolui com os dados obtidos nas simulações de temperatura imediatamente superior sobre a realizada. Utilizando como exemplo a imagem 20, é criado uma base 100 com os dados obtidos de calor e trabalho para a temperatura de  $47^{\circ}\text{C}$  - 43,4J de trabalho e 255,6J de calor fornecido. Então, encontram-se os respectivos resultados de calor e trabalho para a temperatura de  $52^{\circ}\text{C}$ , - 43,9J de trabalho líquido e 259,7J. Com posse desses valores, é realizada a razão dos mesmos e em sequência, feito o produto com o valor anterior, i.e., a base 100, chegando, assim, a uma razão do crescimento desta série em relação a base inicial. O processo segue até o fim das simulações de temperatura, completando a série.

Os resultados são mostrados nos gráficos abaixo, feitos para o R22 e para a Amônia, a fim de confirmar a teoria.

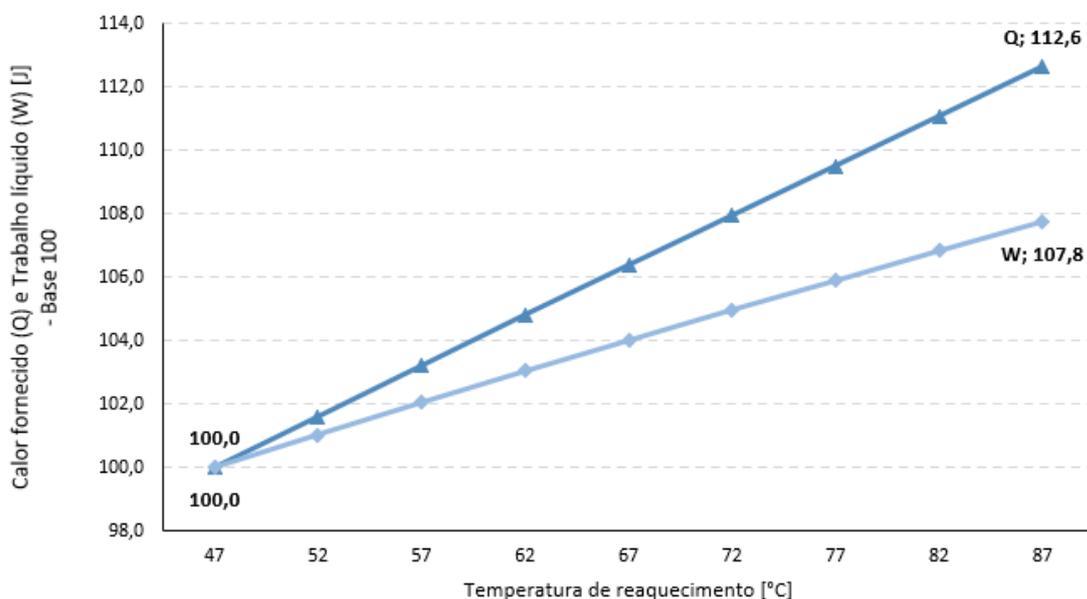


Figura 22: Trabalho líquido e calor cedido ao ciclo Rankine com reaquecimento e fluido de trabalho R22, base 100

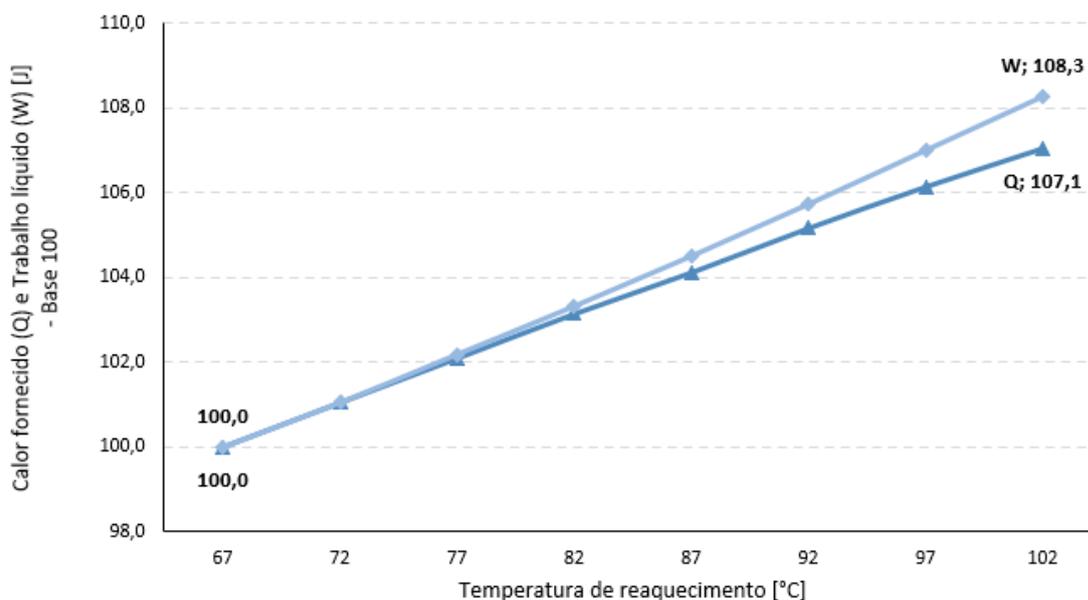


Figura 23: Trabalho líquido e calor cedido ao ciclo Rankine com reaquecimento e fluido de trabalho Amônia, base 100

Nesses resultados é possível observar as diferenças das curvas para cada fluido. As inclinações das curvas para o R22 são deveras mais distintas, Figura 21, confirmando a teoria anterior, na qual conforme a temperatura é elevada o calor cedido também aumenta, por sua vez, de maneira mais drástica que o trabalho produzido. Dessa forma, prova-se que valores mais altos de temperatura não são benéficos para a eficiência do sistema para o caso do fluido R22. Para a amônia, Figura 23, nota-se que a curva de trabalho produzido ultrapassa a curva de calor a partir de um certo ponto, esse fato confirma o gráfico da Figura 17, no qual é visto que a eficiência aumenta com maiores valores de temperatura.

Outras informações dos comportamentos dos fluidos no ciclo Rankine com reaquecimento podem ser extraídas dos diagramas T-s. Para realizar os diagramas temperatura e entropia, foram utilizados os dados fornecidos pelo Software REFPROP [34], utilizando como estado de referência a metodologia da Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar-condicionado (ASHRAE). As Figuras 24 e 25 ilustram o diagrama para a amônia e o fluido R22, respectivamente.

