

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO  
AMAZONAS**

**CAMPUS MANAUS CENTRO**

**DEPARTAMENTO DE PROCESSOS INDUSTRIAIS**

**CURSO DE BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**EDSON DOS SANTOS HIPÓLITO**

**ANÁLISE DE IMPLANTAÇÃO DA USINA TERMELÉTRICA A GÁS EM COARI-AM**

**MANAUS - AM**

**2021**

**EDSON DOS SANTOS HIPÓLITO**

**ANÁLISE DE IMPLANTAÇÃO DA USINA TERMELÉTRICA A GÁS EM COARI-AM**

Trabalho de conclusão de Curso de Engenharia Mecânica do Instituto de Educação, Ciência e Tecnologia do Amazonas do Campus Manaus Centro como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. MSc. Savio Matos Raider Sarkis

**MANAUS**

**2021**

**Biblioteca do IFAM – Campus Manaus Centro**

---

H667a Hipólito, Edson dos Santos.  
Análise de implantação da usina termelétrica a gás em Coari-AM /  
Edson dos Santos Hipólito. – Manaus, 2021.  
55 p. : il. color.

Monografia (Engenharia Mecânica). – Instituto Federal de Educação,  
Ciência e Tecnologia do Amazonas, *Campus Manaus Centro*, 2021.  
Orientador: Prof. Me. Savio Matos Raider Sarkis.

1. Engenharia mecânica. 2. Usina termelétrica. 3. Implantação. 4. Gás  
natural – Coari – AM. 5. Ciclo combinado. I. Sarkis, Savio Matos Raider.  
(Orient.) II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do  
Amazonas. III. Título.

CDD 621

EDSON DOS SANTOS HIPÓLITO

**ANÁLISE DE IMPLANTAÇÃO DA USINA TERMELÉTRICA A GÁS EM COARI-AM**

Trabalho de conclusão de Curso de Engenharia Mecânica do Instituto de Educação, Ciência e Tecnologia do Amazonas do Campus Manaus Centro como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. MSc. Savio Matos Raider Sarkis

Aprovado em 11 de novembro de 2021

**BANCA EXAMINADORA**

*(Assinado digitalmente em 15/12/2021 09:18 )*  
CARLOS ALBERTO MENDES OLIVEIRA  
PROFESSOR ENS BASICO TECN TECNOLOGICO  
Matricula: 268102

*(Assinado digitalmente em 17/01/2022 17:18 )*  
SAVIO RAIDER MATOS SARKIS  
PROFESSOR ENS BASICO TECN TECNOLOGICO  
Matricula: 1243800

*(Assinado digitalmente em 15/12/2021 10:09 )*  
SIDNEY ASSIS CHAGAS  
PROFESSOR ENS BASICO TECN TECNOLOGICO  
Matricula: 1015898

**MANAUS**

**2021**

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, que sempre me apoiaram e deram o melhor de si para que eu pudesse alcançar meus objetivos.

## **AGRADECIMENTOS**

À minha família, especialmente. Por estar sempre presente, proporcionando os melhores momentos e me motivando a seguir em frente. Por permitir que eu me mantivesse focado e ser minha inspiração em busca do crescimento pessoal.

Ao meu orientador, professor Sávio Sarkis, pelas valorosas contribuições prestadas e por ter se mostrado sempre solícito. As orientações passadas foram grandes incentivadoras durante a elaboração deste trabalho.

Ao professor Ailton, por ter participado de forma primordial da construção deste TCC. Seus conhecimentos acerca de redação textual e metodologia científica foram de grande valia.

Aos demais professores que fizeram parte desta graduação, por terem compartilhado seus conhecimentos de maneira sublime. O comprometimento dos docentes com o ensino foi importantíssimo no decorrer de todo o curso.

Ao Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia do Amazonas (IFAM), pela oportunidade de estudar numa excelente instituição e pelo suporte e estrutura disponibilizados. Especificamente, agradeço ao Departamento de Processos Industriais e à Coordenação do Curso de Engenharia Mecânica, pelos imprescindíveis trabalhos executados em prol desta graduação.

Aos colegas de curso, pelo companheirismo e colaboração ao longo desses 5 anos e por estarem dispostos a ajudar sempre que foi preciso. Agradeço a todos pela camaradagem demonstrada durante este curso.

*“Só se faz progresso quando se pensa  
que algo mais pode ser feito.”*

(Guillermo Marconi)

## RESUMO

No Amazonas, boa parte dos municípios não está conectada ao Sistema Interligado Nacional (SIN), sendo necessária a contratação de Produtores Independentes de Energia (PIE) para atender à demanda local. Nesses municípios, as usinas termelétricas a diesel se apresentam, normalmente, como a opção mais viável para a geração de energia. Esse combustível era empregado na geração de eletricidade em Coari até 2020, quando a Siemens iniciou a operação de uma termelétrica a gás na cidade. O presente trabalho tem por objetivo principal analisar as condições de funcionamento da nova usina e os resultados alcançados. Como introdução, abordou-se o setor energético do país e do estado do Amazonas, como forma de contextualizar e justificar a relevância do tema. Foi feita ainda uma breve apresentação da usina instalada, levantando hipóteses e questionamentos sobre a mesma. Obtiveram-se dados referentes ao contrato de fornecimento e preço médio do combustível por meio de agências e empresas públicas do setor, como a ANEEL e a EPE. Após a apresentação do referencial teórico, levantou-se dados técnicos divulgados pela fabricante das turbinas (Siemens). O software de simulação *RETScreen*, desenvolvido pelo governo do Canadá, possibilitou a realização das análises. Os resultados mostraram que o projeto é economicamente lucrativo para a empresa contratada para o fornecimento da energia e que a eletricidade gerada na usina a gás com ciclo combinado tem um custo 73% menor que a energia produzida nas centrais a diesel. A potência máxima alcançada pela usina foi de 38.891 kWh e a eficiência do ciclo combinado foi calculada em 49,63%. Por fim, foram feitas comparações entre a performance da usina nos ciclos simples e combinado, evidenciando a relevância do sistema de recuperação de calor.

**Palavras-chave:** Termelétrica. Gás natural. Coari. Turbina. Ciclo combinado

## ABSTRACT

In Amazonas, most of the municipalities are not connected to the National Interconnected System (SIN), and it is necessary to hire Independent Energy Producers (PIE) to meet local demand. In these municipalities, diesel thermoelectric plants are usually presented as the most viable option for energy generation. This fuel was used in the generation of electricity in Coari until 2020, when Siemens started operating a gas-fired thermoelectric plant in the city. The main objective of this work is to analyze the operating conditions of the new plant and the results achieved. As an introduction, the energy sector in the country and in the state of Amazonas was addressed, as a way of contextualizing and justifying the relevance of the theme. There was also a brief presentation of the installed plant, raising hypotheses and questions about it. Data regarding the supply contract and average fuel price were obtained through agencies and public companies in the sector, such as ANEEL and EPE. After the presentation of the theoretical framework, technical data disclosed by the turbine manufacturer (Siemens) was collected. The simulation software RETScreen, developed by the Government of Canada, made it possible to carry out the analyses. The results showed that the project is economically profitable for the company contracted to supply the energy and that the electricity generated in the gas plant with combined cycle costs 73% less than the energy produced in the diesel plants. The maximum power achieved by the plant was 38,891 kWh and the combined cycle efficiency was calculated at 49.63%. Finally, comparisons were made between the performance of the plant in simple and combined cycles, showing the relevance of the heat recovery system.

**Keywords:** Thermoelectric. Natural gas. Coari. Turbine. Combined cycle

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

|  |    |
|--|----|
| Figura 1. Configuração básica de uma turbina a gás. ....                         | 17 |
| Figura 2. Diagrama do ciclo aberto de Brayton .....                              | 18 |
| Figura 3. Diagrama do ciclo fechado de Brayton.....                              | 18 |
| Figura 4. Diagrama P-v do ciclo Brayton .....                                    | 19 |
| Figura 5. Diagrama T-s do ciclo Brayton .....                                    | 19 |
| Figura 6. Diagramas P-v e T-s do ciclo real em relação ao ideal de Brayton ..... | 22 |
| Figura 7. Fator de correção X Temperatura ambiente para turbinas a gás .....     | 23 |
| Figura 8. Ciclo de potência a vapor (Rankine) .....                              | 25 |
| Figura 9. Diagrama T-s do ciclo ideal de Rankine .....                           | 26 |
| Figura 10. Diagrama P-v do ciclo ideal de Rankine.....                           | 26 |
| Figura 11. Desvio do ciclo real em relação ao ciclo ideal potência a vapor. .... | 28 |
| Figura 12. Ciclo combinado Gás Vapor.....  | 30 |
| Figura 13. Sistemas de potência da UTE Coari .....                               | 33 |
| Figura 14. Projeção de preços do gás natural.....                                | 34 |

## LISTA DE TABELAS

|   |    |
|---|----|
| Tabela 1. Dados técnicos da turbina a gás SGT-400.....                | 39 |
| Tabela 2. Dados técnicos da turbina a vapor SST-300.....              | 40 |
| Tabela 3. Dados de entrada para potência máxima.....                  | 41 |
| Tabela 4. Resultados obtidos para simulação em potência média.....    | 43 |
| Tabela 5. Liquidez do investimento realizado.....                     | 45 |
| Tabela 6. Resultado do leilão 02/2016 -ANEEL.....                     | 46 |
| Tabela 7. Custos do MWh incluindo os combustíveis.....                | 47 |
| Tabela 8. Comparativo entre o ciclo combinado e simples.....          | 48 |
| Tabela 9. Consumo de combustível ciclo combinado x ciclo simples..... | 49 |

## SUMÁRIO

|   |           |
|---|-----------|
| <b>1 INTRODUÇÃO</b> .....   | <b>12</b> |
| <b>2 REFERENCIAL TEÓRICO</b> .....                                      | <b>16</b> |
| 2.1 TUBINAS A GÁS E O CICLO BRAYTON .....                               | 16        |
| 2.1.1 Princípios de funcionamento.....                                  | 17        |
| 2.1.2 O ciclo Brayton .....   | 17        |
| 2.1.3 Ciclo real de centrais a gás.....                                 | 21        |
| 2.1.4 Fatores de correção.....  | 22        |
| 2.2 TURBINAS A VAPOR E O CICLO RANKINE .....                            | 24        |
| 2.2.1 Princípios de funcionamento.....                                  | 24        |
| 2.2.2 Ciclo Rankine .....   | 25        |
| 2.2.3 Ciclo real de centrais a vapor .....                              | 27        |
| 2.3 CENTRAIS TÉRMICAS EM CICLO COMBINADO GÁS-VAPOR .....                | 29        |
| <b>3 METODOLOGIA</b> .....  | <b>32</b> |
| 3.1 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS .....                                   | 32        |
| 3.1.1 Condições contratadas .....                                       | 32        |
| 3.1.2 Equipamentos utilizados.....                                      | 33        |
| 3.1.3 Projeção de custos do combustível.....                            | 34        |
| 3.2 O SOFTWARE .....  | 35        |
| 3.2.1 Disponibilidade .....   | 36        |
| 3.2.2 Taxa de recuperação de calor.....                                 | 36        |
| 3.2.3 Eficiência .....  | 37        |
| 3.2.4 Custos de instalação e operacionais .....                         | 37        |
| <b>4 RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....                                  | <b>38</b> |
| 4.1 CONTRATO DA UTE.....  | 38        |
| 4.2 TURBINA A GÁS SIEMENS SGT-400.....                                  | 39        |
| 4.3 TURBINA A VAPOR SST-300 .....                                       | 40        |
| 4.4 FUNCIONAMENTO EM MÁXIMA POTÊNCIA.....                               | 41        |
| 4.5 GERAÇÃO DA POTÊNCIA MÉDIA DEMANDADA.....                            | 42        |
| 4.6 VIABILIDADE ECONÔMICA.....  | 44        |
| 4.6.1 Viabilidade do custeio de instalação, manutenção e operação ..... | 44        |
| 4.6.2 Análise comparativa com geração a diesel.....                     | 45        |
| 4.7 GANHOS DO CICLO COMBINADO .....                                     | 47        |
| 4.7.1 Redução de potência e eficiência do ciclo simples.....            | 48        |

|  |    |
|--|----|
| 4.7.2 Economia de combustível do ciclo combinado ..... | 49 |
| 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS .....                           | 51 |
| REFERÊNCIAS.....                                       | 54 |

## 1 INTRODUÇÃO

A energia elétrica é um serviço de utilidade pública que, no Brasil, atende à grande parte da população. Há um forte aumento da demanda influenciada pelas necessidades crescentes de consumo por parte da população. O aumento da capacidade de oferta relaciona-se intimamente com o crescimento econômico.

Aumentar a capacidade de fornecimento de energia elétrica maneira responsável e economicamente viável para que todos tenham acesso a esse serviço essencial depende do progresso tecnológico associado ao aumento da eficiência na produção, transmissão, distribuição e consumo de energia. Nesse domínio encontram-se o maior potencial de efeitos positivos da aplicação de tecnologias e a maior dificuldade prática em realizá-los.

