



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

GÉSSICA SILVA AMORIM

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CICLO DE POTÊNCIA KALINA MOVIDO
À ENERGIA SOLAR TÉRMICA E APLICADO NO MUNICÍPIO DE BOM JESUS
DA LAPA – BA**

BOM JESUS DA LAPA

2022

GÉSSICA SILVA AMORIM

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CICLO DE POTÊNCIA KALINA MOVIDO
À ENERGIA SOLAR TÉRMICA E APLICADO NO MUNICÍPIO DE BOM JESUS
DA LAPA – BA**

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

ORIENTADOR: PROF. Dr. ANDRE ISSAO SATO

COORIENTADOR: PROF. Me. ANDERSON BRENO SOUZA

BOM JESUS DA LAPA

2022

FICHA CATALOGRÁFICA

A524

Amorim, Géssica Silva

Análise termodinâmica de um ciclo de potência Kalina movido à energia solar térmica e aplicado no Município de Bom Jesus da Lapa - BA. / Géssica Silva Amorim. – 2022.

64f.: il.

Orientador: Prof. Dr. André Issao Sato

Coorientador: Prof. Me. Anderson Breno Souza

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

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

CDD 536.7

Biblioteca Universitária de Bom Jesus da Lapa – UFOB

GÉSSICA SILVA AMORIM

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CICLO DE POTÊNCIA KALINA MOVIDO
À ENERGIA SOLAR TÉRMICA E APLICADO NO MUNICÍPIO DE BOM JESUS
DA LAPA – BA**

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

Bom Jesus da Lapa, 07 de julho de 2022.

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Monografia:

Prof. Dr. André Issao Sato, Presidente
Universidade Federal do Oeste da Bahia

Prof. Me. Anderson Breno Souza, Coorientador
Universidade Federal do Oeste da Bahia

Prof. Me. Filipi Marques de Souza
Universidade Federal do Oeste da Bahia

Prof. Me. Vicente Moreira Rodrigues
Universidade Federal do Oeste do Pará

DEDICATÓRIA

Dedico esta monografia a minha família, ao meu companheiro, aos meus amigos, ao meu orientador, docentes e todos que acreditaram em meu potencial e contribuíram para meu crescimento.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, pela minha vida, e por ter me ajudado a enfrentar todos os obstáculos. Agradeço a meus pais, Maria e Almir, meus irmãos, William e Lucas, minha avó Valdice e meus tios pelo apoio ao longo de toda a graduação e incentivo nos momentos mais difíceis. Agradeço a Odir Neto, por fazer dos meus sonhos os dele. Agradeço ao meu orientador pelo apoio na elaboração deste trabalho e por confiar em mim no desenvolvimento da pesquisa científica, dando todo o auxílio necessário. Agradeço aos meus amigos que compreenderam a minha ausência para eu dedicar a esta etapa que se finda. Agradeço aos colegas, no qual tive o prazer de compartilhar bons momentos. E, por fim, agradeço aos meus docentes por tanta dedicação e conhecimentos compartilhados, em especial, Anderson Breno e André Issao que fizeram-me gostar ainda mais da área de sistemas térmicos e da carreira docente com admirável didática e clareza.

*O homem não teria alcançado o possível se,
repetidas vezes, não tivesse tentado o impossível.*

(Max Weber)

RESUMO

AMORIM, Géssica Silva. **ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UM CICLO DE POTÊNCIA KALINA MOVIDO À ENERGIA SOLAR TÉRMICA E APLICADO NO MUNICÍPIO DE BOM JESUS DA LAPA – BA.** 2022. 63 f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Oeste da Bahia, Bom Jesus da Lapa, 2022.

O padrão de consumo da população impulsionou a demanda dos recursos energéticos de tal maneira que se tornou necessário a exploração de novas matrizes, visando menores impactos ao meio ambiente e reduzindo os problemas ocasionados pela indisponibilidade de insumos energéticos. Nos últimos anos, diante as problemáticas ambientais, a geração de energia elétrica proveniente de fontes sustentáveis se destacou significativamente em regiões cujo potencial de exploração fossem eficazes. No Brasil, a energia solar começou a ser explorada recentemente, nas localidades cuja radiação alcance níveis suficientes para geração de energia, como o município de Bom Jesus da Lapa – localizado no oeste da Bahia. A região apresenta irradiação média de 2136 kWh/m² ano, com 4 usinas fotovoltaicas em operação e projetos para outras instalações. Baseando-se nesta fonte de energia renovável, a pesquisa objetivou o desenvolvimento e análise termodinâmica do ciclo de potência Kalina com fonte de calor proveniente da energia solar térmica no município de Bom Jesus da Lapa-BA. O ciclo Kalina se destaca por utilizar uma mistura não azeotrópica, água-amônia, como fluido de trabalho e capacidade de operar com as fontes de energia de baixas temperaturas. Para tal, tornou-se necessário quantificar a disponibilidade energética oriunda da radiação solar do município de estudo, determinar as condições de funcionamento de acordo com os parâmetros térmicos obtidos e realizar a modelagem dos componentes do ciclo Kalina com auxílio do *software* EES® (*Engineering Equation Solver*). Assim, uma análise paramétrica das propriedades de alta pressão na faixa de 1,0 a 3,5 Mpa e fração mássica intermediária de amônia entre 0,35 e 0,95 foi realizado para observar a performance do sistema. Além disso, ao ciclo inicialmente básico, foi incrementado equipamentos como superaquecedor e regenerador para observar sua contribuição no ciclo utilizado. Resultados mostram que o ciclo operando com um superaquecedor e um regenerador na saída do separador/ entrada do evaporador se mostrou mais eficiente, operando com uma pressão de 3,5 MPa e fração mássica de amônia de 0,64 kg/kg no evaporador, cuja eficiência térmica foi equivalente a 7,4%.

Palavras-chave: Ciclo de Potência Kalina. Modelagem Termodinâmica. Energia Solar Térmica.

ABSTRACT

AMORIM, Gécica Silva. **THERMODYNAMIC ANALYSIS OF A KALINA POWER CYCLE DRIVEN BY SOLAR THERMAL ENERGY AND APPLIED TO BOM JESUS DA LAPA CITY – BAHIA STATE**. 2022. 63 f. Undergraduate thesis (Graduation in Mechanical Engineering) – Universidade Federal do Oeste da Bahia, Bom Jesus da Lapa, 2022.

The consumption pattern of the population boosted the demand for energy resources in such a way that it became necessary to explore new matrices, aiming at lower impacts on the environment and reducing the problems caused by the unavailability of energy inputs. In recent years, faced with environmental problems, the generation of electricity from sustainable sources has stood out significantly in regions whose exploitation potential was effective. In Brazil, solar energy began to be explored recently, in locations whose radiation reaches sufficient levels for energy generation, such as the municipality of Bom Jesus da Lapa – located in western Bahia. The region has average irradiation of 2136 kWh/m² per year, with 4 photovoltaic plants in operation and projects for other installations. Based on this renewable energy source, the research aimed at the development and thermodynamic analysis of the Kalina power cycle with heat source from solar thermal energy in the municipality of Bom Jesus da Lapa-BA. The Kalina cycle stands out for using a non-azeotropic mixture, water-ammonia, as a working fluid and the ability to operate with low-temperature energy sources. To this end, it became necessary to quantify the energy available from the solar radiation of the studied municipality, determine the operating conditions according to the thermal parameters obtained and carry out the modeling of the components of the Kalina cycle with the aid of the EES® *software* (*Engineering Equation Solver*). Thus, a parametric analysis of high-pressure properties in the range of 1,0 to 3,5 MPa and intermediate ammonia mass fraction between 0,35 and 0,95 was carried out to observe the performance of the system. In addition, to the initial basic cycle, equipment such as a superheater and regenerator was increased to observe their contribution to the cycle used. Results show that the cycle operating with a superheater and a regenerator at the outlet of the separator/inlet of the evaporator proved to be more efficient, operating with a pressure of 3,5 MPa and ammonia mass fraction of 0,64 kg/kg in the evaporator, whose thermal efficiency was equivalent to 7,4%.

Keywords: Kalina Power Cycle. Thermodynamic Modeling. Thermal Solar Energy.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 2.1 - Diagrama de fluxo do Ciclo Kalina básico.	19
Figura 2.2 - Sistema geral do ciclo Kalina movido a energia solar.	21
Figura 2.3 - Diagrama a) de fases da mistura não azeotrópica e b) do processo de transferência de calor.	23
Figura 2.4 – Evolução do mercado de energia térmica do Brasil.	26
Figura 2.5 - Localização do município de Bom Jesus da Lapa-BA.	27
Figura 2.6 - Temperatura da estação automática (A418) de Bom Jesus da Lapa-BA, referente ao ano de 2020.	27
Figura 2.7 - Radiação da estação automática (A418) de Bom Jesus da Lapa-BA, referente ao ano de 2020.	27
Figura 3.1 - Diagrama de fluxo do Ciclo Kalina com regenerador na saída da turbina e entrada do evaporador.	29
Figura 3.2 - Diagrama de fluxo do Ciclo Kalina com regenerador na saída do separador e entrada do evaporador.	29
Figura 3.3 - Diagrama de fluxo do Ciclo Kalina com regenerador na saída do separador e entrada do evaporador e superaquecedor.	30
Figura 3.4 - Modelagem computacional utilizada para definir as propriedades termodinâmicas no EES®.	41
Figura 4.1 - Eficiência térmica vs. fração mássica de amônia para seis pressões de entrada do ciclo: (a) básico (b) com regenerador na saída da turbina (c) com regenerador na saída do separador (d) com superaquecedor e regenerador na saída do separador.	44
Figura 4.2 - Eficiência térmica vs. Pressão de evaporação para diferentes concentrações de amônia do ciclo: (a) básico (b) com regenerador na saída da turbina (c) com regenerador na saída do separador (d) com superaquecedor e regenerador na saída do separador.	46
Figura 4.3 - Comportamento da temperatura dos fluidos quente e frio no evaporador.	50
Figura 4.4 - Curvas dos fluidos quente e frio circulando no evaporador do ciclo: (a) básico (b) com regenerador na saída da turbina (c) com regenerador na saída do separador (d) com superaquecedor e regenerador na saída do separador.	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Valores obtidos na literatura aplicados para ciclo Kalina de baixas temperaturas.	38
Tabela 3.2 - Faixa de análise dos parâmetros.	40
Tabela 4.1 - Média horária da radiação solar em um dia típico do ano do município de Bom Jesus da Lapa – Ba.	44
Tabela 4.2 - Parâmetros iniciais de temperatura, pinch point e eficiência.	43
Tabela 4.3 - Eficiência térmica para os ciclos de Kalina considerados.	50
Tabela 4.4 - Propriedades termodinâmicas do ciclo com regenerador e superaquecedor	53
Tabela 4.5 - Temperatura de saída do fluido de transferência de calor para cada ciclo analisado.	55

LISTA DE QUADROS

Quadro 3.1 - Condições básicas para simulação do ciclo de potência Kalina.

38

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

INMET	Instituto Nacional de Meteorologia
KCS5	<i>Kalina Cycle System 5</i>
KCS6	<i>Kalina Cycle System 6</i>
KCS11	<i>Kalina Cycle System 11</i>
PP	<i>Pinch Point</i>
EES	<i>Engineering Equation Solver</i>
S	Sul
W	Oeste

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Fração de massa de amônia para mistura líquida	[kg kg ⁻¹]
b	Fração de massa de amônia para mistura gasosa	[kg kg ⁻¹]
c_p	Calor específico a pressão constante	[kJ kg ⁻¹ °C ⁻¹]
E	Energia	[kJ]
f	Fugacidade	[bar]
\hat{f}	Fugacidade de cada componente na mistura de equilíbrio	[bar]
G	Energia livre de Gibbs	[kJ mol ⁻¹]
g	Gravidade	[m s ⁻²]
H	Entalpia adimensional	-
h	Entalpia	[kJ kg ⁻¹]
m	Massa	[kg]
\dot{m}	Vazão mássica	[kg s ⁻¹]
P	Pressão	[MPa]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[kW]
R	Constante universal dos gases ideais	[J kmol ⁻¹ K ⁻¹]
Rad	Radiação	[kJ m ⁻²]
r	Razão de fluxo de massa do fluido de trabalho	-
T	Temperatura	[K]
t	Tempo	[s]
V	Velocidade	[m s ⁻¹]
v	Volume específico	[m ³ kg ⁻¹]
\bar{v}	Volume molar parcial	
\dot{W}	Taxa de transferência de energia associada ao trabalho	[kW]
x	Fração mássica da amônia na mistura água-amônia	[kg kg ⁻¹]
z	Altura/Cota	[m]

SÍMBOLOS GREGOS

η	Eficiência
γ	Coeficiente de atividade
ϕ	Coeficiente de fugacidade
δ	Fator de Poynting
Δ	Diferença

SUBSCRITO

<i>a</i>	Amônia
<i>abs</i>	Absorvedor
<i>B</i>	Base
<i>b</i>	Bomba
<i>cs</i>	Coletor solar
<i>e</i>	Entrada
<i>evap</i>	Evaporador
<i>f</i>	Fluido de trabalho
<i>imag</i>	Imaginária
<i>m</i>	Mistura
<i>o</i>	Estado de referência
<i>r</i>	Reduzidas
<i>reg</i>	Regenerador
<i>s</i>	Saída
<i>sup</i>	Superaquecedor
<i>t</i>	Turbina
<i>tot</i>	Total
<i>vc</i>	Volume de controle
<i>w</i>	Água

SOBRESCRITO

<i>E</i>	Excesso da energia livre de Gibbs
<i>g</i>	Fase gasosa
<i>l</i>	Fase líquido
<i>o</i>	Gás estado ideal
<i>s</i>	Ideal
<i>sat</i>	Saturação

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	16
2	REVISÃO DA LITERATURA.....	18
2.1	Ciclo Kalina.....	18
2.1.1	Ciclo Kalina aplicado a fontes de energia solar térmica de baixa temperatura..	20
2.2	Propriedades termodinâmicas das substâncias puras e da mistura.....	22
2.2.1	Modelos de propriedades da mistura água-amônia.....	24
2.3	Energia solar térmica no Brasil.....	25
2.4	Aspectos climatológicos do município de Bom Jesus da Lapa-BA.....	26
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	28
3.1	Modelagem termodinâmica.....	31
3.1.1	Absorvedor.....	32
3.1.2	Bomba.....	32
3.1.3	Evaporador.....	33
3.1.4	Separador.....	33
3.1.5	Turbina.....	34
3.1.6	Misturador.....	34
3.1.7	Regenerador.....	35
3.1.8	Superaquecedor.....	35
3.2	Pinch Point.....	36
3.3	Parâmetros de entrada para simulação termodinâmica.....	37
3.4	Propriedades dos fluidos de transferência de calor.....	40
3.5	Modelagem computacional.....	41
4	RESULTADOS.....	42
5	CONCLUSÃO.....	55
	REFERÊNCIAS.....	57
	ANEXO 1 - MÉTODO NUMÉRICO PARA SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA.....	60

1 INTRODUÇÃO

“É inequívoco que a influência humana aqueceu a atmosfera, o oceano e a terra. Mudanças rápidas e generalizadas na atmosfera, oceano, criosfera e biosfera ocorrem” (IPCC, 2021). Assim, inicia-se o sexto relatório (AR6) do Painel Intergovernamental de Mudanças Climáticas que, ao mesmo tempo que aponta diversos possíveis cenários que dependerão da capacidade das nações em frear a emissão dos gases de efeito estufa, antevê um futuro com rápido aquecimento global e com diversas mudanças climáticas irreversíveis e que persistirão por décadas a séculos (IPCC, 2021).

Neste contexto de forte pressão sobre as fontes não-renováveis de energia em todos os setores da sociedade, de acordo a Soteris (2016), a transição para uma economia baseada na utilização da matriz de recursos renováveis resultaria em benefícios não somente para o meio ambiente, assim como em termos econômicos também. Dentre as diversas fontes energéticas, a energia proveniente do Sol se apresenta como possível de ser aproveitada em uma gama de processos naturais e sintéticos, de forma sustentável e sem emissões de poluentes.

No tocante aos ciclos de potência, Qu *et al.* (2017) apresentam em seus estudos a possibilidade da incorporação da energia solar como fonte energética para operação de ciclos termodinâmicos e a baixas temperaturas das fontes. Indicando o interesse recente associado a este tópico à busca por sistemas mais eficientes e que utilizem fontes renováveis de energia associadas a um ciclo de potência, relativamente novo, denominado de Kalina.

Desenvolvido por Kalina (1984), em seu trabalho inicial o ciclo utilizava um sistema de aproveitamento de calor residual de um motor de ciclo Diesel e um fluido de trabalho composto da mistura de água com amônia. Desde então, este ciclo apresentou diversas configurações construtivas e se mostrando facilmente adaptável para o uso de fontes de energia renováveis, conforme poderá ser observado no Capítulo 2 – Revisão da Literatura.

A eficiência de segunda lei deste ciclo, estudada primeiramente por Kalina (1984), pode atingir valores superiores ao ciclo Rankine convencional, fato explicado pela temperatura variável de ebulição e condensação que o fluido de trabalho binário (mistura de 2 substâncias puras) apresenta e, também, pela pressão elevada utilizada neste ciclo.

Acrescido a esta avaliação, segundo Modi e Haglind (2017), a utilização da mistura não azeotrópica de água-amônia contribui positivamente na eficiência exergética dos trocadores de calor (principais destruidores de exergia nos ciclos de potência). Ao mesmo tempo, permite maior flexibilidade quanto ao aspecto construtivo, dada a possibilidade de alteração da fração mássica de amônia da solução básica conforme necessidade de projeto.

Neste cenário, o ciclo Kalina para fontes de calor de baixa temperatura se apresenta com forte potencial para produção de energia em Bom Jesus da Lapa – BA, uma vez que este município apresenta características climáticas favoráveis para o uso de energia solar. Fator este, comprovado pelas instalações em operação e outros projetos de usinas solares fotovoltaicas para construção no entorno do município (BAHIA, 2019). Além disso, os estudos sobre a aplicação deste ciclo na região oeste da Bahia são inexistentes e este trabalho contribuirá significativamente nesta área.

Neste sentido, o objetivo geral do presente trabalho consistiu em desenvolver e avaliar a modelagem termodinâmica de um Ciclo Kalina que utilize como fonte de calor a energia solar térmica e então aplicar para geração de energia elétrica sob às condições climáticas de Bom Jesus da Lapa – BA, conforme detalhado no Capítulo 3 – Materiais e Métodos. Conseqüentemente, visando a redução do consumo de combustíveis em termelétricas e evitando a emissão de poluentes ao meio ambiente.

Para tanto, os objetivos específicos consistiram em: quantificar a disponibilidade energética no município de Bom Jesus da Lapa - BA, determinar as condições de funcionamento do ciclo Kalina com base nos parâmetros térmicos obtidos, modelar os processos termodinâmicos e equipamentos necessários por meio do *software* Engineering Equation Solver (EES®) e, por fim, estabelecer a eficiência e potência máxima de operação possível do ciclo, por meio de análises paramétricas. Os resultados obtidos nesta pesquisa podem ser avaliados no Capítulo 4 – Resultados e Discussões.

2 REVISÃO DA LITERATURA

O uso eficiente de energia e o menor consumo das fontes naturais não-renováveis se tornaram fatores críticos para a proteção do meio ambiente e desenvolvimento industrial (SHANKAR e SRINIVAS, 2018), perante ao desenvolvimento da urbanização e aumento da população (KIM, 2019). Assim, as energias renováveis (solar, eólica e de biomassa) se apresentam como consenso há algum tempo para reduzir as emissões dos gases de efeito estufa e os efeitos no aquecimento global, que tem agravado o aumento da temperatura média do planeta (ARVIZU *et al.*, 2011).