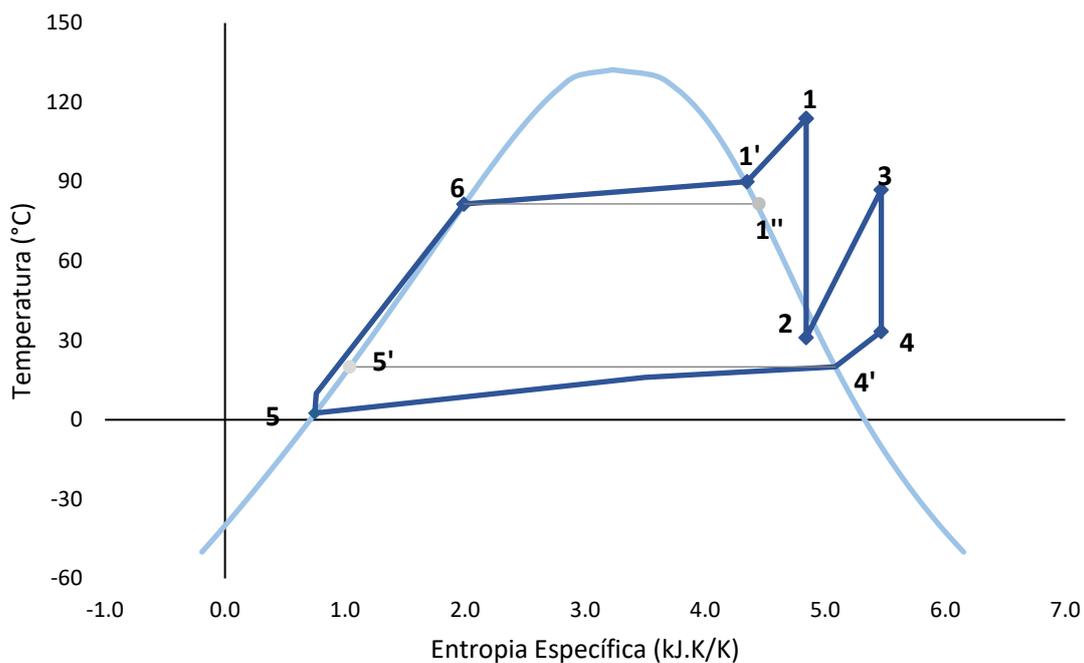


Figura 24: Diagrama T-s para o ciclo Rankine com reaquecimento e fluido amônia

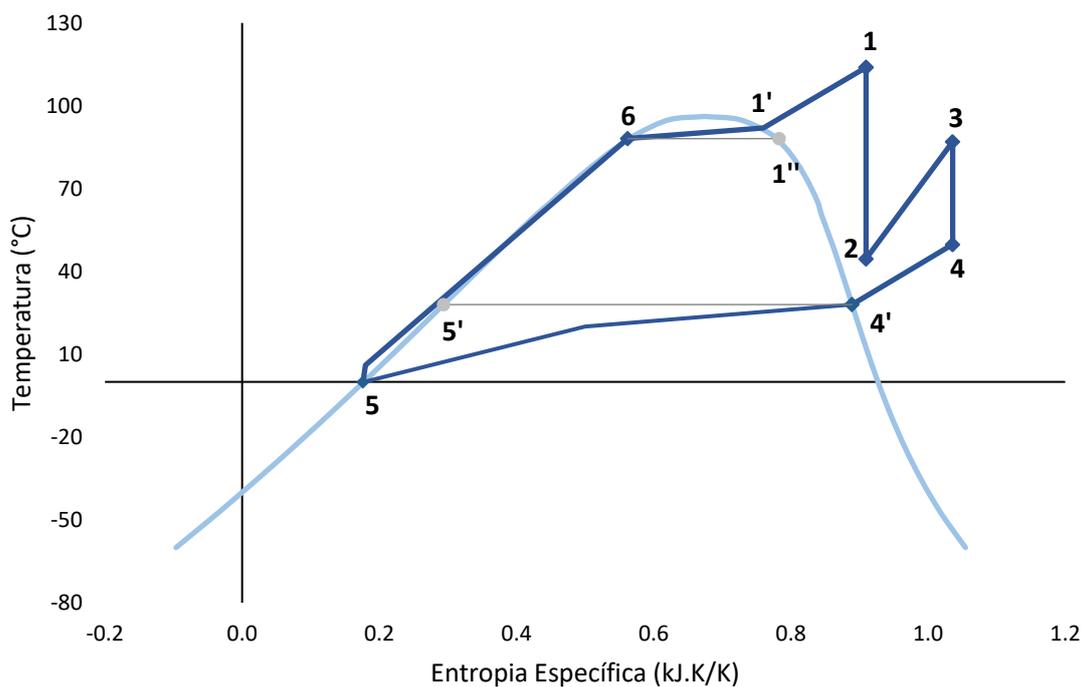


Figura 25: Diagrama T-s para o ciclo Rankine com reaquecimento e fluido R22

Em ambos os gráficos, foram traçados trechos das isobáricas para os pontos 1,4,5 e 6. Nos diagramas, nota-se que as linhas entre os pontos 4 e 5 apresentam uma inclinação considerável. Esse comportamento existe, pois, em casos reais, esses processos não são realmente isobáricos, havendo sim perdas de pressão entre os dois

portos. Portanto, a área entre as isobáricas e as curvas do gráfico apresentam-se como as perdas de carga do ciclo. Ainda assim, questiona-se a magnitude dessas inclinações. O mesmo comportamento é observado para as linhas entre os pontos 6 e 1. As perdas utilizadas neste estudo foram de 5%, um valor aceito para casos onde a água é o fluido de trabalho puro ou componente da mistura binária, como nos casos de ciclos Kalina apresentados neste estudo. Portanto, afere-se que perdas de 5% apresentam-se extremamente relevantes para fluidos puros como o refrigerante R22 e a amônia.

O gráfico da amônia exibe uma possibilidade de melhoria para o ciclo no ponto 2. Nota-se que a curva do ciclo invade a área da curva de saturação, entre a saída da turbina e a entrada para o reaquecimento, esse fator implica em uma redução de eficiência global, pois significa que há uma mistura de vapor saturado e líquido enquanto ocorre a expansão na turbina. A existência de do fluido de trabalho bifásico na turbina também é prejudicial para o equipamento em si, de forma a reduzir a vida útil e poder trazer complicações e defeitos para esse componente.

Para o R22 vê-se que a curva não entra na área de saturação, permanece superaquecido, trazendo assim um valor de eficiência maior.

A partir dessas análises, os resultados das simulações podem ser observados de maneira consolidada na Figura 26.

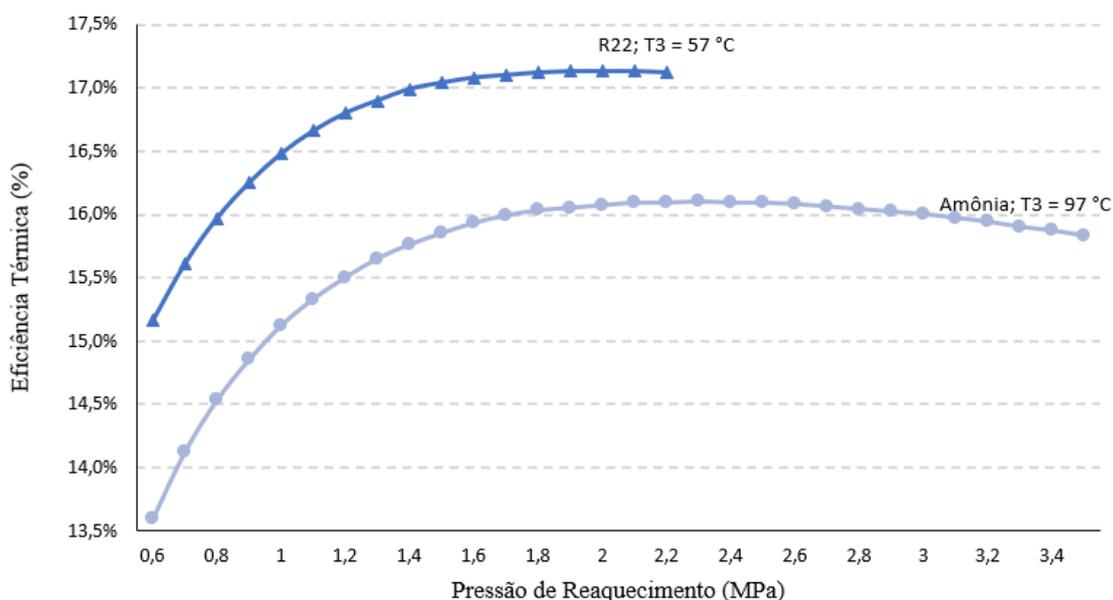


Figura 26: Comparação das eficiências ótimas com Rankine com Reaquecimento de cada fluido de trabalho

Como conclusão, as melhores eficiências em cada ciclo Rankine com reaquecimento são sumarizadas na Tabela 6. Assim como no caso do Rankine

Simple, os resultados das eficiências obtidas também foram inferiores ao encontrado pelo estudo de referência em que utiliza o ciclo Kalina [26]. A mistura de amônia-água se mostra com bastante eficiência para ciclos de baixa temperatura.