Segunda dados divulgados pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE) no Balanço Energético Nacional de 2020 (ano base 2019), existe no Brasil a presença dominante da hidroeletricidade, que tem sido responsável por mais de 64% da energia elétrica consumida no país. A fonte eólica gera cerca de 8% da energia do país, enquanto a fonte solar representa apenas 1% da produção de energia por ainda possuir tecnologia limitada para geração em larga escala. Sendo assim, as usinas termelétricas geram cerca de 27% da energia elétrica consumida no país. (EPE, 2020a)

No Amazonas, muitas vezes, as usinas termelétricas se mostram como a opção mais viável, uma vez que os rios da região não possuem características favoráveis para a implantação de usinas hidrelétricas. As barragens existentes na bacia amazônica têm emissões superiores aos limites considerados sustentáveis (80 kg de CO<sub>2</sub> por MWh). Pode-se usar como exemplo a hidrelétrica de Balbina, que possui níveis de emissão até 10 vezes piores que de uma termelétrica. (HOFMEISTER, 2019).

Dados da Empresa de Pesquisa Energética mostram que foram gerados, no Brasil, 9.145 GWh durante o ano de 2019. Pode-se destacar que 1.811 GWh foram gerados a partir dos óleos diesel e combustível. A energia gerada com a utilização desses combustíveis pode ser substituída pela geração com gás natural, tendo assim níveis de eficiência mais altos e emprego de uma fonte mais limpa. (EPE, 2020a)

A Usina Termelétrica (UTE) Coari, resultado de um contrato firmado em 2017 entre o Consórcio Energia do Amazonas – composto pela *Guascor do Brasil Ltda.* e a *Dresser-Rand do Brasil Ltda.* – ambas pertencentes ao Grupo *Siemens* – e a Eletrobras Distribuição Amazonas, foi colocada em operação em janeiro de 2020. (CANAL DA ENERGIA, 2020)

Coari é um município cujo acesso principal se dá pelo Rio Solimões. A viagem dura cerca de nove horas. Mesmo com esses desafios, a *Siemens Energy* conseguiu concluir a construção da usina em 13 meses. Desde a inauguração da usina em Coari, a geração passou a ser de responsabilidade da *Siemens Energy*. A instalação da usina solucionou um problema antigo da população daquela região e representou um grande desenvolvimento para a mesma. (CANAL DA ENERGIA, 2020)

Nesse contexto, apresenta-se as seguintes questões norteadoras: quais foram os equipamentos e tecnologias empregados? A usina termelétrica de Coari possui níveis de eficiência satisfatórios, levando em consideração as tecnologias disponíveis? Há viabilidade econômica para a execução do contrato de fornecimento de energia para a cidade de Coari?

A escolha das turbinas de geração, muito provavelmente, levou em consideração a disponibilidade abundante de gás natural na região onde a usina seria implantada e o bom aproveitamento desse combustível em outras termelétricas. A *Siemens* e a Eletrobrás são empresas de referência em tecnologia de geração e distribuição de energia e certamente capazes de entregar ótimos níveis de eficiência ao projeto. Os executivos dessas empresas certamente analisaram rigorosamente a viabilidade econômica da UTE.

Este projeto de pesquisa delimitou-se em analisar as características dos equipamentos, performance e condições de funcionamento da usina a gás instalada em Coari, levando em consideração a demanda de energia a ser fornecida e tipos de combustíveis acessíveis. A partir deste estudo, buscou-se verificar a viabilidade econômica e capacidade de geração da usina, além de realizar uma análise comparativa com as usinas a diesel da região.

Foram estabelecidos ainda alguns objetivos específicos a serem alcançados neste estudo:

- Analisar as condições do contrato de fornecimento de energia para Coari e viabilidade econômica da instalação e operação da usina;

- Identificar as turbinas utilizadas na usina e analisar os dados técnicos das mesmas;
- Calcular a potência máxima e rendimento da usina em ciclo combinado;
- Comparar os custos da energia gerada na central a gás de Coari com as usinas a diesel contratadas;
- Calcular o ganho de eficiência e economia de combustível decorrentes da geração no ciclo combinado em relação ao ciclo simples.

É muito importante analisar esse tipo de projeto visando alcançar altos níveis de eficiência para que os impactos ambientais sejam amenizados e os custos para os consumidores reduzidos. Projetos como a UTE Coari podem fazer com que o maior número de pessoas tenha acesso a eletricidade de qualidade com o menor impacto ambiental possível.

De acordo com o Instituto de Energia e Meio Ambiente (IEMA), 159.915 pessoas não possuem acesso à energia elétrica no Amazonas. Esse valor corresponde a 3,9% da população do estado. Nesse contexto, a instalação de usinas como a de Coari em outras cidades do interior pode garantir a universalização do acesso à energia. (IEMA, 2019)

No aspecto teórico, é possível identificar os parâmetros envolvidos na geração de potência em ciclo combinado por meio da simulação computacional. Além disso, os ganhos decorrentes da combinação dos ciclos de potência ficam evidenciados pelo Software.

O referencial teórico adotado neste trabalho foi definido a partir de uma revisão bibliográfica de obras reconhecidas na área de termodinâmica. Buscou-se definir as transformações de energia e processos envolvidos nos ciclos de potência a gás (Brayton), a vapor (Rankine) e combinado, além dos principais modelos matemáticos estabelecidos.

Foi utilizado o programa de computador RETScreen a fim de calcular os níveis de performance alcançados pela termelétrica a gás instalada em Coari e os custos de instalação e operação da mesma. Os resultados das simulações feitas no software permitiram ainda realizar análises comparativas entre a UTE Coari e demais usinas a gás instaladas no interior do Amazonas.

Os parâmetros de funcionamento foram definidos de acordo com dados técnicos fornecidos pela fabricante das turbinas, com aplicação de fatores de

correção estabelecidos no referencial teórico. As informações referentes ao contrato de fornecimento de energia e custos de combustível foram obtidas da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) e EPE.

Com os estudos realizados, buscou-se analisar a efetividade da implantação da usina a gás em Coari e possibilidade de replicar esse modelo de geração de energia em outras localidades. Os resultados mostraram que a instalação e operação da usina a gás foi economicamente viável e que a mesma foi vantajosa para o setor energético da região.

O trabalho foi dividido em cinco capítulos interligados entre si. Nesta introdução, foram apresentadas as ideias iniciais, contexto e motivação para a realização da pesquisa, além da definição dos objetivos a serem alcançados e apresentação da metodologia empregada. No segundo capítulo, foram feitas pesquisas em publicações a fim de obter um referencial teórico acerca do tema que pudesse embasar e nortear o trabalho. Os métodos utilizados pelo autor para a obtenção dos resultados foram elucidados em seguida. No capítulo 4, apresentou-se os resultados, discussões e comparações pertinentes ao estudo, conforme os objetivos estabelecidos. Por fim, foram apresentadas as considerações finais cabíveis, onde foram apresentados e analisados os pontos mais relevantes observados ao longo do desenvolvimento do trabalho.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

Os sistemas de potência, em geral, operam em uma sequência de processos termodinâmicos, os quais são denominados ciclos de potência. O elemento que sofre transformações nos processos de um ciclo é o fluido de trabalho. Ao final de cada processo, o fluido sofre modificações, seja em sua composição química seja nas suas propriedades termodinâmicas. (ÇENGEL; BOLES, 2013)

### 2.1 TUBINAS A GÁS E O CICLO BRAYTON

As turbinas a gás podem ser definidas como máquinas térmicas onde energia presente nos gases quentes provenientes de uma combustão é transformada em energia mecânica. São elementos motores aplicados na geração termelétrica e propulsão (aeronáutica, naval e automotiva). (ANDRADE, 2019a)

As turbinas a gás começaram a ser desenvolvidas em 1791 pelo inglês John Barber, a partir da projeção de um equipamento com muitos elementos encontrados nas turbinas a gás modernas, porém com compressor alternativo. Em 1872, Franz Stolze projetou a primeira turbina a gás com compressão em várias etapas e fluxo axial. (ANDRADE, 2019a).

Segundo Queiroz e Matias (2003), a primeira turbina a gás a ter como objetivo realizar a propulsão a jato foi patenteada por Frank Whittle, em 1930. Esse modelo é a base das turbinas aero derivativas modernas.

Çengel e Boles (2013) afirmam que, desde então, foram fabricados alguns modelos de turbinas nas décadas seguintes, porém suas baixas eficiências tornavam o uso das mesmas limitado, embora fossem bastante versáteis. Nesse período (1940-1950), a eficiência das turbinas a gás em ciclo simples ficava em torno de 17%. Novos estudos foram realizados e houve um grande avanço tecnológico na segunda metade do século XX, de forma que em 1990, haviam turbinas operando em ciclos simples com eficiência térmica de 33%.

As turbinas a gás começaram a ser empregadas na geração de energia elétrica em 1949, quando foi instalada numa usina termelétrica na cidade de Oklahoma um equipamento da *General Electric*. No entanto, somente a partir da década de 1970 elas passaram a ser amplamente empregadas na geração termelétrica, antes dominada pelas centrais de potência a vapor. Essa mudança

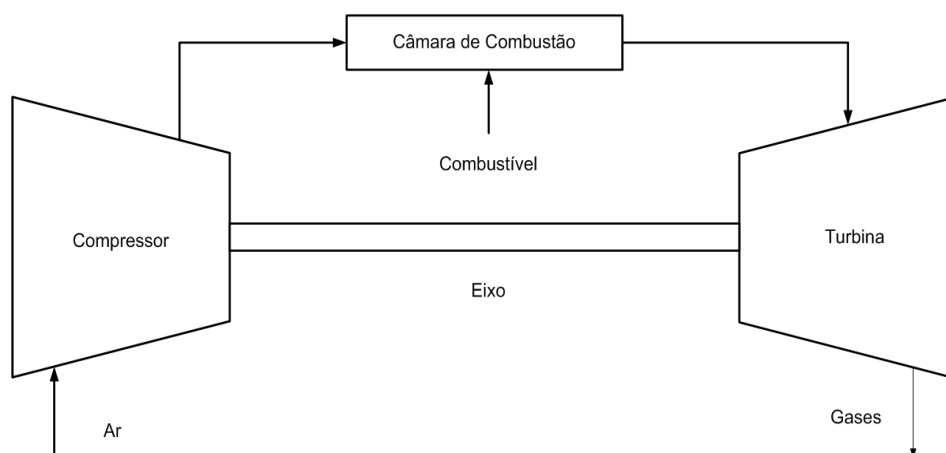
ocorreu devido ao aumento da eficiência das centrais a gás e abundância no fornecimento de gás. (ÇENGEL; BOLES, 2013)

### 2.1.1 Princípios de funcionamento

Nos sistemas de potência a gás, o fluido empregado na transformação de energia é o ar. Essa conversão de energia é realizada pela turbina a gás pelos processos a seguir: (ANDRADE, 2019a)

- O fluido entra pela admissão da turbina;
- A pressão e temperatura do ar são aumentadas pelo compressor antes de entrar na câmara de combustão;
- O ar comprimido entra na câmara de combustão onde é misturado ao combustível;
- A mistura ar-combustível sofre ignição, fazendo com que ocorra a expansão de gases quentes;
- As pás do rotor são acionadas pela energia proveniente dos gases quentes, gerando trabalho de eixo (energia mecânica).

Figura 1. Configuração básica de uma turbina a gás.



Fonte: Lima (2021)

### 2.1.2 O ciclo Brayton

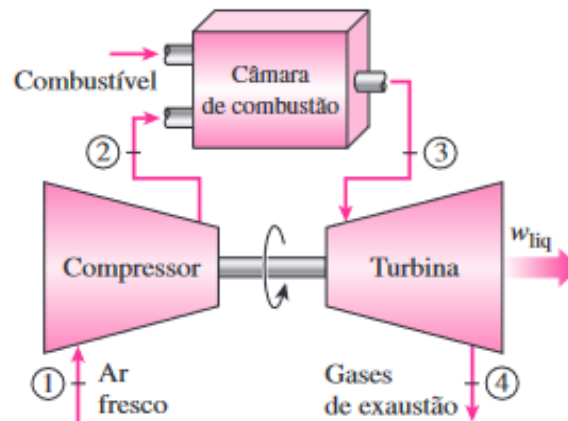
O ciclo de Brayton é o ciclo termodinâmico ideal aplicado em turbinas a gás. Criado por George Brayton em 1870, o modelo tinha a proposta inicial de ser

utilizado no motor alternativo também projetado pelo engenheiro americano. (ÇENGEL; BOLES, 2013)

Esse ciclo termodinâmico pode ser modelado como um ciclo aberto ou como um ciclo fechado. Os gases de exaustão vão direto para a atmosfera no ciclo aberto, enquanto no ciclo fechado o fluido retorna para o compressor após rejeitar calor para o ambiente através de um trocador de calor. No ciclo fechado, há um fornecimento de calor sob pressão constante em vez da combustão. (ÇENGEL; BOLES, 2013)

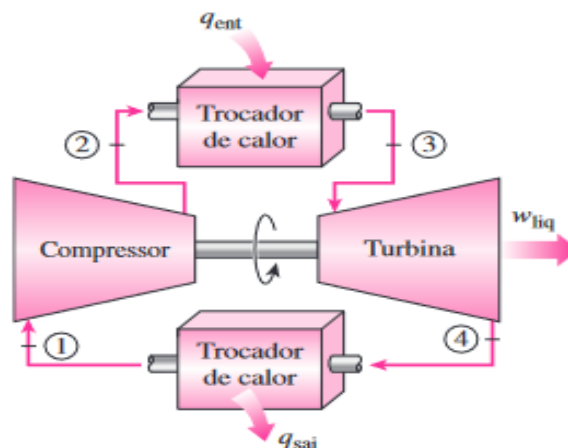
As figuras abaixo mostram os diagramas esquemáticos de turbinas a gás em ciclo aberto e em ciclo fechado.

