



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CAMPUS DE RUSSAS

FRANCISCO ANDRÉ BATISTA SILVA

**MODELAGEM COMPUTACIONAL E OTIMIZAÇÃO DE UM CICLO RANKINE
IMPLEMENTADO EM UM PROCESSO DE COGERAÇÃO DE ENERGIA EM UMA
INDÚSTRIA DE CIMENTO**

RUSSAS

2021

FRANCISCO ANDRÉ BATISTA SILVA

MODELAGEM COMPUTACIONAL OTIMIZAÇÃO DE UM CICLO RANKINE
UTILIZADO NA PLANTA DE COGERAÇÃO DE ENERGIA DE UMA INDÚSTRIA DE
CIMENTO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentada
ao curso de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal do Ceará, Campus
Russas, como requisito parcial para obtenção
do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr.(a). Sílvia Teles Viana

RUSSAS

2021

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária

Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

- S58m Silva, Francisco André Batista Silva.
Modelagem Computacional e Otimização de um Ciclo Rankine utilizado em uma Planta de Cogeração de Energia em uma Indústria de Cimento / Francisco André Batista Silva. – 2021.
68 f. : il. color.
- Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Campus de Russas, Curso de Ciência da Computação, Russas, 2021.
Orientação: Profa. Dra. Sílvia Teles Viana.
1. Ciclos de Potência a Vapor. 2. Calor Residual. 3. Cogeração de Energia. 4. Eficiência Térmica. 5. Ciclo Rankine Binário. I. Título.

CDD 005

FRANCISCO ANDRÉ BATISTA SILVA

MODELAGEM COMPUTACIONAL E OTIMIZAÇÃO DE UM CICLO RANKINE
UTILIZADO NA PLANTA DE COGERAÇÃO DE ENERGIA DE UMA INDÚSTRIA DE
CIMENTO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentada
ao curso de Engenharia Mecânica da
Universidade Federal do Ceará, Campus
Russas, como requisito parcial para obtenção
do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em: ____/____/_____

BANCA EXAMINADORA

Prof(a). Dr(a). Sílvia Teles Viana (Orientadora)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof(a). Dr(a). Caroliny Gomes de Oliveira
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof(a). Dr(a). Camilo Augusto Santos Costa
Universidade Federal do Ceará (UFC)

A Deus
À minha família

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus pela oportunidade de chegar ao fim desta etapa e encerrar mais um ciclo na minha vida acadêmica.

À minha família pelo apoio dado.

Agradeço à orientadora deste trabalho, professora Sílvia Teles Viana, pela orientação e todo o auxílio dado para a realização deste trabalho, e a todos os professores do Campus da UFC em Russas que contribuíram com os conhecimentos necessários para que a conclusão deste curso fosse possível.

Agradeço também a todos os colegas que de alguma forma puderam contribuir, não só pra que este trabalho fosse possível, mas também durante toda a minha graduação.

RESUMO

A busca por uma maior eficiência energética leva muitas indústrias a implementarem a chamada cogeração de energia, que permite que o calor residual do seu próprio processo produtivo seja aproveitado por exemplo, para a geração de energia elétrica, o que aumenta consideravelmente a eficiência energética, além de reduzir a emissão de poluentes. Neste trabalho, foi realizada a modelagem e simulação computacional de uma planta de cogeração baseada no ciclo de potência a vapor de Rankine da indústria Cimento Apodi, visando determinar seu rendimento térmico, e propor melhorias que possam otimizar esse processo, levando a um aumento da eficiência térmica do mesmo. Foi desenvolvido um algoritmo para simular o funcionamento da planta em diferentes condições de pressão e temperatura, buscando avaliar os efeitos dessas variáveis no desempenho do ciclo e buscar uma condição que maximize a eficiência térmica. Outra proposta de otimização consistiu em projetar uma variante do ciclo Rankine comum, conhecida como ciclo binário, no qual dois ciclos com fluidos diferentes operam em conjunto, permitindo uma geração de potência e energia maior. Os resultados referentes ao ciclo binário utilizando água e um fluido orgânico mostraram-se positivos, com o rendimento alcançado sendo aproximadamente 40% superior ao valor da eficiência que foi determinado para a planta de cogeração em sua configuração normal. Este resultado também foi comparado ao melhor desempenho do ciclo quando foi feita sua simulação com valores hipotéticos de pressão e temperatura, com o intuito de decidir qual método de otimização se mostra mais vantajoso.

Palavras-chave: Ciclos de Potência a Vapor. Cogeração de Energia. Calor Residual. Eficiência Térmica. Ciclo Rankine Binário.

ABSTRACT

The search for greater energy efficiency leads many industries to implement the so-called energy cogeneration, which allows the residual heat of their own production process to be used, for example, for the generation of electrical energy, which considerably increases energy efficiency, in addition to to reduce pollutant emissions. In this work, the computational modeling and simulation of a cogeneration plant based on the Rankine steam power cycle of the Cement Apodi industry was carried out, in order to determine its thermal yield, and to propose improvements that can optimize this process, leading to an increase in efficiency thermal power. An algorithm was developed to simulate the plant's operation under different pressure and temperature conditions, seeking to evaluate the effects of these variables on the cycle's performance and to seek a condition that maximizes thermal efficiency. Another optimization proposal was to design a variant of the common Rankine cycle, known as a binary cycle, in which two cycles with different fluids operate together, allowing for greater power and energy generation. The results regarding the binary cycle using water and an organic fluid were positive, with the yield achieved being approximately 40% higher than the efficiency value that was determined for the cogeneration plant in its normal configuration. This result was also compared to the best performance of the cycle when its simulation was made with hypothetical values of pressure and temperature, in order to decide which optimization method is most advantageous.

Keywords: Thermodynamics. Steam Power Cycles. Energy Cogeneration. Residual Heat. Thermal Efficiency. Binary Rankine Cycle.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Ilustração de uma planta de cogeração operando em um ciclo Rankine ideal	22
Figura 2: Esquema de um ciclo binário de vapor	28
Figura 3: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T_{\text{médio}}$	51
Figura 4: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 400^{\circ}\text{C}$	52
Figura 5: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 410^{\circ}\text{C}$	53
Figura 6: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 420^{\circ}\text{C}$	53
Figura 7: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 430^{\circ}\text{C}$	54
Figura 8: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 445^{\circ}\text{C}$	55
Figura 9: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 460^{\circ}\text{C}$	55
Figura 10: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 475^{\circ}\text{C}$	56
Figura 11: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 495^{\circ}\text{C}$	57
Figura 12: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 495^{\circ}\text{C}$	57
Figura 13: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 515^{\circ}\text{C}$	58
Figura 14: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 535^{\circ}\text{C}$	58
Figura 15: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 555^{\circ}\text{C}$	59
Figura 16: Variação da eficiência térmica máxima em função da temperatura	60

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Dados de projeto da turbina	31
Tabela 2: Fluidos mais comumente utilizados na indústria	37
Tabela 3: Fluidos pré-selecionados	39
Tabela 4: Classificação dos fluidos quanto à inflamabilidade	40
Tabela 5: Parâmetros do ciclo de baixa temperatura	41
Tabela 6: Eficiência térmica da planta de cogeração para um ciclo ideal	44
Tabela 7: Eficiência térmica com queda de pressão	45
Tabela 8: Eficiência térmica com expansão não isentrópica	47
Tabela 9: Variação de n em função de $P3$ para $T3$ médio	49
Tabela 10: Variação da eficiência máxima em função de $P3$ para cada temperatura	54
Tabela 11: Variação da eficiência máxima em função de $P3$ para cada temperatura	56
Tabela 12: Variação da eficiência máxima em função de $P3$ para cada temperatura	59
Tabela 13: Rendimento térmico dos fluidos pré-selecionados	61
Tabela 14: Fluidos com melhor desempenho	62

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	18
1.1 OBJETIVOS	19
1.1.1 <i>OBJETIVO GERAL</i>	19
1.1.2 <i>OBJETIVOS ESPECÍFICOS</i>	19
1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO	20
2 BASE CONCEITUAL	21
2.1 MÁQUINAS TÉRMICAS	21
2.2 CICLOS DE POTÊNCIA A VAPOR	21
2.3 COGERAÇÃO	21
2.4 O CICLO DE RANKINE	21
2.4.2 <i>MODELAGEM MATEMÁTICA DO CICLO DE RANKINE</i>	23
2.4.3 <i>EFICIÊNCIA TÉRMICA DO CICLO RANKINE</i>	25
2.3.4 <i>EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DA TURBINA A VAPOR</i>	25
2.3.5 <i>COMO AUMENTAR A EFICIÊNCIA DE UM CICLO RANKINE</i>	26
2.5 FERRAMENTA ENGINEERING EQUATION SOLVER (EES)	26
2.6 CICLOS RANKINE ORGÂNICOS	26
2.7 CICLOS RANKINE BINÁRIOS	27
3 METODOLOGIA	29
3.1 MODELAGEM COMPUTACIONAL E DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA DO CICLO RANKINE	29
3.1.1 <i>DESCRIÇÃO DA PLANTA DE COGERAÇÃO ESTUDADA</i>	29
3.1.2 <i>COLETA DE DADOS</i>	29
3.1.2.1 <i>PRESSÃO E TEMPERATURA</i>	29
3.1.2.2 <i>POTÊNCIA E VAZÃO MÁSSICA DA TURBINA</i>	30
3.2 MODELAGEM DO CICLO DE RANKINE EM EES	31
3.3 ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA PRESSÃO E TEMPERATURA DE VAPORIZAÇÃO	34

3.4 MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM CICLO RANKINE BINÁRIO	36
<i>3.4.1 SELEÇÃO DO FLUIDO DE TRABALHO: CRITÉRIOS DE ESCOLHA.....</i>	<i>36</i>
<i>3.4.1.1 LIMITES DE TEMPERATURA DO CICLO E PONTO DE EBULIÇÃO.....</i>	<i>38</i>
<i>3.3.1.2 SEGURANÇA E IMPACTO AMBIENTAL</i>	<i>39</i>
<i>3.4.2 PARÂMETROS DO CICLO DE BAIXA TEMPERATURA.....</i>	<i>41</i>
<i>3.4.3 MODELAGEM DO CICLO DE BAIXA TEMPERATURA</i>	<i>41</i>
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	44
4.1 EFICIÊNCIA, FASES E TÍTULO DE VAPOR: VALIDAÇÃO DOS DADOS DE ENTRADA	44
4.2 COMPORTAMENTO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA E PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO	49
4.3 RESULTADOS OBTIDOS PARA O CICLO BINÁRIO PROPOSTO	61
5 CONCLUSÃO	64
5.1 TRABALHOS FUTUROS.....	65
REFERÊNCIAS.....	66

1 INTRODUÇÃO

Muitos processos industriais resultam na geração de elevadas quantidades de energia na forma de calor, proveniente de fornos, caldeiras e outros equipamentos similares. Boa parte dessa energia é perdida para o ambiente externo, sendo descartada no ar atmosférico, em lagos, rios ou oceanos. Diante disso, tendo em vista também o elevado consumo de energia elétrica em indústrias, é interessante do ponto de vista econômico e de engenharia adotar medidas que promovam o aproveitamento do calor residual desperdiçado, dado o seu potencial de produzir trabalho (CENGEL,2013).

Uma das formas de se conseguir isto é através do processo de cogeração, que permite que a energia térmica obtida da queima de combustíveis e que é rejeitada para o ambiente seja aproveitada para, por exemplo, gerar parte da energia elétrica consumida pela indústria, o que representa uma redução dos custos da mesma com eletricidade. Na planta de cogeração da indústria estudada o ciclo de potência utilizado é o ciclo Rankine, no qual uma turbina a vapor é empregada para gerar trabalho e converter o mesmo em energia elétrica. Dessa forma, os resíduos térmicos provenientes do forno industrial utilizado na fabricação de cimento são aproveitados, transformando-se em uma forma útil de energia.

Em uma indústria de cimento, o processo de fabricação requer que uma mistura de diferentes matérias primas seja submetida a uma elevada temperatura para a transformação nos produtos finais, e isso é feito com o emprego de um forno rotativo. A grande quantidade de energia térmica requerida nesse processo implica em um grande consumo de combustíveis fósseis, o que traz impactos ambientais consideráveis, devido à emissão de poluentes atmosféricos, além do alto consumo de eletricidade. Devido a isso, a cogeração de energia torna-se uma solução para aproveitar o calor residual que normalmente seria desperdiçado, utilizando-o, por exemplo, para gerar parte da energia elétrica consumida pela indústria, e dessa forma, ter um melhor aproveitamento do combustível utilizado e economia com eletricidade.

Sabe-se que a capacidade de geração de energia elétrica de uma planta de cogeração depende diretamente da sua capacidade de aproveitar o calor residual e convertê-lo em trabalho mecânico. Dessa forma, quanto maior a relação entre o trabalho líquido produzido pela turbina a vapor e o calor fornecido, maior será esse aproveitamento, isto é, maior será a eficiência térmica deste equipamento. Portanto, buscar formas de se aumentar essa eficiência resultará em uma maior produção de energia elétrica, o que será benéfico economicamente para a indústria, uma vez que esta será capaz de gerar uma parcela maior da energia consumida, levando a uma redução de custos.

Além disso, sendo a energia elétrica proveniente de recursos naturais, sua produção em larga escala pode trazer impactos ambientais, o que reforça a necessidade das indústrias buscarem formas de reduzir o seu consumo. Nesse sentido, a cogeração torna-se uma solução viável para atingir esse objetivo. Também é importante ressaltar que, ao ser eliminado no ambiente, o calor residual proveniente de gases de exaustão ou de água utilizada no arrefecimento de equipamentos, causa a chamada poluição térmica, resultando no aumento da temperatura do ar e da água. Uma vez que a solubilidade de um gás em um líquido diminui com o aumento da temperatura, a adição de água quente em rios e lagos provoca diminuição da quantidade de oxigênio dissolvido nesse meio, o que pode resultar na morte de peixes e

outros animais aquáticos. Isso reforça a importância de reutilizar os resíduos térmicos industriais, visando minimizar este tipo de poluição e suas consequências.

1.1 Objetivos

Com base do que foi discutido anteriormente, tendo em vista que o aproveitamento de calor residual pode ser uma alternativa vantajosa para gerar energia adicional, este estudo terá o seguinte objetivo geral:

1.1.1 Objetivo Geral

Este trabalho visa fazer um estudo de uma planta de cogeração de energia em operação em uma indústria de cimento, e a partir de informações coletadas sobre seus parâmetros de funcionamento, realizar sua modelagem computacional, estimando a eficiência térmica do processo de geração de energia, para posteriormente, propor melhorias e alterações que promovam um aumento em sua produção de potência e geração de energia elétrica.

1.1.2 Objetivos Específicos

Para atingir o objetivo geral já exposto, este estudo tratará da busca pelos seguintes objetivos específicos:

- Fazer a modelagem matemática e computacional do ciclo de potência a vapor presente neste estudo de caso, por meio de algoritmo que será desenvolvido para esta finalidade, através de um software;
- Determinar a eficiência térmica do Ciclo de Rankine aplicado na planta de cogeração, a partir dos dados de entrada disponíveis e do algoritmo computacional criado;
- Simular o funcionamento da planta de potência com valores hipotéticos de pressão e temperatura, visando estimar os parâmetros ótimos de funcionamento, que permitam otimizar o rendimento térmico, dentro das restrições impostas pelas propriedades dos materiais que compõem os equipamentos;
- Dimensionar e simular a implementação de um ciclo de vapor binário, composto pelo ciclo de vapor de água e um ciclo com um segundo fluido de trabalho, com o intuito de obter uma melhoria significativa da eficiência térmica, sem alterar consideravelmente as pressões e temperaturas do ciclo em seu funcionamento normal.

1.2 Estrutura do Trabalho

O segundo capítulo traz uma breve revisão bibliográfica, resumindo os principais conceitos relacionados à cogeração e ao ciclo Rankine, explicando seu funcionamento, características e o equacionamento básico para a modelagem matemática de uma planta de potência baseada neste ciclo.

No terceiro capítulo, será apresentada a modelagem computacional feita no software EES para determinar a eficiência térmica do ciclo Rankine da planta de potência a vapor estudada, apresentando o algoritmo criado, e mostrando passo a passo seu funcionamento por meio de um fluxograma.

No quarto capítulo é mostrado a metodologia na qual esse estudo foi baseado, mostrando as possíveis mudanças que podem ser implementadas visando a otimização do processo de cogeração de energia, além da modelagem e projeto de um ciclo binário de vapor a partir do ciclo de Rankine convencional presente na planta de potência estudada.

Os resultados referentes à análise dos parâmetros ótimos de funcionamento e da simulação do ciclo binário, assim como a comparação com a eficiência do ciclo em suas condições usuais de operação estão no capítulo 5, e a conclusão do trabalho, no capítulo 6.

2 BASE CONCEITUAL

2.1 Máquinas Térmicas

Máquinas térmicas são dispositivos capazes de converter energia térmica em energia mecânica, isto é, transformar calor em trabalho, que poderá ser empregado para diversas aplicações, como a geração de outras formas de energia, como a exemplo da eletricidade (BRUNETTI, 2013). Máquinas desse tipo recebem calor de uma fonte de alta temperatura, convertem parte dele em trabalho, e o restante é direcionado para uma fonte de baixa temperatura.

2.2 Ciclos de Potência a Vapor

São denominados ciclos de potência a vapor os ciclos termodinâmicos desenvolvidos em dispositivos voltados para a produção de potência mecânica, e que o fluido utilizado muda sua fase entre líquido e vapor ao longo do processo. Conforme Cengel, (2013), *“as usinas de potência a vapor são responsáveis pela produção da maior parte da energia elétrica no mundo”*.

2.3 Cogeração

De acordo com Cengel,(2013) *“a cogeração consiste na produção de mais de uma forma útil de energia (como calor de processo e energia elétrica), utilizando uma mesma fonte de energia.”* A forma mais comum de cogeração consiste em produzir energia elétrica e térmica ao mesmo tempo, a partir de fontes como combustíveis fósseis e biomassa. Trata-se de uma alternativa viável, utilizada em muitas indústrias, para reduzir os custos com energia elétrica consumida. Sua aplicação permite uma economia de combustível, e um melhor aproveitamento da energia térmica contida no mesmo, com um aproveitamento em torno de 85% da energia disponível (INNE). Dessa forma, a cogeração contribui para reduzir a poluição causada pela queima de combustíveis, por propiciar uma maior eficiência energética.