*Tabela 6: Resultados obtidos na simulação de Rankine com Reaquecimento com Amônia e R22*

<b>Fluído de trabalho</b>	<b>Eficiência térmica</b>	<b>Temperatura de reaquecimento (°C)</b>	<b>Pressão de reaquecimento (MPa)</b>
Amônia	16,10%	97	2,3
R22	17,20%	57	1,9

### 5.3. Rankine regenerativo

No ciclo Rankine incrementado com regenerador, o principal parâmetro estudado é a pressão de extração, ponto 2 mostrado na Figura 14, que se configura como a pressão quando parte do fluido de trabalho é extraído da turbina e dirige-se ao regenerador. Nota-se que para todos os três fluidos de trabalho utilizados existe uma pressão ótima de extração e para os três fluidos essa pressão varia entre 1,6 e 1,9 MPa.

A pressão de extração está diretamente ligada com a vazão mássica, ou seja, a quantidade de fluido de trabalho que é desviada nesse ponto. A Figura 27 ilustra que, conforme aumenta-se a pressão no ponto de extração, a vazão mássica também aumenta. O aumento da vazão mássica explica o comportamento parabólico da curva de eficiência, pois o aumento de fluxo no ponto de extração corresponde a um decréscimo do trabalho realizado no segundo estágio da turbina.

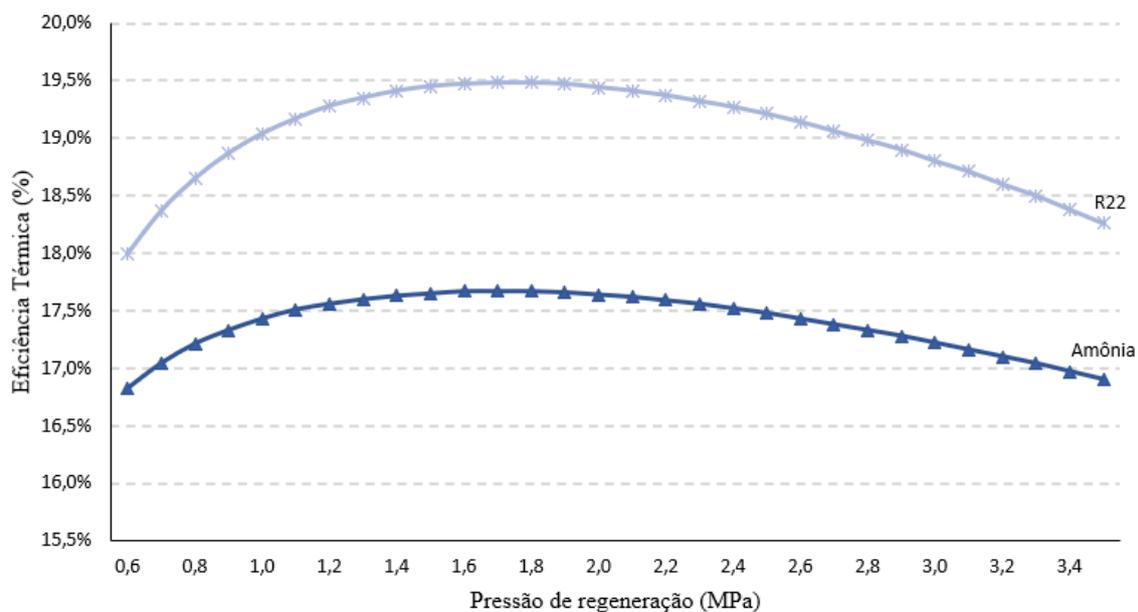


Figura 27: Eficiência térmica em função da pressão de regeneração

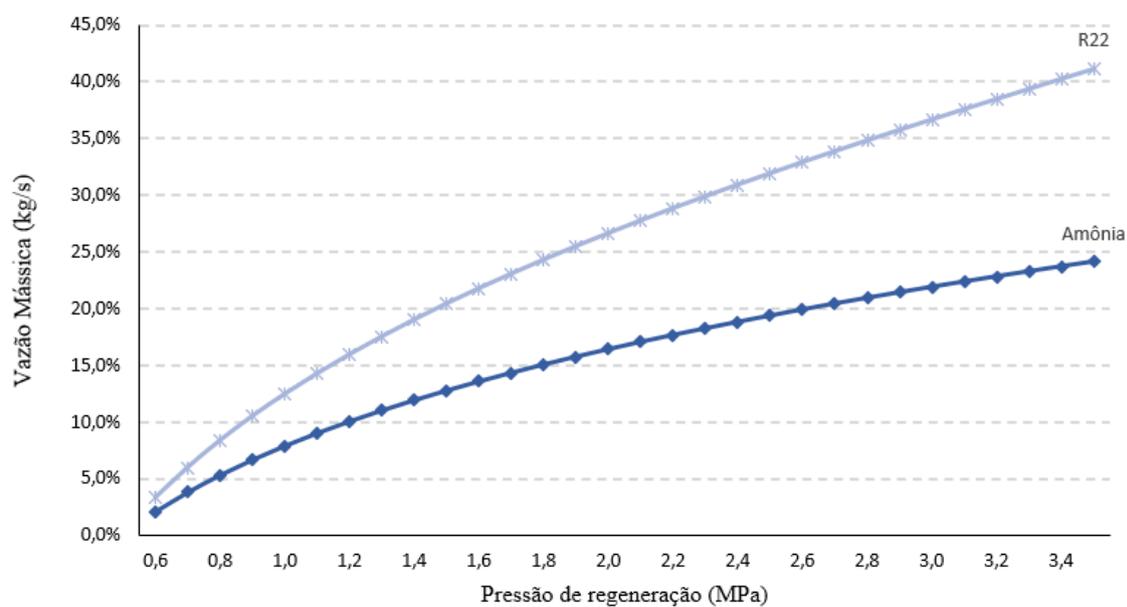


Figura 28: Vazão mássica em função da pressão de regeneração

Com os dados gerados, realizou-se um estudo em 3D que contemplou os dados de vazão mássica e eficiência com a pressão. Para a realização do estudo, utilizou-se a linguagem Python e o pacote Plotly [32].

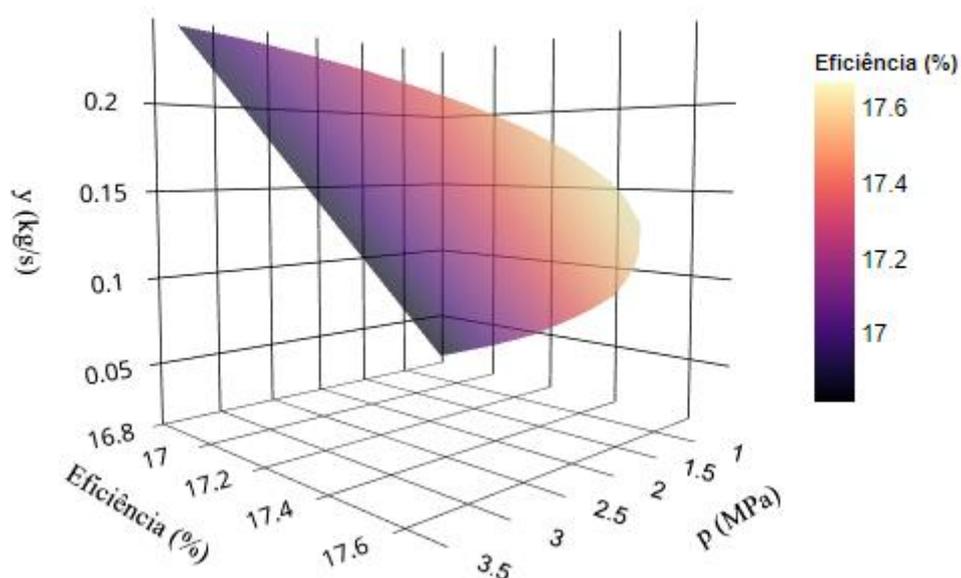


Figura 29: Eficiência térmica e vazão mássica em função da pressão de regeneração para Amônia

Como observado nas Figuras 29 e 30, os 2 gráficos em 3D tem configurações qualitativas semelhantes, apesar de diferentes curvaturas. No apêndice B estão disponibilizados os gráficos em uma mesma escala para uma visualização com as mesmas proporções.