Figura 2. Diagrama do ciclo aberto de Brayton



Fonte: Çengel; Boles (2013)

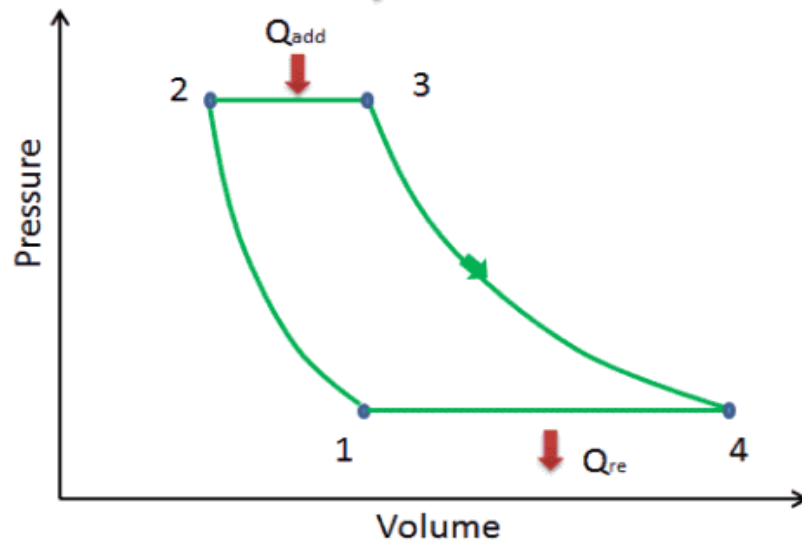
Figura 3. Diagrama do ciclo fechado de Brayton



Fonte: Çengel; Boles (2013)

O ciclo de Brayton é representado, muitas vezes, pelo diagrama P-v. Essa representação permite analisar as alterações na pressão e volume do fluido ao no decorrer dos processos.

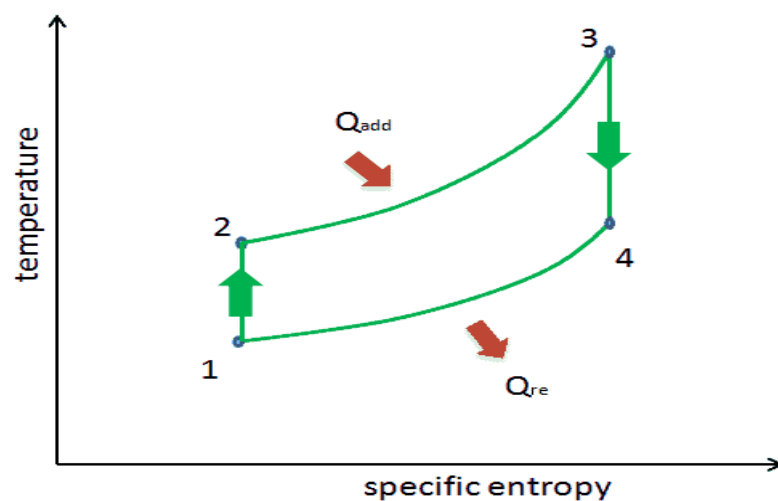
Figura 4. Diagrama P-v do ciclo Brayton



Fonte: Connor (2020)

Outro tipo de análise importante a ser considerada está presente no diagrama abaixo, onde estão relacionadas as variações de temperatura (T) e entropia (s),

Figura 5. Diagrama T-s do ciclo Brayton



Fonte: Connor (2020)

O ciclo termodinâmico ideal modelado por Brayton é formado por quatro processos internamente reversíveis, conforme visto nos diagramas P-v e T-s: (ÇENGEL; BOILES, 2013)

- Processo 1-2 (Compressão isentrópica): Realização de trabalho pelo compressor ( $W_{ent}$ ) sobre o fluido;
- Processo 2-3 (Aquecimento isobárico): fornecimento de calor ao fluido por fonte externa ( $Q_{ent}$ );
- Processo 3-4 (Expansão isentrópica): Realização de trabalho do gás ( $W_{sai}$ ) sobre a turbina;
- Processo 4-1 (Resfriamento isobárico): rejeição ou retirada de calor do fluido ( $Q_{sai}$ ) até a temperatura inicial

Desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, e considerando que o fluido de trabalho seja modelado como um gás ideal e os processos ocorram em regime permanente, o balanço de energia e quantidades de calor transferidos para o fluido podem ser expressos da seguinte forma: (ÇENGEL; BOLES, 2013)

$$(Q_{ent} - Q_{sai}) + (W_{ent} - W_{sai}) = h_{sai} - h_{ent}$$

$$Q_{ent} = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2)$$

$$Q_{sai} = h_4 - h_1 = c_p (T_4 - T_1)$$

Considerando que a eficiência ( $\eta$ ) do ciclo é dada pela razão entre o trabalho líquido ( $W_{sai} - W_{ent}$ ) e o calor fornecido, temos as seguintes relações:

$$\eta = \frac{W_{liq}}{Q_{ent}} = 1 - \left( \frac{Q_{sai}}{Q_{ent}} \right) = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}$$

Sabendo que os processos 1-2 e 3-4 são isentrópicos e sendo os processos 2-3 e 4-1 isobáricos, podemos definir que  $P_2 = P_3$  e  $P_4 = P_1$ . A partir dessas definições, considerando  $k$  como a razão dos calores específicos e o modelo de um gás ideal, temos: (ÇENGEL; BOILES, 2013)

$$\frac{T_2}{T_1} = (P_2/P_1)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4} = (P_3/P_4)^{(k-1)/k}$$

Çengel e Boiles (2013) afirmam que resolvendo as equações acima, obtemos a equação para cálculo da eficiência isentrópica do ciclo Brayton com base nas pressões de entrada e saída do compressor, chamada de relação de pressão ( $P_2/P_1$ ):

$$n = 1 - \frac{1}{(P_2/P_1)^{(k-1)/k}}$$

Nas centrais térmicas a gás é usada a razão entre o trabalho realizado pelo compressor sobre o gás e o trabalho exercido na turbina ( $W_{\text{ent}} / W_{\text{sai}}$ ). Essa relação é denominada *razão de consumo de trabalho* e é usada como parâmetro para avaliar os equipamentos. (ÇENGEL; BOILES, 2013)

Cerca de 40 a 80% do trabalho desenvolvido na turbina é empregada para acionar o compressor. O elevado percentual apresentado é uma característica dos ciclos a gás, enquanto nos ciclos a vapor seu valor é de cerca de 2%. Esse fator ocorre devido à proporcionalidade entre o trabalho e o volume específico do fluido, sendo este bastante elevado quando se trata de um gás. (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 2002)

### 2.1.3 Ciclo real de centrais a gás

O ciclo real de funcionamento das turbinas a gás possui características que não são consideradas no ciclo ideal de Brayton: as irreversibilidades. Essas ineficiências ocorrem no compressor e na turbina e são ocasionadas pelas perdas de carga no fluxo do gás e na câmara de combustão (ciclo aberto) ou no trocador de calor (ciclo fechado). (VAN WYLEN *et al*, 2002)

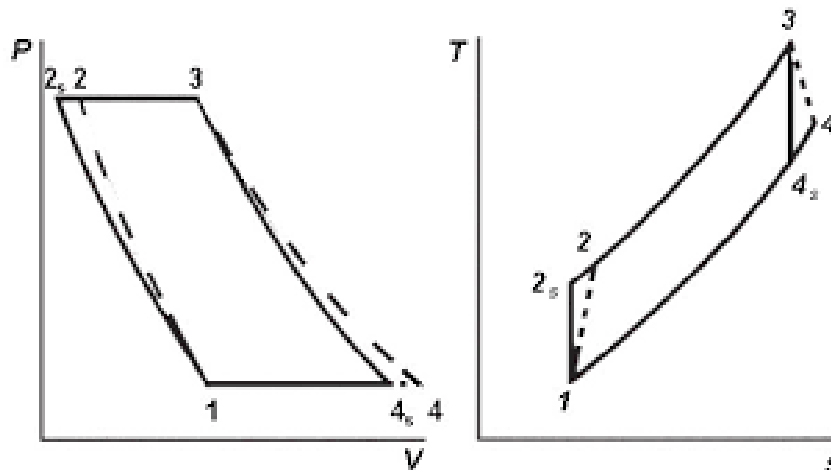
As irreversibilidades aumentam o trabalho realizado pelo compressor e diminuem o trabalho sobre a turbina, causando reduções significativas no trabalho líquido. Elas ocorrem porque compressor e turbina não são máquinas isentrópicas. (ÇENGEL; BOILES, 2013)

Para compensar essa perda de potência líquida, as turbinas devem ser projetadas com rendimento em ciclo ideal superior ao nível real que se deseja obter. A razão entre o trabalho real (considerando irreversibilidades no compressor e

turbina) e o trabalho do ciclo ideal isentrópico é chamada de eficiência isentrópica. (MORAN; SHAPIRO; BOETTNER; BAILEY, 2013)

A figura abaixo mostra a diferença entre os diagramas P-v e T-s dos ciclos de potência a gás ideal e real. Nos processos 1-2 e 3-4, as linhas tracejadas representam o ciclo real. Os pontos 2<sub>s</sub> e 4<sub>s</sub> representam os pontos do ciclo ideal.

Figura 6. Diagramas P-v e T-s do ciclo real em relação ao ideal de Brayton



Fonte: Ramos (2007)

Para o cálculo das eficiências isentrópicas da turbina ( $n_t$ ) e compressor ( $n_c$ ), são utilizadas as seguintes equações: (MORAN *et al*, 2013)

$$n_t = \frac{\text{Trabalho real da turbina}}{\text{Trabalho isentrópico da turbina}} \qquad n_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

$$n_c = \frac{\text{Trabalho isentrópico do compressor}}{\text{Trabalho real do compressor}} \qquad n_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

#### 2.1.4 Fatores de correção

A *International Standards Organization (ISO)* estabelece condições padrões de funcionamento que são seguidas pelas indústrias para as turbinas a gás. Essas condições são chamadas de condições ISO e os valores estabelecidos são: 15°C para temperatura, 60% para umidade relativa e 101,3 kPa para pressão atmosférica. (ANTUNES, 1999)

Antunes (1999) elucida que a performance dos equipamentos pode variar conforme o local onde a central está instalada. Nesse sentido, a temperatura ambiente é um dos fatores mais relevantes na análise de uma turbina a gás. Algumas propriedades como potência de eixo e taxa de calor variam de acordo com a temperatura local.

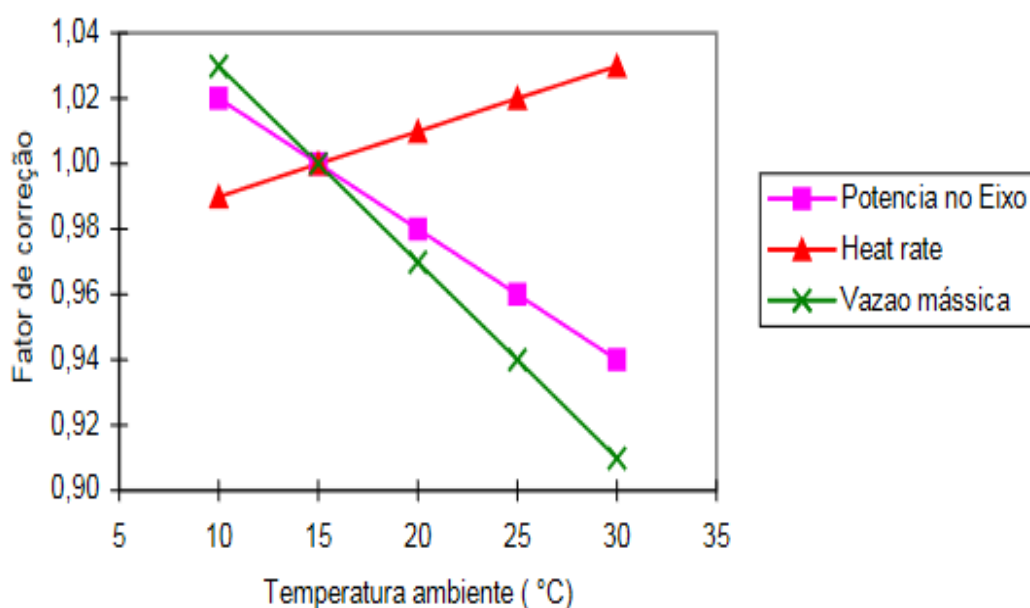
Para a determinação da potência de eixo sob determinada temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ), um fator de correção ( $f_c$ ) deve ser aplicado à potência gerada na turbina em condições padrão de funcionamento. De acordo com Antunes (1999), esse fator de correção é obtido pela seguinte equação:

$$f_c = -0,004 \times T_{amb} + 1,06$$

Outro fator de correção importante a ser obtido está relacionado à taxa de calor, que é a quantidade de calor fornecido para a geração de um kWh. Esse fator também é aplicado sobre a taxa de calor a temperatura ambiente e é calculado pela seguinte expressão: (ANTUNES, 1999)

$$f_c = 0,002 \times T_{amb} + 0,97$$

Figura 7. Fator de correção X Temperatura ambiente para turbinas a gás



Fonte: Antunes (1999)

## 2.2 TURBINAS A VAPOR E O CICLO RANKINE

A turbina a vapor é uma máquina térmica rotativa, de combustão externa, que converte a energia contida no vapor pressurizado em energia mecânica. O fluido de trabalho utilizado é gerado na caldeira (gerador de vapor) e não entra em contato com os gases resultantes da queima. (ANDRADE, 2019b).

Bassalo (2019) afirma que a primeira turbina a vapor foi construída em 1883 pelo engenheiro sueco Carl Gustav Patrik de Laval (1845-1913). Seu modelo possuía velocidade angular de 42.000 rotações por minuto (rpm) e foi empregado, inicialmente para desnatar leite.