2.4 O Ciclo de Rankine

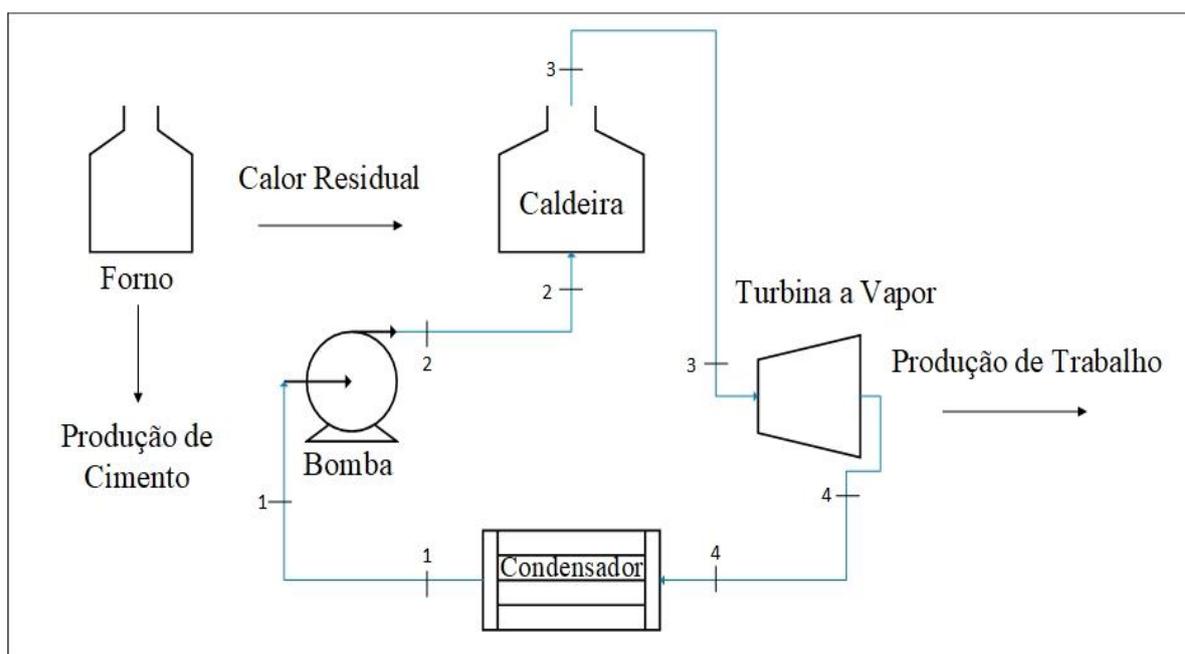
O ciclo de Rankine consiste em um *“ciclo de potência a vapor tido como o ciclo ideal das usinas de potência a vapor”* (CENGEL, 2013). A utilização do ciclo Rankine é uma alternativa que possibilita a chamada recuperação de resíduos térmicos, processo que, segundo Ribeiro (2017), *“utiliza o calor que normalmente é descartado por um sistema térmico, e o transforma em uma forma útil de energia”*.

Neste ciclo, quatro componentes trabalham de forma interligada, através dos quais ocorre a circulação do fluido de trabalho:

- a) bomba: este dispositivo tem a finalidade de comprimir e bombear o fluido de trabalho, elevando sua pressão até o valor de pressão de operação da caldeira;
- b) caldeira: também chamada de gerador de vapor, a caldeira atua como um trocador de calor, na qual ocorre a transferência da energia térmica para o fluido de trabalho, elevando sua temperatura e fazendo o mesmo mudar para a fase de vapor;
- c) turbina: a turbina é o componente no qual ocorre a produção de trabalho útil, por meio da expansão do fluido de trabalho;
- d) condensador: no condensador, ocorre a perda de calor pelo fluido de trabalho para algum meio de arrefecimento, fazendo o mesmo se condensar e voltar para a fase líquida, o que completa o ciclo.

A Figura 1 mostra o esquema de um ciclo de Rankine ideal, cuja fonte de calor é o calor residual de um forno, tal como ocorre na indústria de cimento deste estudo de caso.

Figura 1: Ilustração de uma planta de cogeração operando em um ciclo Rankine ideal.



Fonte: Autor, 2020.

Em um ciclo ideal, são desconsideradas as principais irreversibilidades e perdas que podem ocorrer em cada equipamento, o que permite um estudo mais simplificado deste processo. No esquema representado na Figura 1, a água flui passando por quatro estados distintos, representados por números de 1 a 4, como se segue abaixo, e esta representação será usada no decorrer deste trabalho:

- a) estado 1: corresponde ao ponto de entrada do fluido na bomba, que para um ciclo ideal, admite-se ter as mesmas propriedades da saída do condensador;
- b) estado 2: este ponto corresponde à saída da bomba, onde o fluido estará na fase de líquido comprimido, e na entrada da caldeira;
- c) estado 3: saída da caldeira e entrada da turbina, onde o fluido estará na fase de vapor superaquecido ou vapor saturado;
- d) estado 4: representa a saída da turbina e entrada no condensador, e caracteriza-se pela pressão P_4 , tida como a pressão do condensador, e após ocorrer a condensação neste equipamento, o fluido voltará ao estado 1, reiniciando o ciclo.

Em um ciclo ideal, o fluido passa por uma sequência de quatro processos internamente irreversíveis, sendo eles:

- a) 1-2: compressão isentrópica em uma bomba;
- b) 2-3: fornecimento de calor a pressão constante em uma caldeira;
- c) 3-4: expansão isentrópica em uma turbina;
- d) 4-1: perda de calor a pressão constante em um condensador.

Inicialmente, estando na fase de líquido saturado, o fluido passará pela bomba, na qual será comprimido, mudando para a fase de líquido comprimido, e bombeado para a caldeira, onde receberá calor, sendo vaporizado, fazendo o mesmo passar para a fase de vapor superaquecido. Após isso, o vapor passará para a turbina, se expandindo, o que irá acioná-la, produzindo trabalho, ao mesmo tempo em que se tornará uma mistura líquido-vapor saturado que passará para o condensador. Neste equipamento, ocorrerá a rejeição de calor, que fará o fluido retornar para a fase de líquido saturado, reiniciando o ciclo.

2.4.2 Modelagem Matemática do Ciclo de Rankine

Os ciclos de potência reais possuem diversas irreversibilidades e outros fatores que podem dificultar seu estudo, por isso, conforme Cengel,(2013), “para possibilitar o estudo analítico de um ciclo, temos que manter as complexidades em um nível controlável e utilizar algumas idealizações”. Isso significa, que, para modelar matematicamente o ciclo Rankine e obter resultados quantitativos e interpretá-los, é preciso fazer algumas hipóteses simplificadoras:

- a) as variações de energia cinética e potencial são desprezíveis;
- b) todos os processos ocorrem em regime permanente;
- c) não ocorre queda de pressão na caldeira, condensador e tubulações devido a atrito no fluido;
- d) não há trocas de calor com o ambiente;
- e) a compressão e a expansão são isentrópicas.

Uma das formas de se fazer uma análise de energia do ciclo Rankine consiste em utilizar a chamada lei da conservação da energia, que diz que o calor total trocado de um sistema é igual à soma do trabalho líquido desenvolvido com a variação de energia interna.

$$(q_{ent} - q_{sai}) + (w_{ent} - w_{sai}) = (h_{sai} - h_{ent}) \quad (1)$$

O princípio descrito pela equação (1) será aplicado para fazer o balanço de energia com os quatro componentes do ciclo. Na bomba, considera-se que não ocorra troca de calor, o que faz o primeiro termo da equação (1) ser nulo, e o trabalho consumido neste equipamento para bombear e comprimir o fluido é dado por:

$$w_{ent} = h_2 - h_1 \quad (2)$$

onde,

h_1 é a entalpia do fluido na entrada da bomba e

h_2 é a entalpia do fluido na entrada da caldeira.

No próximo equipamento, a caldeira, assumindo que a pressão seja constante, o termo relativo ao trabalho será nulo, e calculando a diferença entre os valores de entalpia na entrada e saída deste equipamento, teremos a quantidade de calor que entra no sistema:

$$q_{ent} = h_3 - h_2 \quad (3)$$

onde,

h_3 é entalpia do fluido na saída da caldeira e entrada da turbina.

Para a turbina, assim como para a bomba, não ocorre troca de calor, e o trabalho produzido devido à expansão do fluido, isto é, o trabalho de saída do sistema é dado por:

$$w_{sai} = h_3 - h_4 \quad (4)$$

Por fim, no condensador, onde o fluido é condensado a uma pressão constante, também não há trabalho, sendo o calor que sai do sistema definido por:

$$q_{sai} = h_4 - h_1 \quad (5)$$

onde,

h_4 é a entalpia do fluido na entrada do condensador.

O trabalho líquido do ciclo será dado pela diferença entre o trabalho produzido pela turbina e o trabalho gasto na bomba:

$$w_{liq} = w_{sai} - w_{ent} \quad (6)$$

2.4.3 Eficiência Térmica do Ciclo Rankine

A eficiência térmica do ciclo consiste em um parâmetro de desempenho que, de acordo com Shapiro et al,(2013, p.343), “mede a quantidade de energia fornecida ao fluido de trabalho que passa pela caldeira que é convertida em trabalho líquido na saída”. Assim, quanto maior a razão entre o trabalho líquido produzido, w_{liq} , e o calor total fornecido, q_{ent} , isto é, a eficiência térmica, maior a parcela desse calor que será aproveitada. Seu cálculo é feito a partir da razão entre o trabalho líquido produzido w_{liq} e o calor total fornecido q_{ent} , conforme a equação:

$$n = \frac{w_{liq}}{q_{ent}} \quad (7)$$

2.3.4 Eficiência Isentrópica da Turbina a Vapor

Em um ciclo Rankine real, existem diversas irreversibilidades e efeitos que tornariam sua análise matemática mais complexa e inviável, assim como tornam os resultados obtidos discrepantes com o que se obtém para ciclos ideais. Quedas de pressão podem ocorrer nas tubulações, assim como nas etapas de fornecimento e rejeição de calor. No caso da turbina, que é o equipamento responsável pela produção de trabalho útil do sistema, há um desvio entre seu desempenho ideal e desempenho estimado caso o escoamento ocorresse de forma isentrópica. Isso faz com que a turbina produza uma quantidade menor de trabalho do que o estimado para uma situação ideal. Um parâmetro utilizado para avaliar esta diferença consiste na eficiência isentrópica, que determina o quanto o desempenho real se aproxima do desempenho no caso isentrópico, sendo dada por:

$$n_t = \frac{w_r}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_4} \quad (8)$$

onde,

w_r é o trabalho real da turbina;

w_s é o trabalho da turbina com escoamento isentrópico;

h_{4r} é o entalpia real na saída da turbina.

2.3.5 Como Aumentar a Eficiência de um Ciclo Rankine

Obter eficiências térmicas mais elevadas em um ciclo de Rankine é algo de particular interesse das indústrias, uma vez que isso leva aumentos na produção de energia. Existem diversas formas de se conseguir isso, e conforme é abordada na literatura sobre máquinas térmicas e termodinâmicas, “qualquer tentativa de elevar o rendimento de um ciclo Rankine baseia-se em aumentar a temperatura média com que o calor é transferido ao fluido de trabalho, ou reduzir a temperatura média na qual o calor é removido” (CENGEL, 2013, p.563). Com isso, as três principais formas de se conseguir esse objetivo, considerando um ciclo ideal, são:

- a) superaquecer o vapor a maiores temperaturas
- b) aumentar a pressão na caldeira;
- c) reduzir a pressão na etapa do condensador.

2.5 Ferramenta Engineering Equation Solver (EES)

O programa EES é uma ferramenta computacional voltada para a resolução de diferentes tipos de equações, sendo muito útil para aplicações em Engenharia, uma vez que permite poupar tempo na resolução de cálculos complexos e repetitivos. Em Termodinâmica, esta ferramenta se mostra bastante útil, pois facilita a modelagem de componentes como turbinas a vapor. O programa disponibiliza várias bibliotecas, incluindo as principais funções matemáticas, funções de transferência de calor, mecânica dos fluidos, além das propriedades termofísicas de um grande número de substâncias

2.6 Ciclos Rankine Orgânicos

Uma alternativa para recuperação de calor residual consiste nos ciclos Rankine orgânicos (ORC), que como o próprio nome sugere, ao invés de água utilizam substâncias orgânicas como fluido de trabalho, como hidrocarbonetos, diferentes tipos de fluidos

refrigerantes, misturas, etc. Possui bastante similaridade com o ciclo Rankine convencional, com o fluido passando pelos mesmos processos através dos mesmos equipamentos básicos, bomba, caldeira, turbina e condensador. Muitos dos fluidos orgânicos, em geral possuem menores temperaturas de ebulição, o que os torna mais apropriados para a recuperação de calor em fontes de baixa e média temperatura, como calor residual de gases de exaustão proveniente de motores de combustão interna e água de resfriamento, energia solar, fontes geotérmicas, entre outras.

Apesar da semelhança, os ORCs apresentam algumas vantagens em relação ao ciclo convencional, como equipamentos mais simples e acessíveis, baixo calor requerido para a evaporação, permitem o uso de turbinas de estágio único, devido à baixa relação de pressões, causada por uma menor diferença entre a temperaturas de evaporação e condensação. Além disso, fluidos orgânicos normalmente provocam menor risco de erosão nas pás da turbina, pois permanecem na fase de vapor superaquecido após a expansão, não gerando gotículas de líquido. Por outro lado, segundo Santos (2018), alguns desses fluidos tem alto risco à segurança e saúde, devido à toxicidade e inflamabilidade, e alto impacto ambiental, além de serem instáveis quimicamente.

2.7 Ciclos Rankine Binários

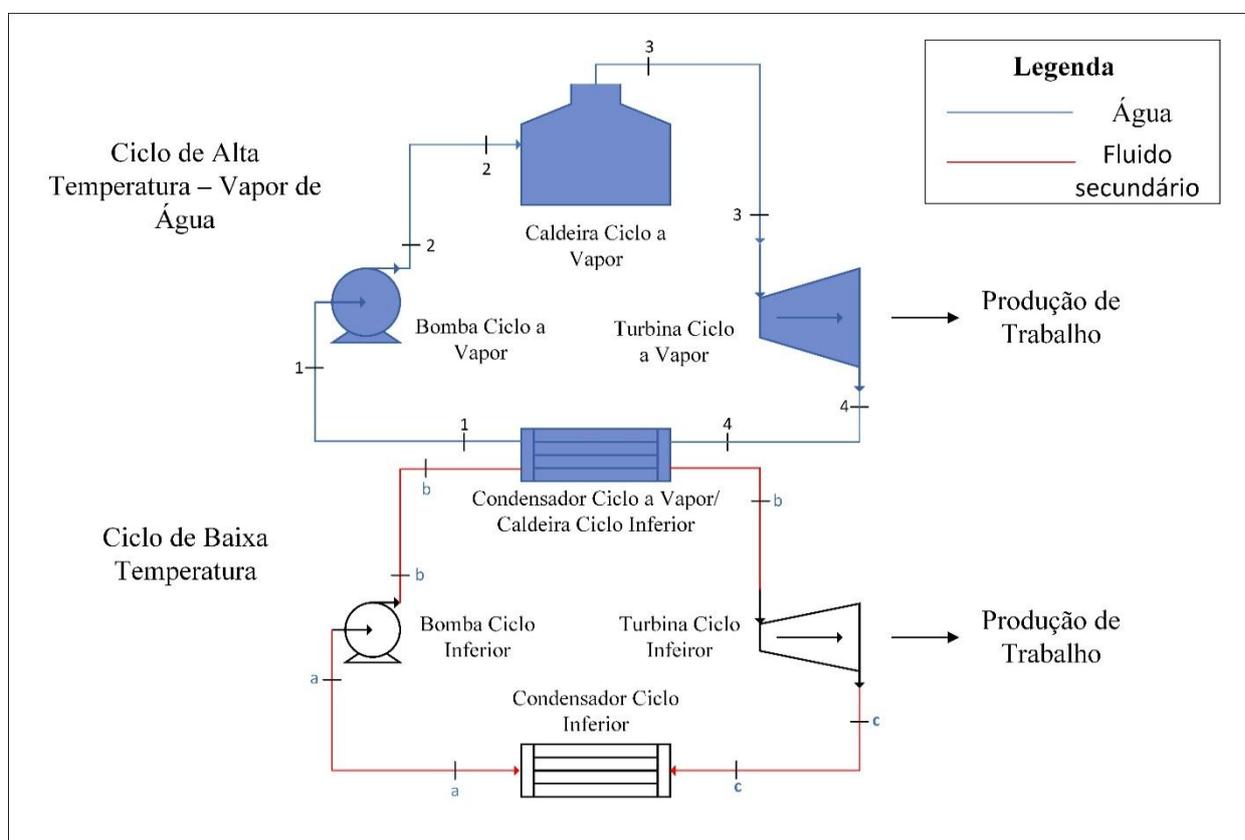
Um outro caminho a ser considerado visando a otimização do ciclo de potência a vapor da planta de cogeração em estudo baseia-se em encontrar novas configurações de funcionamento que promovam um melhor aproveitamento do calor residual fornecido, sem a princípio ser necessário modificar os níveis de energia aos quais é submetido o vapor de água. Existem diferentes métodos nos quais certas modificações são feitas em uma planta de potência a vapor para melhorar seu rendimento térmico, onde pode-se citar o ciclo com reaquecimento de vapor, a regeneração, os ciclos supercríticos, ciclos combinados gás/vapor, etc.

Segundo Cengel,(2013), a água é considerado um fluido predominante em ciclos de potência a vapor, reunindo diversas características desejáveis a um fluido de trabalho ideal, porém, sendo um insumo de baixo custo, abundante, atóxico, e quimicamente inerte, porém ainda apresenta algumas desvantagens, como a formação de gotas de líquido na turbina, que podem causar erosão nesse equipamento, pressões de saturação elevadas, e baixa temperatura crítica. Além disso, seu ponto de ebulição relativamente alto faz com que os ciclos a vapor de água sejam mais vantajosos para recuperar calor de fontes térmicas de altas temperaturas, nos quais a água caracteriza-se por bons valores de eficiência térmica. No entanto, existem fluidos que são uma alternativa mais apropriada para recuperação de calor em fontes de baixa e média temperatura em aplicações específicas, por apresentarem menor ponto de ebulição, e menor

calor latente de vaporização, nos quais destacam-se os fluidos orgânicos. Sendo assim, uma alternativa para aproveitar melhor a energia térmica disponível seria a implementação de uma variação do ciclo Rankine convencional conhecida como ciclo binário, na qual são combinados dois ciclos a vapor distintos, de modo que “a energia descarregada por transferência de calor de um dos ciclos é a entrada para o outro”. (SHAPIRO et al, 2013, p.366). Ou seja, são combinados dois ciclos, com dois fluidos de trabalhos distintos, um sendo mais vantajoso em temperaturas elevadas, e o outro tendo características melhores em temperaturas mais baixas. Um trocador de calor funciona como condensador para o ciclo de alta temperatura, também conhecido como ciclo superior, ou ciclo a montante, e como caldeira para o ciclo de baixa temperatura, chamado de ciclo inferior, ou ciclo a jusante, de modo que o calor rejeitado pelo fluido do ciclo a montante é absorvido pelo fluido do ciclo a jusante.

Os ciclos binários se caracterizam por uma temperatura elevada no fornecimento de calor, e baixa temperatura na rejeição de calor, com uma produção de potência líquida igual à soma do que é produzido pelos ciclos a montante e a jusante, e sua eficiência térmica é maior do que aquela obtida para ambos os ciclos operando de forma individual. De acordo com (CENGEL, 2013, p.591), “estudos mostram que é possível obter eficiências térmicas de 50% ou mais com os ciclos binários a vapor”. A Figura 3 representa um ciclo binário de vapor

Figura 2: Esquema de um Ciclo binário de vapor



Fonte: Autor, 2020.