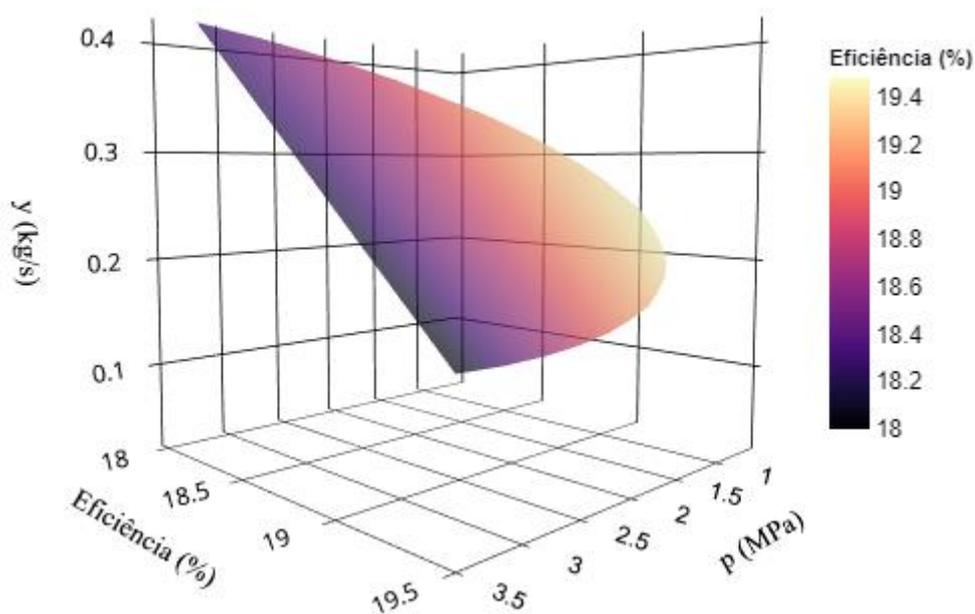


Figura 30: Eficiência térmica e vazão mássica em função da pressão de regeneração para R22

Sumarizando as melhores eficiências térmicas no Rankine com Regeneração, temos a Tabela 7:

*Tabela 7: Resultados obtidos na simulação de Rankine com Regeneração com Amônia e R22*

<b>Fluído de trabalho</b>	<b>Eficiência térmica</b>	<b>Temperatura do regenerador (°C)</b>	<b>Pressão do regenerador (MPa)</b>
Amônia	17,67%	50,7	1,7
R22	19,48%	65,2	1,8

Em comparação com o estudo de referência, as eficiências também são menores que o ciclo Kalina, que faz ótimo uso de sua mistura para aproveitar as propriedades térmicas de cada fluido.

#### **5.4. Rankine com reaquecimento e regeneração**

Por fim, é realizado um estudo de um ciclo Rankine com reaquecimento e regeneração a fim de ampliar a eficiência térmica encontrada. Os três cenários com três fluidos de trabalho também foram utilizados para efetuar as simulações e parametrizações. Neste último conjunto de cenários simulados de Rankine regenerativo com Reaquecimento, as eficiências térmicas foram as que mais se aproximaram do ciclo Kalina da referência, o que é entendido com o que era previsível. Para essa simulação, foi adicionada uma camada de complexidade em busca de atingir um rendimento satisfatório, composta por um estágio de reaquecimento e dois regeneradores.

Como resultado, todas as simulações tiveram eficiências maiores que o ciclo Rankine com regeneração, que, até então, tinha maior eficiência térmica para todos os fluidos de trabalho.

## Amônia

Primeiramente foi realizada a averiguação dos efeitos da pressão de extração no primeiro regenerador, que atua em alta pressão. Pela Figura 31, pode-se observar um ponto de pressão ótima por volta dos valores de 1,3 e 1,4 MPa. Esse valor deve-se novamente à variação da vazão mássica direcionada ao regenerador de alta pressão. Porém, apesar do elemento regenerativo de alta pressão usualmente representar um grande aumento de eficiência, conforme a vazão de fluido direcionada a ele aumenta, a vazão mássica que se beneficia do reaquecimento diminui. Por conta desse fator, o pico de pressão configura-se curto e no início da curva.

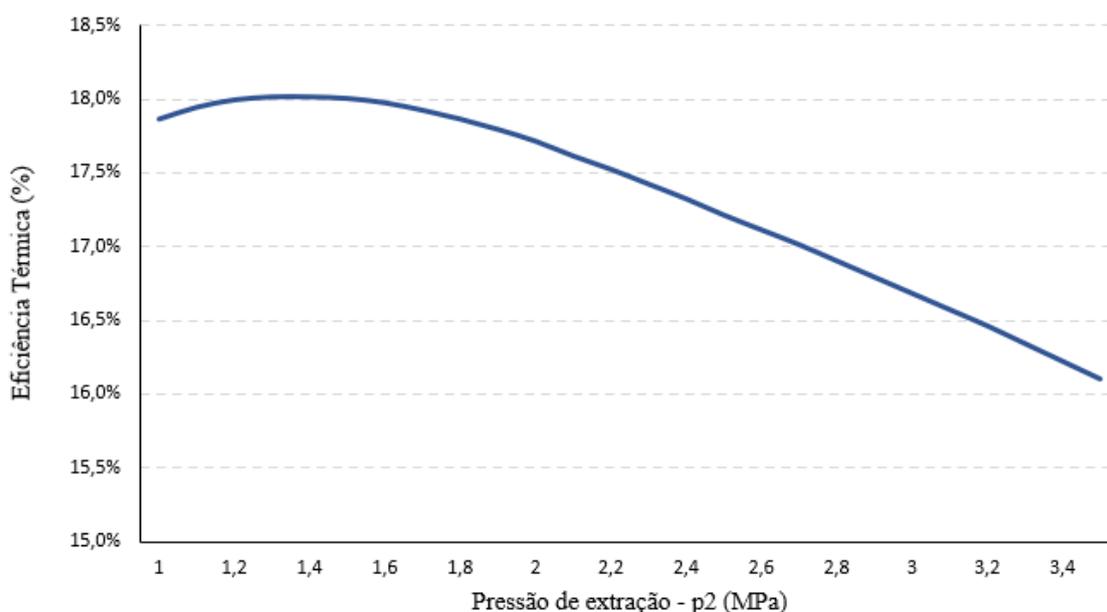


Figura 31: Eficiência térmica em função da pressão de extração no regenerador de alta pressão com Amônia

Para a parametrização da pressão de extração do segundo regenerador, que por sua vez atua com pressões mais baixas, foi fixado o valor de 1,3 MPa referente à primeira extração, pois foi próximo do patamar de pressão em que foram encontradas as maiores eficiências. Novamente consegue-se notar um ponto de eficiência ótima no valor de 0,85 MPa, seguido de uma contínua perda no rendimento geral do ciclo. Portanto, a eficiência máxima obtida com a amônia foi de 18,01%. (Figura 32)