Ainda assim, foi Charles Algernon Parsons (1854-1931), engenheiro britânico, o primeiro a desenvolver uma turbina de múltiplos estágios, acoplada a um dínamo onde eram gerados cerca de 7,5 KW de eletricidade. O equipamento desenvolvido pelo inglês era formado por conjuntos de rodas ligadas ao eixo, das quais o diâmetro ia aumentando conforme a pressão do vapor diminuía, permitindo que a energia do vapor fosse melhor absorvido. (BASSALO, 2019)

### 2.2.1 Princípios de funcionamento

As turbinas que operam com ciclo de potência a vapor transformam as energias do fluido em trabalho mecânico através dos seguintes processos: (YANAGIHARA, 2006)

- A água é admitida na bomba de alimentação. A pressão do fluido é aumentada e o mesmo é bombeado até a caldeira;
- Na caldeira, o fluido pressurizado recebe calor e passa pelo processo de vaporização;
- O vapor sob alta pressão passa pelos bocais, pelos quais é redirecionado para as pás móveis com jatos de alta velocidade;
- Esses jatos contêm energia cinética significativa e mudam de direção durante seu escoamento pelas pás estacionárias;
- Essa mudança de direção gera uma força sobre as pás móveis e faz com que a energia cinética dos jatos seja convertida em rotação do eixo pelas pás do rotor.

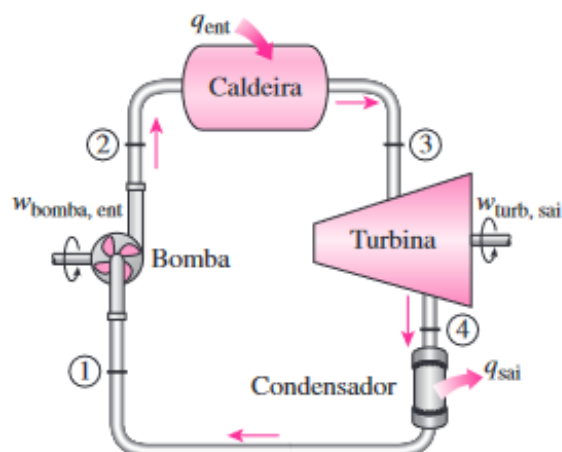
### 2.2.2 Ciclo Rankine

O ciclo de Rankine surgiu como uma alternativa ao ciclo de Carnot, eliminando alguns problemas desse modelo que o tornavam pouco prático. As melhorias implementadas por Rankine consistem, entre outros fatores, no superaquecimento do vapor na caldeira e na condensação completa do fluido ao passar pelo condensador. (ÇENGEL; BOILES, 2013)

Nas centrais térmicas a vapor, o ciclo de Rankine é utilizado como modelo termodinâmico ideal na produção de potência. Esse modelo é totalmente reversível, ocorre sob regime permanente e consiste dos processos: (ÇENGEL; BOILES, 2013)

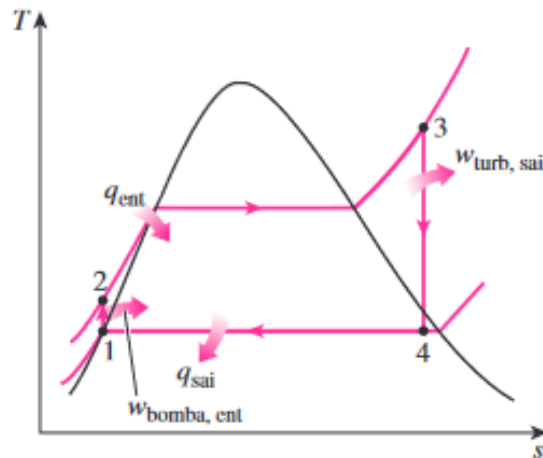
- Processo 1-2 (Compressão isentrópica): A bomba realiza trabalho sobre o gás, comprimindo o líquido saturado. Há um pequeno aumento na temperatura ocasionado pela diminuição do volume específico do fluido;
- Processo 2-3 (Aquecimento isobárico): Na caldeira, o fluido comprimido recebe calor proveniente dos gases de combustão e se transforma em vapor superaquecido com o auxílio do superaquecedor ;
- Processo 3-4 (Expansão isentrópica): O vapor superaquecido sofre expansão na turbina, liberando trabalho mecânico no eixo giratório. Nesse processo de conversão de energia, temperatura e pressão do fluido diminuem;
- Processo 4-1 (Resfriamento isobárico): Ao passar pelo condensador, que funciona como um trocador de calor, o vapor é condensado, liberando calor sob pressão constante.

Figura 8. Ciclo de potência a vapor (Rankine)



Fonte: Çengel; Boiles(2013)

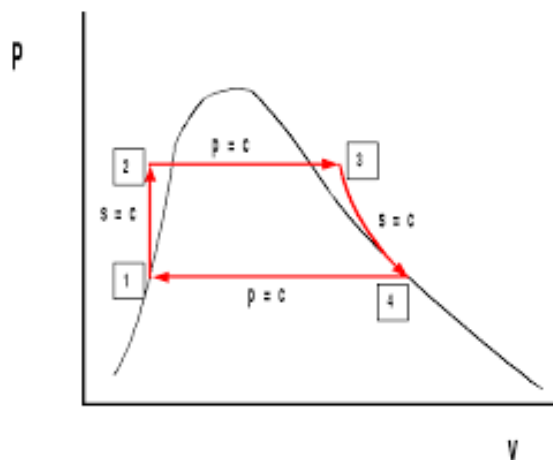
Figura 9. Diagrama T-s do ciclo ideal de Rankine



Fonte: Çengel; Boiles (2013)

Outro diagrama bastante importante pode ser analisado na figura abaixo. Nele, são mostradas variações de pressão e volume em cada processo.

Figura 10. Diagrama P-v do ciclo ideal de Rankine



Fonte: Franklin (2017)

Assim como os componentes da turbina a vapor operam em regime permanente, os processos do ciclo acima descritos ocorrem sob o mesmo regime de escoamento. Sendo assim, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial do vapor por serem relativamente pequenas, a equação de energia pode ser resumida a seguinte forma:(ÇENGEL; BOILES, 2013)

$$(Q_{ent} - Q_{sai}) + (W_{ent} - W_{sai}) = h_{sai} - h_{ent}$$

Observa-se que as equações de energia se repetem nos ciclos de Brayton e de Rankine. No entanto, as trocas de calor, variações de entalpia e trabalho líquido são totalmente diferentes. No ciclo de Rankine, a relação de pressão do fluido não aumenta tanto quanto em Brayton, porém a razão de consumo de trabalho de ciclo a gás é muito superior à dos ciclos a vapor.

Çengel e Boiles (2013) demonstram que, partindo da equação do balanço de energia do ciclo Rankine, temos que o trabalho líquido do ciclo Rankine é determinado pela diferença entre o trabalho de eixo gerado na turbina ( $W_t$ ) e o trabalho realizado pela bomba ( $W_b$ ) sobre o gás. Pode ser obtido também pela diferença entre o calor fornecido na caldeira e o calor rejeitado no condensador, conforme a equação abaixo:

$$W_{liq} = W_t - W_b = (Q_{ent} - Q_{sai})$$

A eficiência das turbinas a vapor ( $n_t$ ) pode ser entendida como a relação entre o trabalho útil gerado e a quantidade de calor fornecido ao fluido de trabalho na caldeira. A equação que expressa essa relação e define a eficiência térmica do ciclo é a seguinte:(ÇENGEL; BOILES, 2013)

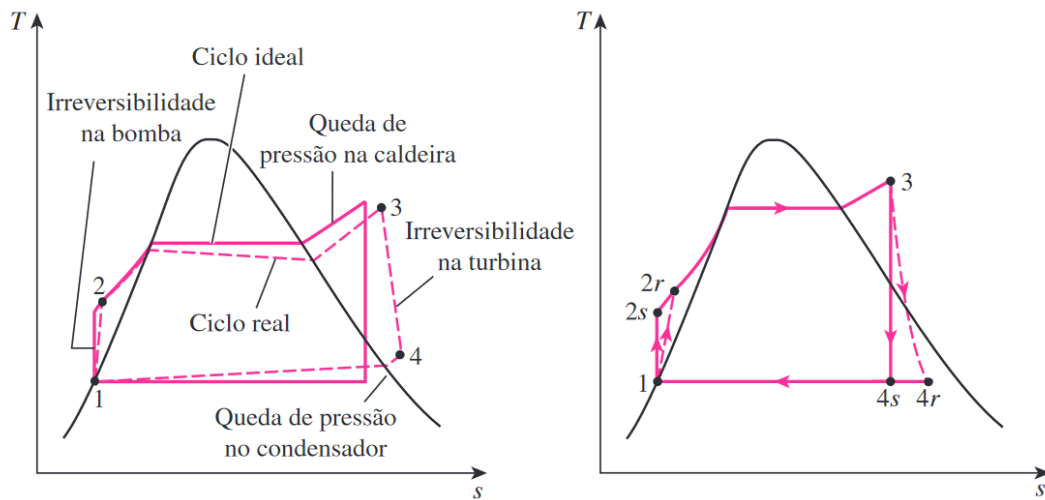
$$n_t = W_{liq} / Q_{ent} = 1 - \frac{Q_{sai}}{Q_{ent}}$$

### 2.2.3 Ciclo real de centrais a vapor

Diferentemente do modelo ideal de Rankine, muitas irreversibilidades estão presentes quando se trata de sistemas de potência a vapor operando em ciclo real. Algumas das fontes de irreversibilidade internas relevantes são o atrito que ocorre no fluido e a perda de calor do vapor durante seu escoamento. A bomba e a turbina são consideradas máquinas isentrópicas no ciclo ideal, no entanto, dentro desses equipamentos ocorrem irreversibilidades, reduzindo significativamente o trabalho líquido num ciclo real.(ÇENGEL; BOILES, 2013)

A figura abaixo representa as diferenças entre o ciclo ideal e real, com destaque para os pontos onde ocorrem as irreversibilidades mais significativas e a influência dessas ineficiências na variação de temperatura e entropia:

Figura 11. Desvio do ciclo real em relação ao ciclo ideal potência a vapor.



Fonte: Çengel; Boiles (2013)

O atrito no fluido ocasiona perda de pressão durante todo o seu escoamento pelas tubulações e demais componente desde o momento em que o mesmo sai da bomba para a caldeira. As maiores quedas de pressão acontecem no escoamento compreendido entre a caldeira e a entrada da turbina. A perda de pressão no condensador, normalmente, é muito pequena. Essa queda de pressão faz com que o fluido tenha que ser bombeado com pressão maior do que no ciclo ideal, aumentando o trabalho da bomba. (ÇENGEL; BOILES, 2013)

Considerando que o mínimo de trabalho requerido de uma bomba é aquele onde não são consideradas irreversibilidade, a análise do diagrama T-s mostra que a relação entre trabalho da bomba no ciclo ideal ( $W_s$ ) e no ciclo real ( $W_r$ ) representam a eficiência isentrópica da bomba ( $n_b$ ): (ÇENGEL; BOILES, 2013)

$$n_b = \frac{W_s}{W_r} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2r} - h_1}$$

Assim como há queda de pressão do fluido durante seu escoamento, o calor do mesmo também diminui durante o ciclo real. Para compensar as perdas para a vizinhança e atingir o trabalho líquido esperado, é preciso que a caldeira forneça mais calor ao fluido. Se o calor fornecido pela caldeira for o mesmo do ciclo ideal, menos trabalho será produzido na turbina, reduzindo a eficiência do equipamento em relação ao ciclo ideal. (ÇENGEL; BOILES, 2013)

Como o trabalho máximo gerado em uma turbina ocorre quando os processos são reversíveis (ciclo ideal), a eficiência isentrópica da turbina ( $n_t$ ) é dada pela razão entre o trabalho da turbina no ciclo real ( $W_r$ ) e o do ciclo ideal ( $W_s$ ), conforme a equação: (ÇENGEL; BOILES, 2013)

$$n_t = \frac{W_r}{W_s} = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_{4s}}$$

Outros fatores podem causar perdas em relação ao ciclo ideal, tais como vazamento de vapor, potência consumida por ventiladores e outros equipamentos e vazamento de ar externo para o interior do condensador. Para diminuir as perdas por essas causas são empregadas técnicas como subresfriamento do fluido e outras técnicas de otimização empregadas para aumentar a eficiência das centrais térmicas a vapor. (ÇENGEL; BOILES, 2013)

### 2.3 CENTRAIS TÉRMICAS EM CICLO COMBINADO GÁS-VAPOR

Como visto na seção 2.1.2, a eficiência das turbinas a gás cai proporcionalmente à medida que o calor rejeitado para o ambiente ( $Q_{sai}$ ) aumenta. Os gases de exaustão das turbinas a gás simples possuem alta temperatura e isso impede que as centrais a gás simples tenham eficiência térmicas mais elevadas. Normalmente, esses gases são rejeitados a temperaturas superiores a 500°C e, por isso, possuem grandes quantidades de energia. (ÇENGEL; BOILES, 2013)

Observado isso, começaram a ser estudadas maneiras de se aproveitar a energia térmica rejeitada pelas centrais térmicas a gás. Verificou-se então que os gases quentes que saíam das turbinas a gás poderiam ser utilizados no processo de geração de vapor em uma caldeira. Esse tipo de reaproveitamento pode ser definido como um sistema de cogeração de energia, que consiste na transformação e reutilização de energia utilizando um único combustível. (ÇENGEL; BOILES, 2013)