3 METODOLOGIA

3.1 Modelagem Computacional e Determinação da Eficiência Térmica do Ciclo Rankine

Nesta etapa, será feita a modelagem do ciclo Rankine que opera na planta de cogeração de energia da indústria de cimento deste estudo de caso, com o objetivo de estimar o valor de seu rendimento térmico.

3.1.1 Descrição da Planta de Cogeração Estudada

A instalação da unidade de cogeração da indústria Cimento Apodi, localiza-se na cidade de Quixeré-CE. O calor proveniente do forno rotativo do tipo clínquer, que é utilizado no processo de fabricação de cimento, alimenta a central de potência a vapor que opera com o ciclo de Rankine, convertendo o este calor residual em energia mecânica, e posteriormente em energia elétrica por meio de um gerador. A turbina utilizada faz parte do modelo S5.5-1.35 5.5MW, e a condensação do fluido de trabalho, a água, é feita em um condensador que realiza a troca térmica em conjunto com uma torre de resfriamento.

Esse processo permite gerar até 30% da energia consumida pela indústria, que também seria suficiente para atender uma cidade com cerca de 2 mil habitantes (CIMENTO APODI, 2020). A unidade utiliza diversos sensores para medir e registrar diversas variáveis de funcionamento, como pressão e temperatura, vazão, umidade, etc., e todo o processo de cogeração é controlado por um software, que armazena as medições.

3.1.2 Coleta de Dados

O cálculo da eficiência do ciclo Rankine na planta de cogeração foi feito a partir da coleta de dados de algumas variáveis relacionadas ao ciclo, que foram fornecidos pela empresa, sobretudo de pressão e temperatura ao longo dos equipamentos. Os valores destas variáveis são obtidos através de medição realizada por sensores em diferentes pontos da planta, e em sucessivos momentos ao longo do dia.

3.1.2.1 Pressão e Temperatura

. Dentre as informações disponíveis no material consultado, foram extraídos os dados mais importantes e necessários para calcular a eficiência:

- a) pressão no condensador ($P_4 = P_1$);
- b) pressão da água condensada após a bomba (P_2);
- c) pressão do vapor na entrada da turbina (P_3);

- d) temperatura da água condensada na saída do condensador (T_1);
- e) temperatura do vapor na entrada da turbina (T_3).

A rigor, os dados disponíveis não são suficientes para a obtenção de parâmetros reais, tal como a eficiência do ciclo, quantidades de calor trocadas e trabalho líquido. Para isso, como estamos lidando com um ciclo real, seria necessário o conhecimento dos respectivos valores de pressão e temperatura na entrada e saída de cada um dos quatro principais equipamentos componentes da planta de cogeração, bem como estimar as quedas de pressão devido ao atrito nas tubulações, na caldeira e no condensador, as perdas de calor para o ambiente, as mudanças de entropia na bomba e na turbina, além de outras irreversibilidades inerentes ao processo.

No entanto, como estamos considerando um ciclo com condições simplificadoras, é possível trabalhar com os dados fornecidos de forma a obter resultados que se aproximam bastante dos valores reais e que servirão para este estudo. Para isso, é necessário que algumas considerações sejam tomadas:

- a) o valor da pressão no condensador será assumido como a pressão constante ao longo deste equipamento, que também será igual à pressão na saída da turbina e na entrada da bomba, pois se assume que não há quedas de pressão na tubulação;
- b) a pressão da água condensada depois da bomba terá o mesmo valor para a entrada da caldeira, pelo mesmo motivo do item anterior. Apesar de haver dados disponíveis sobre a pressão do vapor na entrada da turbina, inicialmente, estes não serão utilizados, pois se assume que neste ponto a pressão é a mesma da entrada da caldeira, devido ao processo de fornecimento de calor neste equipamento ser considerado isobárico;
- c) a temperatura da água condensada na saída do condensador foi considerada igual à temperatura na entrada da bomba, desprezando perdas de calor.

As medições fornecidas foram realizadas do dia 15 de outubro de 2019, às 09:59, até o dia 19 de outubro de 2019, às 14:08, sendo registradas sucessivamente em intervalos de 1 minuto. Devido a grande quantidade de valores, para este estudo, foi extraída uma amostra de 50 medições, feitas no dia 15 de novembro de 2019, a partir das 10 horas da manhã, em um intervalo de 57 minutos, conforme a Tabela 1. Alguns horários em que não houveram registros de dados pelos sensores dentro desse intervalo foram descartados.

3.1.2.2 Potência e Vazão Mássica da Turbina

Dentre os dados coletados, não há registros da temperatura na saída da turbina, sendo conhecidos apenas os valores de pressão neste ponto, assumindo que esta seja igual à pressão no condensador. Dessa forma, para calcular a entalpia no ponto 4 do ciclo, e a partir dela determinar o trabalho produzido pela turbina, foi feita uma consulta ao manual do equipamento, no qual foram obtidos os valores de projeto referentes à vazão mássica \dot{m} e potência líquida nominal P_{liq} .

Sabendo que a potência pode ser calculada pelo produto entre trabalho líquido e vazão mássica, este pode ser determinado pela equação abaixo:

$$P_{liq} = \dot{m} \times w_{liq} \quad (9)$$

Os dados consultados, juntamente com o valor de w_{liq} , podem ser vistos na Tabela 2.

Tabela 1: Dados de projeto da turbina

Potência líquida (kW)	Vazão mássica nominal (kg/s)	Trabalho da turbina (kJ/kg)
5500	7,89	697,267

Fonte: Manual da turbina a vapor, 2020.

De acordo com o manual, $\dot{m} = 7,89 \text{ kg/s}$, e $P_{liq} = 5.500 \text{ kW}$, sendo que o valor do trabalho calculado pela equação (9) foi $w_{liq} = 697,267 \text{ kJ/kg}$. Este corresponde a uma aproximação do valor real do trabalho da turbina, nas condições de projeto deste equipamento, diferente daquele calculado com base em uma expansão isentrópica da água, e será utilizado para o cálculo da eficiência isentrópica do mesmo.

3.2 Modelagem do Ciclo de Rankine em EES

Para determinar o valor da eficiência do ciclo Rankine da planta de cogeração foi desenvolvido um algoritmo em EES, que usa como entrada os dados de pressão e temperatura coletados. Por meio destes, a ferramenta irá retornar, não apenas os valores de entalpia, entropia e calor trocado, mas também os títulos de vapor e fases do fluido ao longo do ciclo, que serão importantes para verificar se os estados termodinâmicos do fluido estão coerentes no decorrer do processo.

Primeiramente, o programa irá calcular as entalpias nos quatro estados ao longo do ciclo de potência da planta de cogeração, considerando condições ideais de funcionamento. Nos pontos 1 e 3, correspondendo respectivamente à entrada da bomba e entrada da caldeira, as entalpias h_1 e h_3 são determinadas por meio das temperaturas e pressões, que são conhecidas, através da biblioteca de funções termodinâmicas disponíveis no programa. Também será calculado o volume específico do ponto 1, v_1 .

No ponto 2, isto é, na saída da bomba, como não se conhece a temperatura, primeiramente é feito o produto entre v_1 e a variação de pressão ocorrida entre 1 e 2, cujo resultado será o trabalho gasto pela bomba, w_{ent} .

$$w_{ent} = v_1 (P_2 - P_1) \quad (10)$$

Este valor, será somado à h_1 , para a obtenção da entalpia no ponto 2, h_2 :

$$h_2 = h_1 + w_{ent} \quad (11)$$

Em seguida, para a determinação da entalpia do ponto 4, na saída da turbina, primeiramente, calcula-se a entropia no ponto 3, s_3 . Considerando que a expansão do fluido é isentrópica, esse valor será igual à entropia no ponto 4, s_4 , logo, $s_3 = s_4$.

Utilizando as funções termodinâmicas para entropia do EES, são determinadas também as entropias do líquido, s_l , entropia do vapor, s_v , e entropia de vaporização s_{lv} . A partir desses três parâmetros, é calculado o título de vapor x_4 , por meio da equação:

$$x_4 = \frac{s_4 - s_l}{s_{lv}} \quad (12)$$

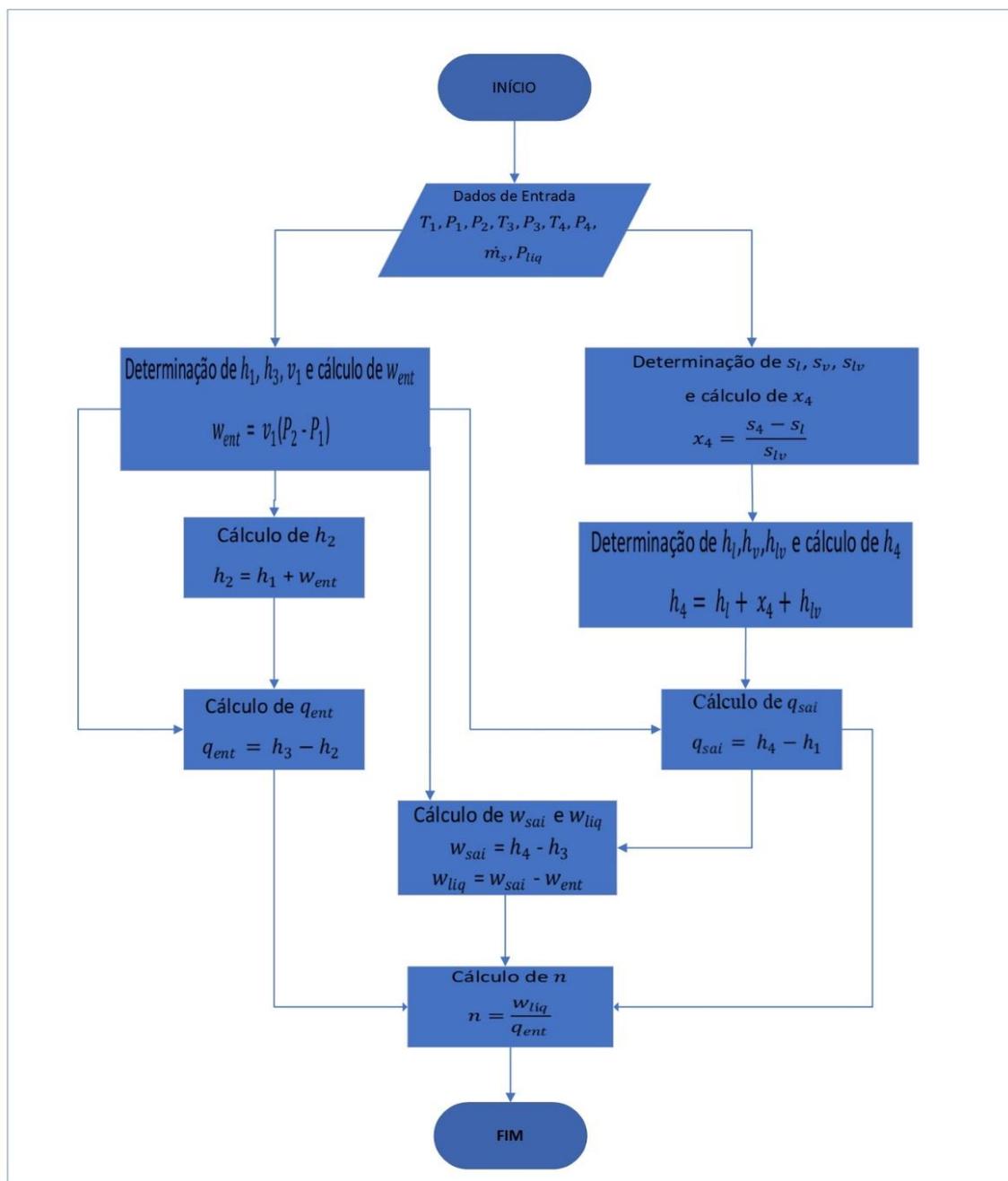
Após isso, as funções termodinâmicas são utilizadas mais uma vez para determinar a entalpia do líquido, h_l , entalpia do vapor, h_v , e entalpia de vaporização, h_{lv} . Utilizando o valor do título determinado no passo anterior, estes 3 valores serão aplicados na equação a seguir, que retornará a entalpia no ponto 4, h_4 :

$$h_4 = h_l + x_4 h_{lv} \quad (14)$$

Tendo obtido os quatro valores de entalpia, o algoritmo será capaz de calcular a quantidade de calor que entra no sistema, q_{ent} , através da equação 3, a quantidade de calor rejeitado, q_{sai} , por meio da equação 5, o trabalho da turbina, com a equação 3 considerando uma situação isentrópica, w_{sai} , com a equação 2, e o trabalho líquido, w_{liq} , pela diferença entre w_{sai} e w_{ent} , e finalmente, calcular a eficiência do ciclo, através da razão entre w_{liq} e q_{ent} , conforme a equação 7. Utilizando também o valor do trabalho real da turbina nas condições de projeto com as informações disponíveis no manual, a equação 4 permitirá estimar o valor da entalpia real no ponto 4, h_{4r} , e a equação 8 permitirá determinar a eficiência isentrópica da turbina a vapor.

Com as medições de pressão e temperatura disponíveis, o algoritmo obteve os valores da eficiência do ciclo para cada uma delas, organizando e registrando os resultados em uma tabela, na qual podemos avaliar a influência dos diferentes parâmetros no desempenho do ciclo. Na Figura 2 tem-se o fluxograma que descreve a sequência de passos executadas pelo algoritmo, mostrando os dados de entrada, e o passo a passo desenvolvido.

Figura 3: Fluxograma do algoritmo criado



Fonte: Autor, 2020.

Com a implementação e aplicação do algoritmo, a modelagem no software EES permitiu estimar o rendimento energético da planta de cogeração, expresso pela sua eficiência térmica, cujo valor foi determinado para cada uma das 50 medições da amostra retirada dos dados fornecidos pela Empresa, assumindo condições ideais de funcionamento.

Apesar de utilizar dados reais obtidos da planta de potência, a obtenção desse resultado referente ao rendimento térmico foi feita adotando diversas simplificações e hipóteses, eliminando as principais irreversibilidades que naturalmente ocorrem em ciclos de potência a vapor, e que podem levar a eficiências térmicas menores. Para uma obtenção de resultados mais precisos, é indicado levar em consideração a queda de pressão do fluido entre

a saída da bomba e entrada da turbina, que pode ter ocorrido devido ao atrito nas tubulações e durante a vaporização. Assim, refazendo os cálculos, a pressão P_2 , antes assumida constante nos estados 2 e 3, será utilizada apenas para o cálculo de h_2 , a partir de w_{ent} , v_1 e P_1 , ao passo de que a pressão P_3 , será tomada com seu valor real, retirado das medições na entrada da turbina, sendo menor que P_2 , e a partir dela serão determinadas s_3 e h_3 .

Considerando que a pressão durante o fornecimento de calor não seja constante, a equação 3, referente ao balanço de energia na caldeira incluirá um termo referente ao trabalho desenvolvido, já que trabalho é igual ao produto de volume pela variação de pressão:

$$q = w_{2,3} + (h_3 - h_2) \quad (15)$$

onde,

$w_{2,3}$ é o trabalho desenvolvido entre os estados de 2 e 3 pelo fluido ao receber calor.

No entanto, o termo $w_{2,3}$ pode ser considerado desprezível em comparação com o trabalho desenvolvido pela turbina, tendo participação muito pequena no valor de q .

Uma outra simplificação adotada foi a expansão isentrópica do vapor de água na turbina, o que faz com que $s_4 = s_3$, e por meio das equações 12 e 13 foi determinada a entalpia h_4 . No entanto, em um ciclo de potência real, há uma variação de entropia durante a expansão do vapor, de modo que h_4 será um pouco menor que o valor da entalpia real h_{4r} nesse ponto. Esta por sua vez, pode ser calculada a partir da equação 8, utilizando os valores de projeto da potência líquida nominal, da vazão mássica e da eficiência isentrópica N_t . Através dos dados da Tabela 2, N_t foi determinada por meio da razão entre o trabalho da turbina nas condições de projeto, obtido pela equação 7, e o trabalho estimado para as condições de operação, obtido pela diferença entre os valores médios de h_3 e h_4 , sendo $N_t = 77,935\%$.

Uma vez conhecendo N_t , h_{4r} pode ser obtida e utilizada para calcular uma nova eficiência térmica do ciclo, com um valor mais realístico, conforme será mostrado nos resultados deste trabalho.

3.3 Estudo da influência da Pressão e Temperatura de Vaporização

Conforme discutido anteriormente, na seção 2, a temperatura média na qual o calor é transferido ao fluido de trabalho é um parâmetro que influencia diretamente no desempenho do ciclo de Rankine, de modo que aumentando a pressão na caldeira e superaquecendo o vapor a temperaturas maiores é possível obter eficiências térmicas mais elevadas. Portanto, visando a busca por melhores rendimentos no processo de cogeração de energia, é interessante fazer uma análise quantitativa do comportamento da eficiência térmica do ciclo à medida que se variam as condições de pressão e temperatura com as quais o calor é fornecido ao fluido de trabalho. O superaquecimento do vapor pode ser conseguido instalando u equipamento conhecido como superaquecedor, que fornece energia adicional ao fluido de

trabalho, aumentando a temperatura de evaporação, e o aumento da pressão é determinado pela bomba, que comprime o fluido até a pressão de operação na caldeira.

Diante disso, um primeiro caminho para buscar a otimização consiste em fazer análises do desempenho do ciclo em diferentes condições de funcionamento, buscando encontrar a que proporcione um melhor aproveitamento do calor fornecido, e consequentemente, uma melhor eficiência térmica, dentro das possibilidades que podem ser implementadas. Tendo isso em mente, após ter calculado o rendimento térmico do ciclo estudado, o mesmo algoritmo será empregado para simular a modificação das condições usuais de operação da planta, adotando valores hipotéticos e crescentes para a pressão e temperatura de evaporação da água, buscando encontrar os parâmetros ótimos de operação que proporcionem uma melhor eficiência térmica, e consequentemente uma maior geração de energia.

Assim, primeiramente, o algoritmo desenvolvido no programa EES foi usado mais uma vez para trabalhar com os dados de entrada que se tem disponíveis, e simular o funcionamento do ciclo de Rankine com novos valores para P_3 e T_3 . Buscou-se estudar a influência da pressão de evaporação P_3 na eficiência térmica. Para isso, determinou-se a média das temperaturas T_3 , T_1 e das pressões P_1 e P_4 , e os valores da pressão na caldeira foram variados em uma faixa ampla de valores, tendo início com média das pressões, 1807kPa para o primeiro caso, seguido de 2000 kPa, para o segundo, e a partir daí, P_3 foi aumentada de forma constante com acréscimos de 1000 kPa, até atingir 50.000kPa, enquanto T_3 é mantida fixa, como o intuito de analisar o crescimento da eficiência térmica em função de P_3 .