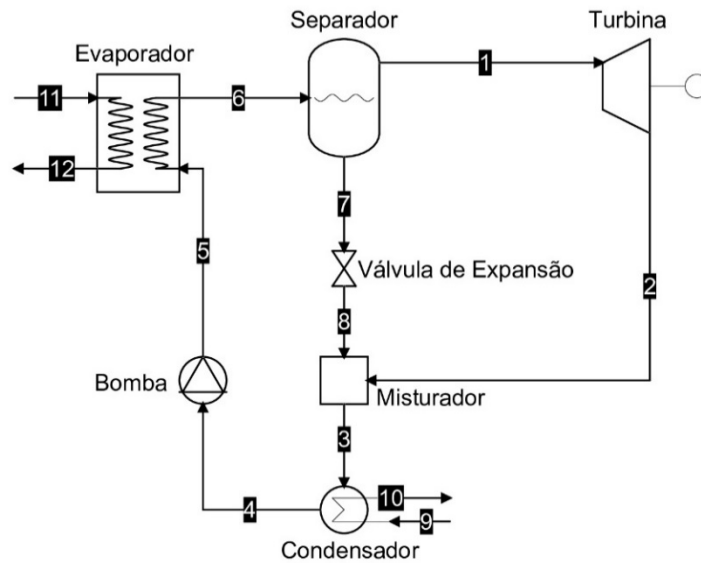
De acordo o Grubler *et al.* (2018), para limitar o aquecimento global abaixo de 275 K com pelo menos 66% de probabilidade, as emissões de gás carbônico devem diminuir cerca de 25% até 2030 na maioria dos caminhos e atingir zero líquido por volta de 2070. Via de regra, o fornecimento de serviços de energia de alta qualidade são essenciais para aumentar a difusão de tecnologias granulares e descentralizadas de fornecimento de energia, como a energia solar, que contribuiria a meta de mitigação do aquecimento global limitada a 274,5 K.

Atualmente, os sistemas de energia descentralizados estão ganhando mais atenção devido à escassez de energia e necessidade de descarbonização ambiental. Em especial, sistemas de fluido binário tem ganhado destaque devido a capacidade de recuperação de calor desde baixas à altas temperaturas de forma eficiente em comparação a um sistema de fluido único, uma vez que apresentam melhor combinação de temperatura entre os fluidos quentes e frios (SRINIVAS *et al.* 2019).

2.1 Ciclo Kalina

O ciclo Kalina, desenvolvido em 1984 por Alexander Kalina, consiste em um aprimoramento do ciclo de Rankine utilizado para converter energia térmica em energia mecânica utilizável (SRINIVAS *et al.* 2019). Sua modificação atribui duas principais características a este ciclo: a utilização de uma mistura de fluidos ao invés de uma substância pura como fluido de trabalho que permite uma recuperação de calor mais eficiente, e a capacidade de se adaptar a fontes de temperatura de baixa, média e alta temperatura, apresentando assim diversas configurações para aplicações específicas (MLCAK, 1996).

Figura 2.1 - Diagrama de fluxo do Ciclo Kalina básico.



Fonte: modificado de Srinivas et al. (2019).

Os componentes básicos do ciclo Kalina, conforme Yari *et al.* (2015), são: evaporador, turbina, condensador, bomba, válvula de expansão e um separador onde o líquido e o vapor seguem fluxos diferentes, conforme ilustrado na Figura 2.1. Em alguns casos, utiliza-se o regenerador para aproveitamento do calor do líquido na saída do separador e entrada do evaporador ou na saída da turbina e entrada do evaporador. Podendo também acrescentar um superaquecedor que reduz a chance de condensação na turbina e aumenta, em menor escala, a eficiência do ciclo devido ao maior diferencial de temperatura do fluido de trabalho obtido nesta máquina de fluxo.

No estágio de produção de trabalho, o vapor se expande na turbina (1) – (2), convertendo a energia térmica do fluido em energia mecânica e, então é misturado com a mistura líquida saturada pobre em amônia (8) que sai do separador. A mistura é então condensada (4) e bombeada para a caldeira (5). A caldeira aquece o fluido a uma temperatura entre o ponto de orvalho e o ponto de bolha da mistura e depois a mistura de fases líquida e vapor é enviada para o separador (6). A mistura é separada em vapor rico em amônia (1) e líquido saturado pobre em amônia (7), utilizando um mecanismo de diferença de densidade entre os fluidos, de forma que o ciclo se reinicia (ASTARAEI *et al.*, 2018).

Estudos posteriores permitiram que algumas configurações do ciclo Kalina fossem desenvolvidas devido a necessidade de se adequar às recuperações de calor de baixa, média e alta temperatura, mantendo o mesmo princípio de funcionamento. De acordo com Srinivas *et al.* (2019) as fontes de calor de baixas temperaturas compreendem a faixa de 373 K a 473 K, a

recuperação de calor de temperatura intermediária é limitada a 573 K e, acima desta temperatura, a recuperação de calor é denominada de alta temperatura.

Esta divisão, necessária para se adequar às condições do processo do ciclo Kalina, produziu designações nominais dos ciclos conforme a fonte de calor empregada, por exemplo, o *Kalina Cycle System 5* (KCS5) utiliza uma caldeira a combustível fóssil como fonte de energia, o *Kalina Cycle System 6* (KCS6) é utilizado em ciclo combinado com uma turbina a gás e o *Kalina Cycle System 11* (KCS11) é projetado para aproveitar energia térmica a baixa temperatura (MLCAK, 1996; MOYA, 2015).

Destaca-se, neste caso, que o ciclo Kalina apresenta alta desvantagem comparado aos demais ciclos de potência dado o fato de ser mais complexo quanto aos parâmetros e equipamentos a serem utilizados. Entretanto, esses fatores são compensados devido a capacidade de operar com pressões mais elevadas, gerar menores perdas exergéticas nos trocadores de calor, além de operar de forma contínua utilizando armazenamento térmico (KNUDSEN et al. 2014).

Dessa forma, a maior eficiência térmica deste ciclo pode ser explicada devido ao fato de o fluido de trabalho começar a mudar de fase quase imediatamente após entrar no evaporador e a quantidade de calor rejeitado no condensador ser significativamente menor quando comparados a ciclos convencionais, como o Rankine. Como a quantidade de calor transferido por unidade de potência é menor, conseqüentemente, requisita trocadores de calor de menor superfície, o que o torna também economicamente mais atrativo (KALINA, 1984).

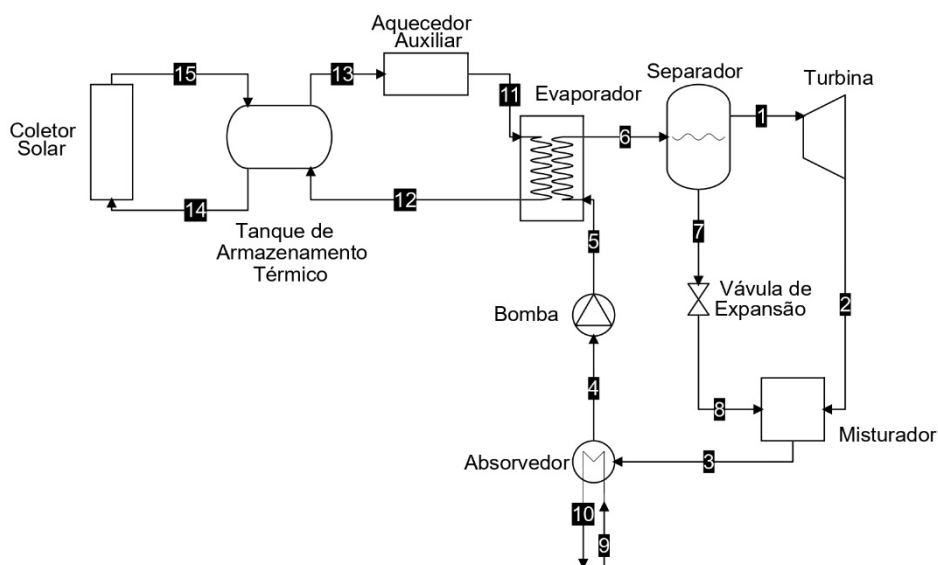
2.1.1 Ciclo Kalina aplicado a fontes de energia solar térmica de baixa temperatura

Estudos comparativos entre ciclos de potência, principalmente entre os ciclos Rankine e Kalina, indicam que as propriedades de misturas como a água-amônia contribuem significativamente para a geração de potência líquida e eficiência exergética do sistema (WANG *et al.*, 2013). Acrescido a isso, a depender da aplicação, a utilização do sistema movido a energia solar produziria uma economia de 40000 kg de gás natural ao ano, equivalente à metade do ciclo movido a este combustível e poderia reduzir a emissão de mais de 100 toneladas de dióxido de carbono ao ano (ASHOURI et al., 2015).

Quanto ao aspecto construtivo, segundo Yari *et al.* (2015) e Astarai *et al.* (2018), a configuração do KCS11 é a mais adequada para produção de energia utilizando como fonte de calor a energia solar térmica de baixa temperatura, operando com a mistura de amônia e água como fluido de trabalho. A fração mássica de amônia no ciclo, é estudada para permitir trabalhar

adequadamente com temperatura de evaporação e condensação conforme a necessidade de aplicação.

Figura 2.2 - Sistema geral do ciclo Kalina movido a energia solar.



Fonte: modificado de Wang et al. (2013).

O sistema geral do ciclo Kalina movido a energia solar é subdividido em dois ciclos: o ciclo Kalina e o subsistema de coleta e armazenamento de energia solar, conforme ilustra a Figura 2.2. O subciclo de energia solar térmica, por sua vez, é composto por um armazenador de energia térmica, um aquecedor auxiliar e os coletores solares (WANG *et al.*, 2013).

O sistema de armazenamento térmico é utilizado para armazenar energia e fornecê-la quando a radiação solar não for suficiente para gerar potência, garantindo assim o funcionamento contínuo e estável do ciclo (WANG *et al.*, 2013 e ASHOURI *et al.*, 2015). O ganho de calor útil no sistema está diretamente relacionado à intensidade da radiação solar que, em geral, possui maior amplitude na faixa horária das 12h às 15h, considerando aqui as características de incidência solar do município estudado.

Desse modo, os coletores solares absorvem calor e o adiciona ao tanque de armazenamento. O calor absorvido pelo tanque começa então a ser liberado para alimentar o evaporador do ciclo de potência e, quando necessário, um aquecedor auxiliar pode complementar o aquecimento para casos em que a radiação solar é insuficiente (ASHOURI *et al.*, 2015).

Knudsen et al. (2014) afirma que o sistema de armazenamento térmico já é considerado como parte integrante deste ciclo, uma vez que garante confiabilidade, flexibilidade e rentabilidade da planta. Além disso, a instalação de um aquecedor auxiliar torna-se

indispensável uma vez que permite elevar a temperatura do fluido à temperatura de operação, comumente inferior a temperatura de orvalho, quando o fluido térmico apresenta uma queda de temperatura.

Em um ciclo movido a energia solar, a principal fonte de destruição são os coletores solares (mais de 50% do total), portanto a performance de coletores solares com concentradores em aplicações de baixa temperatura têm se mostrado mais efetivo devido a menor pressão que o vapor apresenta ao sair da turbina (Qu et al., 2017).

O uso de coletores solares com concentradores permite aumentar a intensidade de radiação solar direta absorvida, mas requer rastreamento contínuo da posição do Sol (WANG *et al.*, 2013). Esses coletores costumam estar associados a um tubo no qual um fluido de transferência de calor (óleo térmico ou sal fundido) está fluindo. Dessa forma, no caso de sistemas de baixa temperatura, o fluido de transferência de calor é aquecido pelo coletor solar e segue para o tanque de armazenamento, aumentando a energia térmica acumulada (ASHOURI *et al.*, 2015).

O óleo térmico ou sal fundido, comumente utilizados como fluido de transferência de calor em ciclos de potência, operam com temperatura máxima de aproximadamente 673 K e 823 K, respectivamente (KNUDSEN *et al.*, 2014). Essa temperatura máxima em que o fluido permanece quimicamente estável, limita a temperatura máxima que o fluido de trabalho pode atingir. Embora o sal fundido atinja maiores níveis de temperatura, tem a desvantagem de apresentar um ponto de fusão relativamente alto, de 393 a 473 K.

Desse modo, de acordo a Ashouri *et al.* (2015) e Qu *et al.* (2017), no campo de aplicação de energia solar, geralmente, utiliza-se óleo térmico e, especificadamente, o Therminol VP-1. Neste caso cuja aplicação é para fontes de calor de baixas temperaturas, o óleo Therminol VP-3 pode ser utilizado considerando sua temperatura máxima de operação 603 K (EASTMAN, 2020).

2.2 Propriedades termodinâmicas das substâncias puras e da mistura

Diferentemente do ciclo de energia que utiliza componentes puros como fluido de trabalho, fazendo com que as temperaturas de evaporação e condensação ocorram a temperatura constante, utilizar um fluido multicomponente, dado que a mistura seja não azeotrópica¹,

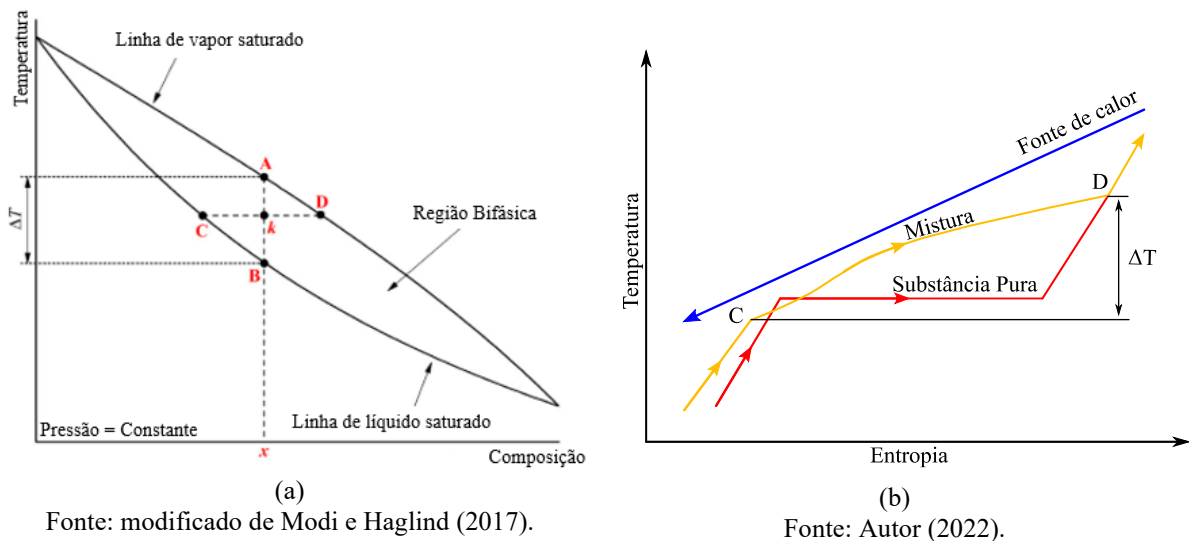
¹ Mistura não azeotrópica apresenta mudança de fase a pressão constante, à temperatura variável entre o ponto de ebulição e o ponto de orvalho (STOECKER E JABARDO, 2018).

permite que o ciclo opere com temperatura de ebulição e condensação variáveis. Fato este, explicado por Mlcak (1996), conforme a combinação das características básicas de cada fluido.

Para isso são utilizados, geralmente, dois fluidos de trabalho, no qual um possua boas características de operação a alta temperatura e o outro, boas características de operação a baixa temperatura, de acordo o limite de operação necessário. Dessa forma, a flexibilidade de trabalho destes ciclos de potência a vapor binários para operar em diferentes temperaturas nos trocadores de calor é maior do que os ciclos que costumam utilizar somente fluidos puros (SHAPIRO *et al.*, 2013, p. 359).

No caso da água e amônia, como componente puro condensam à 273 e 195 K, e evaporam a 373 e 293 K, respectivamente a pressão atmosférica. Dessa forma, como as temperaturas de condensação e evaporação da amônia são menores que a da água, ela se caracteriza como a substância mais volátil evaporando primeiro que a água. No processo de condensação a situação inversa acontece, a amônia condensa primeiro devido as diferenças dos pontos de orvalho (MLCAK, 1996).

Figura 2.3 - Diagrama a) de fases da mistura não azeotrópica e b) do processo de transferência de calor.



Outra vantagem associada a estes fluidos é a menor irreversibilidade resultante da troca de calor na caldeira e no condensador, aumentando a eficiência total do ciclo (SECKIN, 2018). Este fato está associado ao comportamento da temperatura entre os pontos de saturação da mistura não azeotrópica (ponto de bolha e ponto de orvalho), conforme ilustra o diagrama da Figura 2.3 a) e b).

Por meio da figura é possível analisar que uma mistura com uma determinada composição de amônia x , em um estado termodinâmico k , apresenta uma fase líquida com

fração mássica no ponto C e uma fase de vapor com fração mássica no ponto D. Adicionalmente, B representa a temperatura de bolha (que inicia a ebulição da mistura) e A representa a temperatura de orvalho (neste caso, que indica que toda mistura atingiu estado de vapor saturado) (MODI e HAGLIND, 2017).

Assim, a diferença de temperatura (ΔT) representa a variação entre o ponto de bolha e o ponto de orvalho para uma determinada composição da mistura a uma especificada pressão de evaporação. Conforme visualizado na Figura 2.3 b), com a curva de saturação não formando um patamar horizontal para a temperatura (MODI e HAGLIND, 2017).

Durante a vaporização da mistura, a diferença de temperatura observada entre as correntes quente e fria da caldeira é inferior quando comparada com a diferença de temperatura que seria observada em uma caldeira para os fluidos puros. Portanto, uma troca de calor mais eficiente é esperada para o processo com fluido de temperatura de ebulição variável, de forma similar, a condensação da mistura não azeotrópica produzirá menores diferenciais de temperatura (SRINIVAS *et al.*, 2019). Devido a isso, menos irreversibilidades são esperadas no processo de transferência de calor e, conseqüentemente, a eficiência total do ciclo tende a aumentar (SECKIN, 2018).

Compreendido o comportamento da mistura água-amônia, cabe destacar que, em ciclos de geração de energia industriais e estudos acadêmicos, a mistura binária mais utilizada é a água-amônia (SECKIN, 2018). Devido a característica de baixo ponto de ebulição da amônia, o ciclo Kalina é considerado uma das tecnologias mais eficientes de conversão de calor em eletricidade com temperaturas de 373 a 473 K (MORAES e COELHO, 2008).

Assim, é essencial avaliar as propriedades termodinâmicas necessárias para a análise do ciclo de potência e, usualmente, o procedimento de cálculo destas propriedades perpassa pela caracterização da energia livre de Gibbs da mistura (ASTARAEI *et al.*, 2018) e através da escolha de um modelo dentre diversas correlações presentes na literatura para tal finalidade (THORIN *et al.*, 1998).

2.2.1 Modelos de propriedades da mistura água-amônia

Muitos estudos sobre as propriedades termodinâmicas da mistura de amônia-água estão presentes na literatura e em intervalos de temperatura e pressão que variam para aplicações de refrigeração a ciclos de potência (ZIEGLER e TREPP, 1984; IBRAHIM e KLEIN, 1993; PÁTEK e KLOMFAR, 1995; THORIN; DEJFORS e SVEDBERG, 1998; XU e GOSWAMI, 1999; THORIN, 2001; SHANKAR e SRINIVAS, 2011; EL-SHAARAWI *et al.*, 2013).

Dado que o foco desta pesquisa não incide nos modelos de propriedades, de forma superficial, a base das correlações pode ser dividida em sete grupos: equações cúbica de estado, equações viriais de estado, a lei de estados correspondentes, teoria de perturbação, método de contribuição de grupo e funções polinomiais e excesso de energia de Gibbs (THORIN *et al.* 1998).