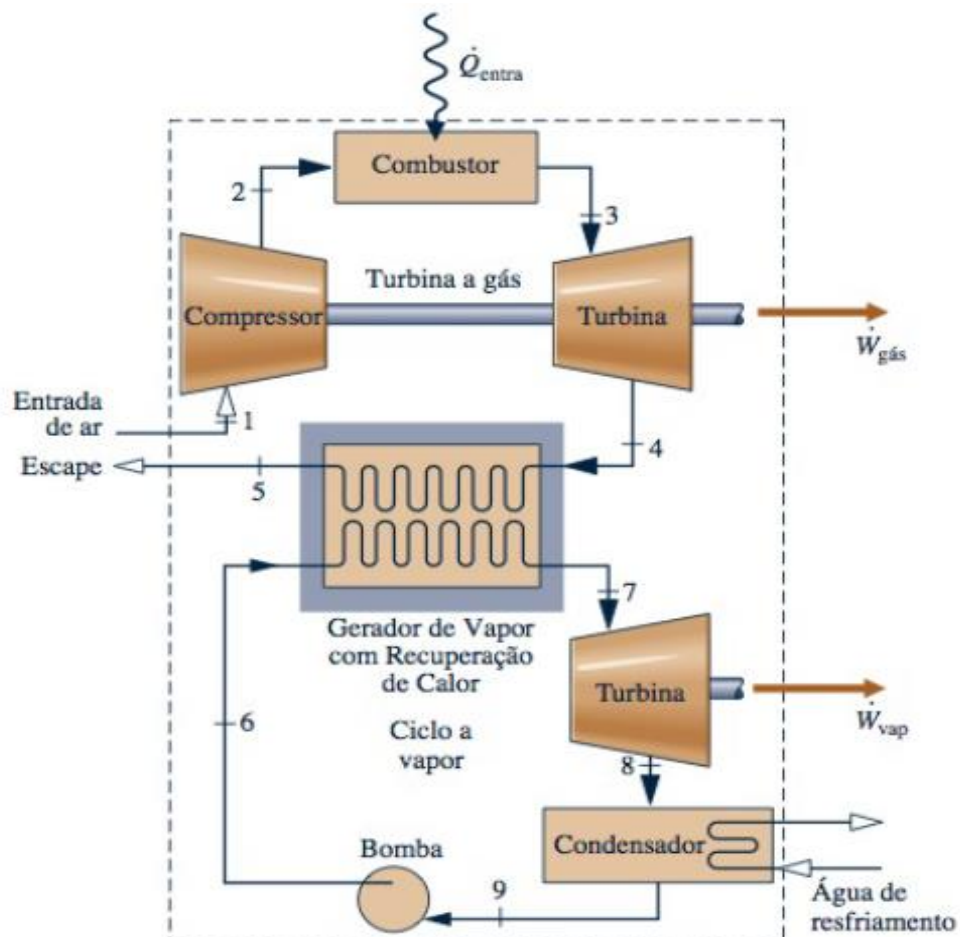
Segundo Çengel e Boiles (2013), quando a energia dos gases quentes rejeitados no ciclo Brayton é utilizada para aquecer o fluido de trabalho de uma turbina a vapor, temos um sistema de cogeração de energia, onde a energia dos gases é utilizada tanto para a produção de trabalho mecânico quanto na geração de vapor. Ciclos de potência que operam de forma interligada recuperando o calor

rejeitado nas turbinas a gás de ciclo Brayton para a geração de vapor a ser utilizado num ciclo Rankine são denominados Ciclos Combinados Gás-Vapor.

A energia contida nos gases rejeitados do ciclo Brayton é transferida ao vapor através de trocadores de calor, chamados de gerador de vapor com recuperação de calor ou caldeiras de recuperação. Esses equipamentos realizam o acoplamento entre os ciclos a gás e a vapor e buscam aproveitar ao máximo a energia dos gases de exaustão rejeitados pelo turbogerador a gás, além de exercerem a função da caldeira propriamente dita do ciclo a vapor. (MORAN *et al*, 2013)

A figura abaixo demonstra, simplificada, como centrais térmicas a gás e a vapor são interligadas:

Figura 12. Ciclo combinado Gás Vapor



Fonte: Moran et al (2013)

Nos ciclos de potência combinados de gás e vapor, podem ser necessárias mais de uma turbina a gás para que seja liberado calor suficiente para geração de

vapor. Caso o calor recuperado do ciclo a gás não seja suficiente para geração de vapor, pode-se realizar a queima adicional de combustível na caldeira. (ÇENGEL; BOILES, 2013)

Devido à alta temperatura no fornecimento de calor ao ciclo a gás e baixa temperatura com que o calor é rejeitado no ciclo a vapor, os ciclos combinados gás-vapor possuem eficiências superiores quando comparado aos ciclos Brayton e Rankine gerando potência individualmente. (MORAN *et al*, 2013)

A eficiência do ciclo combinado ( $n_c$ ) é determinada pela relação entre a soma das potências obtidas pelos ciclos a gás ( $P_g$ ) e a vapor ( $P_v$ ) e o calor total fornecido ao processo, inclusive o calor adicional necessário para geração de vapor. Essa relação é expressa pela equação abaixo: (MORAN *et al*, 2013)

$$n_c = \frac{P_g + P_v}{Q_{ent}}$$

Considere que os processos ocorrem em regime permanente e desprezando a transferência de calor para as vizinhanças e variação de energia cinética e potencial. A energia recuperada do ciclo a gás equivale ao balanço das taxas de massa e energia em um volume de controle que compreende a caldeira de recuperação, conforme a equação: (MORAN *et al*, 2013)

$$\dot{m}_v (h_7 - h_6) = \dot{m}_g (h_4 - h_5)$$

### 3 METODOLOGIA

Segundo Coelho (2019), uma pesquisa pode ser classificada, quanto à abordagem, em qualitativa ou quantitativa. Enquanto na pesquisa qualitativa busca-se entender um fenômeno através da interpretação de elementos subjetivos, a pesquisa quantitativa analisa os fenômenos a partir de elementos quantificáveis. Nesse último caso, cabe ao pesquisador apresentar os resultados de maneira objetiva. Sendo assim, a presente pesquisa é classificada como quantitativa, pois os resultados foram obtidos por meio de dados numéricos pré-estabelecidos e os resultados das simulações foram apresentados de maneira objetiva.

As pesquisas científicas podem ser classificadas ainda com relação aos seus objetivos. Nesse caso, elas podem ser exploratórias, descritivas ou explicativas. Neste estudo foi utilizada a pesquisa exploratória, pois busca a familiarização com um fenômeno através de pesquisas bibliográficas. (COELHO, 2019).

#### 3.1 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

Para análise da viabilidade da UTE Coari e comparações com o sistema de geração de energia empregado anteriormente à implantação da central de ciclo combinado, foi utilizado o software *RETScreen Expert*. Levou-se em consideração os valores definidos em contrato e foram levantados os dados técnicos dos equipamentos através de consulta aos catálogos e, em determinados casos valores-padrão definidos pelo software.

Os procedimentos metodológicos abordados nos tópicos seguintes foram utilizados para a determinação de parâmetros utilizados nas simulações e obtenção dos resultados.

##### 3.1.1 Condições contratadas

A obtenção dos dados referentes ao contrato de fornecimento de energia firmado entre a *Siemens* e a Eletrobrás foi realizada através de consulta ao edital do leilão 02/2016, da ANEEL (2017), que teve como objetivo a aquisição de energia elétrica por parte da Eletrobras Distribuição Amazonas para atender a demanda de cidades do interior do estado Amazonas. Os resultados desse leilão foram obtidos

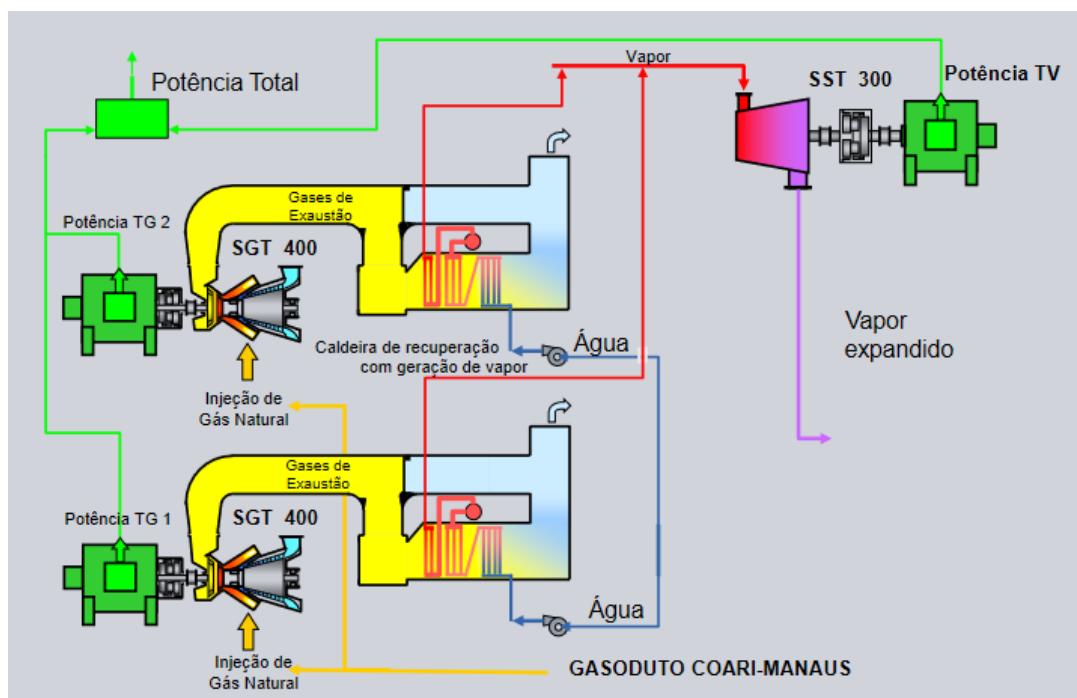
de uma publicação da EPE (2017) sobre o tema, da qual foram destacados alguns pontos de relevância para o estudo.

Para fins de comparação com os projetos de geração de energia com a queima de óleo diesel, adotou-se como referência o menor valor ofertado para a venda de energia gerada em centrais a diesel.

### 3.1.2 Equipamentos utilizados

Para a execução do projeto de geração de energia elétrica na UTE de Coari, a Siemens realizou a instalação de duas turbinas a gás ambas do modelo SGT-400 e uma turbina a vapor SST-300, funcionando em ciclo combinado. (FIGUEIREDO, 2020)

Figura 13. Sistemas de potência da UTE Coari



Fonte: Adaptado de Siemens (2012)

Para o cálculo da potência das turbinas a gás, foi aplicado o fator de correção ( $f_c$ ) estabelecidos na seção 2.1.4 ( $f_c = -0,004 \cdot T_{amb} + 1,06$ ). Com relação à taxa de calor (HR), foi aplicado o fator de correção também definido na seção 2.1.4 ( $f_c = 0,002 \cdot T_{amb} + 0,97$ ). Segundo o software *RETScreen*, a temperatura média anual para a cidade de Coari é de 26,2 °C.

De acordo com o *RETScreen*, a qualidade da mistura indica quanto o vapor está úmido na saída da porta de contrapressão. Se a qualidade da mistura for inferior a 1,0, o vapor contém água, ou seja, está úmido.

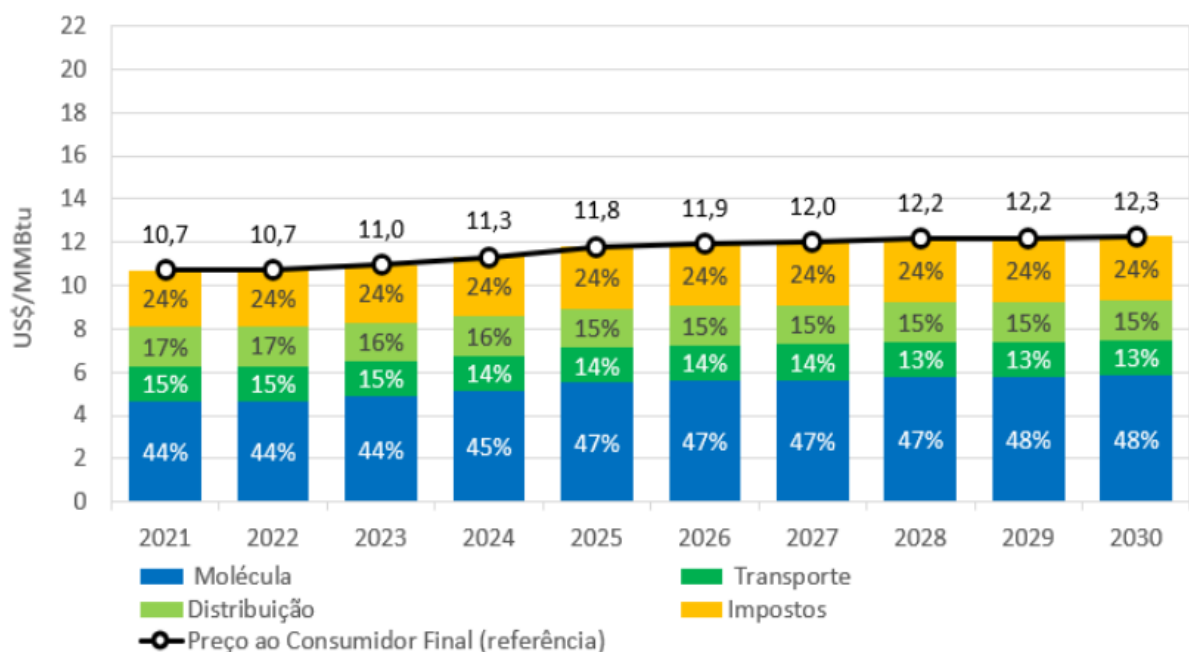
Normalmente, uma turbina a vapor deve ter uma qualidade mínima de mistura na faixa de 0,90 a 0,95. Foi respeitado o limite mínimo, pois se a qualidade da mistura for muito baixa, pode haver erosão das pás da turbina a vapor devido ao choque das gotas d'água com as pás da turbina

### 3.1.3 Projeção de custos do combustível

O custo do combustível foi estimado de acordo com uma projeção divulgada pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE) em dezembro de 2020, o preço médio da molécula de gás natural nacional para a década de 2021 a 2030, deve variar de 4,5 a 6 US\$/MMBtu.