O procedimento anterior foi repetido, porém dessa vez substituindo a temperatura da caldeira por valores maiores, para simular o superaquecimento do vapor. Este processo permite que uma quantidade adicional de energia seja transferido ao fluido de trabalho, aumentando a temperatura média de evaporação, o que traz como efeito um aumento de sua eficiência térmica. Primeiramente, foi adotado $T_3 = 400^\circ \text{C}$, e variando novamente P_3 no mesmo intervalo do caso anterior. Em seguida, T_3 passou a ser elevada gradativamente, com três aumentos sucessivos de 10°C , chegando a 410°C , 420°C , e 430°C . Na sequência, experimentou-se aumentos um pouco maiores na temperatura de evaporação, de 15°C , resultando em valores iguais a 445°C , 460°C e 475°C . A próxima modificação consistiu em simular mais quatro aumentos ainda mais consideráveis em T_3 , desta vez de 20°C cada um, o que resultou nos valores de 495°C , 515°C , 535°C e 555°C . Em todos esses casos, a temperatura foi fixada em um desses valores, enquanto a pressão foi variada dentro da faixa de 1807 KPa a 50.000 kPa, e com o uso do software EES, serão plotadas as curvas $\eta \times P_3$ para cada caso, visando analisar o comportamento da eficiência térmica em função da pressão no gerador de vapor para cada uma das condições de temperaturas propostas.

Todos os cálculos referentes à modelagem computacional e testes foram feitos no *software* EES, que também foi utilizado para plotar os gráficos e criar tabelas paramétricas com os resultados, e os dados obtidos foram registrados e organizados em planilhas construídas com o Microsoft Excel.

3.4 Modelagem e Simulação de um Ciclo Rankine Binário

Após fazer uma análise da eficiência térmica em função da pressão e temperatura durante a transferência de calor para o fluido, será proposta uma modificação na planta potência a vapor convencional, simulando a implementação de um ciclo Rankine binário, já que a adoção deste tipo de ciclo é uma forma de aumentar o rendimento de uma usina de potência a vapor, e portanto, buscar a otimização do processo de geração de energia. Os quatro estados termodinâmicos do ciclo superior será o ciclo com vapor de água da planta já modelado, enquanto o ciclo inferior, será dimensionado usando valores hipotéticos de pressão e temperatura. Com isso, será calculado o rendimento térmico total para o ciclo de vapor binário, o que permitirá fazer uma análise comparativa em relação aquele obtido para o ciclo convencional, visando estimar o ganho de eficiência que pode ser obtido com essa modificação proposta.

Para projetar um ciclo binário, uma sequência de três passos será executada:

- a) escolha do fluido de trabalho que seja adequado;
- b) determinação dos parâmetros de funcionamento do ciclo, em conformidade com os parâmetros do ciclo a vapor e com as propriedades do fluido escolhido;
- c) simulação utilizando o mesmo modelo de algoritmo já desenvolvido neste trabalho anteriormente.

3.4.1 Seleção do fluido de trabalho: critérios de escolha

Para selecionar a opção mais adequada, os principais critérios de escolha serão as temperaturas do ciclo em estudo, o ponto de ebulição dos fluidos, e questões de impacto ambiental e segurança.

Normalmente, um ciclo binário de vapor combina um ciclo com vapor de água, e um ciclo do tipo ORC, isto é, com um fluido orgânico. Existem diversas opções de fluidos orgânicos que podem ser empregados em plantas de potência ORC, e a escolha mais adequada pode depender de vários fatores, como suas propriedades físico-químicas, necessidades do projeto, disponibilidade, custo, toxicidade, segurança, impacto ambiental, estabilidade química, compatibilidade com materiais, temperaturas das fontes de calor, rendimento energético, limites de temperatura do ciclo, dentre outros aspectos relevantes.

Existem diversos estudos publicados que abordam a seleção e comparação de fluidos de trabalho mais vantajosos, sobretudo focados em ciclos orgânicos, e conforme Quoilin et al., (2013) não há um fluido de trabalho ideal para todas as aplicações, sendo sua seleção incluída no projeto do ciclo.

Conforme são listados por Tchance (2010) maioria dos fluidos de trabalho com potencial para serem utilizados em ciclos de potência, classificam-se nos seguintes grupos:

- a) álcoois: metanol, etanol;

b) fluidos inorgânicos: Água (R718), Dióxido de carbono (R744) e Amônia (R717);

c) outros hidrocarbonetos (HCs): substâncias inflamáveis naturais capazes de reagir com halogênios: Propano (R-290), n-Butano (R600), n-Pentano (R601), Benzeno, etc;

d) clorofluorcarbonos (CFCs): todos os átomos de hidrogênio em uma molécula de hidrocarboneto são substituído por cloro, flúor ou bromo. R12, R13, etc;

e) hidroclorofluorcarbonos (HCFCs): hidrocarbonetos parcialmente halogenados. Por exemplo, o R22;

f) hidrofluorcarbonos (HFCs): HCs parcialmente halogenados e sem cloro. Exemplo: R134a;

g) perfluorcarbonos (PFCs): HCs totalmente fluorados. Por exemplo: PP50;

e) éteres e hidrofluoroéteres (HFEs): por exemplo. HFE7000, RE134, HFE7100;

f) siloxanos, por exemplo, o Octametiltrisiloxano (MDM), e o Hexametildisiloxano (MM);

g) misturas azeotrópicas: misturas de dois ou mais compostos que se comportam como uma substância pura durante todo o processo de vaporização o u condensação. Exemplo: R500 e o R502;

h) misturas zeotrópicas: misturas de dois ou mais compostos cuja temperatura varia dentro de uma determinada faixa durante a vaporização o u condensação, não se mantendo constante. Exemplos: R404, R407.

Os autores Sotomonte, (2015) e Tchance, (2010) fizeram levantamentos sobre os principais fluidos de trabalho utilizados em aplicações industriais de plantas de potência baseadas no ciclo Rankine, na sua maioria com fluidos orgânicos, e reunindo os dados de ambos, foi possível elaborar a Tabela 2, que também inclui algumas propriedades importantes de cada substância.

Tabela 2: Fluidos mais comumente utilizados na indústria

Fluido	Massa molecular (kg/kmol)	T_e (°C)	T_c (°C)	P_c (kPa)	Grupo ASHREA 34	ALT (anos)	ODP	GWP
Água (R718)	10,2	100	374	22.064	A1	n.a	0	<1
Amônia (R717)	17,03	-33,3	132,3	1133,3	B2	0,01	0	<1
Etanol	46,07	78,4	240,8	614,8	n.a	n.a	n.a	n.a
Metanol	32,04	64,4	240,2	810,4	n.a	n.a	n.a	n.a
Tolueno (C7H8)	92,14	110,6	311	4106	n.a	n/D	n/D	n/D
Propilbenzeno (C9H12)	120,2	159	340,99	3200	n.a	n/D	n/D	n/D
Etilbenzeno (C8H10)	106,167	136	325,11	3606	n.a	n/D	n/D	n/D

Octano(C ₈ H ₁₈)	114,23	125,6	298,083	2497	n.a	n/D	n/D	n/D
Heptano (C ₇ H ₁₆)	100,21	98	282,305	2737	n.a	n/D	n/D	n/D
Hexano (C ₆ H ₁₄)	86,18	69	264,3611	3032	n.a	n/D	n/D	n/D
R141b	116,95	32,0	204,2	4.249	n.a	9,3	0,120	725
R11	137,4	23,83	243,95	4408	A1	45	1	4660
Pentano (C ₅ H ₁₂)	72,15	36,1	460,43	3381	A3	12 ± 3	0	4
Propano	44,10	-42,1	96,68	424,7	A3	A3	0	~20
R216ca	n/D	n/D	231,694	2570	n.a	n/D	1	n/D
Butano (C ₄ H ₁₀)	58,12	-1	215,29	4023	A3	n/D	n/D	n/D
R114	170,92	3,779	214,75	3300	A1	300	1	10040
R-40	50,49	-24,2	213,472	6700	B2	1	0,02	13
R-142b	100,5	-9,2	210,139	4120	A2	17,9	0,07	2310
R152a	66,05	-24,0	113,3	452,0	A2	1,4	0	124
R12	120,91	-29,8	112	4114	A1	100	1.	10890
R134a	102,03	-26,1	101	405,9	A1	14,0	0	1430
R22	86,47	-40,8	187,33	4975	A1	12,0	0,05	1,760
R1270	42,1	-47,72	185,328	4664	A3	12 ± 3	< 0	1,8
RC318	200,03	-6,0	115,2	277,8	A1	3200	0	10250
R600a	58,12	-11,7	135	3.647	A3	0,019	0	~20
R601	72,15	36,1	196,5	336,4	n/D	0,01	0	~20
R113	187,38	47,6	214,1	343,9	A1	85	1,000	6130
Ciclohexano	84,16	80,75	280,5	407,5	A3	n.a	n.a	n.a
R407C	86,20	-43,6	86,79	459,7	A1	n.a	0	1800
R32	52,02	-51,7	78,11	578,4	A2	4,9	0	675
R500	99,30	-33,6	105,5	445,5	A1	n.a	0,738	8100
R123	152,93	27,8	183,7	366,8	B1	1,3	0,020	77
141b	116,95	32,0	204,2	424,9	n.a	9,3	0,120	725
R245fa	134,049	15,3	154,01	3651	B1	7,6	0	858

Fonte: Autor, 2020.

3.4.1.1 Limites de temperatura do ciclo e ponto de ebulição

Para dimensionar um ciclo Rankine de baixa temperatura que irá operar em conjunto com o ciclo a vapor, compondo o ciclo binário, é necessário primeiramente definir um fluido a ser utilizado, de acordo com o objetivo que se quer atingir. O primeiro critério a ser considerado consiste em filtrar somente aquelas opções que possuam uma temperatura de ebulição inferior à temperatura que a água terá no condensador do ciclo a vapor, caso contrário, a energia transferida ao fluido não será suficiente para vaporizá-lo. Na entrada do condensador da planta de cogeração estudada, onde a água irá rejeitar o calor adquirido, a temperatura T_4 tem um valor médio de 46,92°C, como já foi mostrado, portanto, os fluidos com temperatura de ebulição superior a T_4 poderão ser descartados do processo de escolha.

Como resultado uma seleção prévia, foi feita uma listagem somente com os fluidos com nível de temperatura de ebulição compatíveis, na qual se apresentam 19 fluidos com potencial de serem utilizados nesse projeto. Os fluidos R1270 e R601 também foram descartados, entre outros motivos, por não estarem disponíveis na biblioteca de propriedades

termodinâmicas do Engineering Equation Solver. Os fluidos R11, R114, e R12 estão no grupo dos clorofluorcarbonos, e em razão de sua produção e uso serem proibidas no Brasil devido ao alto potencial de destruição da camada de ozônio, também serão descartados da escolha final para o fluido mais adequado desse estudo. Assim, dentre as opções restantes, tem-se alguns hidrocarbonetos, fluidos do tipo, HCC, e HCFC, que embora também possam ser nocivos à camada de ozônio, seu impacto é menor, por isso seu uso ainda é permitido, além da amônia, uma substância inorgânica, o que reduz a lista de possíveis fluidos de trabalho aos que são mostrados na Tabela a 3.

Tabela 3: Fluidos pré-selecionados

Fluido	Tipo	Massa molecular (kg/kmol)	T_e (°C)	T_C (°C)	P_C (kPa)	Grupo ASHREA 34	ALT (anos)	ODP	GWP
Amônia (R717)	Inorgânico	17,03	-33,3	132,3	1133,3	B2	0,01	0	<1
Pentano (C ₅ H ₁₂)	HC	72,15	36,1	460,43	3381	A3	n/D	n/D	n/D
Propano	HC	44,10	-42,1	96,68	424,7	A3	A3	0	~20
Butano (C ₄ H ₁₀)	HC	58,12	-1	215,29	4023	A3	n/D	n/D	n/D
R-40	HCC	50,49	-24,2	213,47 2	6700	B2	1	0,02	13
R-142b	HCFC	100,5	-9,2	210,13 9	4120	A2	17,9	0,07	2310
R152a	HFC	66,05	-24,0	113,3	452,0	A2	1,4	0	124
R134a	HFC	102,03	-26,1	101	405,9	A1	14,0	0	1430
R22	HCFC	86,47	-40,8	187,33	4975	A1	12,0	0,05	1,760
RC318	Halocarbono	200,03	-6,0	115,2	277,8	A1	3200	0	10250
R600a	HC	58,12	-11,7	135	3.647	A3	0,019	0	~20
R407C	HFC	86,20	-43,6	86,79	459,7	A1	n.a	0	1800
R32	HFC	52,02	-51,7	78,11	578,4	A2	4,9	0	675
R500	HCFC	99,30	-33,6	105,5	445,5	A1	n.a	0,738	8100
R123	HCFC	152,93	27,8	183,7	366,8	B1	1,3	0,020	77
141b	HCFC	116,95	32,0	204,2	424,9	n.a	9,3	0,120	725
R245fa	HFC	134,049	15,3	154,01	3651	B1	7,6	0	858

Fonte: Autor, 2020.

3.3.1.2 Segurança e Impacto Ambiental

Para a utilização e manuseio seguro de fluidos refrigerantes, é importante seguir certas normas regulamentadoras. Deve-se atentar para os riscos que o manuseio de uma

determinada substância pode trazer à saúde. Em relação à segurança, a maioria dos fluidos utilizados em refrigeração possui um grupo de classificação definido pela norma ASHRAE (AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS) 34, que utiliza dois indicadores, um referente ao nível de toxicidade, e o outro referente à inflamabilidade da substância. Quanto a toxicidade, a norma divide os fluidos em duas classes, A ou B, que conforme explica Moreira, 2019, “a classe A é usada para fluidos que não apresentaram toxicidade em concentrações de 400 ppm, já a classe B é usada para fluidos tóxicos abaixo de 400 ppm. Em relação a inflamabilidade, a classificação de segurança os divide em três grupos, de 1 a 3, conforme é mostrado na tabela abaixo.

Tabela 4: Classificação dos fluidos quanto à inflamabilidade

Classe 1	Fluidos que não mostram propagação de chamas para condições padrões de pressão e temperatura.
Classe 2	Fluidos de baixa inflamabilidade, mas que podem exibir propagação de chamas em condições padrão, e possuem limite inferior de inflamabilidade (LFL)> 3,5% e um calor de combustão < 19.000 kJ/kg.
Classe 3	Fluidos de alta inflamabilidade, possuem LFL<3,5%, calor de combustão superior a 19.000 kJ/kg, podem exibir propagação de chamas em condições padrão.

Fonte: Adaptado de www.dufrio.com.br, 2020.

Quanto ao impacto ambiental, também existem alguns indicadores que diferenciam muitos tipos de fluido usados na indústria. O ODP (Ozone Depletion Potential), indica o potencial de dano à camada de ozônio, variando em uma escala de 0 a 1, na qual o refrigerante R11, de valor 1, é usado como referência, e quanto mais próximo a este valor, maior o nível de dano que essa substância pode causar. O GWP (Global Warming Potential), por sua vez, indica o nível de contribuição com o aquecimento global, usando como referência o CO₂, que apresenta GWP igual a 1, sendo o menor nessa classificação. Já o ALT (Atmosphere Life Time), representa o tempo em anos que a substância permanece na atmosfera.

De acordo com esses critérios, é preferível escolher, se possível, fluidos que estejam dentro da classificação A1 de toxicidade e inflamabilidade, e também cujos indicadores ambientais sejam os menores possíveis.

Após avaliar os critérios mencionados, os fluidos que podem ser opções viáveis para esse estudo serão testados um a um usando o método descrito na próxima seção, visando estimar que oferecem um melhor aproveitamento energético, e portanto, uma melhor eficiência térmica, sem deixar de levar em consideração os indicadores de segurança e impacto ambiental.

3.4.2 Parâmetros do Ciclo de baixa temperatura

Para o ciclo binário que está sendo dimensionado com o objetivo de otimizar a geração de energia da planta de cogeração, foi definido uma potência líquida de 10 MW como uma condição de projeto para o ciclo binário como um todo, valor esse que é quase o dobro da potência líquida desenvolvida pelo ciclo a vapor. Será considerado um ciclo a jusante para operar em conjunto ao ciclo de vapor, na sua configuração mais simples, composto por um compressor (bomba), uma caldeira, que será o condensador do ciclo a montante, uma turbina para expansão, e um condensador. Foram definidos parâmetros iniciais escolhidos arbitrariamente para este ciclo, referentes à temperatura de evaporação do fluido, T_c , e a pressão do fluido no condensador, P_a . Tendo esses dados e fazendo a análise para um ciclo idealizado, é possível determinar as propriedades termodinâmicas nos quatro estados definidos, por meio do mesmo algoritmo criado no software EES. A Figura 3 ilustra a montagem do ciclo binário proposto, com os quatro estados do ciclo inferior sendo representados pelas letras a, b, c e d:

- a) estado a: referente à entrada do fluido na bomba, que para um ciclo ideal, admite-se ter as mesmas propriedades da saída do condensador;
- b) estado b: saída da bomba e entrada da caldeira;
- c) saída da caldeira, onde o fluido estará na fase de vapor saturado, e entrada na turbina;
- d) estado d: corresponde à saída da turbina, após a expansão, e entrada do condensador.

Tabela 5: Parâmetros do ciclo de baixa temperatura

T_c (°C)	P_a (kPa)	Fase do fluido no estado c
50	1000	Vapor saturado

Fonte: Autor, 2020.

3.4.3 Modelagem do Ciclo de Baixa temperatura

Nesta etapa, a partir dos parâmetros definidos anteriormente, serão determinadas as demais propriedades para o fluido nos diferentes pontos do ciclo, utilizando o algoritmo já criado, com pequenas modificações. Será considerado um ciclo em condições ideais, no qual o fluido passará também por quatro processos termodinâmicos livres de irreversibilidades, como foi feito inicialmente para o ciclo de vapor de água analisado. Primeiramente, no estado a, com o fluido na região de saturação, por meio da pressão do condensador, P_a , pode-se determinar o volume específico, v_a , e a entalpia, h_a , neste ponto. No estado b, é possível determinar a pressão P_b , que é igual a pressão de saturação P_c do fluido para uma temperatura de 50°C, após o mesmo passar pela caldeira. Com isso, será determinada a entalpia h_b , por meio da equação 16.

$$h_b = h_a + v_a (P_b - P_a) \quad (16)$$

No estado c, estando o fluido no estado de vapor saturado à 50°C, o algoritmo retornará diretamente os valores de entropia, s_c e entalpia, h_c nesse ponto. Para calcular as propriedades na saída da turbina, no estado d, será assumida uma expansão isentrópica do vapor, na qual $s_d = s_c$, e $P_d = P_a$, e utilizando as funções termodinâmicas para entropia do EES, são determinadas também as entropias do líquido, s_d , entropia do vapor, s_{l_d} , e entropia de vaporização s_{lv_d} . A partir desses 3 parâmetros, é calculado o título de vapor x_d , por meio da equação (17):

$$x_d = \frac{s_d - s_{l_d}}{s_{lv_d}} \quad (17)$$

Com o título e as entalpias de líquido, h_{l_d} , e entalpia de vaporização, h_{lv_d} , calcula-se a entalpia h_d nesse ponto:

$$h_d = h_{l_d} + x_d h_{lv_d} \quad (18)$$

Em seguida, é preciso fazer balanços de massa e de energia na região de conexão dos dois ciclos, sabendo que não há perda de calor para ao ambiente, toda a energia rejeitada pela água é absorvida pelo segundo fluido de trabalho no condensador do ciclo de vapor, o que é representado pela equação (19):

$$\dot{m}_s (h_{4r} - h_1) + \dot{m}_a (h_b - h_c) = 0 \quad (19)$$

onde,

\dot{m}_s é a vazão mássica para a água e

\dot{m}_a é a vazão mássica do fluido do ciclo de baixa temperatura.