Utilizando como base o excesso de energia livre de Gibbs das fases, Ziegler e Trepp (1984) apresentaram correlações de propriedades da mistura de água-amônia, para uso em unidades de absorção e bombas de calor, que operavam com temperaturas na faixa de 230 a 500 K e pressões de 0,02 a 5,0 MPa. Dessa forma, para a mistura líquida o excesso de energia livre de Gibbs era avaliado, enquanto a mistura gasosa era aproximada como uma mistura de substâncias ideais.

Visando aplicações em ciclos de energia com valores superiores de pressão e temperatura, Ibrahim e Klein (1993) modificaram as correlações apresentadas por Ziegler e Trepp (1984), incluindo novos dados experimentais e, então, aplicando a uma faixa de temperatura 230 a 600 K e de pressão 0,02a 11,0 MPa. Seu método numérico pode ser observado no Anexo 1.

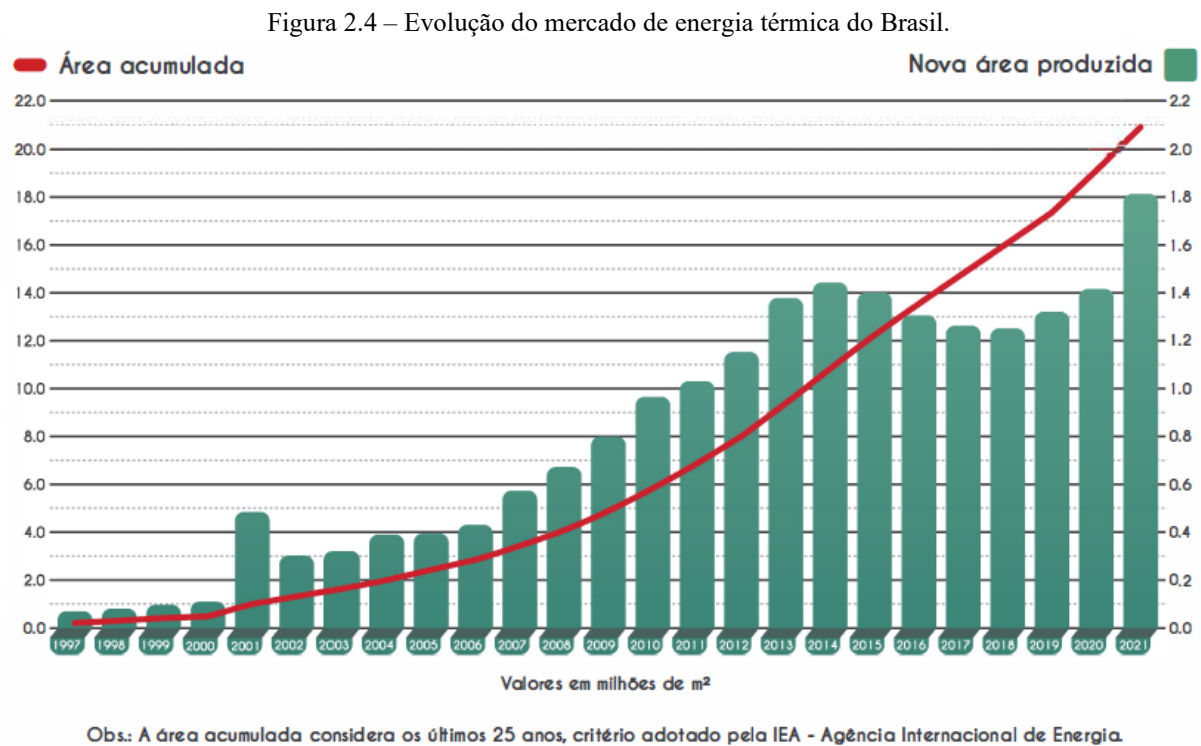
Este modelo consiste no adotado por este trabalho, dado que, principalmente, o *software* EES® já possui implementada uma função de cálculo de propriedades da mistura água-amônia utilizando este modelo proposto. Entretanto, os métodos apresentados na literatura se diversificam e estudos atuais apresentam até modelos de cálculos rápidos para determinação das propriedades da amônia – água com boa acurácia.

2.3 Energia solar térmica no Brasil

A energia solar térmica baseia-se na utilização direta do calor do sol para aquecer outro meio, comumente, placas solares ou tubos a vácuo que captam e transferem o calor para um meio líquido. No Brasil, uma forte tendência para utilização de fontes eólica e solar vêm surgindo, sendo que a solar é a que mais cresce, cuja taxa de crescimento é equivalente a 40% ao ano (MINAS GERAIS, 2007).

De acordo a pesquisa de Produção e Vendas de Sistemas de Aquecimento Solar 2022: Base 2021, da Associação Brasileira de Energia Solar Térmica (ABRASOL), nos últimos 25 anos, o setor da energia solar térmica registrou um acumulado de 21 milhões de m² de coletores instalados e apenas em 2021, registrou um aumento no volume de produção de 28% em relação ao ano de 2020 (PINTO, 2022). Entretanto, sua aplicação ainda é restrita ao uso residencial. A

Figura 2.4 registra essa evolução no decorrer dos últimos anos. O eixo da esquerda corresponde a área acumulada e o eixo da direita a nova área produzida.



O Brasil recebe intensa radiação solar ao longo de todo o ano. Um dos estudos realizado pelo MME (2007) estima que, o Brasil apresenta grande potencial para o desenvolvimento da energia solar fotovoltaica e heliotérmica, com um potencial de 2100 kWh/m² ano de irradiação direta ao nível do solo, valor muito próximo das condições solarimétricas da Espanha, país referência nessa tecnologia, com sistemas operando comercialmente.

2.4 Aspectos climatológicos do município de Bom Jesus da Lapa-BA

A avaliação de um sistema solar, no que concerne ao seu desempenho em longo prazo, deve ser realizado com frequência. Portanto, torna-se necessário estipular os dados da insolação da localidade de estudo, por meio da média de um intervalo significativo de dados coletados, que podem ser adquiridos mediante diversas fontes de informações, tais como mapas de radiação ou serviços meteorológicos do país (SOTERIS, 2016).

Destarte, a utilização de energia solar ocorre em regiões cuja insolação apresentem níveis elevados e suficiente para sua geração, especialmente em regiões áridas. Assim se caracteriza a cidade de Bom Jesus da Lapa localizada no estado da Bahia cuja latitude é 13° 15'

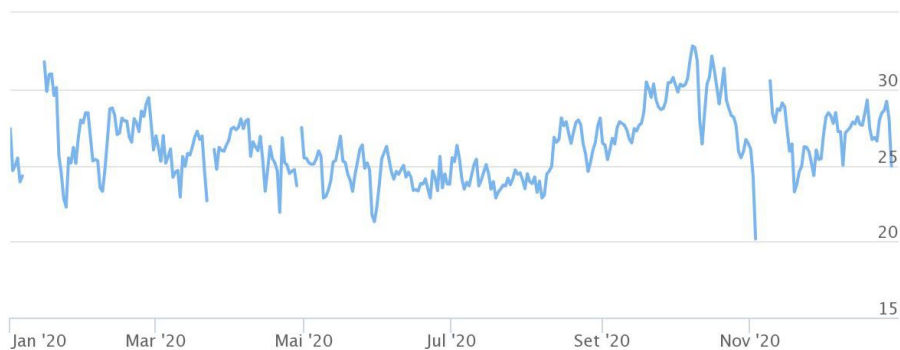
18"S e longitude 43° 25' 05"W que, de acordo com o Atlas Solar Bahia (2018) possui irradiação média de 2136 kWh/m² ano, valor este superior à média nacional, com quatro usinas fotovoltaicas em operação e outras 4 usinas em construção.

Figura 2.5 - Localização do município de Bom Jesus da Lapa - Ba.



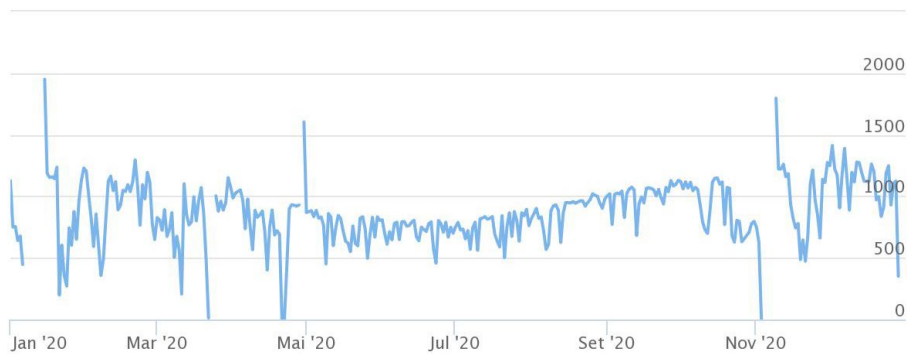
Fonte: Google imagens.

Figura 2.6 - Temperatura da estação automática (A418) de Bom Jesus da Lapa, referente ao ano de 2020.



Fonte: INMET (2021).

Figura 2.7 - Radiação solar medida da estação automática (A418) de Bom Jesus da Lapa, referente ao ano de 2020.



Fonte: INMET (2021).

As Figuras 2.6 e 2.7 mostram o comportamento da temperatura ($^{\circ}\text{C}$) e radiação (W/m^2) do município em questão, obtidos por meio do banco de dados do INMET (2021) referente ao ano de 2020. Por meio deles, é possível observar que a média de temperatura está entre 298 K (25°C) e 303 K (30°C) no ano avaliado e valores próximos de 308 K (35°C) de máxima foram obtidos em um determinado momento do ano; enquanto temperaturas não mais inferiores que 293 K (20°C) puderam ser observadas. Quanto a radiação solar, valores superiores a $1000 \text{ W}/\text{m}^2$ foram observados, mas somente uma análise das planilhas de dados coletados permitirá melhor avaliação das médias diárias e pontos máximos e mínimos.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

O presente trabalho consistiu na modelagem termodinâmica de um ciclo de potência Kalina e que foi analisado sob às condições climáticas da cidade de Bom Jesus da Lapa – BA. O sistema operado com uma mistura de fluidos, amônia e água, teve suas propriedades calculadas por meio de uma função implementada no *software* EES® e que se baseia no modelo proposto por Ibrahim e Klein (1993).

Considerando a variedade de configurações possíveis para o Ciclo Kalina, foi selecionado na literatura aquele que melhor se adequa as condições de fonte de calor associada à energia solar térmica e condição de temperatura ambiente do município estudado. Neste caso, foi aplicado a utilização da fonte de calor de baixa temperatura e cujas particularidades podem ser observadas nos trabalhos de Qu *et al.* (2017), Astarai *et al.* (2018) e Mehrpooya *et al.* (2018).

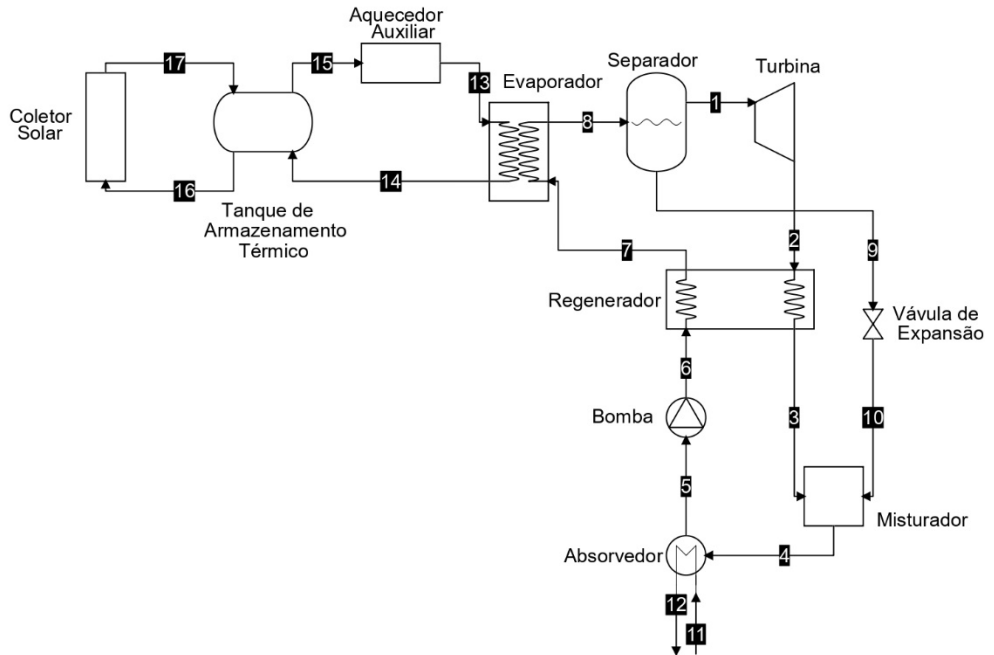
Inicialmente, foram coletados dados de radiação solar incidente e temperatura ambiente do município de Bom Jesus da Lapa – BA, sendo os dados extraídos do *site* do INMET² (Instituto Nacional de Meteorologia) e correspondendo a um período de 10 anos (2009-2019). Foram calculadas as médias horárias para a radiação solar em um dia típico, observando o período das 06 horas da manhã às 18 horas da noite. Para a temperatura, o valor de maior importância foi considerado como o máximo atingido ao longo dos dados extraídos para o estabelecimento da situação crítica de temperatura no absorvedor do ciclo de potência.

Em seguida, um ciclo Kalina básico, como apresentado na Figura 2.2, foi modelado para avaliação do funcionamento e particularidades deste ciclo de potência com mistura não azeotrópica. Neste sistema, os equipamentos utilizados foram: condensador, bomba,

² Disponível em: <https://portal.inmet.gov.br/>

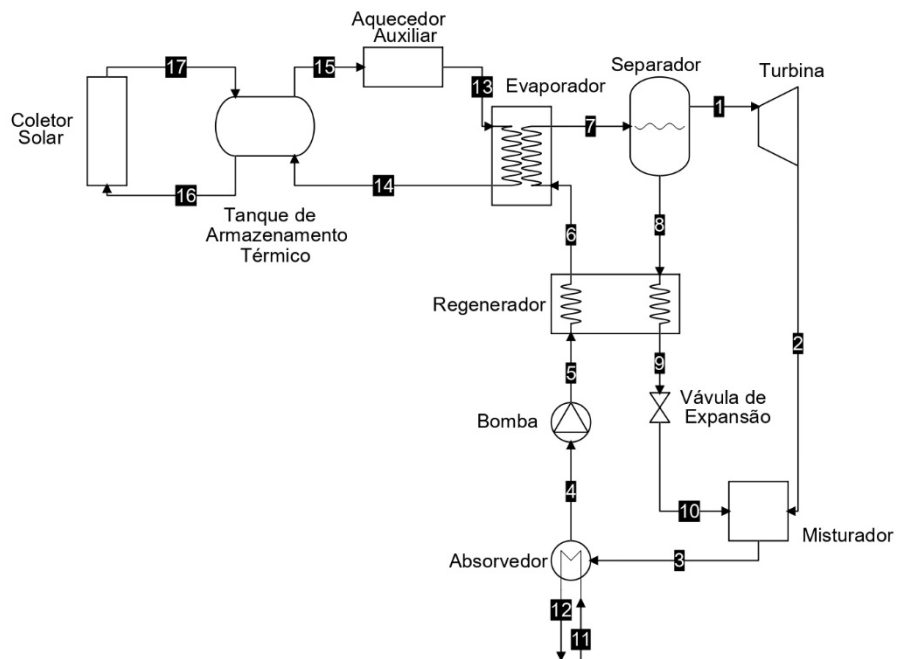
evaporador, separador, turbina, dispositivo de expansão e um misturador. Entretanto outros dispositivos, como o superaquecedor e regenerador, foram adicionados para comparar os efeitos que geravam no desempenho do ciclo ou de acordo a necessidade de operação.

Figura 3.1 - Diagrama de fluxo do Ciclo Kalina com regenerador na saída da turbina e entrada do evaporador.



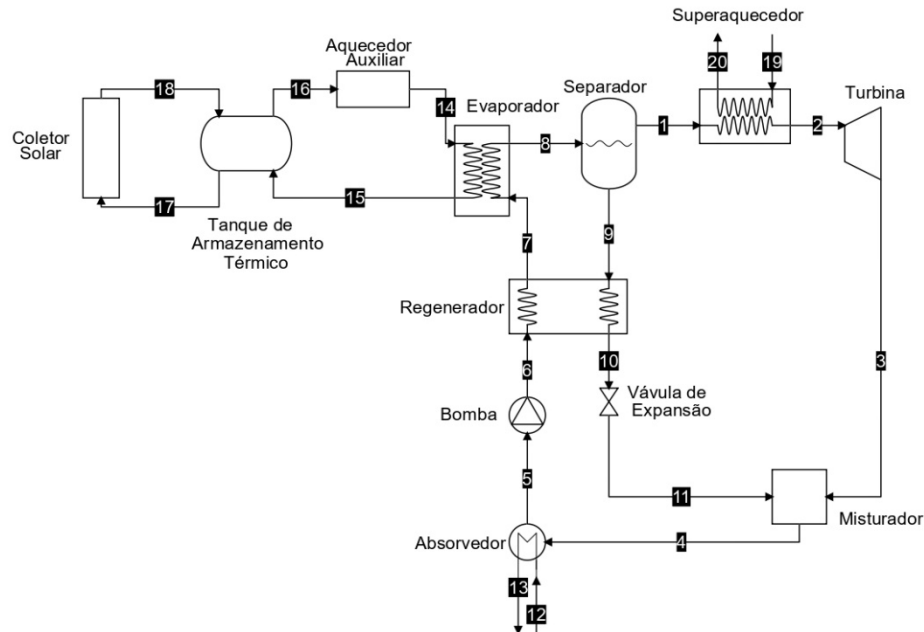
Fonte: modificado de Srinivas et al. (2019).

Figura 3.2 - Diagrama de fluxo do Ciclo Kalina com regenerador na saída do separador e entrada do evaporador.



Fonte: modificado de Srinivas et al. (2019).

Figura 3.3 - Diagrama de fluxo do Ciclo Kalina com regenerador na saída do separador e entrada do evaporador e superaquecedor.



Fonte: modificado de Srinivas et al. (2019).

Ao ciclo inicial foi incrementado regeneradores na saída da turbina e entrada do evaporador, assim como na saída do separador e entrada do evaporador, conforme ilustram as Figuras 3.1 e 3.2, respectivamente. Assim, o ciclo mais eficiente foi analisado para ser operado juntamente com um superaquecedor antes da turbina, conforme a Figura 3.3. É válido ressaltar que, o superaquecedor utilizado é alimentado pelo subciclo de energia solar térmica, enquanto o aquecedor auxiliar por uma fonte alternativa, conforme a disponibilidade da aplicação.

Para cada ciclo estudado algumas propriedades foram analisadas visando melhorar a eficiência do ciclo e comparar os efeitos que o regenerador e superaquecedor geraram ao serem implementados. Propriedades como a temperatura da fonte calor, pressão de alta do ciclo e fração mássica de amônia na solução de trabalho foram analisadas em uma faixa de valores, conforme aplicações encontradas na literatura. Assim, o ciclo foi ajustado aos parâmetros otimizados obtidos na análise descrita.

Para facilitar a análise comparativa, foi considerado que os ciclos estudados possuem vazão mássica da mistura na bomba de 1kg/s. Desta forma, um ciclo com parâmetros ótimos de pressão, temperatura e fração mássica de amônia foi determinado e os equipamentos necessários para um ciclo real puderam ser estabelecidos, como: coletores solares, reservatórios térmicos, turbina, bomba, trocadores de calor, separador e válvula de expansão.

Cabe destacar que a utilização da água-amônia implica na determinação das propriedades termodinâmica de mistura por meio de modelos numéricos, sendo apresentado

neste capítulo o modelo a ser utilizado no estudo. Uma ferramenta computacional foi utilizada para auxiliar na determinação destas propriedades e cálculo dos balanços de massa e energia nos componentes do ciclo.