Conforme o estudo da EPE, esse valor é referente apenas aos custos com a produção da molécula de gás e representa de 44% a 48% do valor final do gás. Incluindo os gastos com transporte, distribuição e impostos, o valor médio do gás natural deve ficar entre 10,7 e 12,3 US\$/MMBtu. O valor médio final foi fixado em 11,5 US\$/MMBtu. (EPE, 2020b)

Figura 14. Projeção de preços do gás natural



Fonte: EPE (2020b)

Para adaptação ao software, foi realizada a conversão das unidades de medida considerando a relação entre elas ( $1 \text{ MMBtu} = 28,32 \text{ m}^3$ ). O valor estabelecido para o combustível foi  $0,41 \text{ US\$/m}^3$ .

### 3.2 O SOFTWARE

O *RETScreen* é uma ferramenta desenvolvida pelo governo canadense utilizada para avaliação e otimização de sistemas de geração de energia. O software permite, entre outras funções, o cálculo da eficiência energética e verificação da viabilidade econômica dos projetos de geração de energia. (NRCAN, 2021)

Os valores monetários são expressos em dólares canadenses (\$) baseados na cotação de 1º de janeiro de 2019. De acordo com o site real 365, a cotação da moeda canadense no referido dia era de R\$ 2,84. O preço do MWh exportado à rede foi convertido de R\$ 275,76 para \$ 97,10. O valor total do contrato foi transformado de R\$ 470.779.091 para \$ 165.767.285,56.

O valor do preço do combustível foi convertido de acordo com a cotação de 01 de dezembro de 2020, mês em que foram feitas as projeções de custo do combustível, obtidas no site [br.investing.com](http://br.investing.com) ( $1 \text{ US\$} = 1,29 \text{ \$}$ ). O preço do gás passou de  $0,41 \text{ US\$/m}^3$  para  $0,52 \text{ \$/m}^3$  quando convertido para a moeda canadense.

Para análise de centrais de ciclo combinado, é necessário que o operador insira alguns dados relativos às turbinas a gás e a vapor empregadas para geração de potência, bem como as unidades de medida com as quais se deseja trabalhar.

Para alguns dados são disponibilizados pelo software valores de referência nos quais o operador pode se basear. Essas referências foram utilizadas para a determinação de alguns valores que serão demonstrados nos tópicos a seguir. No quadro abaixo foram consolidados os dados de entrada necessários para utilização do software, a forma como foram definidos e as unidades de medidas escolhidas:

Quadro 1. Dados de entrada do software RETScreen

| <b>Dado de Entrada requeridos pelo software</b>    | <b>Referencial</b>                      | <b>Unidade de medida</b> |
|--|---|--------------------------|
| Tipo de combustível                                | Contrato da UTE                         | m <sup>3</sup>           |
| Preço do combustível                               | Projeção da EPE                         | \$ / m <sup>3</sup>      |
| Potência elétrica da turbina a gás                 | Catálogo SIEMENS<br>* fator de correção | kW                       |
| Disponibilidade                                    | RETScreen                               | Horas/ano                |
| Taxa de calor da turbina a gás                     | Catálogo SIEMENS<br>* fator de correção | kJ/kWh                   |
| Taxa de recuperação de calor                       | RETScreen                               | %                        |
| Pressão de operação da turbina a vapor             | Catálogo SIEMENS                        | Bar                      |
| Temperatura de superaquecimento da turbina a vapor | Catálogo SIEMENS                        | °C                       |
| Pressão de retorno                                 | Catálogo SIEMENS                        | Bar                      |
| Eficiência térmica da turbina a vapor              | RETScreen                               | %                        |
| Custos iniciais                                    | RETScreen                               | \$/kW                    |
| Custos de operação e manutenção                    | RETScreen                               | \$/ kW.ano               |
| Preço da eletricidade exportada à rede             | Contrato da UTE                         | \$/ MWh                  |

Fonte: O Próprio Autor (2021)

### 3.2.1 Disponibilidade

De acordo com o software, a disponibilidade de funcionamento dos sistemas de energia varia de 91,3 a 95,9% (8.000 a 8.400 horas por ano). Para a usina em questão foi considerado valor mínimo sugerido. Embora os equipamentos e instalações sejam novos, a infraestrutura e dificuldade de acesso à região podem ocasionar paradas de manutenção mais longas.

### 3.2.2 Taxa de recuperação de calor

A taxa de recuperação de calor indica o percentual de calor recuperado da exaustão dos gases. O valor máximo indicado pelo software é de 80% e este foi o percentual adotado para o cálculo da capacidade térmica disponível para uso na turbina a vapor.

### **3.2.3 Eficiência**

A eficiência das turbinas a vapor ( $n_t$ ) é estabelecida pelo software em uma tabela através da combinação de pressão de operação e potência. O software traz ainda dois fatores de correção a serem aplicados, sendo um referente à pressão de retorno ( $f_{cp}$ ) e outro determinado conforme a temperatura de superaquecimento ( $f_{cs}$ ).

### **3.2.4 Custos de instalação e operacionais**

Tanto os custos de instalação quanto os operacionais são escolhidos pelo operador em uma tabela disponibilizada pelo software que leva em consideração o tipo de tecnologia e potência instalada. O custo inicial inclui os custos de aquisição e instalação de todos os equipamentos e aumenta de acordo com a capacidade instalada da central.

Para esta central, o software definiu o valor de 2.600 \$/kW para os custos iniciais. Para usinas de ciclo combinado gás-vapor de até 100 MW, o valor estipulado pelo software para os custos operacionais e de manutenção é de 92 \$/kw.ano.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Foram levantadas e analisadas as informações referentes ao contrato de fornecimento de energia e sobre os equipamentos utilizados na geração termelétrica a gás de Coari. Foram realizadas ainda diversas simulações no software, variando as condições de funcionamento da termelétrica, de maneira que os objetivos propostos pelo trabalho pudessem ser alcançados.

Os resultados obtidos foram os seguintes:

### 4.1 CONTRATO DA UTE

O projeto da UTE Coari teve início com a publicação do edital do leilão 02/2016, da ANEEL, que previa a instalação de uma usina cuja potência deveria ser de pelo menos 37 MW. A demanda de energia a ser adquirida anualmente seria de 132.170 MWh para um período de 12 anos e 11 meses (12,91 anos) com encerramento da vigência em 30/11/2030.

O preço inicial para o leilão foi fixado em 487,00 R\$/MWh, determinando um valor máximo total de R\$ 831.404.370,830 para o contrato. Esse montante foi estimado de acordo com demanda anual e o período de fornecimento de energia, conforme o cálculo abaixo:

$$132.170 \times 12,9166 \times \text{R\$ } 487,00 = \text{R\$ } 831.404.370,83$$

Com relação ao objeto principal deste estudo, foi observado que o lote de Coari foi vencido pelo Consórcio Energia do Amazonas, com um lance de R\$ 275,76 R\$/MWh, 43% menor que o valor inicial. O valor total do contrato celebrado foi de R\$ 470.779.091,00. (EPE, 2017)

Deve-se ressaltar que o combustível utilizado na usina de Coari é custeado pela distribuidora, uma vez que esta possui contrato de fornecimento de gás natural com as empresas responsáveis pela produção e distribuição do combustível da reserva de Urucu. Sendo assim, o custo do MWh produzido na usina de Coari deve ser composto pela soma dos valores pagos ao consórcio (275,76 R\$/MWh) e os gastos com a aquisição de gás natural. (EPE, 2017)

A Eletrobrás declarou, em seu relatório de administração, o valor de 38,8 MW como garantia física para a UTE Coari. A garantia física, de acordo com a ANEEL é a quantidade máxima de energia relativa à Usina que poderá ser utilizada para comprovação de atendimento de carga ou comercialização por meio de contratos. O referido relatório foi publicado no Diário Oficial da União, em 19 de abril de 2021.

#### 4.2 TURBINA A GÁS SIEMENS SGT-400

A turbina SGT-400 caracteriza-se por sua flexibilidade e alta disponibilidade. O modelo possui motor de eixo duplo e sua capacidade de geração de energia é de até 14,3 MW. A SGT-400 pode operar com combustíveis líquidos e gasosos e oferece capacidade de combustível duplo, com mudança automática do combustível primário para o secundário em qualquer carga. (SIEMENS, 2020a)

Alguns dados técnicos referentes à turbina obtidos do catálogo da Siemens estão representados na tabela abaixo. Estes valores devem ser considerados para condições padrão de temperatura, pressão e umidade:

Tabela 1. Dados técnicos da turbina a gás SGT-400

|                            |               |
|----------------------------|---------------|
| Potência Bruta             | Até 14,3 MW   |
| Eficiência Bruta           | 35,6%         |
| Taxa de calor              | 10.103 kJ/kWh |
| Relação de pressão         | 18,5 : 1      |
| Fluxo de massa de exaustão | 44,5 kg/s     |
| Temperatura de exaustão    | 529°C         |

Fonte: Adaptado de Siemens (2020a)

Sendo assim, a potência máxima da turbina ( $P_{max}$ ) a gás da turbina SGT-400 com o fator de correção referente à temperatura de Coari, será de:

$$f_c = - 0,004 \times 26,2 + 1,06 = 0,955$$

$$P = 0,955 \times 14,3 = 13,66 \text{ MW.}$$

Portanto, a potência elétrica média produzida pela soma das duas turbinas a gás, considerando a temperatura ambiente em que operam é de 27,32 MW. Esse valor foi utilizado para a verificação da potência máxima, onde considerou-se o funcionamento a plena carga das duas turbinas a gás.

Logo, considerando a temperatura ambiente local, a quantidade de calor necessário para que a turbina SGT-400 produza um kWh no município de Coari é de:

$$fc = 0,002 \times T_{amb} + 0,97 = 1,022$$

$$HR = 1,022 \times 10.103 = 10.325 \text{ kJ / kWh}$$

Aplicados os fatores de correção, há uma perda de 4,45% de potência gerada em comparação à condição padrão (15°C). Outra consequência da elevada temperatura local é o aumento de 2,2% no consumo de combustível.

#### 4.3 TURBINA A VAPOR SST-300

.Essa turbina pode ser utilizada em aplicações e geração de energia e, na última década, mais de 500 unidades foram instaladas em todo o mundo. Ela segue um padrão de design da Siemens aprimorado continuamente em busca de maior eficiência. (SIEMENS, 2020b)

Os dados técnicos da turbina, em condições padrão de operação, foram obtidos do site da fabricante e alguns deles estão representados na tabela abaixo:

Tabela 2. Dados técnicos da turbina a vapor SST-300

| <b>Propriedade</b>     | <b>Valores máximos</b> |
|------------------------|------------------------|
| Potência de saída      | 45 MW                  |
| Pressão de entrada     | 140 bar                |
| Temperatura de entrada | 540 °C                 |
| Pressão de retorno     | 16 bar                 |
| Velocidade             | 12.000 rpm             |
| Extração controlada    | 25 bar / 400°C         |

Fonte: Adaptado de Siemens (2020b)

O valor para a pressão de entrada e retorno empregados no trabalho foram de 40 bar e 0,25 bar, respectivamente. A temperatura de superaquecimento considerada foi de 500°C, ligeiramente menor do que a temperatura de exaustão da turbina a gás (529°C). A qualidade da mistura para essa combinação de valores foi de 0,9.

Com essa combinação, o rendimento térmico da turbina estipulado pelo *RETScreen* foi de 76,3%. Com a aplicação dos fatores de correção de pressão e superaquecimento apresentados no software, a eficiência de turbina é de:

$$n_t = 76,3 \times f_{c_p} \times f_{c_s}$$

$$n_t = 76,3 \times 0,975 \times 1,12 = 83,3\%$$

#### 4.4 FUNCIONAMENTO EM MÁXIMA POTÊNCIA

Primeiramente, foi feito um estudo da capacidade máxima de potência da central ( $P_{max}$ ), verificando através do software se as duas turbinas a gás (SGT-400) funcionando a plena carga, em ciclo combinado com a turbina a vapor (SST-300), produzem 38,8 MW de potência informados pela Eletrobrás. Para esta simulação, os valores de entrada do software foram:

Tabela 3. Dados de entrada para potência máxima

| <b>Dado de Entrada requeridos pelo software</b>    | <b>Valores fornecidos</b> |
|--|---------------------------|
| Potência elétrica da turbina a gás                 | 2 X 13.660kW = 27.320 kW  |
| Taxa de calor da turbina a gás                     | 10.325 kJ / kWh           |
| Taxa de recuperação de calor                       | 80 %                      |
| Pressão de operação da turbina a vapor             | 40 Bar                    |
| Temperatura de superaquecimento da turbina a vapor | 500 °C                    |
| Pressão de retorno                                 | 0,25 Bar                  |
| Eficiência térmica da turbina a vapor              | 83,3 %                    |

Fonte: O Próprio Autor (2021)

As turbinas a gás requerem que sejam fornecidos 267,36 MMBtu/h combustível fornecido para produção de potência máxima, com base na taxa de calor considerada. Esse valor equivale a aproximadamente 7.572 m<sup>3</sup>/h ou 78.355 kW.