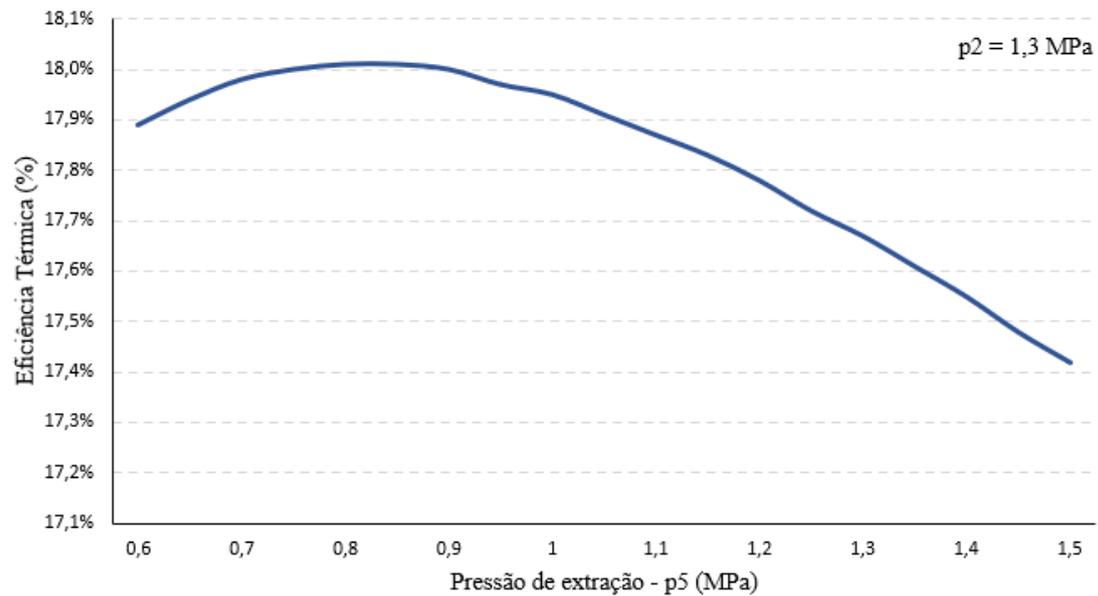


Figura 32: Eficiência térmica em função da pressão de extração no regenerador de baixa pressão com  $p_2$  fixo em 1,3 MPa com Amônia

## R22

Por fim, no fluido de trabalho refrigerante R22, foi observado o efeito da pressão de extração no regenerador de alta pressão na eficiência térmica. Com base nas simulações, a pressão que tornou o ciclo mais eficiente foi a de 0,8MPa.

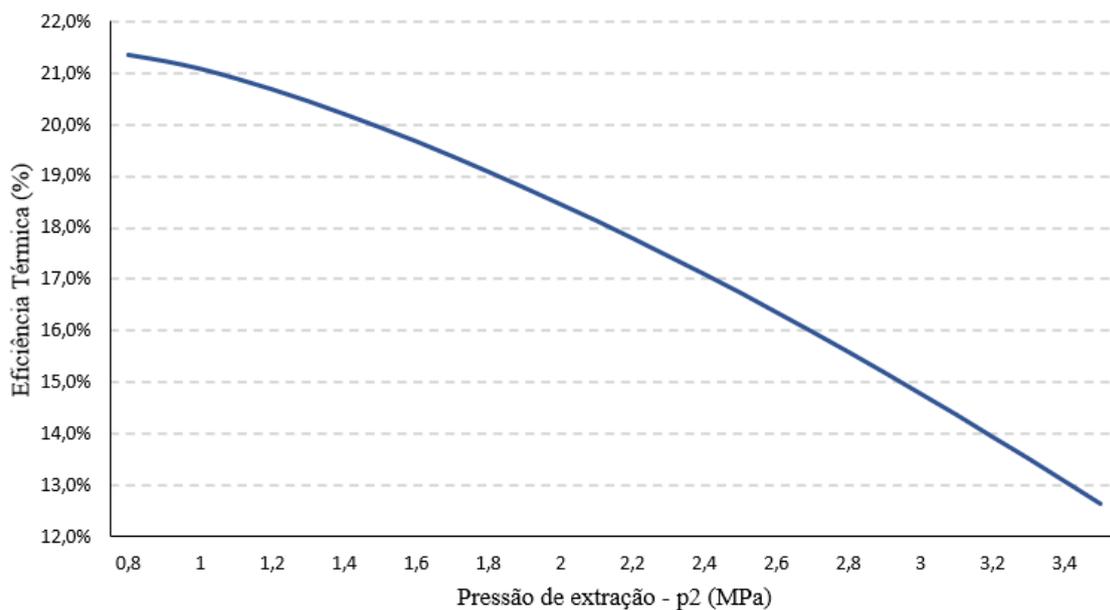


Figura 33: Eficiência térmica em função da pressão de extração no regenerador de alta pressão com R22

No caso do regenerador de baixa pressão, foi fixada uma pressão de extração no regenerador de alta pressão diferente da mais eficiente, como mostrada no detalhe da Figura 34, isso se justifica por conta da estrutura do ciclo, i.e., o patamar inferior de pressão limita que a pressão seja fixada em 0,8 MPa, dessa forma, o patamar mais eficiente possível para o ensaio do regenerador de baixa pressão foi de 1,0 MPa, nesse ponto encontrou-se uma eficiência ótima de 21,13%.

Ao trazer o resultado do estudo de eficiência ótima de 20,36% do estudo de referência [26] para comparação, o cenário com Rankine com regenerador/reaquecedor chega em um nível ótimo com maior eficiência térmica, 21,13%. Isto posto, o Rankine com regenerador/reaquecedor chega em um nível ótimo com maior eficiência térmica.

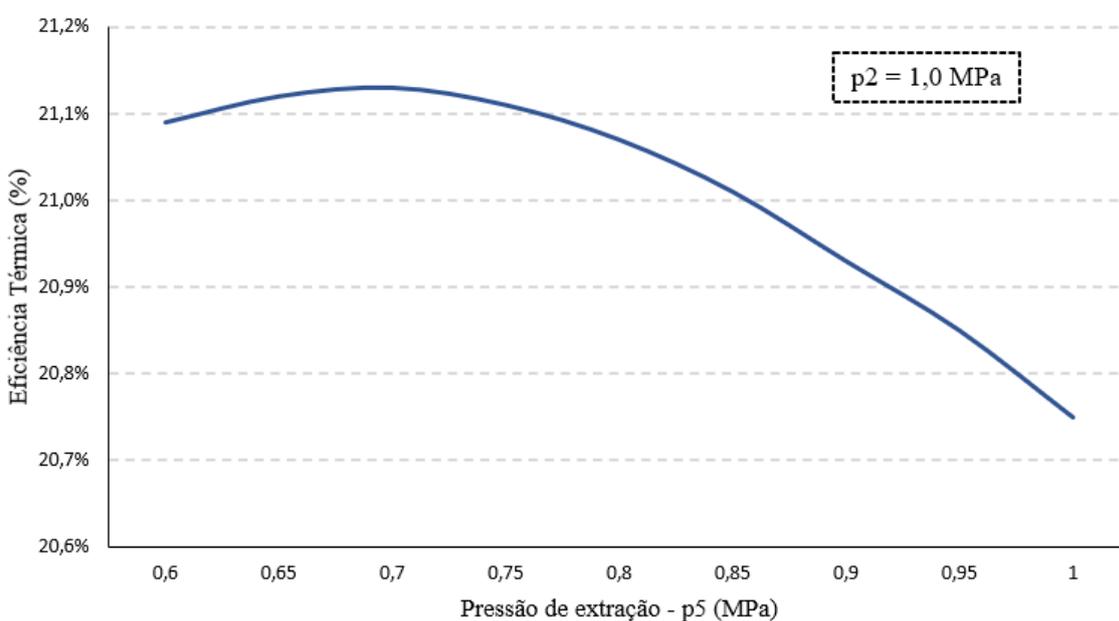


Figura 34: Eficiência térmica em função da pressão de extração no regenerador de baixa pressão com p2 fixo em 1 MPa com R22

## Síntese

A Tabela 8 consolida os resultados que obtiveram maior eficiência térmica de cada fluido de trabalho utilizado para o ciclo Rankine com regeneração/reaquecimento. Novamente, fica claro que o R22 é o mais eficiente dos três ciclos empregados.

Tabela 8: Resultados obtidos na simulação de Rankine com regeneração/reaquecimento com Amônia e R22

<b>Fluído de trabalho</b>	<b>Amônia</b>	<b>R22</b>
<b>Eficiência térmica</b>	18,01%	21,13%
<b>Temperatura de reaquecimento (°C)</b>	87,00	87,00
<b>Pressão de reaquecimento (MPa)</b>	1,12	0,86
<b>Temperatura do 1° regenerador (°C)</b>	33,80	35,90
<b>Pressão do 1° regenerador (MPa)</b>	1,30	1,00
<b>Temperatura do 2° regenerador (°C)</b>	45,80	77,40
<b>Pressão do 2° regenerador (MPa)</b>	0,85	0,70

A tabela 9 consolida todos os dados de eficiência encontrados no capítulo 5, de simulações e análises.