A ferramenta computacional consiste no *software* EES®, versão 10, que foi executado em um *notebook* de marca DELL, processador Intel® Core™ i3, com 4gb de memória RAM e placa de vídeo dedicada de 2gb Intel® HD Graphics Family, que levou 7s para compilar os resultados.

3.1 Modelagem termodinâmica

Considerando cada componente do ciclo como um volume de controle foi possível realizar uma análise termodinâmica com o balanço de massa e energia, característicos da primeira lei da termodinâmica. De acordo com Shapiro et al., (2013, p. 126 e 135) o balanço da taxa de massa e o balanço da taxa de energia para volumes de controle podem ser expressos matematicamente por meio das Equações (1) e (2), respectivamente.

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (1)$$

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (2)$$

Sendo, $\frac{dm_{vc}}{dt}$ a variação de massa do volume de controle, no decorrer do tempo;

\dot{m}_e e \dot{m}_s as vazões mássicas instantâneas na entrada e na saída;

$\frac{dE_{vc}}{dt}$ a variação de energia do volume de controle, no decorrer do tempo;

\dot{Q}_{vc} a taxa de transferência de calor ao longo da fronteira;

\dot{W}_{vc} a taxa de transferência de energia associadas a trabalho ao longo da fronteira;

h_e e h_s as entalpias específicas de entrada e saída;

V_e e V_s as velocidades do fluido na entrada e saída.

No presente estudo, algumas premissas de projeto de fluxo foram aplicadas para simplificar a análise do sistema do Ciclo Kalina. Portanto na modelagem do sistema supõe-se:

- Operação em regime permanente;
- Efeitos viscosos ao longo do sistema desprezíveis;

- Queda de pressão desprezível, exceto para: turbina, bomba e dispositivo de expansão;
- Dispositivo de expansão operando de forma isentálpica;
- Perda de calor para o meio ambiente desprezível em todos dispositivos;
- Fluxo de saída do separador: líquido saturado seguindo para o misturador e vapor saturado seguindo para a turbina;
- Fluxo de saída do condensador: líquido saturado seguindo para a bomba .

Desse modo, foi possível obter as relações de ambas equações para cada dispositivo do sistema. A seguir, todo equacionamento e subscrito do capítulo 3 será realizado tomando como base o modelo do ciclo Kalina ilustrado na Figura 3.3.

3.1.1 Absorvedor

O balanço de massa e o balanço de energia do absorvedor foram calculados utilizando as Equações (3) e (4). Por meio desta análise, foi possível determinar a quantidade de calor rejeitada no condensador.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad (3)$$

$$Q_{abs} = \dot{m}_{12} C_p (T_{13} - T_{12}) = \dot{m}_4 (h_4 - h_5) \quad (4)$$

Sendo, \dot{m}_4 , \dot{m}_5 e \dot{m}_{12} , as vazões mássicas do fluido de trabalho nos estados 4, 5 e 12;

h_4 e h_5 , as entalpias do fluido de trabalho nos estados 4 e 5;

C_p o calor específico a pressão constante do fluido de transferência de calor;

T_{12} e T_{13} , as temperaturas nos estados 12 e 13;

Q_{abs} a transferência de calor do absorvedor.

3.1.2 Bomba

O balanço de massa e o balanço de energia da bomba foram calculados utilizando as Equações (5) e (6).

Assim, é possível determinar o trabalho necessário para elevar a pressão do fluido de trabalho a partir da eficiência isentrópica da bomba.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (5)$$

$$W_b = \dot{m}_5 \frac{h_{6,s} - h_5}{\eta_b} \quad (6)$$

Sendo, \dot{m}_6 a vazão mássica do fluido de trabalho no estado 6;

$h_{6,s}$ a entalpia do fluido de trabalho no estado ideal 6;

η_b a eficiência isentrópica da bomba;

W_b o trabalho consumido pela bomba.

3.1.3 Evaporador

O balanço de massa e o balanço de energia do evaporador foram calculados utilizando as Equações (7) e (8). Assim, foi possível determinar o calor necessário para elevar a temperatura do fluido de trabalho a temperatura desejada.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (7)$$

$$Q_{evap} = \dot{m}_{14} C_p (T_{14} - T_{15}) = \dot{m}_7 (h_8 - h_7) \quad (8)$$

Sendo, \dot{m}_7 , \dot{m}_8 e \dot{m}_{14} , as vazões mássicas do fluido de trabalho nos estados 7, 8 e 14;

h_7 e h_8 as entalpias do fluido de trabalho nos estados 7 e 8;

T_{14} e T_{15} , as temperaturas nos estados 14 e 15;

Q_{evap} , a taxa de transferência de calor do evaporador.

3.1.4 Separador

O princípio da conservação de massa e de energia empregados no separador permitiu obter uma relação entre a vazão do fluido que entra e a vazão do fluido que sai do dispositivo. Essa reação pode ser expressa por meio das Equações (9) e (10):

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 + \dot{m}_9 \quad (9)$$

$$\dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_9 h_9 \quad (10)$$

Sendo, \dot{m}_1 e \dot{m}_9 , as vazões mássicas do fluido de trabalho nos estados 1 e 9;
 h_1 e h_9 , as entalpias do fluido de trabalho nos estados 1 e 9.

3.1.5 Turbina

O balanço de massa e o balanço de energia da turbina foram calculados utilizando as Equações (11) e (12). Dessa forma, foi possível determinar a potência líquida gerada no ciclo.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (11)$$

$$W_t = \dot{m}_2 \eta_t (h_2 - h_{3,s}) \quad (12)$$

Sendo, \dot{m}_2 e \dot{m}_3 , as vazões mássicas do fluido de trabalho nos estados 2 e 3;
 h_2 e h_3 , a entalpia do fluido de trabalho no estado 2;
 $h_{3,s}$ a entalpia do estado ideal da saída da turbina;
 η_t a eficiência isentrópica da turbina;
 W_t o trabalho gerado pela turbina.

3.1.6 Misturador

O balanço de massa e o balanço de energia do misturador foram calculados utilizando as Equações (13) e (14). Assim como no separador, permitiu obter uma relação entre as frações do fluido que entra e a fração do fluido que sai do dispositivo.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_{11} \quad (13)$$

$$\dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{11} h_{11} \quad (14)$$

Sendo, \dot{m}_{11} a vazão mássica do fluido de trabalho no estado 11;
 h_{11} a entalpia do fluido de trabalho no estado 11.

3.1.7 Regenerador

O balanço de massa e o balanço de energia do regenerador foram calculados utilizando as Equações (15), (16) e (17). Assim, foi possível obter o calor transferido para o pré-aquecimento do fluido de trabalho antes de entrar no evaporador.

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (15)$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (16)$$

$$Q_{reg} = \dot{m}_6(h_7 - h_6) = \dot{m}_9(h_9 - h_{10}) \quad (17)$$

Sendo, \dot{m}_{10} , a vazão mássica do fluido de trabalho no estado 10;

h_{10} a entalpia do fluido de trabalho no estado 10;

Q_{reg} a taxa de transferência de calor do regenerador.

3.1.8 Superaquecedor

O balanço de massa e o balanço de energia do superaquecedor foram calculados utilizando as Equações (18) e (19). De tal maneira, foi possível determinar o calor necessário para elevar o teor de vapor do fluido de trabalho antes de entrar na turbina.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (18)$$

$$Q_{sup} = \dot{m}_{19}C_p(T_{19} - T_{20}) = \dot{m}_1 (h_2 - h_1) \quad (19)$$

Sendo, \dot{m}_{19} a vazão mássica do fluido de trabalho no estado 19;

T_{19} e T_{20} , as temperaturas nos estados 19 e 20;

Q_{sup} a taxa de transferência de calor do superaquecedor.

3.2 Pinch Point

A temperatura de saída do fluido de transferência de calor no evaporador (T_{15}) foi definida utilizando o método descrito por Kim, Ko e Kim (2014), no qual o autor demonstra que o PP não se localiza na entrada ou saída dos trocadores de calor ou no ponto de líquido saturado do fluido de trabalho como ocorre para substâncias puras. Assim, ao utilizar uma mistura não azeotrópica como fluido de trabalho a temperatura varia de forma não linear, mesmo em condições isobáricas, o que exige uma análise mais detalhada da localização do pinch point.

Dessa forma, especificado a temperatura de entrada do fluido de transferência de calor (T_{14}) de acordo a configuração do ciclo Kalina adotada, a pressão e temperatura de entrada do fluido de trabalho no evaporador (P_7) e (T_7) e a fração mássica intermediária de amônia da mistura de amônia-água (x_8), a temperatura de saída do fluido de transferência de calor (T_{15}) dependeu da razão de fluxo de massa do fluido de trabalho (r), definida pela Equação (20). Para tanto, foi mantida fixa a temperatura de saída do fluido de trabalho.

$$r = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_{14}} \quad (20)$$

A relação entre a temperatura do fluido de transferência de calor e a entalpia do fluido de trabalho são lineares quando o calor específico a pressão constante é considerada constante na temperatura média. Neste caso, foi adotada uma entalpia adimensional (H), expressa pela Equação (21), que varia de 0 a 1 no trocador de calor, indicando a entrada e saída do fluido de trabalho, respectivamente.

$$H = \frac{Q}{Q_{tot}} = \frac{h_f - h_7}{h_8 - h_7} \quad (21)$$

Sendo, h_f a entalpia do fluido de trabalho na entrada do trocador de calor, de acordo a temperatura de saída do fluido de transferência de calor.

A variação de temperatura para a mistura binária provoca uma mudança significativa da diferença de temperatura entre fluxos quentes e frios dos trocadores de calor, ao alterar alguns parâmetros do sistema. Para esta análise, uma nova função ($T_{imag}(H)$) foi utilizada para definir de forma imaginária a temperatura de saída do fluido de troca térmica no evaporador, para um

valor arbitrário de H , supondo que o ponto PP ocorre no ponto exato de H . Esta função é definida por meio da Equação (22).

$$T_{imag}(H) = \frac{T_f + PP - T_{qe} * H}{1 - H} \quad (22)$$

Sendo, T_f e T_{qe} a temperatura de entrada do fluido de trabalho e do fluido de transferência de calor no trocador de calor, respectivamente.

Foi possível determinar T_f por meio da pressão do evaporador (P_7), da fração mássica intermediária de amônia do fluido de trabalho (x_7) e sua entalpia na entrada do evaporador (h_f), e conseqüentemente, observar o comportamento da curva $T_{imag}(H)$. A temperatura de saída do fluido de transferência de calor (T_{qs}), pôde ser definida por meio da Equação (23).

$$T_{qs} = T_{qe} \frac{r(h_8 - h_7)}{c_p} \quad (23)$$

Onde T_{qs} corresponde a temperatura de saída do fluido de transferência de calor no evaporador.

Conhecendo o comportamento de ambas as curvas $T_{imag}(H)$ e T_{qs} , foi possível observar o local de ocorrência do PP e, assim, garantir a mínima dispersão deste com o valor estabelecido. Este processo descrito permite a melhor funcionalidade do ciclo de potência Kalina.

3.3 Parâmetros de entrada para simulação termodinâmica

A determinação do arranjo dos equipamentos e suas condições de contorno para funcionamento no Ciclo Kalina exigiu a definição de algumas variáveis de entrada, como radiação e temperatura obtidas na análise climática e meteorológica do município de Bom Jesus da Lapa – BA e outros que foram obtidos baseando-se na literatura. Os parâmetros necessários inicialmente podem ser visualizados no Quadro 3.1.

Quadro 3.1 - Condições básicas para simulação do ciclo de potência Kalina.

PARÂMETRO	ÍNDICE
Radiação	Rad
Pressão do Evaporador	P_8
Fração mássica de amônia intermediária	x_8
Temperatura de Entrada do Fluido de Transferência de Calor no Evaporador	T_{14}
Temperatura de Entrada do Fluido de Transferência de Calor no Superaquecedor	T_{19}
Temperatura de Entrada do Fluido de Transferência de Calor no Condensador	T_{12}
Temperatura de Saída do Fluido de Transferência de Calor no Condensador	T_{13}
Pinch Point	PP
Eficiência da Turbina	η_t
Eficiência da Bomba	η_b
Eficiência do Coletor Solar	η_{cs}

Fonte: Autor (2022).

Com bases nas referências pesquisadas, foi possível obter alguns parâmetros de funcionamento do ciclo Kalina, baseados na sua melhor condição de operação, quando aplicados a recuperação de calor de baixas temperaturas. Na Tabela 3.1 é possível analisar a potência e/ou eficiência do sistema, com bases nos dados de projeto, como máxima pressão, temperatura da fonte quente, fração mássica de amônia e eficiências isentrópicas da bomba e turbina.

Tabela 3.1 - Valores obtidos na literatura aplicados para ciclo Kalina de baixas temperaturas.

Referências	Parâmetros	Resultados
Figueiras (2011)	$T_{fonte,quente} = 200^{\circ}\text{C}$	
	$P_t = 33,7\text{bar}$	
	$\eta_t = 0,60$	$\eta_{energética} = 10,00\%$
	$\eta_b = 0,60$	$W_{máxima} = 14,30\text{kW}$
	$x_a = 0,70$	
	$PP = 5^{\circ}\text{C}$	

Fonte: Autor (2022).

Tabela 3.1 - Valores obtidos na literatura aplicados para ciclo Kalina de baixas temperatura (Continuação).

Referências	Parâmetros	Resultados
Wang <i>et al.</i> (2013)	$P_t = 18bar$	$\eta_{energética} = 8,54\%$
	$T_{fonte,quente} = 122,48^{\circ}C$	
	$T_{e,t} = 106^{\circ}C$	
	$x_a = 0,68$	
	$\eta_t = 0,80$	
	$\eta_b = 0,70$	
Sun <i>et al.</i> (2014)	$PP = 6^{\circ}C$	$\eta_{energética} = 6,48\%$
	$P_t = 23,54bar$	
	$\eta_t = 0,85$	
	$\eta_b = 0,75$	
Moya (2015)	$x_a = 0,95$	$\eta_{energética} = 8,80\%$
	$T_{fonte,quente} = 80^{\circ}C$	
	$P_t = 26,30bar$	
Yari <i>et al.</i> (2015)	$x_a = 0,90$	$\eta_{energética} = 7,55\%$
	$T_{cs} = 120^{\circ}C$	
	$P_t = 32,34bar$	
	$\eta_t = 0,85$	
	$\eta_b = 0,85$	
Mehrpooya <i>et al.</i> (2018)	$PP = 10^{\circ}C$	$\eta_{energética} = 6,12\%$
	$T_{fonte,quente} = 100^{\circ}C$	
	$P_t = 10bar$	
Kim (2019)	$x_a = 0,83$	$W_{máxima} = 9,20kW$
	$T_{fonte,quente} = 180^{\circ}C$	
	$P_{separador} = 44bar$	
	$\eta_t = 0,75$	
	$\eta_b = 0,75$	
	$PP = 5^{\circ}C$	
	$x_a = 0,45$	

Fonte: Autor (2022).

A temperatura de entrada do fluido de transferência de calor (T_{14}) foi adotada conforme a aplicação de baixas temperaturas. Entretanto, vale ressaltar que, quando aplicado o superaquecedor, esse valor foi considerado inferior para garantir temperaturas de operação maior no superaquecedor. Visando maior acessibilidade, a temperatura de saída do fluido de transferência de calor no superaquecedor (T_{17}) foi considerada equivalente a temperatura de entrada do fluido de transferência de calor no evaporador (T_{14}).

No condensador, a temperatura de saída (T_{13}) do fluido de resfriamento (água) será pré-estabelecida, uma vez que o sistema considerou a utilização de torres de arrefecimento para o resfriamento referente a água, para que uma dimensão aceitável de trocador de calor seja obtida. A temperatura de entrada (T_9) foi estabelecida por meio da avaliação da área de troca de calor e coeficiente global de transferência de calor, ou pela simples aplicação de um valor pré-definido.

Os demais dados (P_8 , x_8 , PP, η_t , η_b e η_{CS}) foram determinados por meio de pesquisas realizadas na literatura para este tipo de aplicação: Figueiras (2011), Knudsen *et al.* (2014), Moya (2015) e Ashouri *et al.* (2015). No software, realizou-se uma análise comparativa para avaliar os efeitos provocados com a variação de um parâmetro, enquanto outros permaneciam constantes. Neste caso, ao se avaliar a influência da pressão sobre a eficiência, a fração mássica de amônia foi mantida constante e a eficiência assim calculada. Esses parâmetros e sua faixa podem ser visualizados na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Faixa de análise dos parâmetros.

Propriedades	Faixa
Pressão do Evaporador (P_8)	1,00 - 3,50 MPa
Fração mássica de amônia intermediária (x_8)	0,35 - 0,95 kg/kg

Fonte: Autor (2022).

Dessa forma, foi possível obter numérica e graficamente as relações das propriedades de massa e energia dos componentes utilizando o *software* EES®.

3.4 Propriedades dos fluidos de transferência de calor

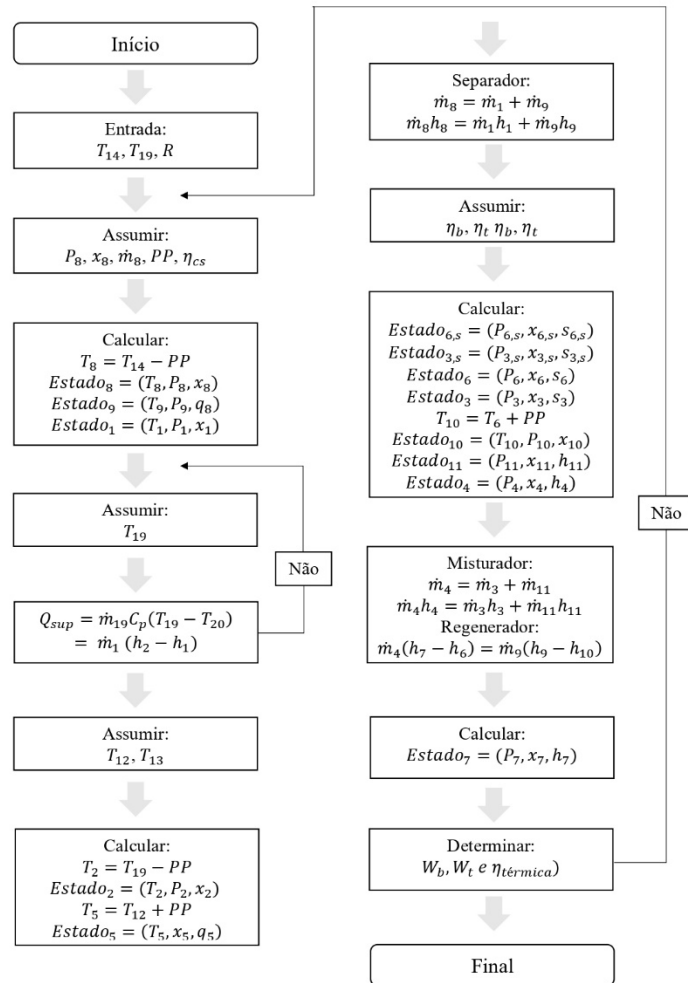
Diferente dos sais fundidos, que possuem alto ponto de fusão e correm o risco de se solidificar, os óleos térmicos se destacam pelas viáveis propriedades de transferência de calor até temperaturas em torno de 400 °C. Diante tais aspectos, o óleo Therminol VP-1 foi utilizado como fluido de transferência de calor no evaporador e superaquecedor, uma vez que, de acordo Ashouri *et al.* (2015) e Qu *et al.* (2017) é comumente utilizado neste tipo de aplicação.

O calor específico do óleo Therminol VP-1 utilizado como fluido de transferência de calor no subciclo de energia solar, foi definido por meio do software EES®. Enquanto isso, o fluido de resfriamento utilizado no condensador foi a água advinda da torre de resfriamento, no qual o calor específico a pressão constante utilizada, corresponde ao da pressão atmosférica.