Portanto, a partir das entalpias de ambos os fluidos, rearranjando a equação (19) pode-se calcular a razão entre as vazões mássicas (equação 20):

$$\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_s} = \frac{h_{4r} - h_1}{h_b - h_c} \quad (20)$$

No ciclo de alta temperatura, a potência líquida é dada pelo produto entre a vazão mássica da água no ciclo de alta temperatura, e o trabalho líquido produzido:

$$W_{l_1} = \dot{m}_s [(h_3 - h_{4r}) - (h_2 - h_1)] \quad (21)$$

A potência líquida do ciclo de baixa temperatura é encontrada da mesma forma, com os respectivos valores corretos de entalpia e vazão mássica:

$$W_{l_2} = \dot{m}_a [(h_c - h_d) - (h_b - h_a)] \quad (22)$$

A combinação das equações (19) e (20), resulta na potência total, W_t do ciclo binário:

$$\begin{aligned} W_t &= W_{l_1} + W_{l_2} = \dot{m}_s [(h_3 - h_{4r}) - (h_2 - h_1)] \\ &+ W_{l_2} = \dot{m}_a [(h_c - h_d) - (h_b - h_a)] \end{aligned} \quad (23)$$

Na equação (21), isolando \dot{m}_s , e utilizando a razão expressa pela equação (20), assim como o valor de potência líquida total definido previamente, tem-se um sistema simples com duas incógnitas e duas equações, no qual sua solução fornecerá os valores de vazões mássicas de ambos os fluidos, \dot{m}_s e \dot{m}_a , para as condições de operação estipuladas nesse projeto.

Com o valor da vazão de água no ciclo a vapor, será calculada a taxa de acréscimo de calor para o ciclo binário, \dot{Q}_{ent} , dada por:

$$\dot{Q}_{ent} = \dot{m}_s (h_3 - h_2) \quad (24)$$

A eficiência térmica total do ciclo binário será dada pela razão entre a potência líquida total do ciclo, e a taxa de calor transferido:

$$n_t = \frac{W_t}{\dot{Q}_{ent}} \quad (25)$$

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos com a simulação computacional do funcionamento da planta de potência a vapor estudada, com relação ao rendimento térmico da mesma que foi calculado em suas condições usuais de operação. Serão mostrados também a otimização proposta baseada na modificação da temperatura e pressão de evaporação, na qual se buscou os parâmetros ótimos de funcionamento, simulando valores hipotéticos de pressão e temperatura, e com a implementação do ciclo de vapor binário.

4.1 Eficiência, fases e título de vapor: Validação dos dados de entrada

Na Tabela 6 são mostrados os valores de eficiência do ciclo para as condições usuais de funcionamento da planta, em todas as 50 medições analisadas, considerando um ciclo ideal, com processos internamente irreversíveis e com as simplificações mencionadas na seção 3.

Tabela 6: Eficiência térmica da planta de cogeração para um ciclo ideal

T_1 (°C)	T_3 (°C)	$P_2 = P_3$ (KPa)	$P_4 = P_1$ (KPa)	η (%)
45,92	387,3	1792	10,38	31,51
45,92	386,9	1791	10,39	31,5
45,93	386,5	1788	10,4	31,48
45,94	386,2	1785	10,41	31,47
45,95	385,8	1788	10,41	31,47
45,96	385,5	1792	10,42	31,47
45,97	385,1	1797	10,43	31,47
45,98	384,8	1801	10,44	31,48
45,99	384,4	1805	10,45	31,48
46	383,7	1805	10,45	31,47
45,93	382,7	1804	10,46	31,44
45,79	381,8	1804	10,47	31,42
45,65	380,8	1804	10,48	31,4
45,51	379,9	1803	10,49	31,37
45,52	378,9	1803	10,49	31,36
45,55	378	1803	10,5	31,34
45,57	377	1802	10,51	31,32
45,6	376,1	1802	10,52	31,31
45,63	376,2	1802	10,53	31,31
45,65	376,5	1811	10,53	31,33
45,68	376,8	1823	10,54	31,36
45,71	377,2	1814	10,55	31,34
45,78	377,5	1806	10,56	31,33
45,8	377,8	1803	10,57	31,32

45,8	374,5	1800	10,57	31,27
45,5	379,9	1804	10,64	31,31
45,51	379,6	1803	10,64	31,31
45,53	379,4	1801	10,64	31,3
45,54	379,1	1799	10,65	31,29
45,55	378,8	1796	10,65	31,27
45,56	378,5	1793	10,65	31,26
45,57	378,2	1792	10,66	31,26
45,58	377,9	1792	10,66	31,25
45,6	377,6	1812	10,58	31,33
45,59	377,3	1813	10,59	31,32
45,57	377,1	1814	10,6	31,32
45,56	376,5	1815	10,61	31,31
45,6	375,8	1812	10,58	31,3
45,59	375,2	1813	10,59	31,29
45,57	374,5	1814	10,6	31,28
45,56	373,9	1815	10,61	31,27
45,54	373,6	1816	10,61	31,26
45,53	373,2	1816	10,62	31,26
45,51	372,8	1817	10,63	31,25
45,6	372,4	1812	10,58	31,25
45,58	371,7	1819	10,59	31,26
45,58	371,3	1820	10,59	31,26
45,58	370,8	1821	10,59	31,25
45,58	369,9	1822	10,58	31,24
45,6	368,9	1807	10,71	31,14

Fonte: Autor, 2020.

Na Tabela 7, estão os valores de n considerando a queda de pressão na caldeira

Tabela 7: Eficiência térmica com queda de pressão

T_1 (°C)	T_3 (°C)	P_2 (kPa)	P_3 (kPa)	$P_4 = P_1$ (kPa)	n (%)
45,92	387,3	1792	1248	10,38	29,85
45,92	386,9	1791	1245	10,39	29,83
45,93	386,5	1788	1243	10,4	29,82
45,94	386,2	1785	1240	10,41	29,8
45,95	385,8	1788	1238	10,41	29,78
45,96	385,5	1792	1235	10,42	29,76
45,97	385,1	1797	1233	10,43	29,75
45,98	384,8	1801	1231	10,44	29,73
45,99	384,4	1805	1228	10,45	29,71
46	383,7	1805	1228	10,45	29,7

45,93	382,7	1804	1230	10,46	29,68
45,79	381,8	1804	1232	10,47	29,67
45,65	380,8	1804	1234	10,48	29,65
45,51	379,9	1803	1236	10,49	29,64
45,52	378,9	1803	1239	10,49	29,63
45,55	378	1803	1241	10,5	29,62
45,57	377	1802	1243	10,51	29,61
45,6	376,1	1802	1242	10,52	29,59
45,63	376,2	1802	1240	10,53	29,58
45,65	376,5	1811	1239	10,53	29,58
45,68	376,8	1823	1237	10,54	29,58
45,71	377,2	1814	1236	10,55	29,58
45,78	377,5	1806	1235	10,56	29,58
45,8	377,8	1803	1233	10,57	29,57
45,8	374,5	1800	1232	10,57	29,51
45,5	379,9	1804	1243	10,64	29,6
45,51	379,6	1803	1243	10,64	29,6
45,53	379,4	1801	1243	10,64	29,59
45,54	379,1	1799	1244	10,65	29,59
45,55	378,8	1796	1244	10,65	29,58
45,56	378,5	1793	1244	10,65	29,58
45,57	378,2	1792	1244	10,66	29,57
45,58	377,9	1792	1244	0,66	29,57
45,6	377,6	1812	1235	10,58	29,56
45,59	377,3	1813	1234	10,59	29,55
45,57	377,1	1814	1234	10,6	29,54
45,56	376,5	1815	1234	10,61	29,53
45,6	375,8	1812	1235	10,58	29,53
45,59	375,2	1813	1234	10,59	29,52
45,57	374,5	1814	1234	10,6	29,5
45,56	373,9	1815	1234	10,61	29,49
45,54	373,6	1816	1234	10,61	29,48
45,53	373,2	1816	1234	10,62	29,47
45,51	372,8	1817	1234	10,63	29,46
45,6	372,4	1812	1235	10,58	29,48
45,58	371,7	1819	1231	10,59	29,45

45,58	371,3	1820	1230	10,59	29,45
45,58	370,8	1821	1229	10,59	29,44
45,58	369,9	1822	1229	10,58	29,42
45,6	368,9	1807	1229	10,71	29,36

Fonte: Autor, 2020.

Este resultados deixam evidente a diminuição na eficiência térmica ao não utilizar a suposição de pressão constante entre os estados 2 e 3. Por fim, na Tabela 8, são mostrados os resultados utilizando o trabalho real desenvolvido pela turbina, para uma condição onde a variação de entropia não foi desconsiderada:

Tabela 8: Eficiência térmica com expansão não isentrópica

T_1 (°C)	T_3 (°C)	P_2 (KPa)	P_3 (KPa)	$P_4 = P_1$ (KPa)	n (%)
45,92	387,3	1792	1248	10,38	23,25
45,92	386,9	1791	1245	10,39	23,24
45,93	386,5	1788	1243	10,4	23,22
45,94	386,2	1785	1240	10,41	23,21
45,95	385,8	1788	1238	10,41	23,2
45,96	385,5	1792	1235	10,42	23,18
45,97	385,1	1797	1233	10,43	23,17
45,98	384,8	1801	1231	10,44	23,16
45,99	384,4	1805	1228	10,45	23,14
46	383,7	1805	1228	10,45	23,13
45,93	382,7	1804	1230	10,46	23,12
45,79	381,8	1804	1232	10,47	23,11
45,65	380,8	1804	1234	10,48	23,1
45,51	379,9	1803	1236	10,49	23,08
45,52	378,9	1803	1239	10,49	23,08
45,55	378	1803	1241	10,5	23,07
45,57	377	1802	1243	10,51	23,06
45,6	376,1	1802	1242	10,52	23,05
45,63	376,2	1802	1240	10,53	23,04
45,65	376,5	1811	1239	10,53	23,04
45,68	376,8	1823	1237	10,54	23,04
45,71	377,2	1814	1236	10,55	23,04
45,78	377,5	1806	1235	10,56	23,04

45,8	377,8	1803	1233	10,57	23,03
45,8	374,5	1800	1232	10,57	22,99
45,5	379,9	1804	1243	10,64	23,06
45,51	379,6	1803	1243	10,64	23,05
45,53	379,4	1801	1243	10,64	23,05
45,54	379,1	1799	1244	10,65	23,05
45,55	378,8	1796	1244	10,65	23,04
45,56	378,5	1793	1244	10,65	23,04
45,57	378,2	1792	1244	10,66	23,04
45,58	377,9	1792	1244	10,66	23,03
45,6	377,6	1812	1235	10,58	23,02
45,59	377,3	1813	1234	10,59	23,02
45,57	377,1	1814	1234	10,6	23,01
45,56	376,5	1815	1234	10,61	23
45,6	375,8	1812	1235	10,58	23
45,59	375,2	1813	1234	10,59	22,99
45,57	374,5	1814	1234	10,6	22,98
45,56	373,9	1815	1234	10,61	22,97
45,54	373,6	1816	1234	10,61	22,96
45,53	373,2	1816	1234	10,62	22,95
45,51	372,8	1817	1234	10,63	22,95
45,6	372,4	1812	1235	10,58	22,96
45,58	371,7	1819	1231	10,59	22,94
45,58	371,3	1820	1230	10,59	22,93
45,58	370,8	1821	1229	10,59	22,93
45,58	369,9	1822	1229	10,58	22,92
45,6	368,9	1807	1229	10,71	22,86

Fonte: Autor, 2020.

Ao considerar a variação de entropia na expansão do fluido, obteve-se uma eficiência térmica ainda menor do que no último caso, o que mostra que as irreversibilidades de um ciclo tem influência sobre seu desempenho, fazendo com que um ciclo ideal tenha desvios em relação aos ciclos reais de potência a vapor.

Uma análise preliminar dos resultados permite verificar se os dados de entrada são coerentes e se o algoritmo é confiável para avaliar o desempenho do ciclo. As fases encontradas do fluido de trabalho estão coerentes com o que ocorre em cada etapa do processo de um ciclo de vapor, sendo nos pontos 1 e 2 indicadas como líquido, vapor superaquecido no ponto 3 e mistura saturada no ponto 4. Isso também é evidenciado pelos

títulos de vapor, que não constam na tabela 11, mas foram determinados, refletindo de forma correta as frações de líquido e vapor esperadas em cada etapa. O título apresentou um valor médio de 88,77% na região de saturação da saída da turbina, mostrando uma porcentagem baixa de líquido, zero nos pontos 1 e 2, indicando a fase de líquido comprimido após a compressão, 100% na saída da caldeira, como já seria esperado para o estado de vapor superaquecido, e zero também no ponto 4, indicando, a existência da fase de líquido saturado.

De acordo com os resultados, as condições de pressão e temperatura em que opera a planta de cogeração levaram a uma eficiência térmica média de 23,04%, com um valor máximo encontrado de 23,25%, e mínimo de 22,86%, que são valores típicos do desempenho de usinas termelétricas que operam em ciclos de potência a vapor. Isso mostra que o método implementado na ferramenta EES se mostrou eficaz na determinação dos parâmetros de desempenho da planta de cogeração estudada, não tendo registrado nenhuma variação muito expressiva na eficiência térmica entre as 50 medições, e nenhum valor fora do normal, mostrando também que as pressões e temperaturas indicadas pelas medições também são condizentes com a finalidade da planta.

Também foi possível estimar a temperatura T_4 , na saída da turbina, Para isso, foi determinada a entalpia h_{4r} nesse ponto, utilizando a eficiência isentrópica e a equação 8. Por meio das bibliotecas de propriedades termodinâmicas do EES, T_4 foi determinada a partir de h_{4r} e de P_4 , tendo valor médio de 45,6°C. De acordo com os dados fornecidos sobre a planta de cogeração, a temperatura T_1 , na saída do condensador, tem valor médio de 46,92°C, indicando uma certa perda de calor no condensador para o ambiente, já que em um ciclo ideal, considera-se que o processo de calor rejeitado ocorre para que o fluido mude sua fase e vapor para líquido, sendo um processo praticamente isotérmico.

4.2 Comportamento da Eficiência Térmica em Função da Temperatura e Pressão de Evaporação

Ao fixar a temperatura da caldeira com seu valor médio, o valor de n aumenta conforme se eleva o valor da pressão de evaporação da água, P_3 , atingindo um máximo de 30,13 % quando a pressão é igual a 23 MPa, e a partir desse ponto, n começa a diminuir em função de P_3 , conforme pode-se visualizar na Tabela 9 e no gráfico da Figura 4.

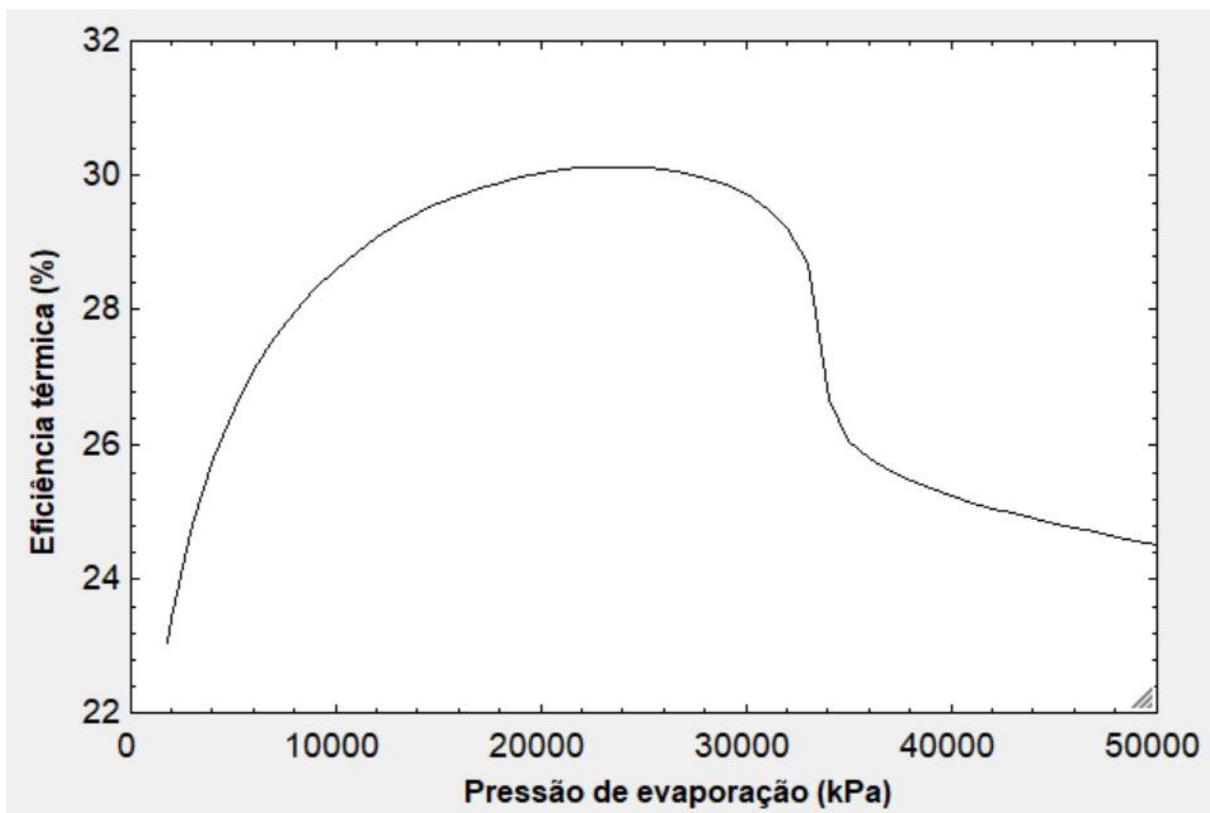
Tabela 9: Variação de n em função de P_3 para T_3 médio

$T_{3_média}$ (°C)	P_3 (kPa)	Eficiência Térmica (%)
378,236	1807	24,38
378,236	2000	24,75
378,236	3000	26,14
378,236	4000	27,08
378,236	5000	27,78
378,236	6000	28,32

378,236	7000	28,76
378,236	8000	29,11
378,236	9000	29,4
378,236	10000	29,65
378,236	11000	29,84
378,236	12000	30,01
378,236	13000	30,13
378,236	14000	30,23
378,236	15000	30,29
378,236	16000	30,33
378,236	17000	30,33
378,236	18000	30,3
378,236	19000	30,22
378,236	20000	30,09
378,236	21000	29,87
378,236	22000	29,48
378,236	23000	28,04
378,236	24000	26,49
378,236	25000	26,19
378,236	26000	26
378,236	27000	25,86
378,236	28000	25,74
378,236	29000	25,64
378,236	30000	25,56
378,236	31000	25,48
378,236	32000	25,41
378,236	33000	25,35
378,236	34000	25,29
378,236	35000	25,23
378,236	36000	25,18
378,236	37000	25,13
378,236	38000	25,08
378,236	39000	25,04
378,236	40000	24,99
378,236	41000	24,95
378,236	42000	24,91
378,236	43000	24,87
378,236	44000	24,83
378,236	45000	24,79
378,236	46000	24,76
378,236	47000	24,72
378,236	48000	24,69
378,236	49000	24,66
378,236	50000	24,62

Fonte: Autor, 2020.