O único ciclo de que teve eficiência térmica melhor que o ciclo Kalina do estudo de referência foi o ciclo Rankine com regenerador e reaquecimento, exclusivamente com o refrigerante R22. Os resultados desse último ciclo foram melhores para todos os fluidos da análise, no entanto, o sistema apresenta maior nível de complexidade e com mais componentes em sua estrutura.

Destaca-se também, que a diferença entre a eficiência do ciclo de regeneração/ reaquecimento em relação ao ciclo de regeneração, para o R22 é bastante relevante, diferença absoluta de 1,65% , todavia, para a Amônia, esse diferencial de eficiência é modesto, diferença absoluta de 0,37%.

Tabela 9: Resultados gerais de eficiência obtidos na simulação dos ciclos Rankine estudados

<b>Eficiências Térmicas</b>		
<b>Rankine</b>	<b>Amônia</b>	<b>R22</b>
Simple	15,88%	16,82%
Reaquecimento	16,10%	17,20%
Regeneração	17,67%	19,48%
Regeneração + Reaquecimento	18,01%	21,13%

Por fim, a tabela 10 abaixo contempla a razão das eficiências dos cenários simulados neste estudo com a eficiência do ciclo Kalina do estudo de referência [26], i.e., 20,36%, com todas as eficiências encontradas durante o estudo.

Tabela 10: Razão entre o Kalina de referência e os ciclos de Rankine estudados

<b>Rankine</b>	<b>Amônia</b>	<b>R22</b>
Simple	0,78	0,83
Reaquecimento	0,79	0,84
Regeneração	0,87	0,96
Regeneração + Reaquecimento	0,88	1,04

## 6. Conclusão

Neste capítulo são apresentadas as conclusões do estudo realizado.

O incremento de componentes de cada ciclo mostrou um aumento de eficiência térmica, mesmo que em alguns casos de maneira sutil, conforme visto nas tabelas 9 e 10. Dessa maneira, trabalhando sob os mesmos patamares de pressão e mesma temperatura de entrada no evaporador, fatores críticos para o desempenho de um sistema, foi possível aproximar-se do rendimento do estudo de referência, nos cenários do Rankine com Regeneração e Rankine com Regeneração e Reaquecimento, ambos com fluido R22, conforme a tabela 10 explicita.

Ainda, foram observados diferentes comportamentos com os fluidos de trabalho, fato que é natural, dado que cada um tem suas particularidades e aplicações. Como resultado, o R22 foi o mais efetivo, porém, como comentado, possui problemas de aplicação por conta de sua natureza nociva ao meio ambiente. Já a amônia, não foi tão eficiente quanto o ciclo Kalina estudado, o que mostra que a combinação da mistura água e amônia, em uma mistura binária, o que permite um melhor aproveitamento das condições termodinâmicas.

Os estudos paramétricos elucidam como a eficiência dos ciclos pode evoluir com adicional de componentes e diferentes fluidos, com o desenvolvimento e diminuição dos custos de implantação e manutenção de componentes, ou o desenvolvimento de fluidos de trabalho com melhores capacidades térmicas, dessa forma, junto do avanço do consumo, a geração de energia pode se tornar mais eficiente e menos invasiva ao meio ambiente.

Além da eficiência térmica, existem outros tópicos para serem debatidos durante a escolha do fluido de trabalho. No estudo realizado, encontrou-se melhor eficiência térmica, 21,13%, com o refrigerante R22, no entanto, como já mencionado, este fluido apresenta problemas relacionados à depleção de ozônio. Caso a questão ambiental seja um ponto de muita influência no processo de tomada de decisão, a alternativa mais adequada seria optar pela amônia, com uma eficiência térmica de ciclo máxima de 18,01%.

Dessa forma, quando: 1) o quesito ambiental é considerado no processo de tomada de decisão (e este deve ser levando em consideração na análise de Engenharia) e, 2) o nível de complexidade de equipamentos e processos; o ciclo

térmico de Kalina se consolida como o mais eficiente dentre todos os cenários de complexidade de equipamentos e fluidos de trabalho analisados neste estudo. Portanto, ratifica-se o ciclo KLN como a sugestão dos autores para os parâmetros de operação empregados neste estudo dentre os fluidos de trabalho analisados.

Além disso, ressalta-se a importância de uma análise sobre o custo dos equipamentos utilizados. Cada aumento de eficiência deve ser comparado ao custo dos equipamentos implementados, levando não só em consideração as características gerais, mas também o nível de especificidade do equipamento para operar sob os patamares de temperatura e pressão e fluidos utilizados. Então, com a pesquisa de custo e valores como os aumentos de eficiência térmica, trabalho líquido realizado pelo ciclo, calor injetado no ciclo, é possível calcular o tempo estimado de retorno dos investimentos em componentes e avaliar se mostram-se adequados ou não para os fins da planta de geração elétrica.

### **6.1. Sugestões para trabalhos futuros**

A possibilidade de emprego das diferentes plantas descritas e parametrizadas neste trabalho, terão variação de acordo com fatores como capacidade do local, complexidade da estrutura, temperatura e pressão do ambiente e outros.

Ressalta-se que, conforme a complexidade da planta aumenta e componentes são adicionados, com o intuito de elevar a eficiência, o custo e disponibilidade desses equipamentos mostra-se crucial para a tomada de decisão. A adição de um componente não implica apenas no custo do equipamento, mas também em tubulações extras, manutenção preditiva, reparos e outros fatores que podem surgir ao longo da vida útil da planta.

Com finalidade de se aprofundar no estudo de ciclos térmicos, principalmente com fontes alternativas de geração de energia, alguns temas são sugeridos para trabalhos futuros:

1. Viabilidade técnica-econômica de um projeto com complexidade e eficiência superiores, como apresentado;
2. Análise exergética dos ciclos apresentados;
3. Expansão da lista de fluidos utilizados;

## 7. Bibliografia

- [1]. **IT: Interactive Thermodynamics Third Edition**, Developed by Intellipro, Inc. Michael J. Moran & Howard N. Shapiro, 1996 New York, Wiley ISBN 0471109347
- [2]. RODRÍGUEZ, C.E.C. “**Análise paramétrica das opções tecnológicas para a geração de eletricidade a partir de fontes geotérmicas melhoradas de baixa temperatura**”. Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2014.
- [3]. SONNTAG; BORGANAKKE “**Fundamentos da Termodinâmica**”, 7<sup>a</sup>ed, Editora Edgard Blucher, 2010.
- [4] ÇENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A.; “**Termodinâmica**”, 7<sup>a</sup>ed, 2011.
- [5] KOROBITSYN, M. “**New and advanced energy conversion technologies. Analysis of cogeneration combined and integrated cycles**”. Tese de Doutorado. Universidade de Twente, 1998
- [6] RENZ, Manfred , Engelhard Manfred- “**The new generation Kalina cycle - Electricity generation from Enhanced Geothermal Systems**”, Strasbourg, 2006
- [7] GT2 ENERGIA, <http://www.gt2.com.br/pt/conteudo/52-orc-conteudo>. Acesso em 14/12/2021
- [8] WENZEL, Thiago. “**Análise Termodinâmica e Simulação de um Ciclo Rankine Orgânico (ORC)**” Orientador: Paulo Schneider. 2017. 21 f. Monografia - Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2019. Disponível em: <https://www.lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/132691/000984161.pdf?sequence=1>