3.5 Modelagem computacional

O modelo consistiu na definição das variáveis de interesse (temperatura, pressão, fração mássica, vazão mássica e entalpia) na forma vetorial. As equações dos balanços de massa e energia foram construídas e os parâmetros de entrada estabelecidos. O algoritmo utilizado para desenvolver a modelagem computacional pode ser visualizado na Figura 3.4.

Figura 3.4 - Modelagem computacional utilizada para definir as propriedades termodinâmicas no EES®.



Fonte: Autor (2022).

Uma tabela paramétrica foi criada no software EES®, estabelecendo uma variável como constante (p.e.: pressão de 1,0 MPa no evaporador) e o modelo rodado para 20 a 30 valores de outra variável (p.e.: fração mássica variando de 0,30 a 0,95). Os valores obtidos de eficiência termodinâmica foram plotados em um gráfico e o procedimento repetido para outro valor estabelecido da primeira variável.

Parâmetros auxiliares na programação foram avaliados, como o valor de estimativa inicial e o intervalo de procura para cada variável presente no modelo. Este procedimento foi realizado no próprio *software* utilizado e os resultados apresentados de forma tabular.

4 RESULTADOS

Os dados extraídos do *site* do INMET referente ao período de 10 anos (2009-2019) permitiram obter as médias horárias para a radiação solar em um dia típico do ano referente ao município de Bom Jesus da Lapa-Ba, observando o período das 06 horas da manhã às 18 horas da noite. Os índices de radiação média obtidos podem ser observados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Média horária da radiação solar em um dia típico do ano do município de Bom Jesus da Lapa – Ba.

Horário	Radiação (W/m²)
06:00	3,49
07:00	85,97
08:00	267,78
09:00	468,65
10:00	639,59
11:00	754,50
12:00	800,56
13:00	782,40
14:00	716,15
15:00	594,55
16:00	433,52
17:00	251,16
18:00	79,94
Média	489,86

Fonte: Autor (2022).

Assim, admitiu-se que, durante o período de incidência solar, uma radiação de 489,86 W/m² é obtida a cada hora. Para a temperatura, o valor máximo atingido ao longo dos dados extraídos foi correspondente a 313 K e, assim, considerada como a temperatura de entrada do fluido de transferência de calor no absorvedor, simulando uma situação crítica de operação do ciclo de potência.

Portanto, identificado o padrão de temperatura atingido no município, foi possível escolher a configuração do ciclo Kalina que mais se adequasse. Neste caso foi a configuração de baixa temperatura, mais conhecido como KSC 11, projetado para aproveitar energia solar térmica. Dessa forma, com as informações coletadas na literatura para aplicações similares, foi

possível definir os parâmetros iniciais de entrada do ciclo e necessários para determinar os estados termodinâmicos. A Tabela 4.2 mostra os valores iniciais utilizados.

Tabela 4.2 - Parâmetros iniciais de temperatura, pinch point e eficiência.

Dados de entrada	Valor	Unidade
T_{14}	393	K
T_{19}	473	K
T_{12}	313	K
T_{13}	323	K
PP	283	K
η_t	80	%
η_b	65	%
η_{cs}	60	%

Fonte: Autor (2022).

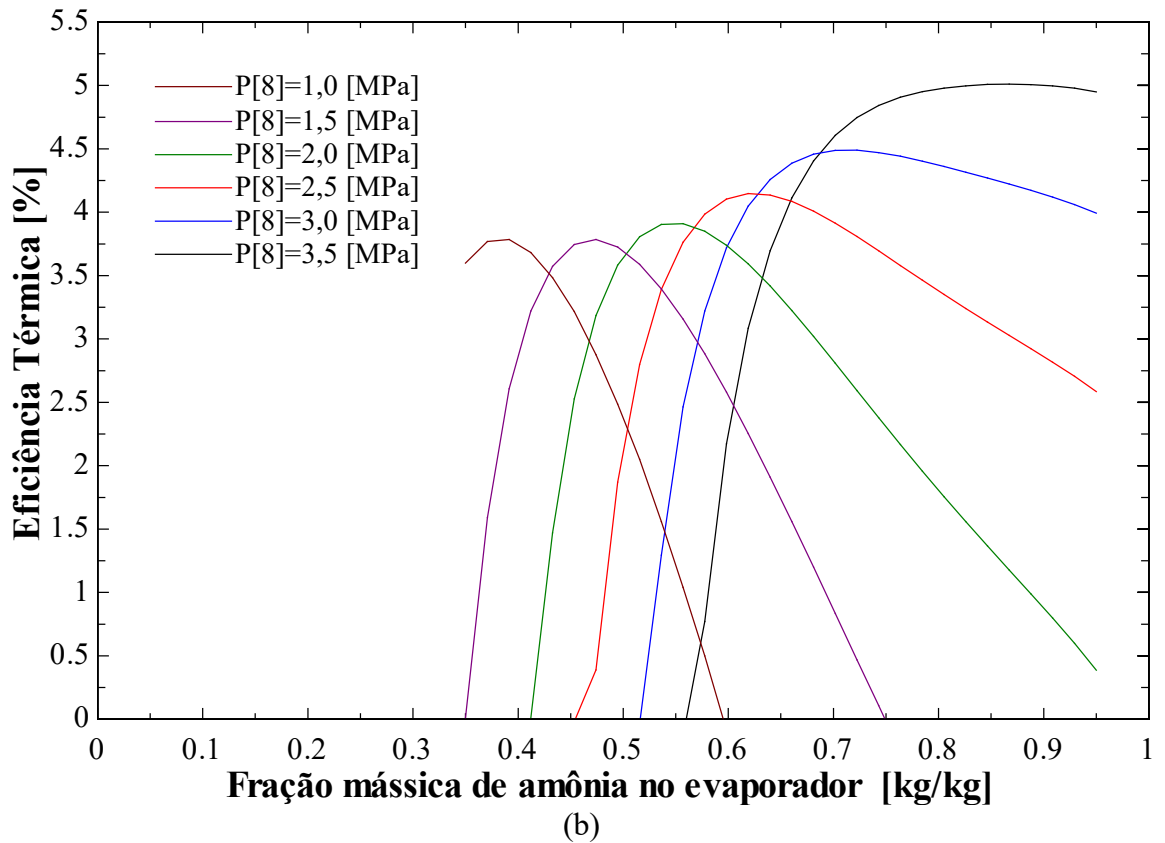
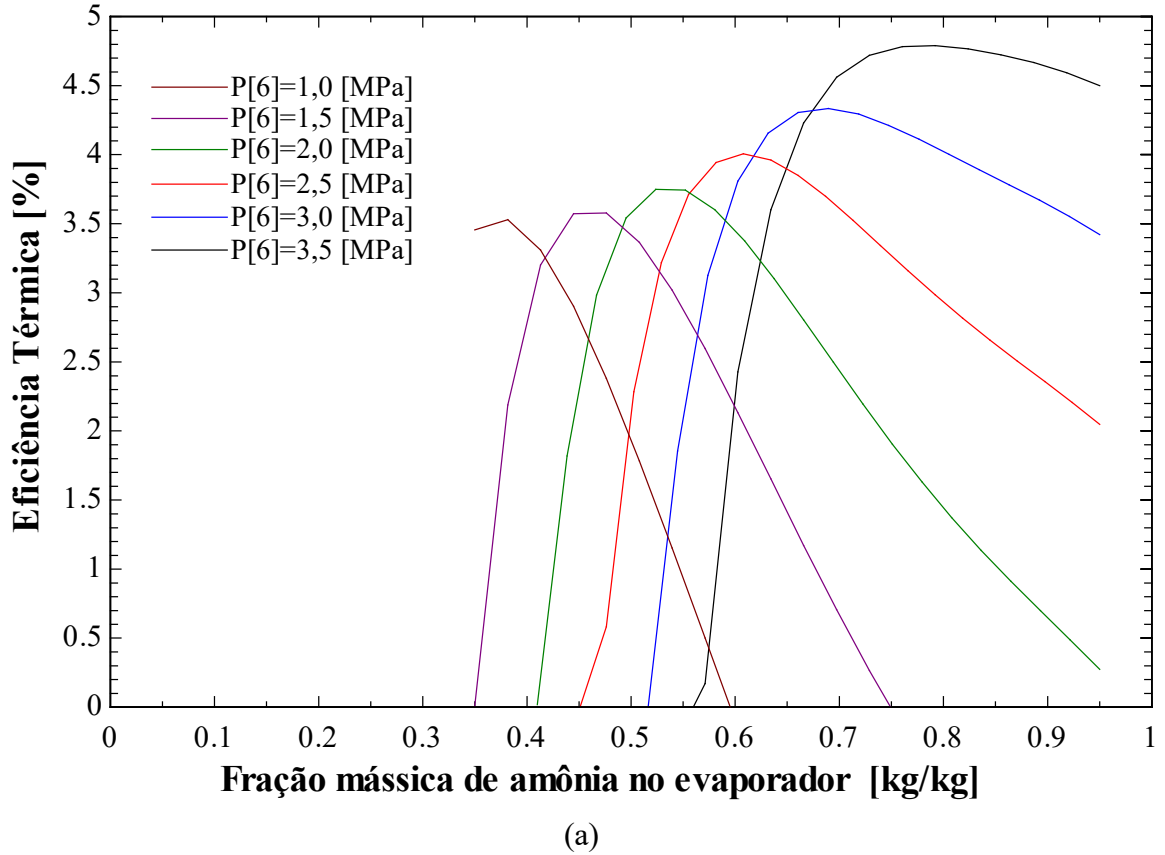
Os dados de fração mássica intermediária de amônia e pressão de evaporação foram definidos arbitrariamente, tendo em vista que foram analisados parametricamente na faixa de valores prevista na Tabela 3.3. Para os ciclos sem superaquecedores, a temperatura de entrada do fluido de transferência de calor foi considerada como 473 K.

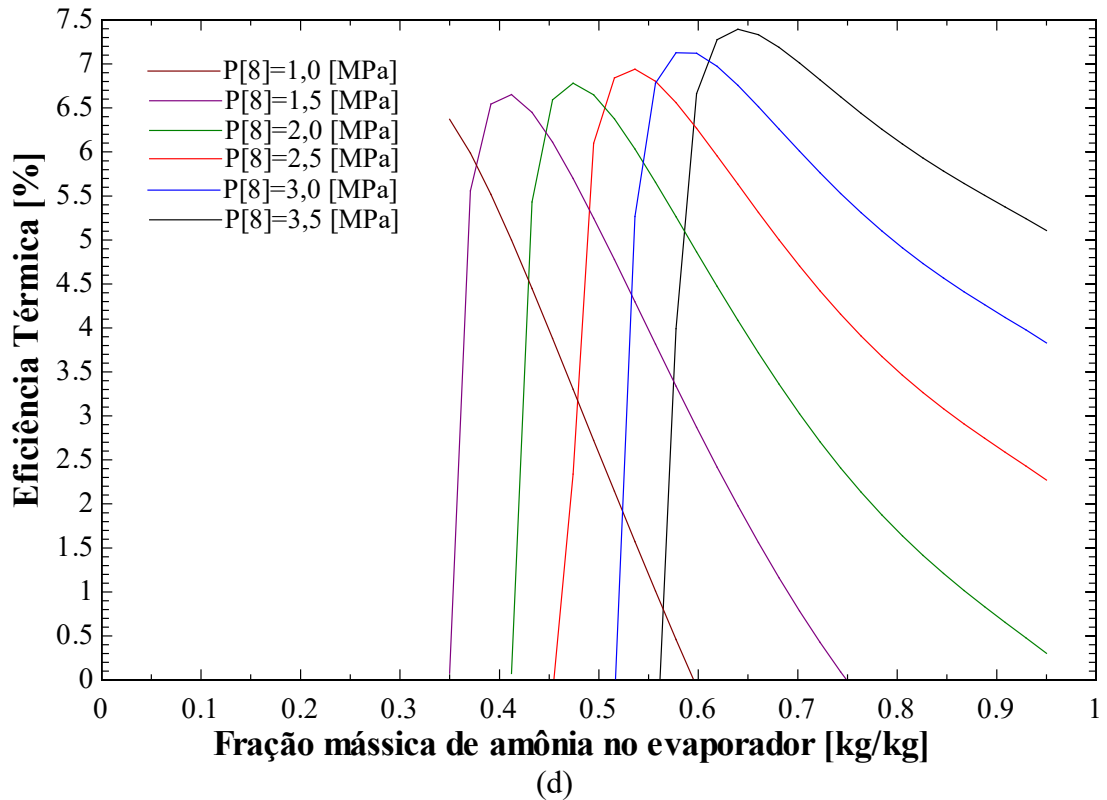
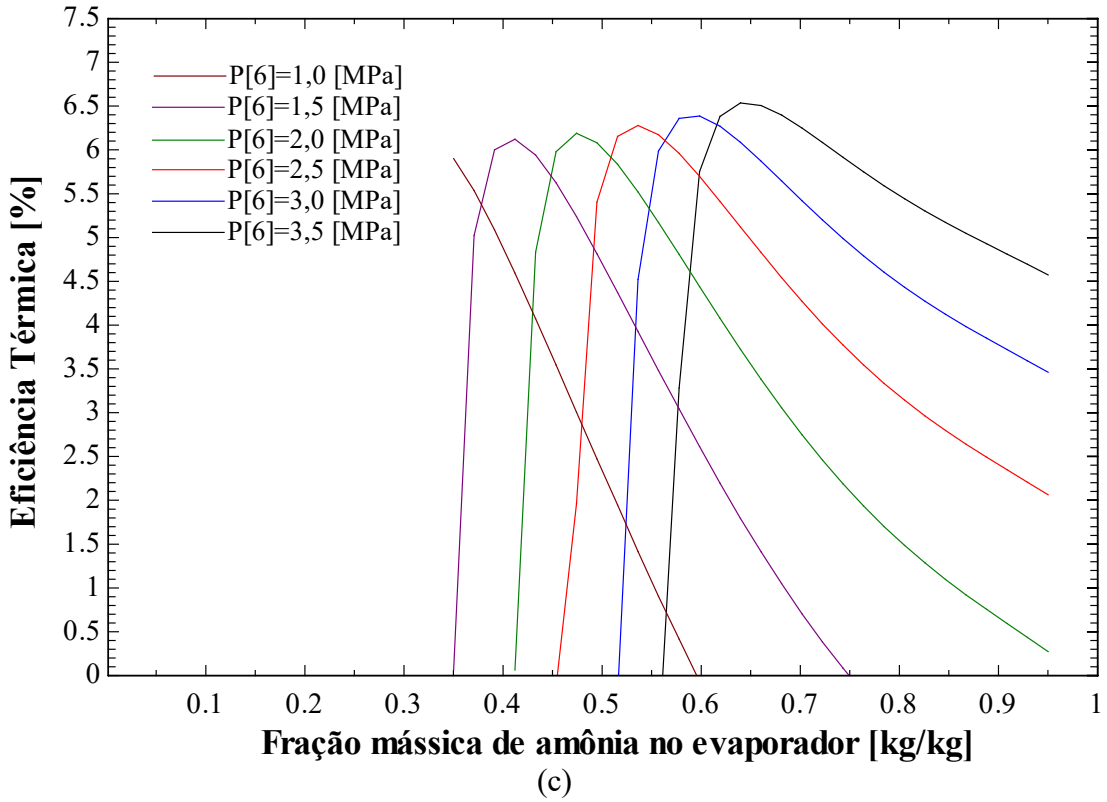
Inseridos os parâmetros de entrada no *software* EES, foi possível iniciar a modelagem computacional do ciclo Kalina. Essa análise foi realizada para cada uma das quatro configurações e com a análise paramétrica tornou-se possível observar o comportamento da eficiência térmica do sistema de potência em função da fração mássica intermediária de amônia e pressão de evaporação.

Conforme a Figura 4.1 é possível observar que, para cada ciclo, com o aumento da pressão máxima do ciclo Kalina, a eficiência térmica aumentava. Assim, para uma dada pressão, havia uma fração ideal de amônia cuja eficiência atingiu seu valor máximo, e então diminuíram à medida que a fração mássica de amônia foi aumentada, o mesmo comportamento pode ser observado em Hettiarachchi *et al.* (2007).

De forma geral, para pressões maiores a queda é menos acentuada, o que garante a menor dispersão da eficiência conforme há variação da fração mássica de amônia no ciclo. O último ciclo, cuja eficiência foi superior aos demais, apresentou para a pressão de 3,5 Mpa e fração mássica de amônia na faixa de 0,64 kg/kg no evaporador, uma eficiência máxima de 7,4%, formando um par ótimo de operação do sistema.

Figura 4.1 - Eficiência térmica vs. fração mássica de amônia para seis pressões de entrada do ciclo: (a) básico (b) com regenerador na saída da turbina (c) com regenerador na saída do separador (d) com superaquecedor e regenerador na saída do separador.

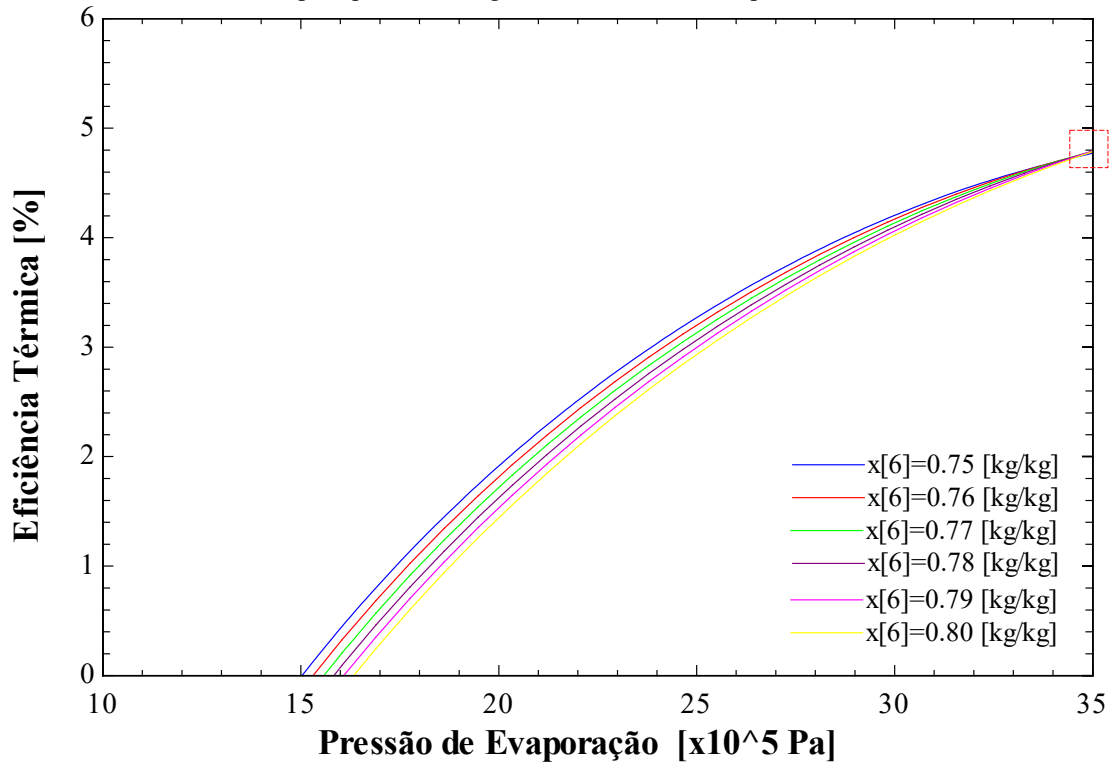




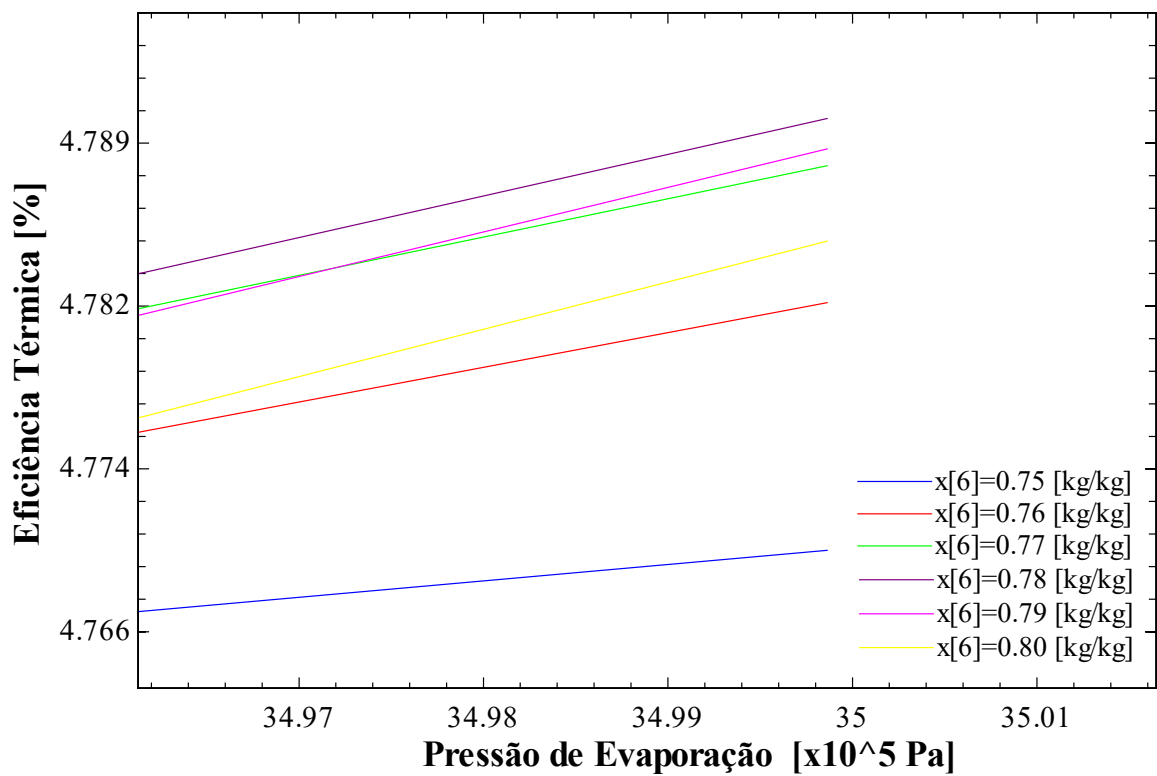
Fonte: Autor (2022).