Figura 3: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T_{\text{médio}}$



Fonte: Autor, 2020.

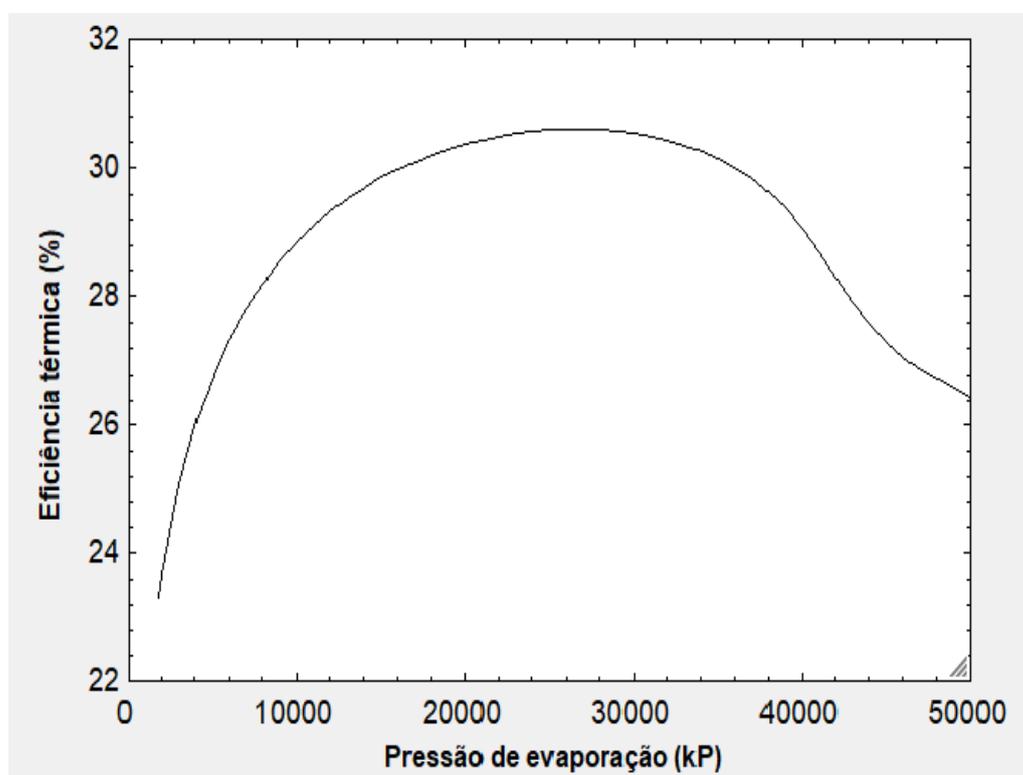
Esse comportamento da eficiência térmica do ciclo pode ser entendido observando a forma como a mesma é calculada a partir da equação 7, através da razão entre o trabalho líquido e o calor fornecido. O trabalho líquido é dado pela diferença entre o trabalho produzido na turbina ($h_3 - h_4$) e o trabalho consumido na bomba ($h_2 - h_1$), enquanto o calor fornecido é dado pela diferença h_3 e h_2 . Examinando as tabelas paramétricas geradas no EES, percebe-se que na faixa de pressão considerada, o valor de h_3 diminui à medida que a pressão de evaporação P_3 aumenta, e o mesmo ocorre para h_{4r} , conforme pode-se perceber ao resolver a equação 7 para h_{4r} . Já o valor de h_2 , reduz com o aumento de P_3 . Dessa forma, com a variação sofrida pelas entalpias dos estados 2, 3 e 4, à medida que P_3 cresce, há uma diminuição do trabalho produzido pela turbina e aumento do trabalho gasto, fazendo o numerador da equação 7 diminuir. O termo do denominador, $h_3 - h_2$, também diminui, porém, o efeito global faz com que a razão entre eles, isto é, a eficiência térmica cresça até um valor máximo de P_3 , a partir do qual começa a cair, resultando na curva mostrada anteriormente.

Ao elevar o valor de T_3 para 400°C , observou-se que n mostrou uma curva de variação semelhante, porém, obteve-se um valor máximo de eficiência superior ao obtido anteriormente para a média das temperaturas, sendo igual a 30,59%, quando a pressão P_3 é igual a 26 MPa, conforme é mostrado no próximo gráfico da figura 5. O efeito do superaquecimento do vapor em ciclos Rankine eleva o trabalho líquido produzido, e portanto o rendimento térmico. Tendo uma temperatura de fornecimento de calor maior, os valores

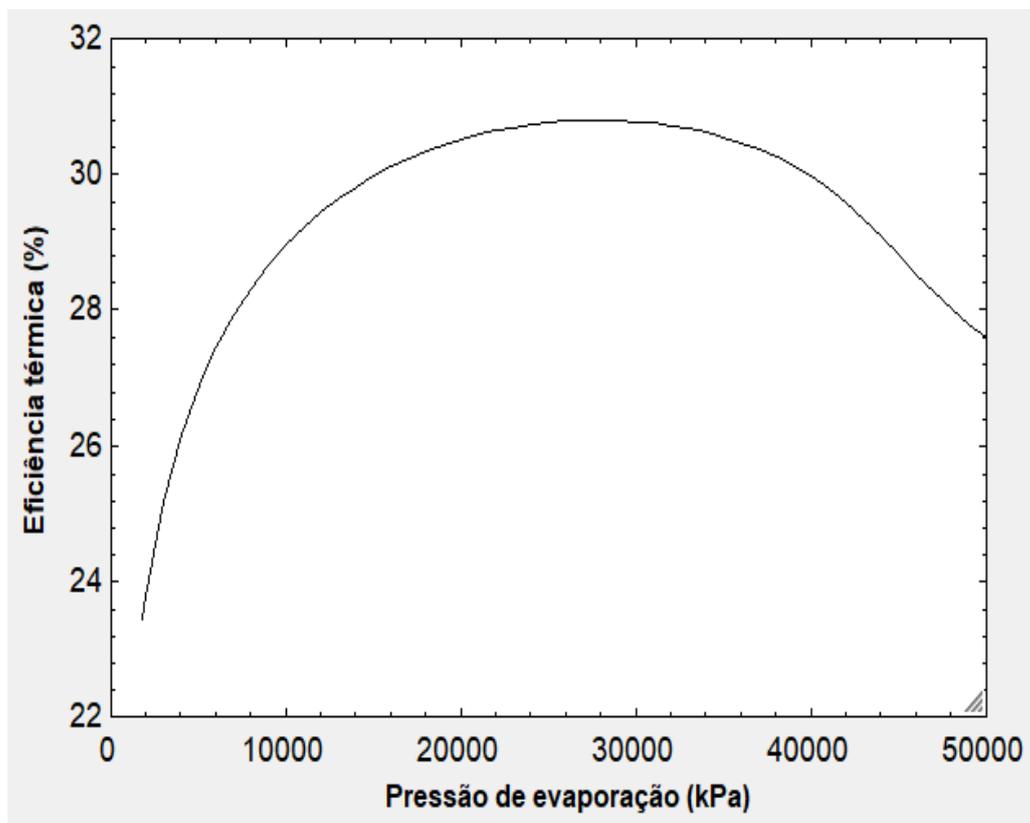
iniciais de h_3 e h_{4r} serão maiores, o que fará com que a eficiência máxima cresça até um valor maior de pressão na caldeira.

A Tabela 10 mostra, além dos dois casos anteriores, os valores máximos de n para a próxima faixa de temperatura trabalhada, entre 400°C e 430°C, mostrando que esses leves aumentos iniciais resultaram em melhorias no rendimento térmico do ciclo, como já era esperado, e as Figuras de 5 a 8 mostram os gráficos de $n \times P_3$ para cada uma delas. A partir de 400° C, houve um aumento percentual médio de aproximadamente 0,6612% na eficiência térmica entre os próximos três valores de T_3 estabelecidos.

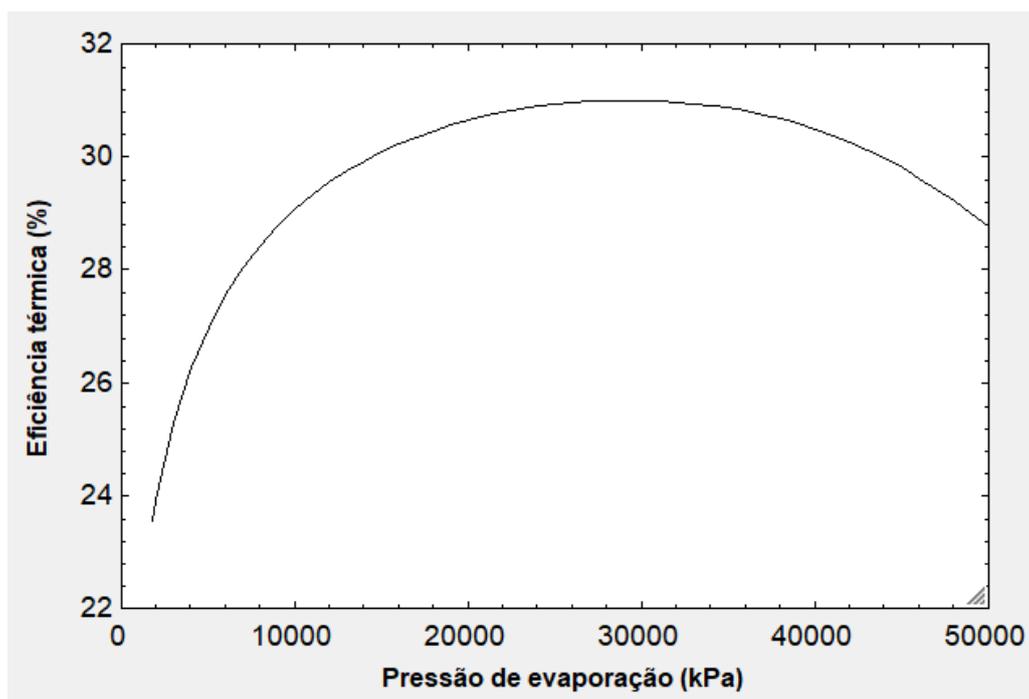
Figura 4: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 400^\circ\text{C}$



Fonte: Autor, 2020.

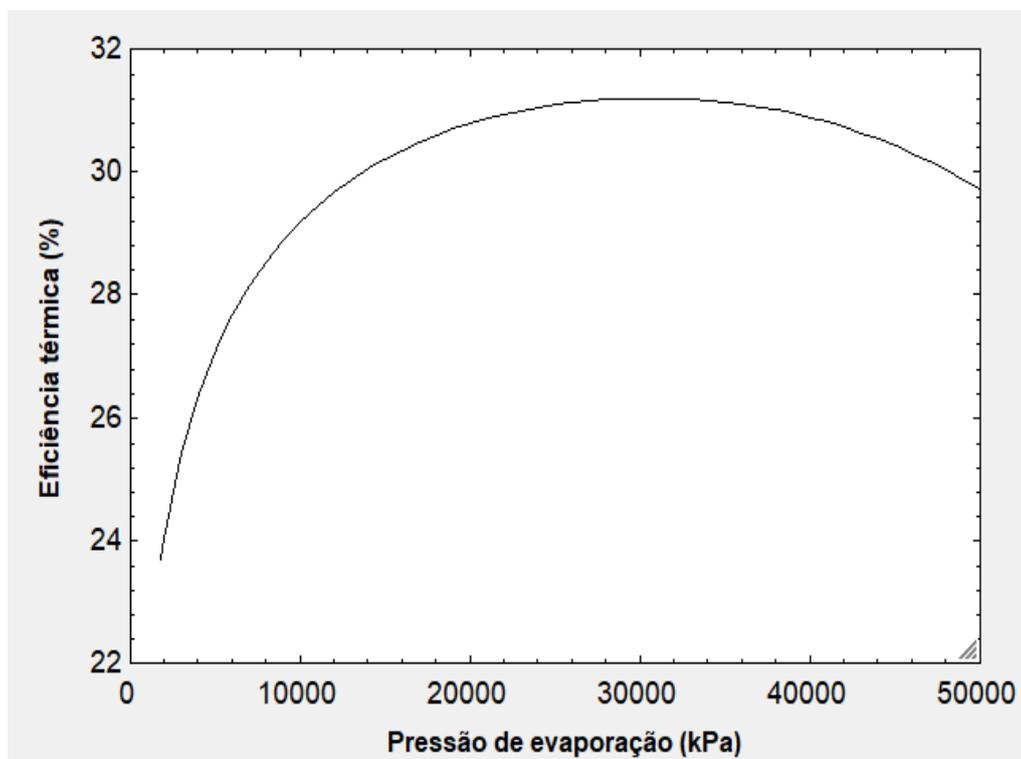
Figura 5: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 410^{\circ}\text{C}$ 

Fonte: Autor, 2020.

Figura 6: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 420^{\circ}\text{C}$ 

Fonte: autor, 2020.

Figura 7: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 430^{\circ}\text{C}$



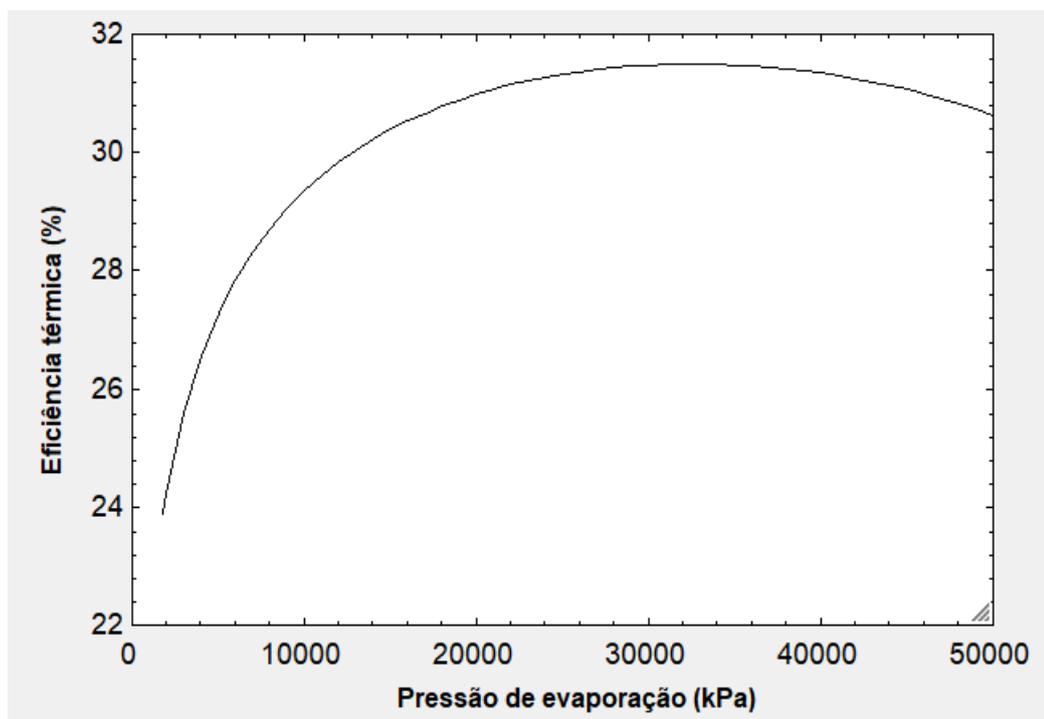
Fonte: Autor, 2020.

Tabela 10: Variação da eficiência máxima em função de P_3 para cada temperatura

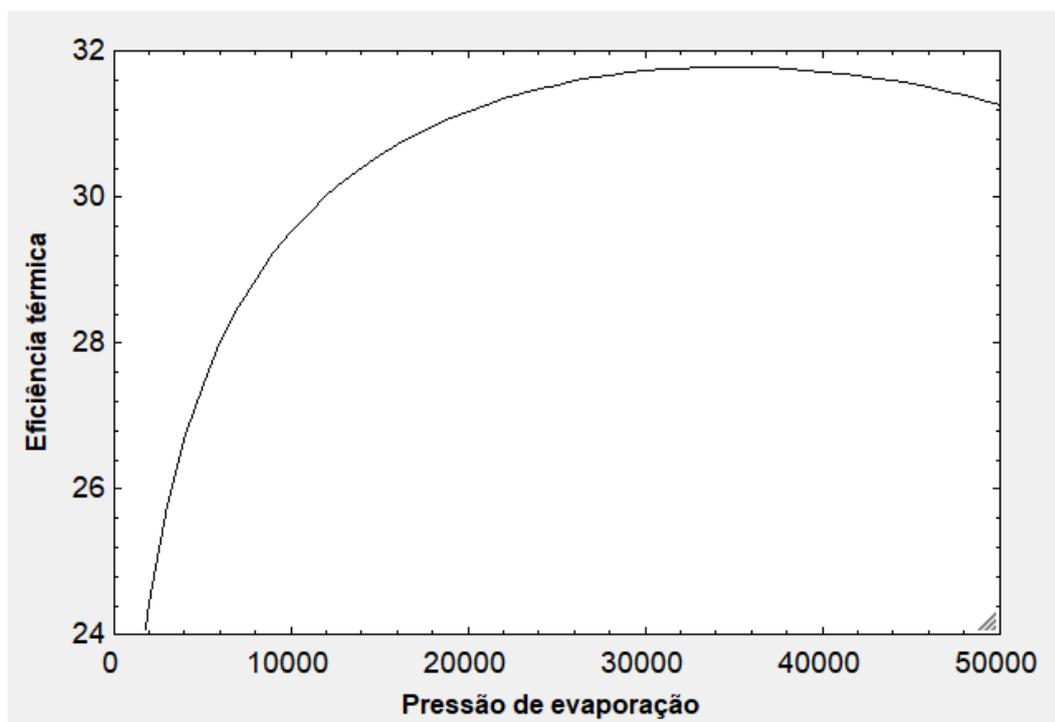
Caso	T_3 ($^{\circ}\text{C}$)	$n_{\text{máximo}}$	P_3 (MPa)
1	377,7	30,13	23
2	400	30,59	26
3	410	30,59	26
4	420	31	28
5	430	31,2	30

Fonte: Autor, 2020.