- [9]. S QUOILIN M Van Den Broek, S Declaye, P Dewallef, V Lemort. “**Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems**”, Renewable and sustainable energy reviews 22, 168-186, 2013.
- [10] MLCAK, H. A. “**An Introduction To The Kalina Cycle,**” ASME Joint Power Generation Conference, Houston, Texas, 1996
- [11] KALINA, A. I.. “**Combined-Cycle System With Novel Bottoming Cycle**”: Journal of engineering for gas turbines and power, v. 106, n. 4, out./1984.
- [12] EXORKA, “**The first generation in Kalina Geothermal**” Alemanha, 2008
- [13] SHAN, Nihaj Uddin. “**A Review of Kalina Cycle**”: International Journal of Smart Energy Technology and Environmental Engineering, Dhaka, Bangladesh, v. 1, n. 1, set./2020.
- [14] X. ZHANG, M. He, Y. Zhang, “**A review of research on the Kalina cycle**” Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 16, no. 7. pp. 5309–5318, Sep-2012.
- [15] KALINA, A. L.; LEIBOWITZ, H. M.. “**Applying Kalina Technology to a Bottoming Cycle for Utility Combined Cycles**”: THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, New York, v. 345, n. 47, 1987.
- [16]. MLCAK, H.A. “**Kalina cycle concepts for low temperature geothermal**”. Geothermal Resources Council Transactions, Vol 26, September 22–25, 2002
- [17]. P. VALDIMARSSON, S. Ing, and L. Eliasson, “**Factors influencing the economics of the Kalina power cycle and situations of superior performance**” 2003.
- [18]. BOMBARDA, Paola, Costante M. Invernizzi, Claudio Pietra, “**Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles**” Department of Energy, Politecnico of Milan, Italy, 08/2009.

- [19]. NAG PK, Gupta AVSSKS. **“Exergy analysis of the Kalina cycle”**. Applied Thermal Engineering, 18(6):427–39, 1998.
- [20]. Borgert JA, Velasquez JA. **“Exergoeconomic optimization of a Kalina cycle for power generation”**. International Journal of Exergy, 1:18–28, 2004
- [21]. NASRUDDIN, R., **“Energy and exergy analysis of kalina cycle system (KCS) 34 with mass fraction ammonia-water mixture variation”** J. Mech. Sci. Technol., vol. 23, pp. 1871–1876, 2009
- [22] MLCÁK, H.A **“Notes from the North: a Report on the Debut Year of the 2 MW Kalina Cycle® Geothermal Power Plant in Húsavík, Iceland”**. GRC Húsavík Paper, Abril/2002.
- [23] MURUGAN, SUBBARAO **“Thermodynamic analysis of Rankine–Kalina combined cycle”**. International Journal of Thermodynamics 2008
- [24]. LONG, R, Kuang Z, Li B, Liu Z, Liu W. **“Exergy analysis and performance optimization of Kalina cycle system 11 (KCS-11) for low grade waste heat recovery”**. Energy. 2018;
- [25] BECQUIN, Guillaume; FREUND, Sebastian. **“Comparative Performance of Advanced Power Cycles for Low-Temperature Heat Sources”** Perugia, Itália, jun./2012.
- [26] SAFFARI, H. et al. **“Thermodynamic analysis and optimization of a geothermal Kalina cycle system using Artificial Bee Colony algorithm”**; Renewable Energy, Tehran - Iran, v. 89, Número, p. 154-167, abr./2016.
- [27] WHOLE BUILDING DESIGN GUIDE. **Geothermal Electric Technology**. Disponível em: <https://www.wbdq.org/resources/geothermal-electric-technology>. Acesso em: 11 dez. 2021.

[28] VÉLEZ, Fredy; CHEJNE, Farid; QUIJANO, Ana. **“Thermodynamic analysis of R134a in an Organic Rankine Cycle for power generation from low temperature sources Análisis termodinámico del R134a en un Ciclo Rankine Orgánico para la generación de energía a partir de fuentes de baja temperatura”**: subtítulo do artigo. DYNA, Medellín, v. 81, n. 185, p. 153-159, jun./2014

[29] FRANCO, A. and Villani, M., **Optimal design of binary cycle power plants for water-dominated, medium-temperature geothermal fields**. Geothermics, vol. 38, pp. 379–391, 2009

[30] MORAN, M.; SHAPIRO, H. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6a Edição ed. [s.l.] Editora LTC, 2011.

[31] PRABOWO; **“Performance of Organic Rankine Cycle in Different Refrigerants for Low Temperature Geothermal using Delphi Program”**; JURNAL TEKNIK MESIN, v. 12, n. 2, p. 102-108, Surabaya, out./2010.

[32] G. van Rossum, **Python tutorial**, Technical Report CS-R9526, Centrum voor Wiskunde en Informatica (CWI), Amsterdam, May 1995.

[33] Wolfram Research, Inc., **Mathematica**, versão 12.1, Champaign, Illinois, 2020.

[34] Lemmon, E.W., Bell, I.H., Huber, M.L., McLinden, M.O. **NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0**, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, 2018.

## APÊNDICE A: Algoritmos utilizados para a análise energética dos Ciclos Rankine no Software Interactive Thermodynamics.