Para melhor visualização, a Figura 4.2 mostra o ponto exato em que as curvas atingem sua maior eficiência.

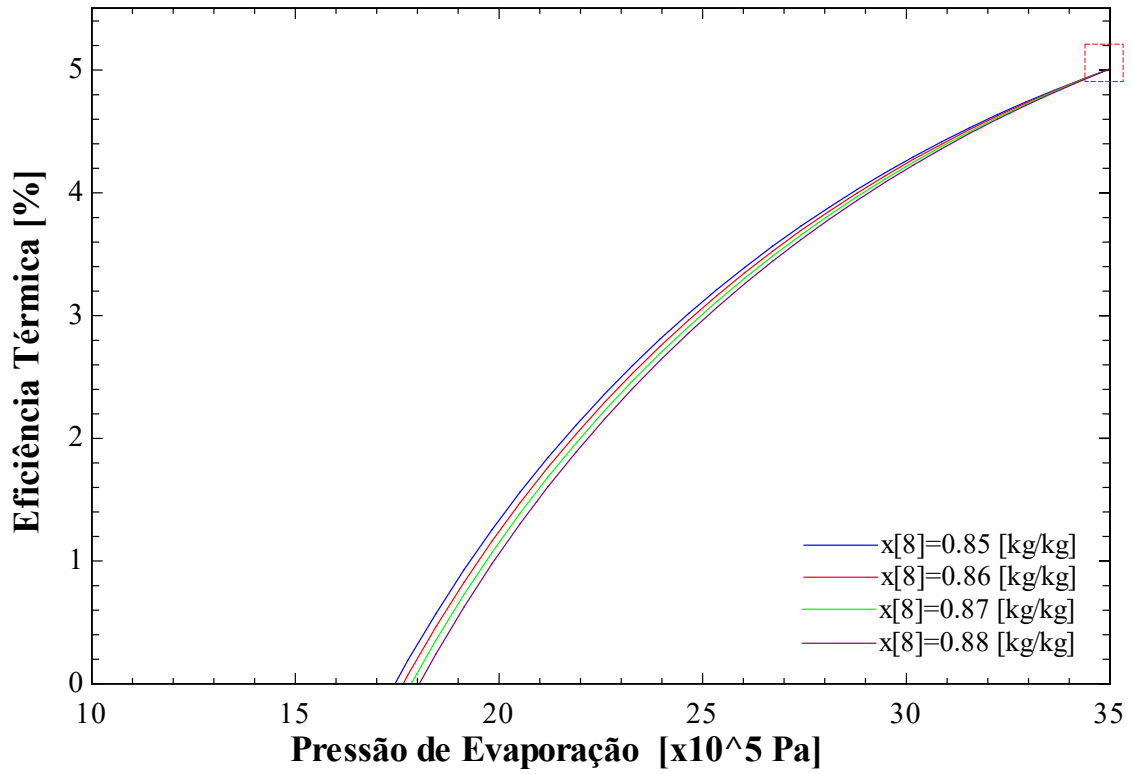
Figura 4.2 - Eficiência térmica vs. Pressão de evaporação para diferentes concentrações de amônia do ciclo: (a) básico (b) com regenerador na saída da turbina (c) com regenerador na saída do separador (d) com superaquecedor e regenerador na saída do separador.



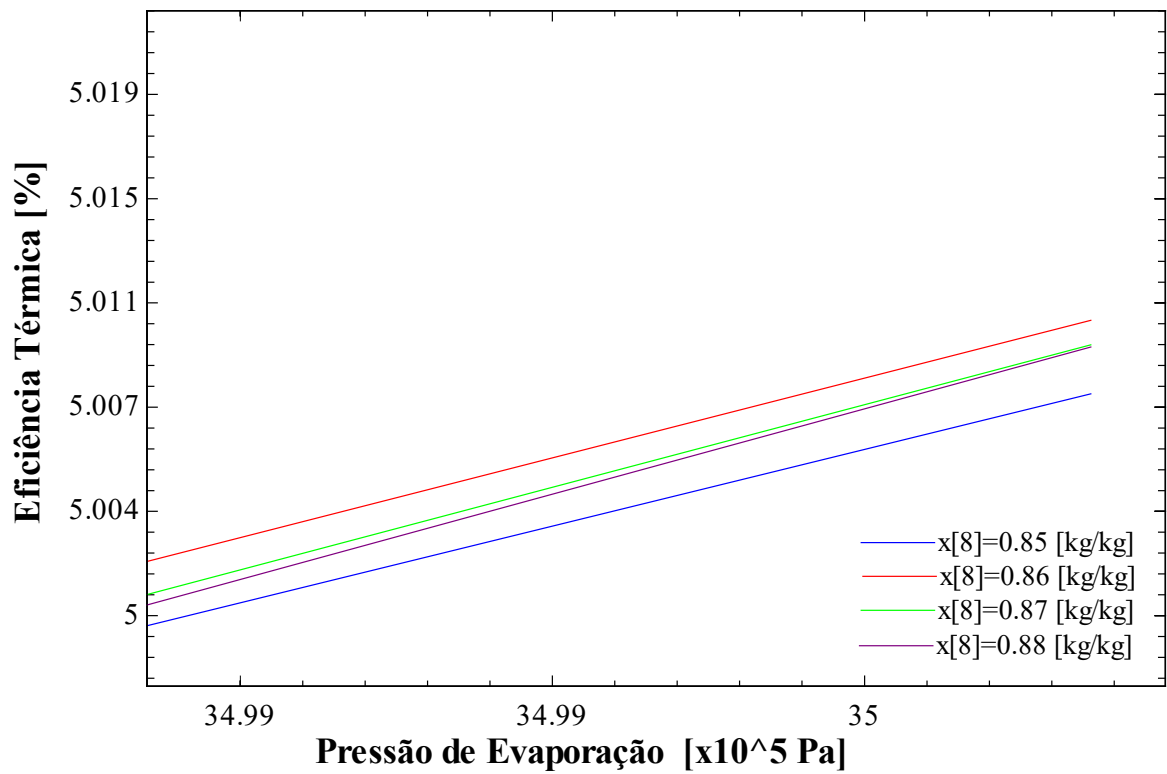
(a)



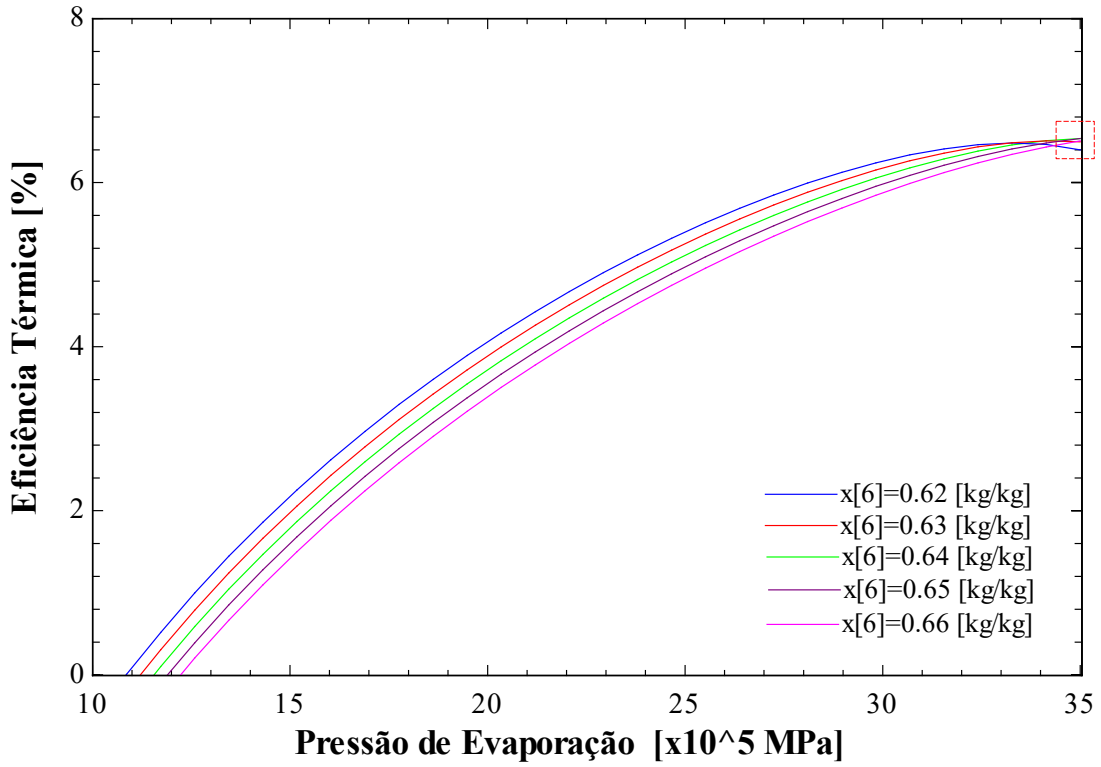
(a) imagem ampliada



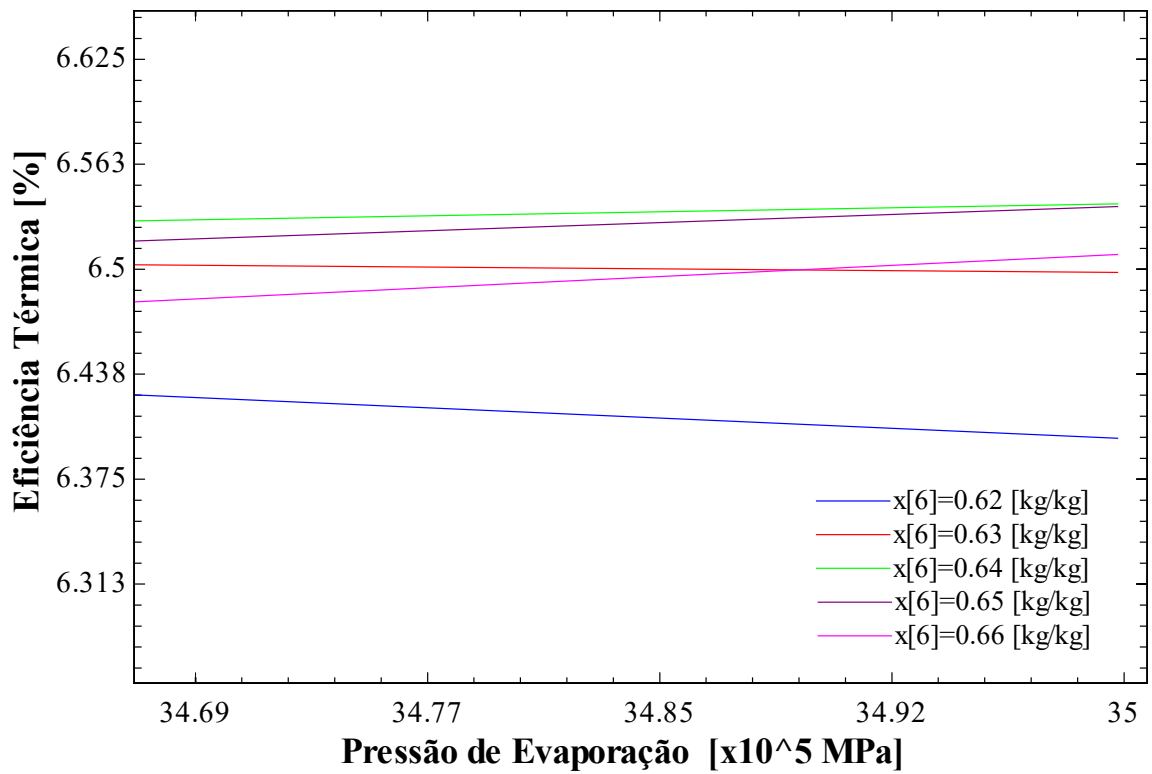
(b)



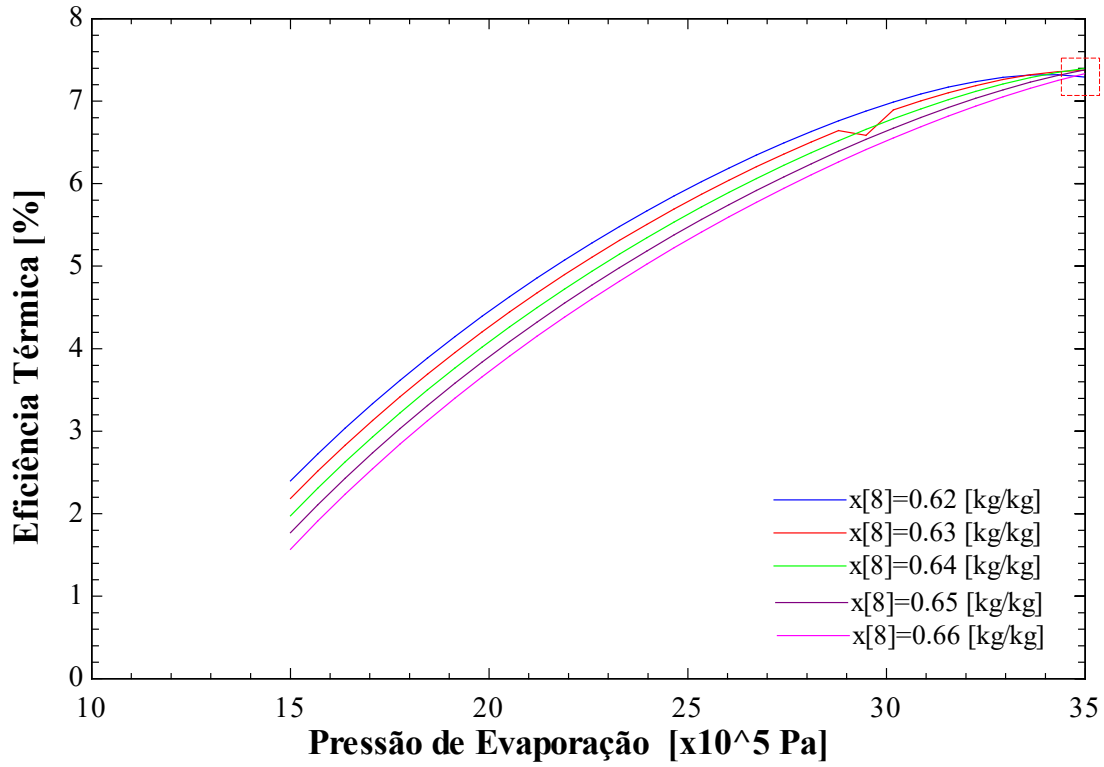
(b) imagem ampliada



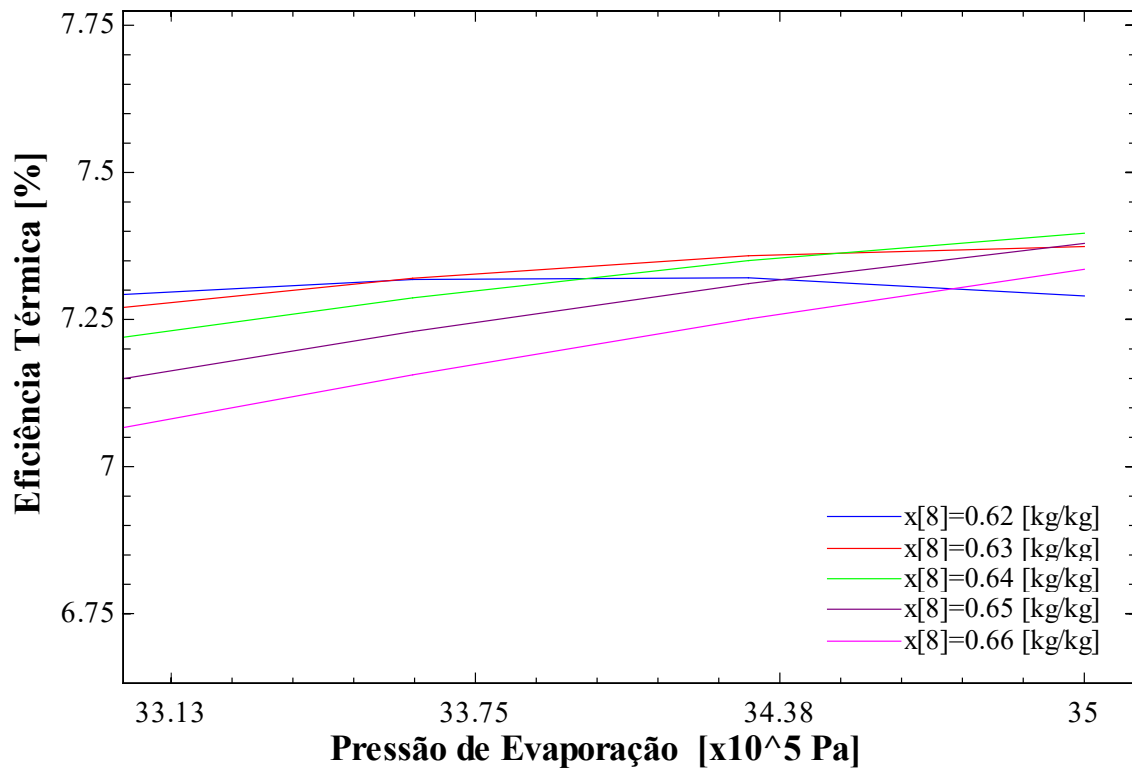
(c)



(c) imagem ampliada



(d)



(d) imagem ampliada

Fonte: Autor (2022).

Em cada caso, foi realizada uma ampliação do ponto de máxima pressão, para melhor visualização do comportamento da curva ascendente. Assim, observamos que, o aumento da fração mássica da amônia na solução aumenta a eficiência até determinado ponto e, então, começa a apresentar um perfil descendente.