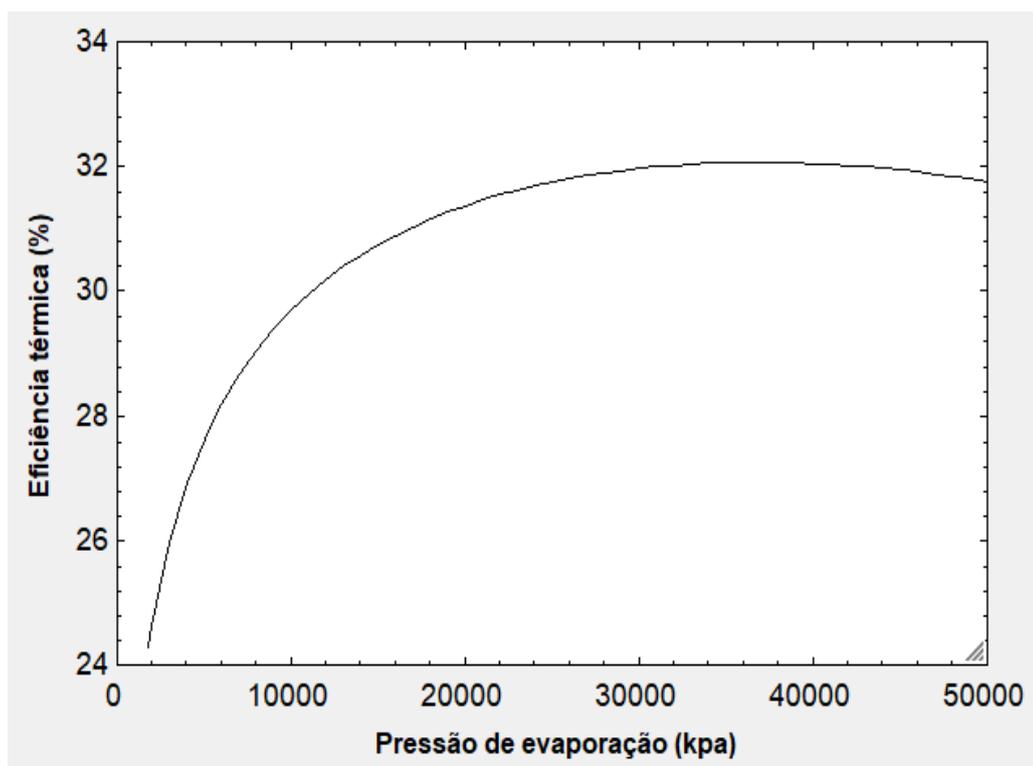
Na Tabela 11 estão os resultados para os casos 6 a 8, com uma faixa de temperatura de 445°C a 475°C , com aumentos um pouco maiores de temperatura, de 15°C . Entre cada temperatura, foi obtido um aumento percentual médio em torno de 0,921%. As Figuras de 9 a 12 mostram os gráficos correspondentes.

Figura 8: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 445^{\circ}\text{C}$ 

Fonte: Autor, 2020.

Figura 9: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 460^{\circ}\text{C}$ 

Fonte: Autor, 2020.

Figura 10: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 475^{\circ}\text{C}$ 

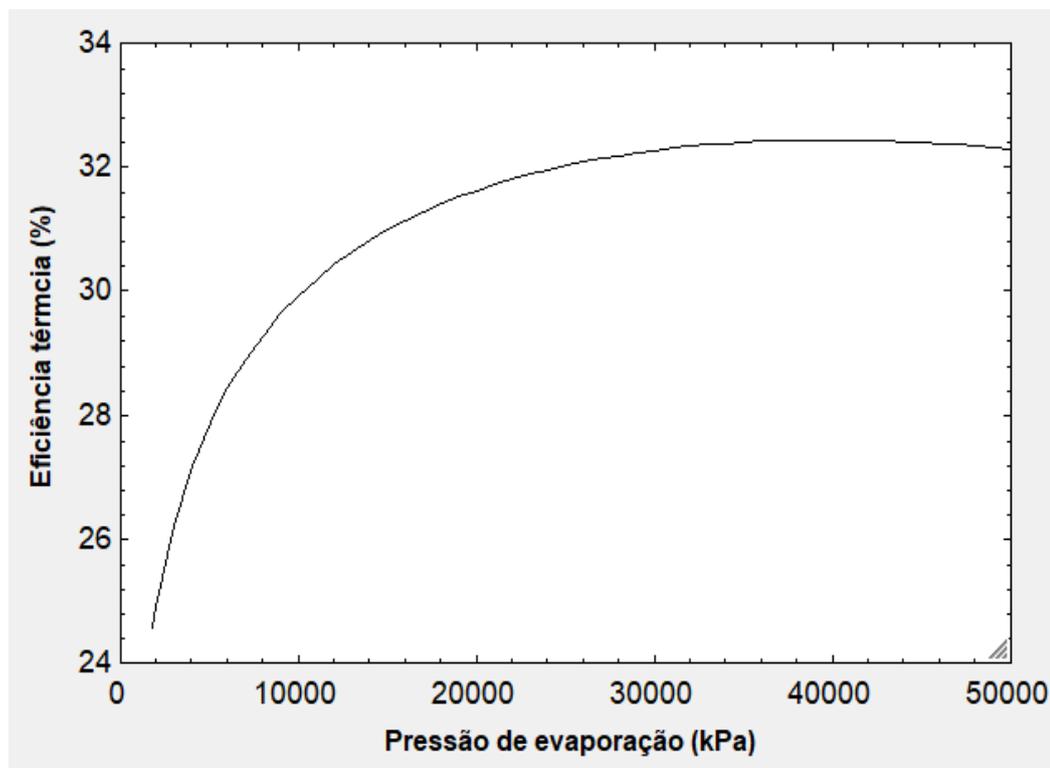
Fonte: Autor, 2020.

Tabela 11: Variação da eficiência máxima em função de P_3 para cada temperatura

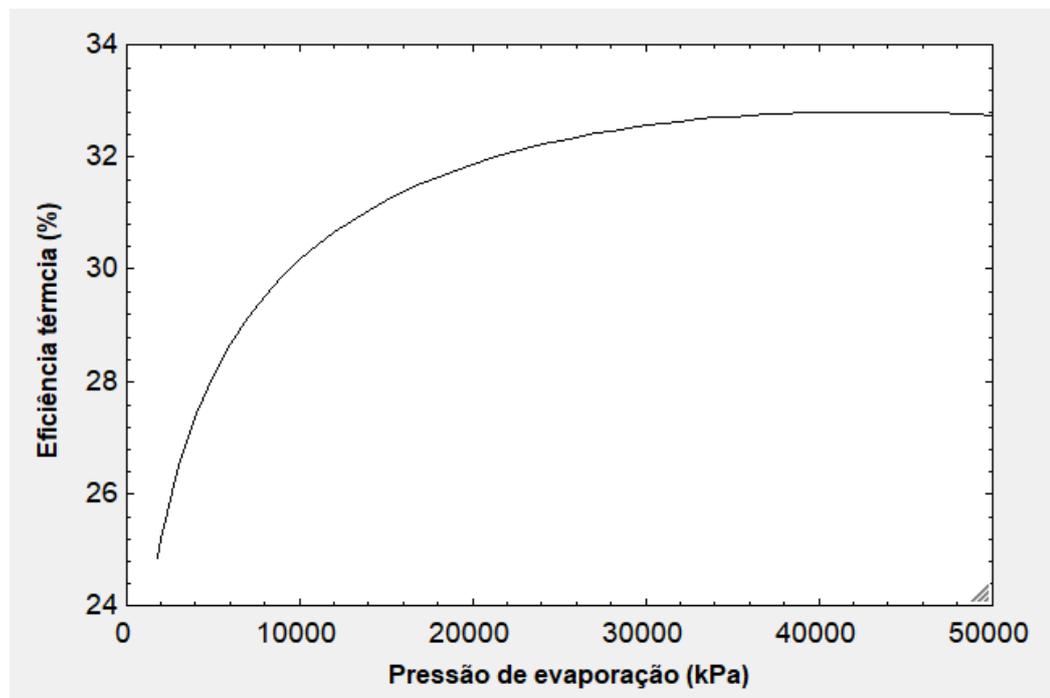
Caso	T_3 ($^{\circ}\text{C}$)	$n_{\text{máximo}}$ (%)	P_3 (MPa)
6	445	31,49	31
7	460	31,78	34
8	475	32,07	37

Fonte: Autor, 2020

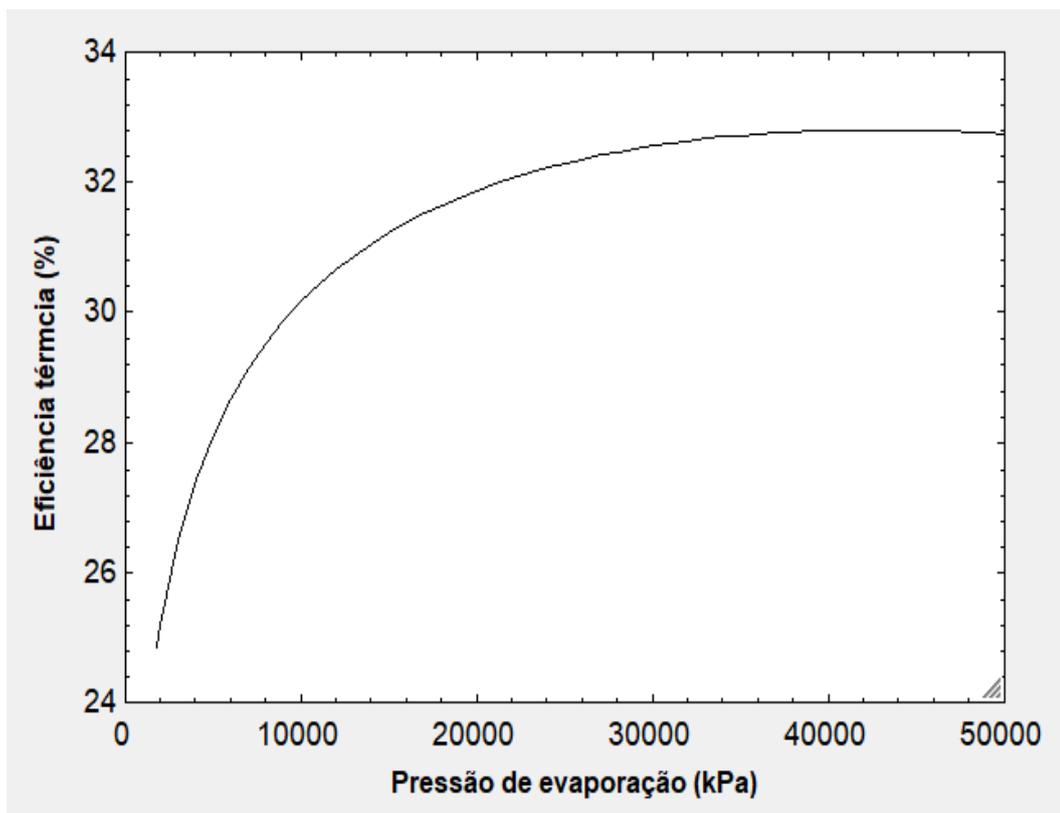
Na Tabela 12 estão os casos de 9 a 12, onde foram feitos quatro aumentos ainda mais consideráveis na temperatura T_3 , equivalentes a 20°C , chegando na faixa de valores de 495°C a 555°C . Os gráficos de variação de eficiência em função da pressão de evaporação para cada faixa podem ser visualizadas nas figuras 13 a 16. Nesse patamar de temperatura, houve um aumento percentual médio de cerca de 1,112%. A Figura 17 mostra o gráfico que representa a variação da eficiência máxima atingida em função da temperatura de admissão do calor, para cada um dos níveis de temperatura analisados.

Figura 11: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 495^{\circ}\text{C}$ 

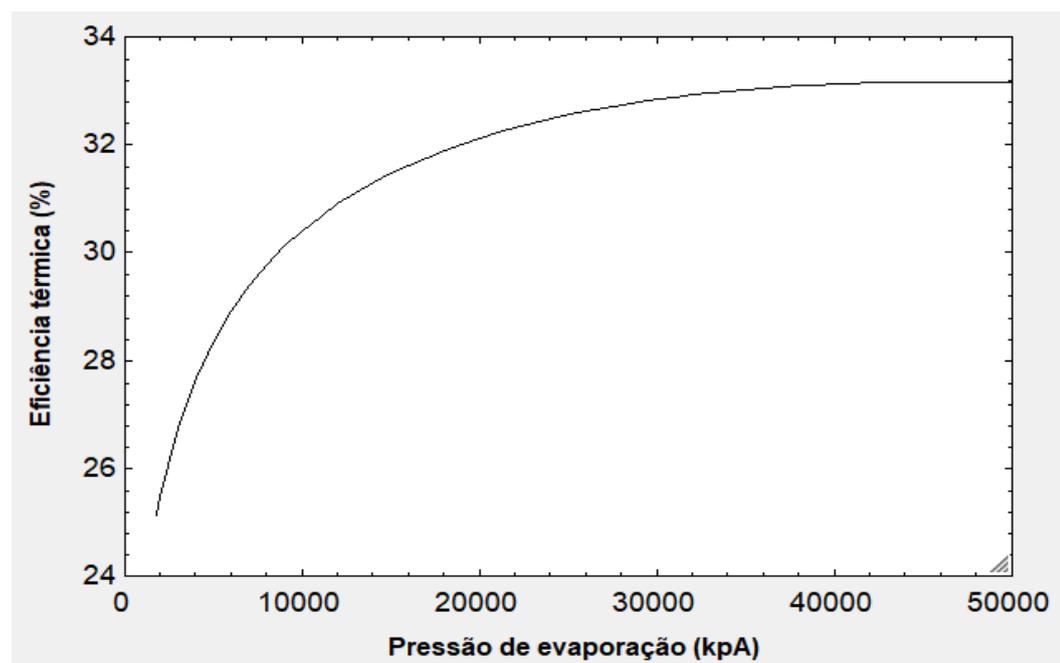
Fonte: Autor, 2020.

Figura 12: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 495^{\circ}\text{C}$ 

Fonte: Autor, 2020.

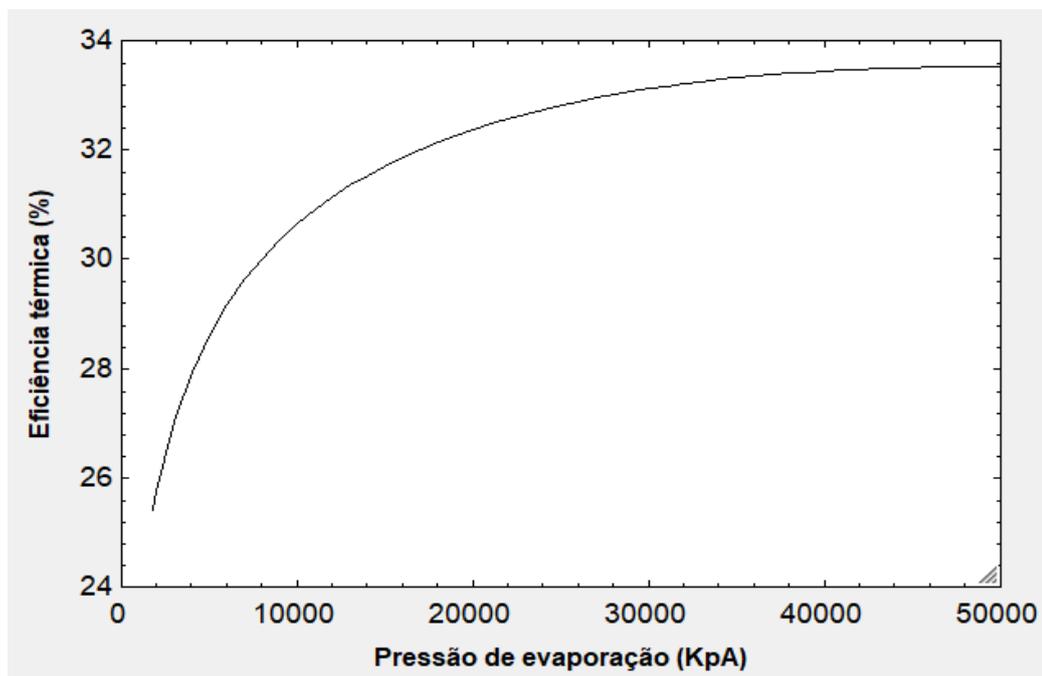
Figura 13: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 515^{\circ}\text{C}$ 

Fonte: Autor, 2020.

Figura 14: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 535^{\circ}\text{C}$ 

Fonte: Autor, 2020.

Figura 15: Variação da eficiência térmica em função da pressão para $T = 555^{\circ}\text{C}$



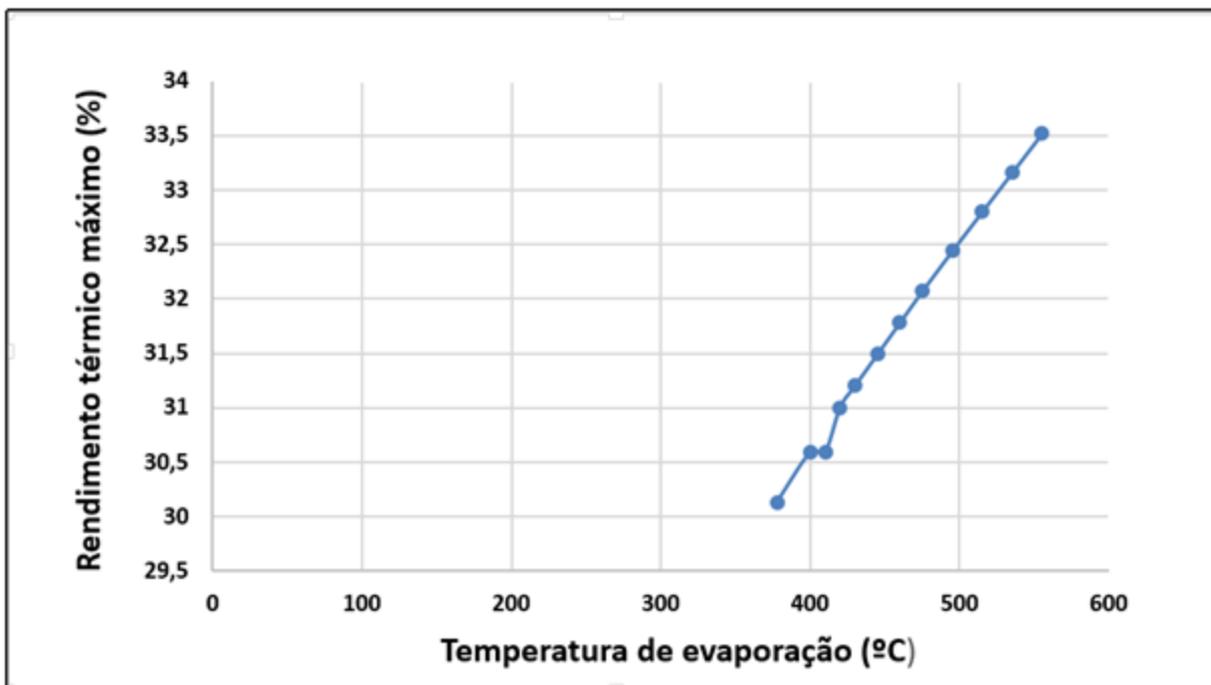
Fonte: Autor, 2020.