### Ciclo Rankine

$$p1 = 40.62 \quad //\text{bar}$$

$$p2 = 4.94 \quad //\text{bar}$$

$$0.95 * p4 = p1$$

$$T1 = 386.9$$

$$nt = 0.83$$

$$nb = 0.79$$

$$h1 = h\_PT(\text{"Ammonia"}, p1, T1)$$

$$s1 = s\_PT(\text{"Ammonia"}, p1, T1)$$

$$s1 = s2$$

$$p2 * 0.95 = p3$$

$$h2s = h\_Ps(\text{"Ammonia"}, p2, s2)$$

$$h2 = h1 - (nt * (h1 - h2s))$$

$$x3 = 0$$

$$h3 = h\text{sat\_Px}(\text{"Ammonia"}, p3, x3)$$

$$h4 = h3 + ((v3 * (p4 - p3)) / nb)$$

$$T4 = T\_Ph(\text{"Ammonia"}, p4, h4)$$

$$v3 = v\text{sat\_Px}(\text{"Ammonia"}, p3, x3)$$

$$T3 = T\text{sat\_P}(\text{"Ammonia"}, p3)$$

$$W_t = h_1 - h_2$$

$$W_b = h_4 - h_3$$

$$Q_{ent} = (h_1 - h_4)$$

$$Q_{sai} = h_3 - h_2$$

$$n = (W_t - W_b) / Q_{ent}$$

### Ciclo Rankine com Regenerador

//TURBINAS

$$n_t = 0.83$$

$$p_1 = 40.62 \quad // \text{ bar}$$

$$T_1 = 386.9 \quad // \text{ K}$$

$$p_2 = 17$$

$$p_3 = 4.94$$

// TURBINA 1

//

$$h_1 = h_{pT}(\text{"Ammonia"}, p_1, T_1)$$

$$s_1 = s_{pT}(\text{"Ammonia"}, p_1, T_1)$$

$$s_{2s} = s_1$$

$$h_{2s} = h_{ps}(\text{"Ammonia"}, p_2, s_{2s})$$

$$n_t * (h_1 - h_{2s}) = (h_1 - h_2)$$

$$W_{t1} = (h_1 - h_2)$$

// TURBINA 2

$$s_2 = s_{ph}(\text{"Ammonia"}, p_2, h_2)$$

$$s_{3s} = s_2$$

$$h_{3s} = h_{ps}(\text{"Ammonia"}, p_4, s_{3s})$$

$$n_t * (h_2 - h_{3s}) = (h_2 - h_3)$$

$$Wt2 = (1 - y) * (h2 - h3)$$

// CONDENSADOR

$$p4 = 0.95 * p3$$

$$x4 = 0$$

$$h4 = \text{hsat\_Px}(\text{"Ammonia"}, p4, x4)$$

$$Qout = (1 - y) * (h3 - h4)$$

// BOMBA 1

$$Wb1 = (1 - y) * (h5 - h4)$$

$$p5 = p2$$

$$v4 = \text{vsat\_Px}(\text{"Ammonia"}, p4, x4)$$

$$h5 = h4 + v4 * (p5 - p4) / 1000$$

// AQUECEDOR

$$p6 = 0.95 * p2$$

$$x6 = 0$$

$$h6 = \text{hsat\_px}(\text{"Ammonia"}, p6, x6)$$

$$0 = y * h2 + (1 - y) * h5 - h6$$

// BOMBA 2

$$Wb2 = (h7 - h6)$$

$$p7 = 0.95 * p1$$

$$v6 = \text{vsat\_Px}(\text{"Ammonia"}, p6, x6)$$

$$h7 = h6 + v6 * (p7 - p6) / 1000$$

// EVAPORADOR

//

$$Q = (h1 - h7)$$

// TRABALHO DO SISTEMA

//

$$W = W_{t1} + W_{t2} - W_{b1} - W_{b2}$$

// EFICIENCIA GLOBAL

$$n = W / Q$$

### **Ciclo Rankine com Reaquecimento**

$$p1 = 40.62 \quad // \text{ bar}$$

$$T1 = 386.9 \quad // \text{ K}$$

$$p2 = 16$$

$$T3 = 380$$

$$p4 = 4.94$$

//TURBINA 1

$$h1 = h_{PT}(\text{"Ammonia"}, p1, T1)$$

$$x1 = 1$$

$$s1 = s_{Ph}(\text{"Ammonia"}, p1, h1)$$

//REAQUECIMENTO

$$s2 = s1 \quad // \text{ expansão isentrópica}$$

$$h2s = h_{Ps}(\text{"Ammonia"}, p2, s2)$$

$$nt1 = 0.83 \quad // \text{eficiência da turbina 1}$$

$$h2 = h1 - nt1 * (h1 - h2s)$$

//TURBINA 2

$$p3 = 0.95 * p2 \quad // \text{Aquecimento isobárico}$$

$$h3 = h_{PT}(\text{"Ammonia"}, p3, T3)$$

$$s3 = s_{Ph}(\text{"Ammonia"}, p3, h3)$$

//SAIDA TURBINA 2

$$s4 = s3$$

$$h4s = h_{Ps}(\text{"Ammonia"}, p4, s4)$$

$$nt2 = 0.83$$

$$h4 = h3 - nt2 * (h3 - h4s)$$

//BOMBA

$$p5 = 0.95 * p4$$

$$x5 = 0$$

$$h5 = \text{hsat\_Px}(\text{"Ammonia"}, p5, x5)$$

$$v5 = \text{vsat\_Px}(\text{"Ammonia"}, p5, x5)$$

$$\text{//}v5 = v\_Ph(\text{"Ammonia"}, p5, h5)$$

$$p6 * 0.95 = p1$$

$$h6 = h5 + ((v5 * (p6 - p5)) / 0.7)$$

//EFICIENCIA DO CICLO

$$n = ((h1-h2)+(h3-h4)-(h6-h5))/((h1-h6)+(h3-h2))$$

### **Ciclo Rankine com Reaquecimento e dois Regeneradores**

// Turbine efficiency

//

$$nt = 0.83$$

// Given data

//

$$p1 = 40.62 \quad \text{//bar}$$

$$T1 = 386.9 \quad \text{// K}$$

$$p2 = 11$$

$$T11 = ((T4 - 273)*0.8) + 273$$

$$p3 = 10$$

$$p4 = p3 * 0.95$$

$$T4 = 350$$

$$p5 = 7.2$$

```

p6 = 4.94
mdot = 1 // kg/s
h1 = h_pT("Ammonia",p1,T1) // kJ/kg
T0 = Tsat_P("Ammonia", p2)

```

```
// High-pressure turbine, stage 1
```

```
//
```

```

mdotHP1 = mdot
s1 = s_ph("Ammonia",p1,h1)
h2s = h_ps("Ammonia",p2,s1)
nt * (h1 - h2s) = (h1 - h2)
WdotHP1 = mdotHP1 * (h1 - h2)

```

```
// High-pressure turbine, stage 2
```

```
//
```

```

mdotHP2 = mdotHP1 - mdotx2
s2 = s_ph("Ammonia",p2,h2)
h3s = h_ps("Ammonia",p3,s2)
nt * (h2 - h3s) = (h2 - h3)
WdotHP2 = mdotHP2 * (h2 - h3)

```

```
// Reheater
```

```
//
```

```

h4 = h_pT("Ammonia",p3,T4)
QdotRH = mdotHP2 * (h4 - h3)

```

```
// Intermediate-pressure turbine
```

```
//
```

```

mdotIP = mdotHP2
s4 = s_ph("Ammonia",p4,h4)
h5s = h_ps("Ammonia",p5,s4)
nt * (h4 - h5s) = (h4 - h5)
WdotIP = mdotIP * (h4 - h5)

```

```
// Low-pressure turbine
```

```

//
mdotLP1 = mdotIP - mdotx5
s5 = s_ph("Ammonia",p5,h5)
h6s = h_ps("Ammonia",p6,s5)
nt * (h5 - h6s) = (h5 - h6)
WdotLP1 = mdotLP1 * (h5 - h6)

// Condenser
//
mdot7 = mdotLP1
Qdotout = mdotLP1 * (hsat_px("Ammonia",p6,0) - h6)

mdotLP1 * h6 + Qdotout = mdot7 * h7

// Condensate pump
//
WdotCP = mdot7 * (h7 - h8)
h8 = h7 + v_ph("Ammonia",p6,h7) * (p5 - p6) / 1000

// Open feedwater heater
//
mdot9 = mdot
h9 = hsat_px("Ammonia",p5,0)
mdot7 * h8 + mdotx5 * h5 + mdotx2 * hsat_px("Ammonia",p2,0) = mdot9 * h9

// Boiler feed pump
//
WdotBFP = mdot9 * (h9 - h10)
h10 = h9 + v_ph("Ammonia",p5,h9) * (p1 - p5) / 1000

// High-pressure feedwater heater
//
h11 = h_pT("Ammonia",p1,T11)
mdot9 * (h11 - h10) = mdotx2 * (h2 - hsat_px("Ammonia",p2,0))

```

```
// Steam generator
```

```
//
```

```
QdotSG = mdot * (h1 - h11)
```

```
// Net power
```

```
//
```

```
Wdot = WdotHP1 + WdotHP2 + WdotIP + WdotLP1 + WdotCP + WdotBFP
```

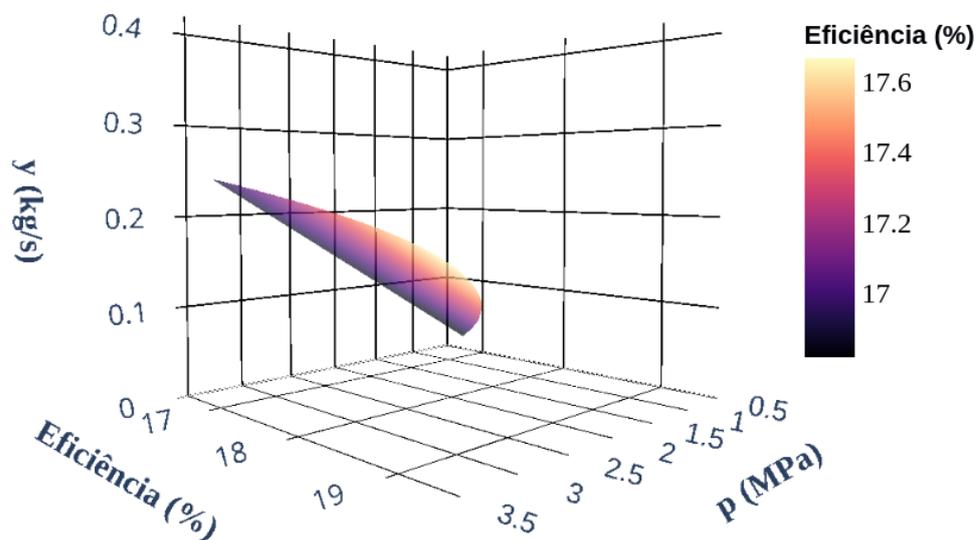
```
// Thermal efficiency
```

```
//
```

```
n = Wdot / (QdotSG + QdotRH)
```

## APÊNDICE B: Gráficos 3D alternativos aos apresentados na seção 5.3

AMÔNIA



## 3D R22