Dessa forma, as curvas superiores apresentaram a maior eficiência gerada, em cada caso. Não necessariamente, indica a maior eficiência que pode ser gerada para determinada fração mássica de amônia, mas na faixa de pressão analisada, foi a que mais se mostrou significativa para melhorar a performance do ciclo Kalina. Para tanto, a eficiência máxima no qual essa fração mássica de amônia possivelmente alcançará, pode se situar em valores de pressão superiores ao limite analisado neste trabalho.

A simulação com a implementação do superaquecedor e regenerador na saída do separador e entrada do evaporador mostrou uma eficiência significativa quando comparado aos demais ciclos, como pode ser observado na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Eficiência térmica para os ciclos de Kalina considerados.

Ciclo	$\dot{Q}_{evap}(kW)$	$\dot{Q}_{sup}(kW)$	$\dot{W}_t(kW)$	$\eta(\%)$
Figura 2.2	786,90	-	37,70	4,79
Figura 3.1	913,40	-	45,77	5,00
Figura 3.2	265,60	-	17,37	6,54
Figura 3.3	264,70	41,64	22,65	7,40

Fonte: Autor (2022).

Apesar da potência líquida ser inferior quando comparado ao ciclo básico, por exemplo, o aproveitamento do calor fornecido ao sistema foi melhor no último ciclo. Isso é possível observar, por meio da taxa de transferência de calor do evaporador, que foram inferiores ao ciclo básico. O que, também, é mais vantajoso economicamente pois requerem trocadores de calor de menores dimensões. Portanto, o ciclo operando com regenerador e superaquecedor, cujos estados termodinâmicos estão descritos na Tabela 4.4, apresentou um aumento de 54% da eficiência termodinâmica em relação ao ciclo básico.

Os índices L.S, L.C, V.Sa, V.S correspondem líquido saturado, líquido comprimido, vapor saturado e vapor superaquecido, respectivamente.

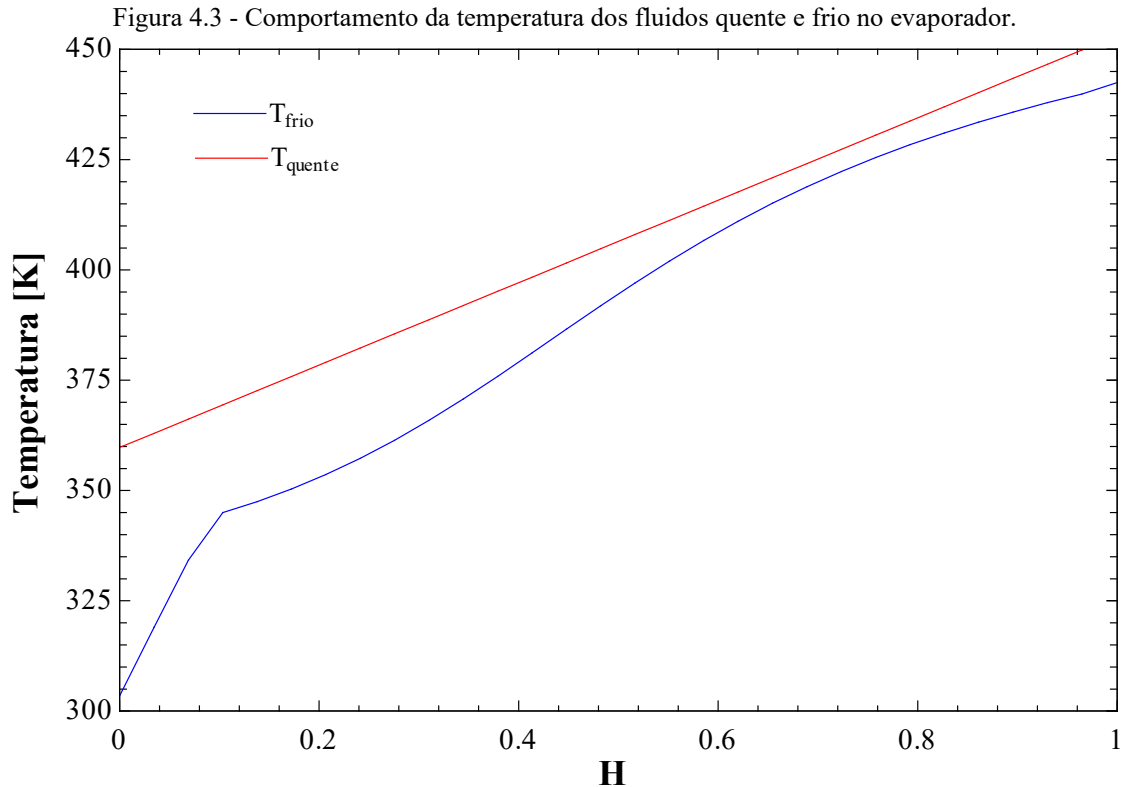
Tabela 4.4 - Propriedades termodinâmicas do ciclo com regenerador e superaquecedor.

Ponto	P (MPa)	T (K)	h (kJ/kg)	x (kg/kg)	q	\dot{m} (kg/s)
1	35,00	110,0	1441	0,98	V.Sa	0,171
2	35,00	190,0	1685	0,98	V.S	0,171
3	11,55	106,8	1519	0,98	V.S	0,171
4	11,55	60,75	296,8	0,64	0.1907	1,00
5	11,55	50,00	12,97	0,64	L.S	1,00
6	35,00	50,73	17,83	0,64	L.C	1,00
7	35,00	91,77	215,6	0,64	L.C	1,00
8	35,00	110,0	481,2	0,64	0.1713	1,00
9	35,00	110,0	282,8	0,57	L.S	0,829
10	35,00	60,73	44,10	0,57	L.C	0,829
11	11,55	59,29	44,10	0,57	0.0065	0,829
12	-	40,00	-	-	-	6,78
13	-	50,00	-	-	-	6,78
14	-	120,0	-	-	-	12,1
15	-	108,0	-	-	-	12,1
16	-	-	-	-	-	12,1
17	-	-	-	-	-	-
18	-	-	-	-	-	-
19	-	200,0	-	-	-	0,295
20	-	120,0	-	-	-	0,295

Fonte: Autor (2022).

Observa-se que aproximadamente 17% da vazão mássica do fluido é direcionada para a turbina, com o restante retornando ao tanque do misturador em temperatura elevada e adequada à aplicação do regenerador. Ademais, a aplicação do superaquecedor permitiu que, na turbina não houvesse condensação do vapor, o que comprometeria a sua vida útil.

Por fim, a temperatura de saída do fluido de transferência de calor no evaporador, foi definida pela análise do pinch point proposta no capítulo 3. Considerando as condições de operação utilizadas por Kim, Ko e Kim (2014), os resultados obtidos apresentaram boa concordância, cujas curvas das temperaturas dos fluidos quente e frio, ilustradas na Figura 4.3, obtiveram comportamento similar.

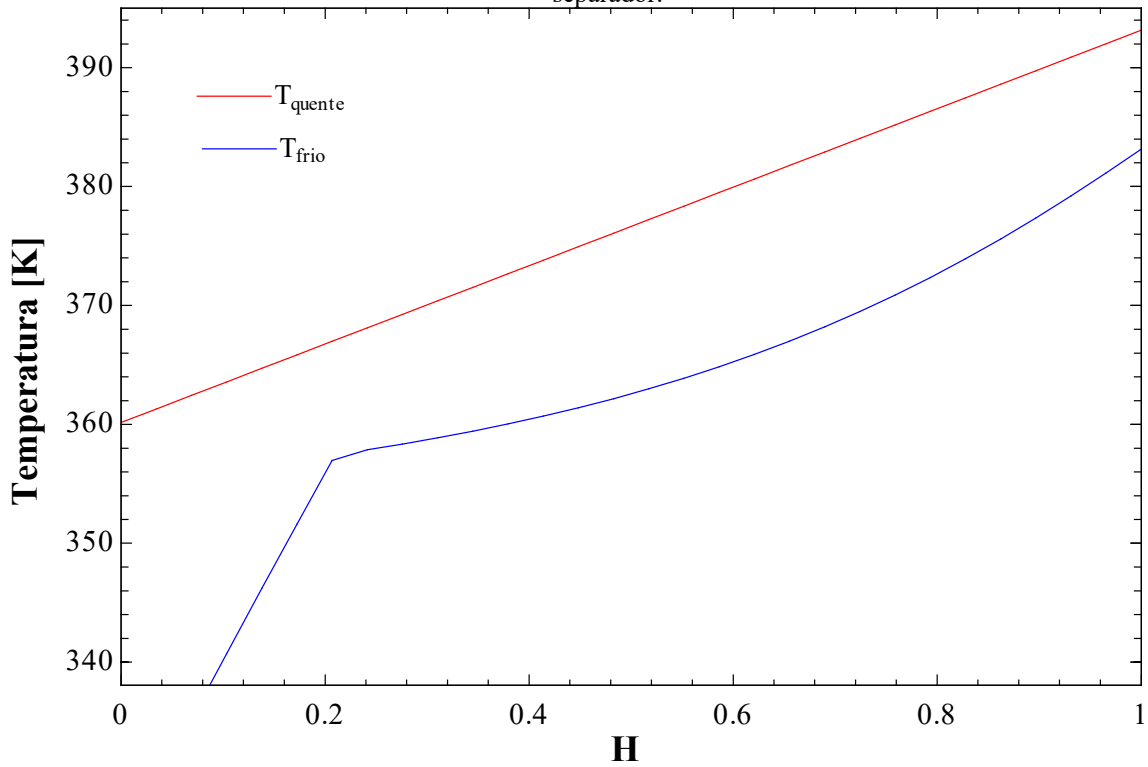


Fonte: Autor (2022).

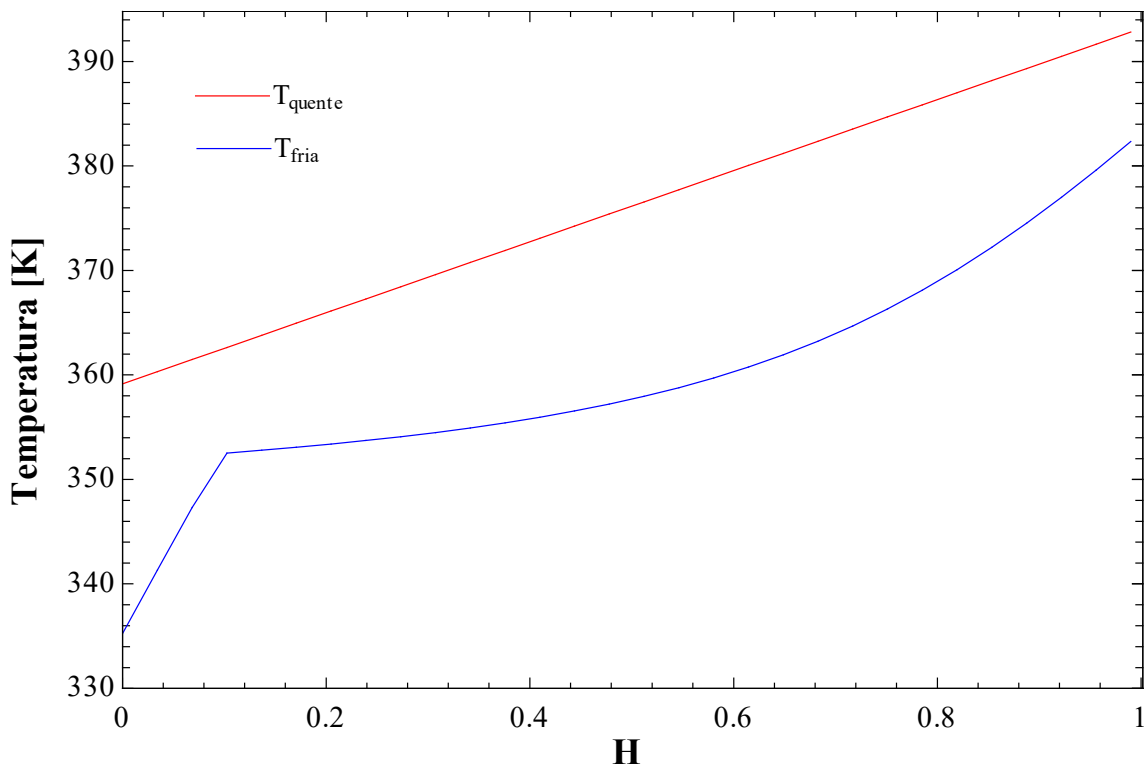
Por meio da imagem é possível observar que, o comportamento do fluido de trabalho, ilustrada pela curva em azul, apresenta um comportamento não-linear devido o fluido ser uma mistura de substância cujas propriedades termodinâmicas são diferentes, neste caso, a amônia é mais volátil. Portanto, a menor diferença se encontra em um ponto arbitrário, necessitando do estudo para manter o fluxo de calor em sentido condizente ao proposto. Na imagem, observa-se que o pinch point se encontra entre a entalpia adimensional 0,6 e 0,8.

Dessa forma, ao realizar a simulação computacional com os parâmetros iniciais, o padrão de temperatura nas quatro configurações manteve-se quase linear, devido a aplicação de baixas temperaturas. Por isso, a localização do PP entre os fluidos se localizou no ponto cuja entalpia adimensional era correspondente a 1, conforme pode ser observado na Figura 4.4.

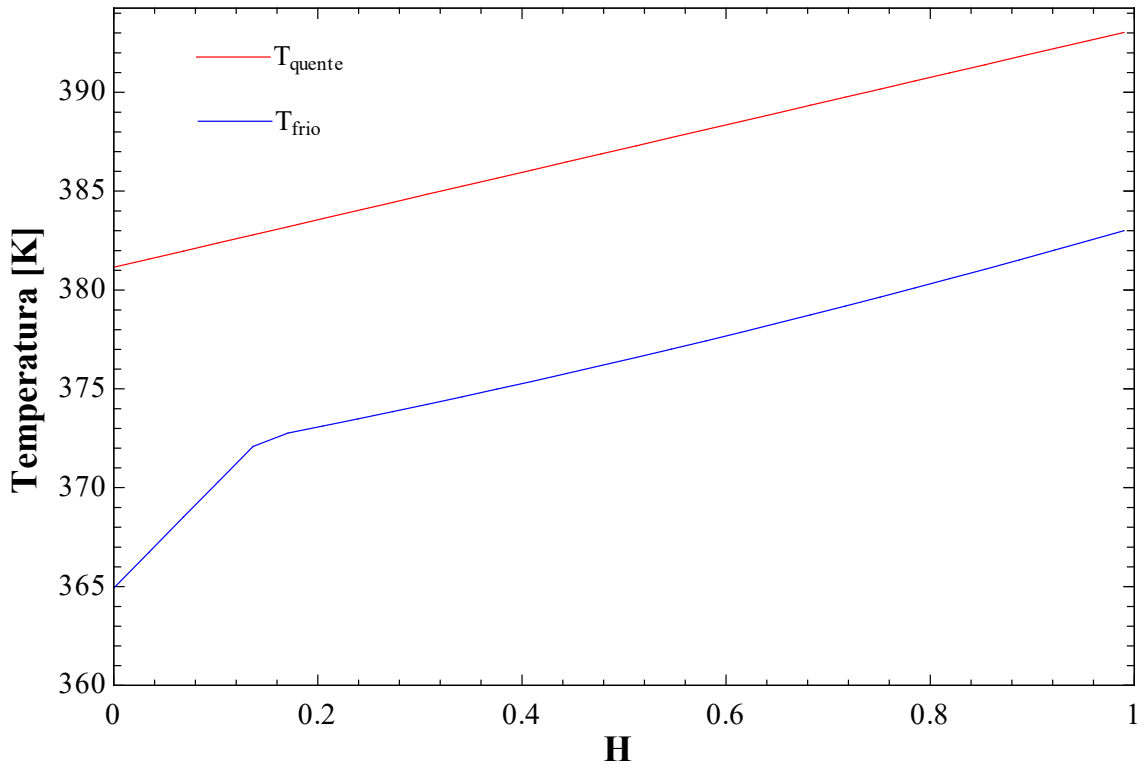
Figura 4.4 - Curvas dos fluidos quente e frio circulando no evaporador do ciclo: (a) básico (b) com regenerador na saída da turbina (c) com regenerador na saída do separador (d) com superaquecedor e regenerador na saída do separador.



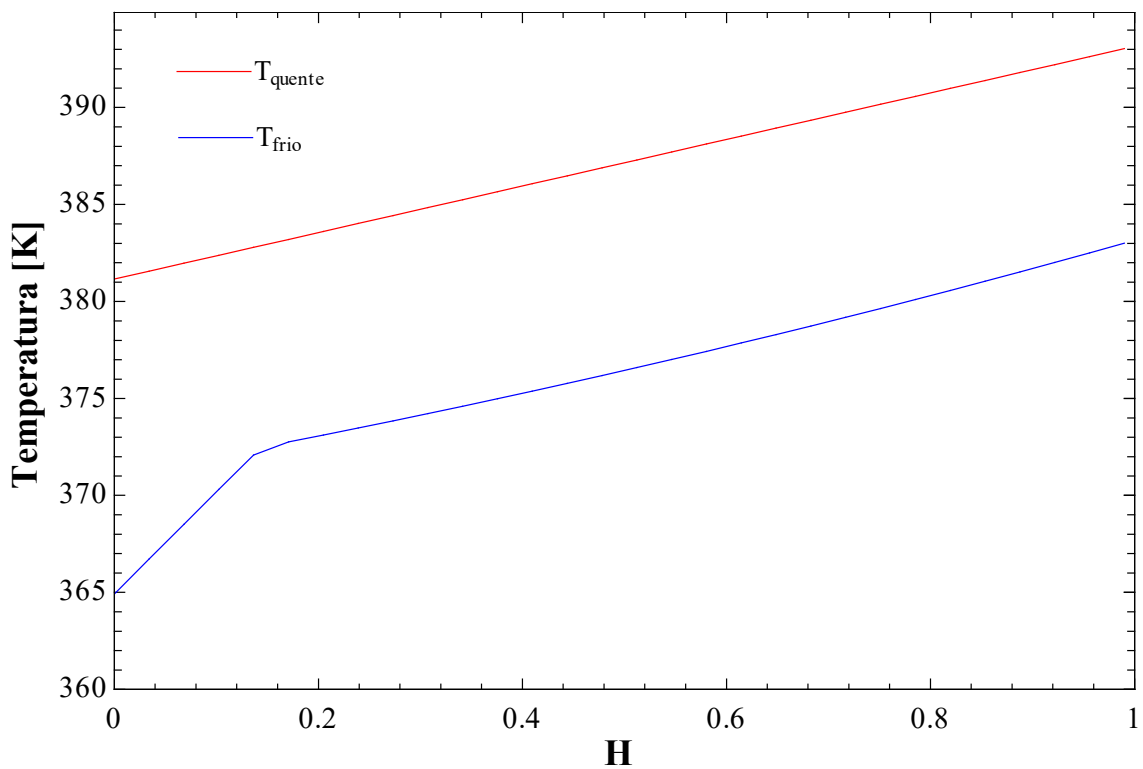
(a)



(b)



(c)



(d)

Fonte: Autor (2022).

Logo, os gráficos acima mostram como é indispensável a análise do pinch point para manter o perfil de temperatura dos fluidos quente e frio com a mínima diferença de temperatura

esperada e, assim, sendo possível obter a maior transferência de calor possível entre os fluidos. Os valores da temperatura de saída do fluido de transferência de calor do evaporador podem ser analisados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 - Temperatura de saída do fluido de transferência de calor para cada ciclo analisado.

Ciclo	Índice	Valor (K)
Figura 2.2	T_{12}	360
Figura 3.1	T_{14}	359
Figura 3.2	T_{14}	381
Figura 3.3	T_{15}	381

Fonte: Autor (2022).