Tabela 12: Variação da eficiência máxima em função de P_3 para cada temperatura

Caso	T_3 ($^{\circ}\text{C}$)	$n_{\text{máximo}}$ (%)	P_3 (MPa)
9	495	32,44	39
10	515	32,8	41
11	535	33,16	44
12	555	33,52	48

Fonte: Autor, 2020.

Figura 16: Variação da eficiência térmica máxima em função da temperatura



Fonte: Autor, 2020.

Os gráficos mostrados nesta seção representam a variação da eficiência térmica no intervalo na faixa de pressão entre 1807 a 50.000 kPa, permitindo visualizar a pressão que proporciona uma melhor eficiência térmica em cada temperatura. De acordo com os resultados, teoricamente, as condições ótimas de funcionamento no intervalo considerado correspondem a uma temperatura $T_3 = 555^\circ\text{C}$ e pressão 48MPa, atingindo uma eficiência térmica de 33,52%. No entanto, sabe-se que as propriedades dos materiais utilizados nos equipamentos limitam os níveis de temperatura e pressão que podem ser submetidos, e por consequência, a eficiência térmica máxima que podem ser alcançadas em ciclos de potência a vapor. No caso 5, na tabela 12, a pressão de evaporação correspondente à melhor eficiência para a temperatura de 430°C é de 30 MPa, aproximadamente o limite metalúrgico para pressões de operação em caldeiras atualmente. Em temperaturas maiores, o ponto de eficiência máxima é atingido em uma pressão acima deste valor, e trabalhar com pressões superiores ao limite metalúrgico poderá comprometer ou mesmo inviabilizar o funcionamento dos equipamentos, causando problemas de resistência de materiais, rompimentos, falhas, e outros problemas, o que impossibilita ultrapassar esses valores.

Dessa forma, para uma aplicação real de um ciclo de potência a vapor, a pressão de evaporação não deve ultrapassar o limite metalúrgico já citado. Para a maior temperatura dentro da análise feita anteriormente, isto é, 555°C , mantendo a pressão dentro dos limites metalúrgicos aceitáveis, isto é, 30MPa, é possível obter uma eficiência máxima de 32,56%, o que representa um aumento em torno de 41,32% em relação à eficiência térmica média calculada para a planta em suas condições normais de funcionamento. Os efeitos da temperatura também são significativos, se limita a cerca de 620°C na entrada de turbinas. Utilizando os mesmos cálculos com este valor hipotético para T_3 , seria obtido um uma eficiência térmica máxima levemente maior, igual a 33,98%, junto com uma pressão de 30 MPa.

Para melhorar a eficiência térmica além dos patamares mostrados anteriormente, é preciso buscar novos materiais com propriedades metalúrgicas capazes de suportar níveis de pressão e temperatura maiores. Na primeira parte desse estudo, buscou-se a otimização por meio da procura dos parâmetros ótimos de funcionamento, isto é, a melhor combinação de pressão e temperatura para ter um melhor aproveitamento do calor residual disponível. A faixa de pressões considerada para a simulação do ciclo a vapor nesse estudo vai além do limite metalúrgico atual dos materiais, chegando a 50 MPa, e que limita um rendimento térmico viável a um valor máximo atingido quando P_3 , é menor ou igual a 30 MPa, porém, esta simulação serve para obter uma projeção do ganho de rendimento térmico estimado que pode ser obtido caso haja um aperfeiçoamento dos materiais utilizados, ou descoberta de novos, permitindo usar pressões maiores, assim como temperaturas. É importante ressaltar também que trabalhar com temperaturas e pressões mais elevadas exige um custo maior, para o uso de materiais mais robustos e resistentes em caldeiras, turbinas e outros equipamentos, e também é necessário um gasto maior de energia, e isso deve ser compensado pelo ganho de eficiência térmica atingido, com uma maior produção de potência.

4.3 Resultados obtidos para o Ciclo Binário proposto

Nesta seção discute-se os resultados da simulação feita para o ciclo de baixa temperatura projetado utilizando outro fluido de trabalho apropriado para tal sistema. Foram testados 16 fluidos de trabalho, e os resultados referentes à eficiência térmica total do ciclo binário n_t estão na Tabela 13:

Tabela 13: Rendimento térmico dos fluidos pré-selecionados

Fluido	n_t (%)	Massa Molar (g/mol)	T_c (°C)	P_c (kPa)	ASHRAE	ALT	ODP	GWP
Amônia	28,25	17,03	132,3	1133,3	B2	0,01	0	<1
R11	6,85	137,4	243,95	4408	A1	45	1	4660
Propano	27,64	44.10	96.68	424,7	A3	12 ± 3	0	3,3
Butano	17,96	58,12	215,29	4023	A3	12 ± 3	0	4
R-40	24,05	50.49	213,472	6700	B2	1	0.02	13
R-142b	19,44	100.5	210,139	4120	A2	17,9	0,07	2310
R-152a	24,42	66.05	113.3	452,0	A2	1.4	0	124
R-134a	25,26	102.03	101	405,9	A1	14.0	0	1430
R22	28,36	86,47	187,33	4975	A1	12.0	0.05	1,760
RC318	18,76	200.03	115.2	277,8	A1	3200	0	10250
R600a	19,21	58.12	135	3.647	A3	0.019	0	~20
R32	31,32	52.02	78.11	578,4	A2	4.9	0	675
R500	26,15	99.30	105.5	445,5	A1	n.a	0.738	8100
R123	4,17	152.93	183.7	366,8	B1	1.3	0.020	77
R141b	2,46	116.95	204.2	424,9	n.a	9.3	0.120	725
R245fa	12,19	134.049	154.01	3651	B1	7.6	0	858

Fonte: Autor, 2021

Conforme é mostrado, a amônia, o propano (hidrocarboneto), o R22 (HCFC), e o R32 (HFC) são as quatro opções que apresentaram melhores rendimentos térmicos, sendo o R32 aquele que obteve o maior valor de n_t , igual a 31,32%, seguido do R22, com 28,36%, da amônia, com 28,25%, e o propano ficando em quarto lugar, com 27,64%. Os demais fluidos apresentaram valores de eficiência mais próximos ou ainda abaixo do que foi encontrado para o ciclo a vapor de água.

Tabela 14: Fluidos com melhor desempenho

Fluido	n_t (%)	T_e (°C)	ASHRAE	ALT	ODP	GWP
R32	31,32	-51,7	A2	4,9	0	675
R22	28,36	-40,8	A1	12	5	1,760
Amônia	28,25	-33,3	B2	0,01	0,01	<1
Propano	27,64	-42,1	A3	12 ± 3	0	3,3

Fonte: Autor, 2021

Conforme a tabela 14 a amônia apresenta uma classificação de toxicidade maior que os demais fluidos, sendo do grupo B, e uma classificação de inflamabilidade 2, enquanto seu nível de impacto ambiental é praticamente nulo, tendo um valor muito pequeno de ALT, com rápida decomposição na atmosfera, zero de ODP, não interagindo com o ozônio e GWP menor que 1, não contribuindo com o efeito estufa. Além disso, possui baixo custo e baixa densidade de vapor, o que permite a utilização de equipamentos de menor dimensão. Sua principal desvantagem são os riscos à saúde, pois a inalação pode trazer problemas à pele, olhos, vias respiratórias, por conta de sua alta toxicidade. Devido a isso, seu uso na indústria requer procedimentos de segurança adequados para evitar incidentes graves.

O propano, que tem a menor eficiência térmica dentre os quatro fluidos da Tabela 14, apresenta uma toxicidade menor, com menos riscos, estando na categoria A pela ASHRAE, porém está no grupo 3 de inflamabilidade, tornando-o mais suscetível a explosões. Possui ODP nulo, GDP relativamente baixo e tempo de permanência na atmosfera elevado. Esses fatores fazem tanto do propano quanto da amônia opções menos viáveis para utilização.

O R22, por sua vez, tem classificação pela ASHRAE A1, o que o torna a melhor opção dentro dos parâmetros de toxicidade e inflamabilidade, porém, é o que possui os indicadores de impacto ambiental mais elevado, tendo um maior potencial de degradação, e sua eficiência tem pouca diferença em relação à amônia a ao propano.

Quanto ao fluido R32, este, que tem classificação A2 se destaca por ter toxicidade baixa, e inflamabilidade inferior ao propano e à amônia, seu impacto ambiental é consideravelmente menor, tendo ODP zero, e GWP baixo comparado a outros fluidos orgânicos, cerca de 2,6 vezes menor que o do R22. Diante da comparação feita, pode-se perceber que o R32 se apresenta como a opção mais vantajosa dentre os fluidos que foram analisados, tendo bons parâmetros de segurança e desempenho e tendo obtido o melhor rendimento energético nas condições que foram projetadas para o ciclo binário.

Comparando o ciclo binário projetado com o ciclo padrão de vapor de água da planta de cogeração, este último teve uma eficiência térmica de 23,04%, mostrando que na simulação feita obteve-se uma melhoria no rendimento de quase 40%, ao usar o refrigerante R32 como fluido de trabalho. Ao simular o aumento na pressão e temperatura de evaporação

do fluido, dentro da faixa total de temperatura analisada, isto é, de 400°C a 555°C, e de 1807 a 50.000 kPa, o ponto de melhor eficiência térmica alcançada foi igual a 31,2%, obtido para 430 °C e 30Mpa, conforme já citado, que já são condições de pressão e temperatura acima do ponto crítico da água. Para obter eficiências maiores no ciclo com vapor de água, seriam exigidas temperaturas mais elevadas, assim como a pressão, porém, isso não só demandaria um gasto maior de energia como também poderia ser inviável, dependendo das características dos materiais utilizados, e dos limites que suportam, sem apresentar problemas.

5 CONCLUSÃO

A utilização do software EES se mostrou satisfatória neste estudo, e o algoritmo construído permitiu determinar todas as propriedades termodinâmicas requeridas para o estudo, tendo assim, sido uma ferramenta essencial que possibilitou a modelagem computacional e simulação do ciclo Rankine, assim como o cálculo de sua eficiência térmica. Também foi possível simular o funcionamento da planta de cogeração em diferentes condições de funcionamento, permitindo estimar os parâmetros ótimos de operação, e por fim, o algoritmo, realizando algumas modificações e adicionando novos comandos, a mesma ferramenta foi utilizada para simular a implementação de um ciclo binário com dois fluidos de trabalho distintos que foi projetado neste estudo, para obter os resultados e compará-lo ao desempenho do ciclo convencional.

Com os resultados que foram obtidos, nota-se que de fato, ao simular o funcionamento de um ciclo binário, resultante da combinação de um ciclo operando com água e outro com um fluido orgânico, a eficiência térmica total atingida se mostra superior ao desempenho que os ciclos teriam se operassem individualmente, permitindo aproveitar as vantagens que ambos os fluidos possuem nos níveis de temperatura terminais de cada ciclo. Por comparação, ao avaliar somente o ciclo a vapor de água, seria necessário, uma temperatura de 555°C e pressão de 30 MPa na parte da caldeira para atingir uma eficiência térmica de 32,58%, e se fosse utilizada uma temperatura de 620°C, esse valor subiria para 32,8%, não apresentando uma melhora muito significativa. Isso mostra que uma otimização baseada apenas em elevar as temperaturas e pressões de fornecimento de calor permite estimar as condições ótimas de funcionamento para a eficiência térmica, porém, altas temperaturas e pressões acarretam um consumo de combustível e energia maior, além das limitações impostas pelos materiais utilizados, conforme já explicado nos resultados desse trabalho. Por outro lado, ao trabalhar com um ciclo binário, com água e o refrigerante R32, obteve-se uma eficiência de 31, 32%, próxima aos valores citados anteriormente, sem que fosse necessário atingir pressões e temperaturas maiores que as registradas para o ciclo da planta de cogeração em estudo, isto é, sem precisar fornecer energia adicional considerável ao fluido de trabalho, mostrando que essa configuração pode ser uma alternativa promissora para a conversão de calor residual em energia elétrica.

Ao se considerar um projeto de implementação de um ciclo com baixa temperatura utilizando fluidos orgânicos, é importante reforçar que, trabalhar com tais substâncias requer atenção especial na sua manipulação e uso, pois a exposição a essas substâncias podem ter efeitos adversos à saúde devido à sua toxicidade, e podem ainda serem potencialmente inflamáveis, com riscos de explosões ou incêndios. Portanto, apesar de apresentarem vantagens interessantes para ciclos de potência a vapor, seu uso na indústria requer a observação dos cuidados e medidas de segurança necessários, tendo atenção quanto aos seus limites de concentração, temperatura e pressões seguros, seu manuseio, armazenamento e descarte corretos.

Quanto a outras possibilidades de melhoria da eficiência térmica, também poderia ser analisada a diminuição de pressão no condensador, com conseqüente redução da temperatura de rejeição de calor, e a variação desse parâmetro poderia ser analisada

juntamente com a pressão e temperatura de evaporação, na busca por pelas condições ótimas de funcionamento.

5.1 Trabalhos Futuros

Sabe-se que o custo é um fator crucial em qualquer projeto industrial, portanto, uma das principais possibilidades para melhorias futuras nesse trabalho consiste em expandir sua abordagem para englobar não só uma análise técnica da otimização do processo de cogeração, mas também uma análise dos custos envolvidos, que vise verificar a viabilidade econômica da implementação das mudanças sugeridas, estimar o investimento necessário na aquisição de equipamentos, montagem e manutenção do sistema térmico, e também o tempo de retorno sobre o investimento. Dessa forma, poderia ser buscada uma otimização não apenas energética, mas também econômica, na qual se estudaria como obter um ponto de equilíbrio, onde seria possível alcançar uma melhoria na produção de potência e energia e ao mesmo tempo uma minimização dos custos.

Dessa forma, sabendo que a cogeração visa suprimir parte da demanda de energia elétrica consumida nas instalações da empresa, seria contabilizado o consumo mensal em Kwh, e o gasto correspondente, e a partir disso, com o aumento obtido na eficiência térmica, seria possível estimar o quanto poderia ser economizado, já que uma parcela maior do consumo de energia seria suprimida pelo processo de cogeração;

Além disso, outras opções de configurações para o ciclo Rankine também poderiam ser analisadas nesse estudo de caso, como o ciclo regenerativo, ciclo com reaquecimento, entre outras possibilidades, que poderiam ser também modeladas individualmente ou serem implementadas em conjunto com a configuração de ciclo binário proposta, para em seguida fazer uma análise comparativa dos resultados obtidos.

Além do que já foi citado, novas melhorias podem ser continuamente incorporadas a este estudo, visando obter resultados ainda mais efetivos.

REFERÊNCIAS

- CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: an engineering approach**. [S.l.]: McGraw-Hill, 2011.
- INEE. **Cogeração**. Disponível em: http://www.inee.org.br/forum_co_geracao.asp. Acesso em: 10 jan. 2021.
- SHAPIRO, H. N.; MORAN, M. J.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Princípios de termodinâmica para Engenharia**. [S.l.]: LTC, 2013.
- BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna: volume 1**. São Paulo: Blucher, 2013.
- IDE, E. M. **Análise comparativa de um ciclo Rankine orgânico de acordo com diferentes fluidos de trabalho**. 2019. TCC (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Macaé, 2019.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, R.; ENGINEERS, A.-C. **ASHRAE randbook: Designation and Safety Classification of Refrigerants** [S.l.]: ASHRAE, 1997.
- TECHANCHE, B. F. **Low-Grade Heat Conversion into Power Using Small Scale Organic Rankine Cycles**. 2010. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Agricultural University of Athens, Department of Natural Resources and Agricultural Engineering, Athens, 2010.
- QUOILIN, S. et al. Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 22, 2013.
- RIBEIRO, L. C. **Determinação da Configuração Ótima de Ciclo Rankine Orgânico para Aproveitamento do Calor Rejeitado em Usinas Termelétricas com Motores de Combustão Interna**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – universidade Federal do Espírito Santo. Vitória, 2017.
- INOVAÇÃO. CimentoApodi, 2021. Disponível em: <https://www.cimentoapodi.com.br/inovacao>. Acesso em: 05 de abr. De 2021
- REFRIGERAÇÃO, Dufrio. Classificação de Segurança dos Fluidos Refrigerantes, 2016. Disponível em: <https://www.dufrio.com.br/blog/dicas-de-instalacao/caracteristicas-de-seguranca-dos-fluidos-refrigerantes/>. Acesso em: 05 de jan. 2020.

**APÊNDICE A – DADOS DAS MEDIÇÕES DE PRESÕES E TEMPERATURAS
REGISTRADAS NA PLANTA DE COGERAÇÃO ANALISADA**

Horário	P_condensador (kPa) ($P_4 = P_1$)	P_sai_bomba (kPa) (P_2)	T_sai_condensador (°C) (T_1)	T_ent_turbina (°C) (T_3)
10:00:00	10,38	1792	45,92	387,3
10:01:00	10,39	1791	45,92	386,9
10:02:00	10,40	1788	45,93	386,5
10:03:00	10,41	1785	45,94	386,2
10:04:00	10,41	1788	45,95	385,8
10:05:00	10,42	1792	45,96	385,5
10:06:00	10,43	1797	45,97	385,1
10:07:00	10,44	1801	45,98	384,8
10:08:00	10,45	1805	45,99	384,4
10:09:00	10,45	1805	46,00	383,7
10:10:00	10,46	1804	45,93	383,7
10:11:00	10,47	1804	45,79	381,8
10:12:00	10,48	1804	45,65	380,8
10:13:00	10,49	1803	45,51	379,9
10:14:00	10,49	1803	45,52	378,9
10:15:00	10,50	1803	45,55	378,0
10:16:00	10,51	1802	45,57	377,0
10:17:00	10,52	1802	45,60	376,1
10:18:00	10,53	1802	45,63	376,2
10:19:00	10,53	1811	45,65	376,5
10:20:00	10,54	1823	45,68	376,8
10:21:00	10,55	1814	45,71	377,2
10:22:00	10,56	1806	45,78	377,5
10:23:00	10,57	1803	45,80	377,8
10:24:00	10,57	1800	45,80	374,5
10:32:00	10,64	1804	45,50	379,9
10:33:00	10,64	1803	45,51	379,6
10:34:00	10,64	1801	45,53	379,4
10:35:00	10,65	1799	45,54	379,1
10:36:00	10,65	1796	45,55	378,8
10:37:00	10,65	1793	45,56	378,5
10:38:00	10,66	1792	45,57	378,2
10:39:00	10,66	1792	45,58	377,9
10:40:00	10,58	1812	45,60	377,6
10:41:00	10,59	1813	45,59	377,3
10:42:00	10,60	1814	45,57	377,1
10:43:00	10,61	1815	45,56	376,5
10:44:00	10,58	1812	45,60	375,8
10:45:00	10,59	1813	45,59	375,2
10:46:00	10,60	1814	45,57	374,5
10:47:00	10,61	1815	45,56	373,9
10:48:00	10,61	1816	45,54	373,6

10:49:00	10,62	1816	45,53	373,2
10:50:00	10,63	1817	45,51	372,8
10:51:00	10,58	1812	45,60	372,4
10:53:00	10,59	1819	45,58	371,7
10:54:00	10,59	1820	45,58	371,3
10:55:00	10,59	1821	45,58	370,8
10:56:00	10,58	1822	45,58	369,9
10:57:00	10,71	1807	45,60	368,9