O poder calorífico dos gases de exaustão é de 51.035kW (78.355 -27320). O calor recuperado para aproveitamento na turbina a vapor é de 40.828 kW, significando que 9.207 kW dessa energia não poderá ser reaproveitada. O fluxo de vapor que passa pela turbina é de 46.113 kg/h. A potência elétrica gerada pela turbina a vapor foi de 11.571,5 kW.

Logo, nas condições simuladas e somados os ciclos, a potência máxima produzida na usina é de 38.891,5 kW. Esse valor é ligeiramente maior do que o valor informado pela distribuidora (38.800kW) e atende com boa margem à demanda exigida no edital de contratação (37.000kW)

#### 4.5 GERAÇÃO DA POTÊNCIA MÉDIA DEMANDADA

Com as turbinas operando 8.000 horas por ano, foi definida a potência média ( $P_{med}$ ) a ser gerada na usina para que a demanda anual de 132.170 MWh estabelecida no contrato fosse alcançada:

$$P_{med} = \frac{132170MWh}{8000h} = 16,52125 MW. = 16.521,25 kW$$

Tomando como base a potência máxima calculada na seção anterior, esse valor representa 0,424804 em relação aos 38.891,5 kW obtidos em plena carga. Isso significa que a usina funcionará, em média, com 42,48% de sua capacidade máxima para atender à demanda estabelecida no edital de contratação.

As condições de operação das turbinas foram as mesmas das utilizadas no cálculo de potência máxima, exceto para a potência das turbinas a gás. Como a potência gerada nas turbinas a gás varia proporcionalmente à potência total, a relação entre potência média gerada nas turbinas a gás ( $P_g$ ) e a potência máxima da SGT-400 ( $P_{mg}$ ) também será de 0,424804.

Com isso, a potência média das turbinas a gás será de:

$$0,424804 = \frac{P_g}{P_{mg}}$$

$$P_g = 0,424804 \times P_{mg} = 0,424804 \times 27.320 \text{ kW} = 11.605,64 \text{ kW}$$

Utilizando esse valor na entrada de dados do software, foram obtidos os seguintes resultados:

Tabela 4. Resultados obtidos para simulação em potência média

|   |                           |
|---|---------------------------|
| Combustível necessário  | 114 MMBtu/h (33.286 kW)   |
| Capacidade térmica (calor recuperado para uso na turbina a vapor) | 59,2 MMBtu/h (17344 kW)   |
| Fluxo de vapor  | 19.589 kg/h               |
| Potência elétrica da turbina a vapor                              | 4.916 Kw                  |
| Potência elétrica total   | 16.521,25 kW              |
| Consumo anual de combustível                                      | 25.055.564 m <sup>3</sup> |
| Custo anual de combustível  | \$ 13.028.893,00          |
| Eletricidade exportada anualmente                                 | 132.170 MWh               |
| Valor da eletricidade gerada anualmente                           | \$ 12.833.705,00          |

Fonte: O Próprio Autor (2021)

Percebe-se que todos os valores foram reduzidos na mesma proporção de 0,424804 em relação aos dados obtidos na verificação de potência máxima. Podemos dizer que, caso os parâmetros não sejam alterados entre as simulações, os dados do ciclo vão variar de acordo com a carga a que as turbinas a gás forem submetidas.

Conforme esclarecido na seção 2.3, a eficiência do ciclo combinado ( $n_c$ ) para a usina de Coari é dada por:

$$n_{comb} = \frac{P_g + P_v}{Q_{ent}} = \frac{16521 \text{ kWh}}{33286 \text{ kWh}} = 0,4963 = 49,63\%$$

## 4.6 VIABILIDADE ECONÔMICA

Foi feita ainda uma análise da viabilidade econômica do projeto, com base nos valores definidos no contrato. Foram realizadas duas análises considerando os pontos de vista tanto do Consórcio Energia do Amazonas (fornecedor) quanto da Eletrobras (contratante).

Para o Consórcio foram considerados os custos iniciais de instalação somados aos custos de operação do período do contrato. Para a distribuidora, comparou-se o valor pago pelo MWh da usina a gás com as centrais a diesel.

### 4.6.1 Viabilidade do custeio de instalação, manutenção e operação

O valor investido pela Siemens para instalação de UTE Coari foi calculado pelo produto entre o custo inicial ( $C_i$ ) estimado no RETScreen (2.600 \$/kW) e a capacidade máxima de geração de energia da usina ( $P_{max}$ ).

$$C_i = \frac{2.600\$}{kWh} * P_{max} = \frac{2.600\$}{kWh} * 38.891,5kW = \$ 101.117.900,00$$

Empregado o valor de referência do software e considerando a potência média demandada, foram obtidos os custos operacionais a serem investidos anualmente na UTE. Por fim, multiplicou-se o valor pelo tempo de duração do contrato (12,91 anos). A equação abaixo expressa os cálculos efetuados:

$$C_o = \frac{92\$}{kW*ano} * 16.521,25kW * 12,91anos = \$ 19.622.619,05$$

A liquidez do investimento (L) realizado pela Siemens ao final do contrato será dada pela diferença entre o valor total a ser recebido ao final do contrato e os custos totais. Logo, o saldo do investimento será definido conforme a expressão abaixo:

$$\begin{aligned} L &= \$ 165.767.285,56 - C_o - C_i \\ L &= \$ 165.767.285,56 - \$ 19.622.619,05 - \$ 101.117.900,00 \\ L &= \$ 45.026.766,51 \end{aligned}$$

Esses montantes foram consolidados e convertidos em reais, para melhor elucidação, na seguinte tabela:

Tabela 5. Liquidez do investimento realizado

|                                     |                    |
|-------------------------------------|--------------------|
| Valor total a ser recebido          | R\$ 470.779.091,00 |
| Custos iniciais de instalação       | R\$ 287.174.836,00 |
| Custos operacionais e de manutenção | R\$ 55.728.238,10  |
| Liquidez do investimento            | R\$ 127.876.016,90 |

Fonte: O Próprio Autor (2021)

O resultado mostra que o projeto apresentado pelo Consórcio, embora exija um alto investimento, é bastante viável economicamente e o grupo deve obter um saldo favorável do mesmo. Além disso, o sucesso do projeto agrega valor aos produtos e pode incentivar novos investimentos em outras localidades.

#### 4.6.2 Análise comparativa com geração a diesel

Os objetos do edital foram divididos por grupo, onde o grupo A era composto pela demanda de Coari e o grupo B pelas demandas de outras cidades do interior do Amazonas. Além disso, os grupos distinguiam-se pelo combustível a ser utilizado: gás natural para o grupo A e óleo diesel para o grupo B. (EPE, 2017)

Diferentemente do grupo vencedor da UTE Coari, os consórcios produtores de energia das centrais a diesel localizadas nas demais cidades abrangidas pelo leilão devem custear por conta própria o combustível consumido. Para essas usinas, o valor pago pela distribuidora aos consórcios produtores já inclui os gastos com aquisição do diesel. (EPE, 2017)

Os consórcios vencedores do leilão, assim como os valores contratados pela Eletrobrás para a produção de energia em cidades do interior do Amazonas foram os consolidados na tabela abaixo: (EPE, 2017).

Tabela 6. Resultado do leilão 02/2016 -ANEEL

| <b>Lote</b> | <b>Consórcio Vencedor</b> | <b>Preço ofertado (R\$/MWh)</b> | <b>Energia anual (MWh)</b> | <b>Período (meses)</b> | <b>Valor total do contrato (R\$)</b> |
|-------------|---------------------------|---------------------------------|----------------------------|------------------------|--------------------------------------|
| A-I         | Energia Do Amazonas       | 275,76                          | 132.170                    | 155                    | 470.779.091                          |
| B-I         | Oliveira – Etam           | 1.155,00                        | 165.411                    | 180                    | 2.865.745.575                        |
| B-I-A       | Oliveira – Etam           | 1.287,99                        | 135.380                    | 60                     | 871.841.396                          |
| B-II        | Oliveira – Etam           | 1.063,00                        | 318.999                    | 180                    | 5.086.439.055                        |
| B-III       | Powertech                 | 976,00                          | 112.392                    | 180                    | 1.645.418.880                        |
| B-III-A     | Vpower – Telemenia        | 1.030,01                        | 169.074                    | 60                     | 870.740.126                          |
| B-IV        | Vpower – Telemenia        | 989,99                          | 46.859                     | 180                    | 695.851.915                          |
| BV          | Vpower – Telemenia        | 964,99                          | 45.633                     | 180                    | 660.528.081                          |

Fonte: Adaptado de EPE (2017)

O custo da eletricidade gerada na usina a gás de Coari é calculado pela soma dos gastos com combustível e valores pagos ao grupo Siemens pela produção. Conforme visto na seção 4.5, o custo anual dos combustíveis para a produção de 132.170 MWh é de \$ 13.028.893,00. Logo, o valor gasto com gás natural para a geração de 1 MWh será de:

$$\text{\$ } 13.028.893,00 / 132.170 \text{ MWh} = \text{\$ } 98,58 \text{ \$/MWh.}$$

Convertendo o valor gasto com gás natural em real ( $\text{\$ } 98,58 = \text{R\$ } 279,97$ ), o custo total do MWh gerado em Coari ( $C_t$ ) é de:

$$C_t = \text{R\$ } 275,76 + \text{R\$ } 279,97 = \text{R\$ } 555,73 \text{ R\$/MWh}$$

Cabe destacar que, no caso de Coari, a parcela gasta com combustível é superior à paga ao Consórcio pela produção da energia. Ainda assim, o custo do

MWh da usina a gás é bastante inferior em relação à energia gerada nas centrais a Diesel. Comparando os custos da energia de Coari com as demais usinas a diesel, temos a seguinte tabela:

Tabela 7. Custos do MWh incluindo os combustíveis

| <b>Lote</b> | <b>Combustível</b>  | <b>Custo da Energia Gerada (R\$/MWh)</b> |
|-------------|---------------------|--|
| A-I         | Gás Natural (Coari) | 555,73                                   |
| B-I         | Óleo Diesel         | 1.155,00                                 |
| B-I-A       | Óleo Diesel         | 1.287,99                                 |
| B-II        | Óleo Diesel         | 1.063,00                                 |
| B-III       | Óleo Diesel         | 976,00                                   |
| B-III-A     | Óleo Diesel         | 1.030,01                                 |
| B-IV        | Óleo Diesel         | 989,99                                   |
| BV          | Óleo Diesel         | 964,99                                   |

Fonte: O Próprio Autor (2021)

O custo médio da energia gerada nas termelétricas a diesel do interior do Amazonas (1.066,71 R\$/MWh) é 92% maior que o custo da energia produzida na central a gás instalada em Coari (555,73 R\$/MWh).

O valor da energia gerada nas usinas a diesel que mais se aproxima do custo da energia de Coari é do Consórcio VPower–Telemânia, vencedor do lote BV, que atende à demanda do município de Autazes-Am. Ainda assim, o valor contratado (964,99 R\$/MWh) é 73,6% superior ao custo da energia gerada em Coari.

#### 4.7 GANHOS DO CICLO COMBINADO

Para comparação entre os ciclos, foram observados os níveis de eficiência da usina operando em ciclo combinado e em ciclo simples. Para análise de ciclo simples, a taxa de recuperação de calor foi definida em 0%, resumindo a potência exclusivamente àquela produzida nas turbinas a gás.

A tabela abaixo apresenta os valores obtidos na simulação em ciclo simples comparados aos da seção 4.2, quando foi considerado o funcionamento com aproveitamento dos gases de exaustão.

Tabela 8. Comparativo entre o ciclo combinado e simples

| <b>Dados obtidos</b>                  | <b>Ciclo Combinado<br/>(Gás e Vapor)</b> | <b>Ciclo simples<br/>(Gás)</b> |
|---------------------------------------|--|--------------------------------|
| Combustível necessário                | 114 MMBtu/h<br>(33.286 kW)               | 114 MMBtu/h<br>(33.286 kW)     |
| Capacidade térmica (calor recuperado) | 59,2 MMBtu/h<br>(17344 kW)               | 0                              |
| Fluxo de vapor                        | 19.589 kg/h                              | 0                              |
| Potência elétrica da turbina a vapor  | 4.916 Kw                                 | 0                              |
| Potência elétrica total               | 16.521 kW                                | 11.605 Kw                      |
| Consumo anual de combustível          | 25.055.564 m <sup>3</sup>                | 25.055.564 m <sup>3</sup>      |
| Custo anual de combustível            | \$ 13.028.893,00                         | \$ 13.028.893,00               |
| Eletricidade exportada anualmente     | 132.170 MWh                              | 92.845 MWh                     |
| Valor da eletricidade gerada / ano    | \$ 12.833.705,00                         | \$ 9.015.261,00                |

Fonte: O Próprio Autor (2021)

#### 4.7.1 Redução de potência e eficiência do ciclo simples

Sem o aproveitamento do poder calorífico dos gases de exaustão, a potência elétrica da turbina a vapor é nula e, conseqüentemente, a potência total do ciclo sofre uma redução significativa. A potência gerada no ciclo simples diminuiria de 16.521 kW para 11.605 kW, uma perda de aproximadamente 30% em relação ao ciclo combinado.