Desta maneira, estes são os limites inferiores de temperatura que o fluido de transferência de calor no evaporador pode atingir, uma vez que, abaixo disto as curvas se interseccionam e o sentido do fluxo de calor, inverte.

5 CONCLUSÃO

Diante da necessidade de sistemas eficientes que utilizem como fonte a energia renovável e considerando o grande potencial que atualmente o Brasil apresenta para a energia solar, o ciclo de potência Kalina foi avaliado termodinamicamente, em uma aplicação para fonte de baixa temperatura. A análise permitiu observar que, para uma dada pressão máxima, existe uma determinada fração de amônia que torna o sistema mais eficiente. Neste sentido, diante as configurações analisadas, o ciclo com regenerador na saída do separador e entrada do evaporador, assim como com um superaquecedor, mostrou-se mais eficiente quando comparado ao ciclo básico, com um aumento de 2,61% da eficiência térmica. Para tanto, utilizando a energia solar térmica, o ciclo com pressão máxima de 3,5 Mpa e fração mássica de amônia no evaporador de 0,64 kg/kg gerou uma eficiência de 7,4%. Além disso, com o uso do regenerador apresentou uma demanda menor de fornecimento de energia nos trocadores de calor, o que economicamente é mais atrativo.

Dessa forma, cabe destacar os aspectos positivos e negativos dos resultados obtidos:

Aspectos negativos encontrados:

- Faixa de temperatura aplicada apresenta baixa rendimento;

- Vazão mássica direcionado a turbina é pequena, tornando importante o uso do regenerador para aproveitamento do calor da vazão mássica que segue para a válvula de expansão e, que caso contrário, seria desperdiçado;
- Sistema com necessidade de ajuste de pressão;
- Sistema necessita de análise exergoeconômica;
- Ciclo opera em períodos sem irradiação solar apenas com reservatório térmico.

Aspectos positivos encontrados:

- Solução de trabalho é um fluido biodegradável e não emite poluentes, quando comparado ao processo de combustão;
- Energia térmica é uma fonte renovável de energia e o Brasil apresenta grande potencial de desenvolvimento;
- Propriedades termodinâmicas pode ser alterada com a variação da concentração de amônia no fluido de trabalho;
- Análise permitiu obter um ciclo com trocadores de calor de menores dimensões;
- Potência líquida ajustada em relação a vazão mássica do fluido de trabalho;
- Sistema flexível para adaptar em qualquer região com potencial de energia solar.

Como dito anteriormente, a aplicação de pressão máxima do sistema foi tomada como base a literatura, que apresentou valores inferiores a 4, a MPa. Portanto, recomenda-se para trabalhos futuros a análise do presente sistema operando com pressões superiores na etapa de evaporação para observar os efeitos que geram no sistema, assim como na sua eficiência. Simultaneamente, uma análise exergoeconômica pode ser realizada para avaliar a viabilidade do uso dos equipamentos incrementados quando comparado aos incrementos que geraram na eficiência termodinâmica do sistema.

REFERÊNCIAS

- ARVIZU, D., BALAYA, P. CABEZA, L. HOLLANDS, T. JÄGER-WALDAU, A. KONDO, M. KONSEIBO, C. MELESHKO, V. STEIN, W. TAMAURA, Y. XU, H. ZILLES, R. Direct Solar Energy. In: EDENHOFER, O. PICHES-MADRUGA, R. SOKONA, Y. SEYBOTH, K. MATSCHOSS, P. KADNER, S. ZWICKEL, T. EICKEMEIER, P. HANSEN, G. SCHLÖMER, S. VON STECHOW, C. (eds.). Intergovernmental Panel on Climate Change. **Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation**. Cambridge, Cambridge University Press, 2011.
- ASHOURI, Milad *et al.* Techno-economic assessment of a Kalina cycle driven by a parabolic Trough solar collector. **Energy Conversion and Management**. v. 105, p. 1328–1339, 2015.
- ASTARAEI, Fatemeh Razi *et al.* Numerical simulation of solar-driven Kalina cycle performance for centralized residential buildings in Iran. **Intelligent Buildings International**. v. 10, n. 4, p. 197–219, 2018.
- BAHIA, Estado da Bahia. **Complexo solar é inaugurado em Bom Jesus da Lapa – Ba**. Bahia, 2019. Disponível em: <http://www.infraestrutura.ba.gov.br/2019/01/10709/Complexo-solar-e-inaugurado-em-Bom-Jesus-da-Lapa.html>. Acesso em: 08 nov. 2021.
- EASTMAN. **Guia de Seleção: Fluidos de alto desempenho para controle preciso de temperatura**. Kingsport, 2020. Disponível em: <https://www.therminol.com/sites/therminol/files/documents/TF-POR-8691-Therminol-Global-Product-Selector.pdf>. Acesso em: 25 abril. 2021.
- El-Shaarawi, M. A. I.; Said, S. A. M.; Siddiqui, M. U. New Correlation Equations for Ammonia-Water Vapor-Liquid Equilibrium (VLE) Thermodynamic Properties. **ASHRAE Transactions** . v. 119, p1-6. 6, 2013.
- MORAES, Natália Pereira; COELHO, Paulino E. Geração de Energia Geotermelétrica a partir de plantas do tipo Kalina. **Brasil Engenharia**. p. 90-95, 2008.
- FIGUEIRAS, Rafael José Gaspar. **ESTUDO DA APLICAÇÃO DO CICLO KALINA A SISTEMAS DE MICRO CO-GERAÇÃO UTILIZANDO FONTES TÉRMICA DE BAIXA TEMPERATURA**. 2011. 91f. Dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Ciência e Tecnologia : Universidade de Coimbra, Coimbra, 2011.
- GRUBLER, Arnulf, *et al.* A low energy demand scenario for meeting the 1.5 °C target and sustainable development goals without negative emission technologies. **Nat Energy** **3**, p. 515-527. 2018.
- IBRAHIM, O M; KLEIN, S A. THERMODYNAMIC PROPERTIES OF AMMONIA-WATER MIXTURES. **ASHRAE Transactions: Symposia**. v. 21, n. 2, p. 1495-1502, 1993. **International Journal of Refrigeration**. v. 86p. 163-185, ISSN 0140-7007, 2018.
- IPCC. Summary for Policymakers. In: MASSON-DELMOTTE, V.; ZHAI, P.; PIRANI, A.; CONNORS, S. L.; PÉAN, C.; BERGER, S.; CAUD, N.; CHEN, Y.; GOLDFARB, L. M.; GOMIS, I.; HUANG, M.; LEITZELL, K.; LONNOY, E.; MATTHEWS, J.B.R.; MAYCOCK,

T. K.; WATERFIELD, T.; YELEKÇI, O.; YU, R.; ZHOU, B. (eds.). **Climate Change 2021: The Physical Science Basis**. Contribution of Working Group I to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge University Press, [2021].

KALINA, Alexander I. Combined-Cycle System With Novel Bottoming Cycle. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**. The American Society of Mechanical Engineers (ASME), 1984. p. 737-742.

KIM, Kyoung Hoon. Thermodynamic analysis of kalina based power and cooling cogeneration cycle employed once through configuration. **Energies**. v. 12, n. 8, 2019.

KIM, Kyoung Hoon; KO, Hyung Jong; KIM, Kyoungjin. Assessment of pinch point characteristics in heat exchangers and condensers of ammonia-water based power cycles. **Applied Energy**. v. 113, p. 970-981, 2014.

KNUDSEN, Thomas *et al.* Energy and exergy analysis of the Kalina cycle for use in concentrated solar power plants with direct steam generation. **Energy Procedia**. v. 57, p. 361-370, 2014.

MEHRPOOYA, Mehdi; GHORBANI, Bahram; MOUSAVI, Seyed Ali. Integrated power generation cycle (Kalina cycle) with auxiliary heater and PCM energy storage. **Energy Conversion and Management**. v. 177, p. 453-467, 2018.

MLCAK, H. **An Introduction to the Kalina Cycle**. PWR- Vol. 30, In: **1996 international joint power generation conference**. Estados Unidos, 1996.

MINAS GERAIS, Ministério de Minas e Energia. Plano Nacional de Energia 2030. Minas Gerais, 2007. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/Plano-Nacional-de-Energia-PNE-2030>. Acesso em: 20 jun. 2022.

MODI, Anish; HAGLIND, Fredrik. A review of recent research on the use of zeotropic mixtures in power generation systems. **Energy Conversion and Management**. v. 138, p. 603-626, 2017.

MOYA, Martín Alberto Enrique Briones. **CICLO KALINA PARA GENERACIÓN ELÉCTRICA DE PEQUEÑA ESCALA CON FUENTES SOLARES EN EL NORTE DE CHILE**. 2015. 105 f. Dissertação (Graduação de Engenharia Civil Mecânica) - Universidade do Chile, Santiago, 2015.

PÁTEK, J.; KLOMFAR, J. Simple functions for fast calculations of selected thermodynamic properties of the ammonia-water system. **International Journal of Refrigeration**. v. 18, p. 228-234, ISSN 0140-7007, 1995.

Pinto, Luiz Antônio dos Santos. Associação Brasileira de Energia Solar Térmica. **Produção e Vendas de Sistemas de Aquecimento Solar 2022: Base 2021**. [s. l.], 2022.

QU, Wanjun *et al.* Thermodynamic Evaluation of a hybrid solar concentrating photovoltaic/Kalina cycle for full spectrum utilization. **Energy Procedia**. v. 142, p. 597-602, 2017.

R. Shankar, T. Srinivas. Performance investigation of Kalina cooling cogeneration cycles, SECKIN, Candeniz. Thermodynamic analysis of a combined power/refrigeration cycle: Combination of Kalina cycle and ejector refrigeration cycle. **Energy Conversion and Management**. v. 157, n. December 2017, p. 631-643, 2018.

SHANKAR GANESH, N; SRINIVAS, T. Evaluation of thermodynamic properties of ammonia- water mixture up to 100 bar for power application systems. **Journal of Mechanical Engineering Research**. v. 3, n. 1, p. 25-39, 2011.

SHAPIRO, Howard N. *et al.* **Princípios da termodinâmica para engenharia**. 8ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

SOTERIS, Kalogirou. **Engenharia de Energia Solar: Processos e Sistemas**. 1ª ed. [S. l.]: Gen LTC, 2016.

SRINIVAS, Tangellapalli; SHANKAR, R.; GANESH, N. Shankar. **Flexible Kalina Cycle Systems**. 1ª ed. New York: Apple Academic Press, 2019.

STOECKER, Wilbert F.; JABARDO, José M. Saiz. **Refrigeração Industrial**. São Paulo: Editora Blucher, 2018.

SUN, Faming *et al.* Energy-exergy analysis and optimization of the solar-boosted Kalina cycle system 11 (KCS-11). **Renewable Energy**. v. 66, p. 268-279, 2014.

THORIN, E. Thermophysical Properties of Ammonia-Water Mixtures for Prediction of Heat Transfer Areas in Power Cycles. **International Journal of Thermophysics**. v. 22, n. 1, p. 201–214, 2001.

THORIN, E; DEJFORS, C; SVEDBERG, G. Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures for Power Cycles. **International Journal of Thermophysics**. v. 19, n. 2, p. 2–4, 1998.

WANG, Jiangfeng *et al.* Parametric analysis and optimization of a Kalina cycle driven by solar energy. **Applied Thermal Engineering**. v. 50, n. 1, p. 408–415, 2013.

XU, Feng; GOSWAMI, D. Yogi. Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power-cycle applications. **Energy**. v. 24, n. 6, p. 525–536, 1999.

YARI, M. *et al.* Exergoeconomic comparison of TLC (trilateral Rankine cycle), ORC (organic Rankine cycle) and Kalina cycle using a low grade heat source. **Energy**. v. 83, p. 712-722, 2015.

ZIEGLER, B; TREPP, Ch. Equation of state for ammonia-water mixtures. **International Journal of Refrigeration**, v. 7, n. 2, p. 101-106, 1984.

ANEXO 1 - MÉTODO NUMÉRICO PARA SIMULAÇÃO TERMODINÂMICA

A biblioteca utilizada pelo *software* EES consiste na abordagem realizada pelos autores Ibrahim e Klein (1993), na qual é elaborada através do equacionamento da energia livre de Gibbs para cada componente puro, em função das propriedades reduzidas. Essas relações consistem nas Equações (24) e (25), para as fases líquida e gasosa.

$$\begin{aligned}
 G_r^l = & h_{r,o}^l - T_r s_{r,o}^l - B_1(T_r - T_{r,o}) + \frac{B_2}{2}(T_r^2 - T_{r,o}^2) + \frac{B_3}{3}(T_r^3 - T_{r,o}^3) \\
 & - B_1 T_r \ln\left(\frac{T_r}{T_{r,o}}\right) - B_2 T_r (T_r - T_{r,o}) - \frac{B_3}{2} T_r (T_r^2 - T_{r,o}^2) \\
 & + (A_1 + A_3 T_r + A_4 T_r^2)(P_r - P_{r,o}) + \frac{A_2}{2}(P_r^2 - P_{r,o}^2)
 \end{aligned} \tag{24}$$

$$\begin{aligned}
 G_r^g = & h_{r,o}^g - T_r s_{r,o}^g - D_1(T_r - T_{r,o}) + \frac{D_2}{2}(T_r^2 - T_{r,o}^2) + \frac{D_3}{3}(T_r^3 - T_{r,o}^3) \\
 & - D_1 T_r \ln\left(\frac{T_r}{T_{r,o}}\right) - D_2 T_r (T_r - T_{r,o}) - \frac{D_3}{2} T_r (T_r^2 - T_{r,o}^2) \\
 & + T_r \ln\left(\frac{P_r}{P_{r,o}}\right) + C_1(P_r - P_{r,o}) + C_2\left(\frac{P_r}{T_r^3} - \frac{4P_{r,o}}{T_r^3} + \frac{3P_{r,o}T_r}{T_{r,o}^4}\right) \\
 & + C_3\left(\frac{P_r}{T_r^{11}} - \frac{12P_{r,o}}{T_r^{11}} + \frac{11P_{r,o}T_r}{T_{r,o}^{12}}\right) + \frac{C_4}{3}\left(\frac{P_r^3}{T_r^{11}} - \frac{12P_{r,o}^3}{T_r^{11}} + \frac{11P_{r,o}^3T_r}{T_{r,o}^{12}}\right)
 \end{aligned} \tag{25}$$

As propriedades reduzidas são ser expressas em função dos valores tomados como referência ($T_B = 100$ K e $P_B = 1000$ kPa), conforme as Equações (26) e (27).

$$T_r = T/T_B \tag{26}$$

$$P_r = P/P_B \tag{27}$$

A energia livre de Gibbs de uma fase é a soma das contribuições dos componentes puros, a energia ideal da mistura e a energia livre em excesso. Dessa forma, para a fase líquida, as propriedades podem ser definidas em termos do excesso de energia livre de Gibbs, definida pela Equação (28). As variáveis F_1 , F_2 e F_3 são obtidas por meio da Equação (29), (30) e (31), respectivamente, em função da temperatura e pressão reduzida.

$$G_r^E = \{F_1 + F_2(2x - 1) + F_3(2x - 1)^2\}(1 - x) \quad (28)$$

$$F_1 = E_1 + E_2P_r + (E_3 + E_4P_r)T_r + \frac{E_5}{T_r} + \frac{E_5}{T_r^2} \quad (29)$$

$$F_2 = E_7 + E_8P_r + (E_9E_{10}P_r)T_r + \frac{E_{11}}{T_r} + \frac{E_{12}}{T_r^2} \quad (30)$$

$$F_3 = E_{13} + E_{14}P_r + \frac{E_{15}}{T_r} + \frac{E_{16}}{T_r^2} \quad (31)$$

Os coeficientes expressos pelas letras A , B , C , D e E são valores obtidos por dados experimentais para as substâncias puras, água e amônia, em estudos realizados pelos autores do método.

Desse modo, o excesso de entalpia, entropia e volume da mistura líquida são estabelecidas pelas Equações (32), (33) e (34):

$$h^E = -RT_B T_r^2 \left[\frac{\partial}{\partial T_r} (G_r^E / T_r) \right]_{P_r, x} \quad (32)$$

$$s^E = -R \left[\frac{\partial G_r^E}{\partial T_r} \right]_{P_r, x} \quad (33)$$

$$v^E = -R \left[\frac{\partial G_r^E}{\partial T_r} \right]_{P_r, x} \quad (34)$$

Portanto, a entalpia, entropia e volume da mistura líquida são expressas por meio das Equações (35) a (38):

$$h_m^l = xh_a^l + (1 - x)h_w^l + h^E \quad (35)$$

$$s_m^l = xs_a^l + (1 - x)s_w^l + s^E + s^{mix} \quad (36)$$

$$s^{mis} = -R\{x \ln(x) + (1 - x) \ln(1 - x)\} \quad (37)$$

$$v_m^l = xv_a^l + (1-x)v_w^l + v^E \quad (38)$$

Diferentemente da fase líquida, na fase gasosa a solução é assumida como uma mistura ideal de componentes reais. Então, as propriedades para a mistura gasosa podem ser obtidas pelas Equações (39), (40) e (41).

$$h_m^g = yh_a^g + (1-y)h_w^g \quad (39)$$

$$s_m^g = xs_a^l + (1-y)s_w^g + s^{mis} \quad (40)$$

$$v_m^g = xv_a^l + (1-y)v_w^g \quad (41)$$

Considerando o equilíbrio de fases, sabe-se que a temperatura, pressão e fugacidades de cada componente na mistura são equivalentes para as fases líquida e gasosa. Portanto, é possível determinar a fugacidade dos componentes por meio das Equações (42) e (43).

$$\hat{f}_a^l = \hat{f}_a^g \therefore \gamma_a f_a^o x \delta_a = \phi_a P^{sat} y \quad (42)$$

$$\hat{f}_w^l = \hat{f}_w^g \therefore \gamma_w f_w^o (1-x) \delta_w = \phi_w P^{sat} (1-y) \quad (43)$$

Onde, x e y são as frações molares das fases líquida e gasosa, respectivamente. O coeficiente de fugacidade e fator de correção de Poynting são valores corrigidos para a pressão zero.

A fugacidade do estado padrão para a amônia e água são obtidas pelas Equações (44) e (45).

$$f_a^o = \phi_a P_a^{sat} / \delta_a^{sat} \quad (44)$$

$$f_w^o = \phi_w P_w^{sat} / \delta_w^{sat} \quad (45)$$

O coeficiente de atividade para a amônia e água são obtidas pelas Equações (46) e (47).

$$T_r \ln(\gamma_a) = (F_1 + 3F_2 + 5F_3)(1 - x)^2 - 4(F_2 - 4F_3)(1 - x^3) + 12F_3(1 - x^4) \quad (46)$$

$$T_r \ln(\gamma_a) = (F_1 + 3F_2 + 5F_3)x^2 - 4(F_2 - 4F_3)x^3 + 12F_3x^4 + 12F_3(1 - x^4) \quad (47)$$

O coeficiente de fugacidade para a amônia e água são obtidas pelas Equações (48) e (49).

$$\phi_a = \frac{P^o}{P} \exp \{(G_{r,a} - G_{r,a}^o)/T_r\} \quad (48)$$

$$\phi_w = \frac{P^o}{P} \exp \{(G_{r,w} - G_{r,w}^o)/T_r\} \quad (49)$$

O fator de Poynting para a amônia e água são obtidas pelas Equações (50) e (51).

$$\delta_a = \exp \{(\bar{v}_a^L - \bar{v}_a^L P_a^{sat})/RT\} \quad (50)$$

$$\delta_w = \exp \{(\bar{v}_w^L - \bar{v}_w^L P_w^{sat})/RT\} \quad (51)$$

Portanto, fechando o sistema de equações e variáveis, o software utilizando um método numérico é capaz de determinar as propriedades termodinâmicas dos componentes, água e amônia, puros, assim como, da mistura. É válido ressaltar que, todas as propriedades utilizadas neste método são função da massa molar dos fluidos.