Essa redução corresponderia exatamente à parcela de potência produzida pela turbina a vapor. No ciclo combinado, a turbina a vapor é responsável por 4.916 kW do total de 16.521 kW de potência produzida ( $4.916 / 16.521 = 0,3$ ).

Como potência produzida e rendimento do ciclo variam de forma diretamente proporcional, a eficiência do ciclo simples também seria 30% menor que a do ciclo combinado. A eficiência da usina operando em ciclo simples seria de:

$$\eta_{sim} = \frac{Pg}{Q_{ent}} = \frac{11.605kW}{33.286kW} = 0,348 = 34,8 \%$$

#### 4.7.2 Economia de combustível do ciclo combinado

Além da diferença de eficiência, foi feita uma análise da economia de combustível alcançada com aproveitamento dos gases de exaustão para geração de energia no ciclo a vapor. Os dados obtidos da simulação, considerando que toda a potência média demandada (16.521,25 kW) fosse gerada exclusivamente pelas turbinas a gás foram:

Tabela 9. Consumo de combustível ciclo combinado x ciclo simples

| <b>Dados obtidos</b>                  | <b>Ciclo Combinado<br/>(Gás e Vapor)</b> | <b>Ciclo simples<br/>(Gás)</b> |
|---------------------------------------|--|--------------------------------|
| Combustível necessário                | 114 MMBtu/h<br>(33.286 kW)               | 162 MMBtu/h<br>(47.384 kW)     |
| Capacidade térmica (calor recuperado) | 59,2 MMBtu/h<br>(17344 kW)               | 0                              |
| Fluxo de vapor                        | 19.589 kg/h                              | 0                              |
| Potência elétrica da turbina a vapor  | 4.916 kW                                 | 0                              |
| Potência elétrica total               | 16.521 kW                                | 16.521 kW                      |
| Consumo anual de combustível          | 25.055.564 m <sup>3</sup>                | 35.667.936 m <sup>3</sup>      |
| Custo anual de combustível            | \$ 13.028.893,00                         | \$ 18.547.327,00               |
| Eletricidade exportada anualmente     | 132.170 MWh                              | 132.170 MWh                    |
| Valor da eletricidade gerada / ano    | \$ 12.833.705,00                         | \$ 12.833.705,00               |

Fonte: O Próprio Autor (2021)

Caso a energia da usina de Coari fosse gerada em ciclo simples, seriam necessários 35.667.936 m<sup>3</sup> de gás natural para atender à demanda contratada de 132.170 MWh, anualmente. Em ciclo combinado a usina projetada pela Siemens requer 189,57 m<sup>3</sup> de gás natural por MWh gerado. Se fosse utilizado apenas o ciclo a gás seriam necessários 269,86 m<sup>3</sup> do combustível para a geração de 1 MWh.

Com a combinação de ciclos gás-vapor, são gastos 98,58 \$/MWh. Caso a termelétrica operasse apenas com as turbinas a gás, esse custo seria elevado para 140,33 \$/MWh. Isso significa que o valor gasto com o referido suprimento seria 42,35% maior no ciclo simples.

O aumento no consumo de combustível elevaria de 195,68 \$/MWh para 237,43 \$/MWh o valor da energia a ser gerada na usina. Dessa maneira, o incremento no valor seria de 21,34% e o custo do MWh chegaria a R\$ 674,41.

Em valores absolutos, o fato de a usina operar em ciclo combinado proporciona uma redução de 10.612.372 m<sup>3</sup> no consumo anual de combustível. Levando em consideração o período do contrato (155 meses), a diferença total no consumo de gás natural entre os ciclos é de 137.076.472m<sup>3</sup>.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A instalação de uma usina a gás para atendimento à demanda de energia elétrica do município de Coari foi realizada em decorrência do contrato de fornecimento de energia firmado entre a Eletrobrás e o Consórcio Energia do Amazonas, formado por empresas do grupo Siemens.

Das condições de contratação, pode-se destacar que a usina instalada deveria ter capacidade para geração de 37000 kW de potência e atender uma demanda anual de energia de 132.170 MWh, durante um período de 155 meses. O valor pago pela Eletrobrás ao grupo Siemens é de R\$ 275,76 por MWh.

Para o fornecimento da energia, verificou-se que a Siemens instalou uma termelétrica com duas turbinas a gás operando em ciclo combinando com uma turbina a vapor, fabricadas pela própria empresa. As turbinas do ciclo a gás são do modelo SGT-400, enquanto a turbina de ciclo a vapor é a SST-300.

A eficiência das turbinas a gás utilizada em Coari, quando em ciclo simples, é de 35,6%, sob condições padrão de temperatura e pressão. A elevada temperatura local afeta o rendimento da usina, reduzindo a potência gerada em 4,45% e aumentando o consumo de combustível da turbina em 2,2%. Sob uma temperatura média de 26,2°C, cada SGT-400 produz 13,66 MW.

Com relação à turbina SST-300, deve-se ressaltar os limites de temperatura e de pressão do equipamento. A capacidade de trabalhar sob altas temperaturas e amplas faixas de pressão contribui para o aumento da potência e ganho de eficiência do ciclo combinado.

A potência máxima gerada na usina atende às exigências da contratante. Os valores simulados ficaram bastante próximos da garantia física informada pela distribuidora. Uma potência de quase 38,9 MW pode ser gerada na central. Para gerar uma potência superior a essa, seria necessário reduzir a qualidade da mistura do vapor, podendo causar danos aos equipamentos.

Embora a central tenha capacidade bastante superior, cerca de 16,5 MW são suficientes para atender à demanda média. Isso indica que as turbinas podem operar com menos da metade de seus limites de carga. A eficiência calculada para o ciclo combinado usado em Coari foi de 49,63%, considerando a queda de performance causada pela elevada temperatura ambiente.

A execução do projeto de uma usina termelétrica exige um investimento inicial muito alto. No caso da UTE Coari, o valor estimado com esses custos foi estimado em R\$ 287.174.836,00, correspondente a mais de 60% do valor a ser recebido pela energia fornecida. O grupo Siemens é responsável ainda pela operação e manutenção da usina. Ainda assim, segundo as estimativas realizadas, o investimento é viável pois deverá ser bastante lucrativo para a empresa alemã.

A contratação da energia produzida por uma usina a gás de ciclo combinado, mostrou-se como uma opção bastante vantajosa em comparação à eletricidade fornecida pelas centrais a diesel instaladas em outras cidades do interior do Amazonas inseridas no leilão. A eletricidade gerada nessas usinas a diesel é vendida para a Eletrobrás pelo valor mínimo de 964,99 R\$/MWh, enquanto o MWh fornecido pela usina de Coari tem um custo total de R\$ 555,73 para a distribuidora.

. Esses resultados mostram que usinas semelhantes à instalada em Coari podem ser projetadas para outras termelétricas que, atualmente, produzem eletricidade com geradores a diesel. Para o desenvolvimento social e econômico, é importante reduzir os custos da eletricidade. Os casos estudados evidenciam que a utilização de usinas a diesel nos sistemas isolados está inflacionando o setor energético e que centrais a gás de ciclo combinado são opções mais interessantes.

A utilização da tecnologia de geração de energia em ciclo combinado de potência provou ser de grande valia para a usina de Coari. Cerca de 30% da potência da usina é gerada na turbina a vapor, utilizando o calor recuperado dos gases de exaustão da turbina a gás. Sem esse ganho de potência, a termelétrica não atingiria a capacidade exigida pela contratante e sua eficiência seria bem menor.

Outro benefício propiciado pelo ciclo combinado é a economia de combustível. Se a usina operasse com as turbinas a gás em ciclo simples, o consumo de combustível seria 42,35% maior, aumentando os custos eletricidade gerada e as emissões de poluentes oriundos da queima do gás natural.

A fim de dar continuidade aos estudos sobre o tema, recomenda-se uma análise exérgica do ciclo combinado da UTE Coari, identificando os pontos onde ocorrem as maiores perdas de carga. Essa abordagem permitiria ainda a implantação de técnicas que possam aumentar a eficiência da usina.

## REFERÊNCIAS

- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Edital Do Leilão nº 02/2016-ANEEL (2ªEtapa)**. Brasília, 2017. 99p
- ANDRADE, A. S. **Máquinas Térmicas: Turbinas a gás**. 2019a. Disponível em: <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT101-Aula10.pdf>>. Acesso em: 10 mar. 21.
- ANDRADE, A. S. **Máquinas Térmicas AT-101: Turbinas a vapor**. 2019b. Disponível em: <<http://www.madeira.ufpr.br/disciplinasalan/AT101-Aula09.pdf>>. Acesso em: 17 abr. 21.
- ANTUNES, J. S. **Código Computacional Para Análise De Sistemas De Cogeração Com Turbinas A Gás**. Universidade Estadual Paulista. Tese de Doutorado Em Engenharia Mecânica. Guaratinguetá, 1999.
- BASSALO, J. M. **Uma breve história das máquinas térmicas**. 2019. Disponível em: <<https://seara.ufc.br/wp-content/uploads/2019/03/folclore246.pdf>>. Acesso em: 26 abr. 21.
- CANAL ENERGIA. **UTE Coari entra em operação no Amazonas**. 2020. Disponível em: <<https://canalenergia.com.br/noticias/53136185/ute-coari-entra-em-operacao-no-amazonas>>. Acesso em: 16 fev. 21.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7ª ed. Porto Alegre : AMGH, 2013.
- COELHO, B. **Tipos de pesquisa: abordagem, natureza, objetivos e procedimentos**. 2019. Disponível em: <<https://blog.mettzer.com/tipos-de-pesquisa/>>. Acesso em: 08 out. 21.
- CONNOR, N. **Ciclo de Brayton – Turbina a gás**. 2020. Disponível em: <<https://www.thermal-engineering.org/pt-br/o-que-e-o-ciclo-de-brayton-motor-de-turbina-a-gas-definicao/>>. Acesso em: 29 mar. 21.
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanço Energético Nacional 2020: ano base 2019**. Rio de Janeiro, 2020a. 292p
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Leilão dos sistemas isolados do Amazonas**. Rio de Janeiro, 2017. 6p
- EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Preços de gás natural nos mercados nacional e internacional**. Rio de Janeiro, 2020b. 29p
- FIGUEIREDO, M. **linkedin**. 2020. Disponível em: <<https://www.linkedin.com/in/marcio-figueiredo-9802b416/?originalSubdomain=br>>. Acesso em: 15 mar. 21.
- FRANKLIN, E.M. **Ciclos de potência a vapor**. 2017. Disponível em: <[http://www.fem.unicamp.br/~franklin/EM524/aula\\_em524\\_pdf/aula-16.pdf](http://www.fem.unicamp.br/~franklin/EM524/aula_em524_pdf/aula-16.pdf)>. Acesso em: 08 mai. 21.

HOFMEISTER, N. **Amazônia brasileira é um dos piores lugares para se construir hidrelétricas, conclui estudo.** 2019. Disponível em: <<https://brasil.mongabay.com/2019/10/amazonia-brasileira-e-um-dos-piores-lugares-para-se-construir-hidreletricas-conclui-estudo/>>. Acesso em: 22 fev. 21.

IEMA. **Um milhão estão sem energia elétrica na Amazônia, mostra IEMA.** 2019. Disponível em: <<http://energiaeambiente.org.br/um-milhao-estao-sem-energia-eletrica-na-amazonia-20191125>>. Acesso em: 25 fev. 21.

LIMA, A. G. C. **Turbinas a Gás.** 2021. Disponível em: <<https://www.antonioguilherme.web.br.com/blog/turbinas-a-gas/>>. Acesso em: 23 mar. 21.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Princípios de termodinâmica para engenharia.** 7ª Ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora LTDA, 2013.

NRCAN. **RETScreen.** 2021. Disponível em: <<https://www.nrcan.gc.ca/maps-tools-and-publications/tools/modelling-tools/retscreen/7465>>. Acesso em: 06 set. 21.

QUEIROZ, M; MATIAS, J.A. **Básico de Turbinas a gás.** 2003. Disponível em: <<https://zdocs.com.br/doc/basico-de-turbinas-a-gas-petrobras-1-j1jrn3rmog6e>>. Acesso em: 12 mar. 21.

RAMOS, F. R. **Análise Do Desempenho De Um Sistema De Cogeração Com Uma Microturbina A Gás Natural.** Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. Rio de Janeiro, 2007.

SIEMENS. **SGT-400: Turbina industrial a gás.** 2020a. Disponível em: <<https://www.siemensenergy.com/global/en/offerings/power-generation/gas-turbines/sgt-400.html>>. Acesso em: 08 set. 21.

SIEMENS. **Turbinas a vapor industriais - feitas sob medida e flexíveis.** 2020b. Disponível em: <<https://www.siemensenergy.com/global/en/offerings/power-generation/steam-turbines/industrial-steam-turbines.html>>. Acesso em: 10 set. 21.

SIEMENS. **Gas Turbine Based CHP.** 2012. Disponível em: <<https://slideplayer.com/slide/5821062/>>. Acesso em: 16 set. 21.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica.** 6ª Ed. São Paulo: Edgard Blücher LTDA, 2003.

YANAGIHARA, J. I. **Máquinas Térmicas: Turbinas a vapor.** 2006. Disponível em: <[https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/1632189/mod\\_folder/content/0/MaqTermicas\\_Turbinas\\_Vapor.pdf](https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/1632189/mod_folder/content/0/MaqTermicas_Turbinas_Vapor.pdf)>. Acesso em: 05 mai. 21.