

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA – UNESP
Instituto de Química - Câmpus de Araraquara

BEATRIZ LUIZ DA CUNHA

**SIMULAÇÃO E ANÁLISE ECONÔMICA DE UM CICLO DE PRODUÇÃO DE
POTÊNCIA A PARTIR DE UMA FONTE DE CALOR DE BAIXA TEMPERATURA
PRESENTE EM USINA SUCROALCOOLEIRA.**

ARARAQUARA

2025

BEATRIZ LUIZ DA CUNHA

**SIMULAÇÃO E ANÁLISE ECONÔMICA DE UM CICLO DE PRODUÇÃO DE
POTÊNCIA A PARTIR DE UMA FONTE DE CALOR DE BAIXA TEMPERATURA
PRESENTE EM USINA SUCROALCOOLEIRA.**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Universidade Estadual
Paulista (UNESP), Instituto de Química,
Araraquara, para obtenção do título de
Bacharela em Engenharia Química.

Orientador: Prof. Dr. Elias de Souza
Monteiro Filho

Araraquara

2025

BEATRIZ LUIZ DA CUNHA

**SIMULAÇÃO E ANÁLISE ECONÔMICA DE UM CICLO DE PRODUÇÃO DE
POTÊNCIA A PARTIR DE UMA FONTE DE CALOR DE BAIXA TEMPERATURA
PRESENTE EM USINA SUCROALCOOLEIRA.**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Universidade Estadual
Paulista (UNESP), Instituto de Química,
Araraquara, para obtenção do título de
Bacharela em Engenharia Química.

Data da defesa: 08 de dezembro de 2025

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Elias de Souza Monteiro Filho

Prof. Dr. Gustavo Nakamura Alves Vieira

Prof^a. Dr^a. Geisa Albini

Cunha, Beatriz Luiz da
C972s Simulação e análise econômica de um ciclo de produção de potência a partir
de uma fonte de calor de baixa temperatura presente em usina sucroalcooleira.
/ Beatriz Luiz da Cunha. -- Araraquara, 2025
72 f. : il., tabs.

Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado - Engenharia Química) -
Universidade Estadual Paulista (UNESP), Instituto de Química, Araraquara
Orientador: Elias de Souza Monteiro Filho

1. Simulação (Computadores). 2. Sistemas de energia elétrica. 3. Dióxido de
carbono. 4. Estudos de viabilidade. 5. Cogeração de energia elétrica e calor. I.
Título.

AGRADECIMENTOS

A todos os funcionários do Instituto de Química da Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, em especial aos docentes que contribuíram para a minha formação profissional e pessoal.

À Pró-Reitoria de Pesquisa da UNESP pela concessão da bolsa de Iniciação Científica (projeto 5244 – edital 4/2022 – PIBIC) que possibilitou o início desse projeto antes mesmo dele se tornar o meu Trabalho de Conclusão de Curso.

À Unidade Santa Cruz do Grupo São Martinho pelo fornecimento dos dados que possibilitaram a elaboração desse estudo.

Ao meu orientador, Professor Doutor Elias de Souza Monteiro Filho, por ter me guiado nesse projeto desde a Iniciação Científica e pelos ensinamentos ao longo do curso. Aos demais membros integrantes da banca examinadora, por terem aceitado o convite para participar desta apresentação.

À minha família, em especial meus pais Cinthia dos Santos Luiz e Luciano Peres da Cunha, pelo apoio constante que me permitiu trilhar esse caminho. Aos amigos que fiz durante a graduação, pela parceria e pelos momentos compartilhados que trouxeram leveza em todos esses anos.

RESUMO

As usinas sucroalcooleiras são capazes de produzir energia elétrica por meio de sistemas de cogeração pela queima do bagaço de cana-de-açúcar, garantindo a sua autossuficiência e uma nova fonte de renda com a venda do excedente energético. Os gases gerados durante esse processo são descartados para a atmosfera, apesar de ainda possuírem uma energia residual. Dessa forma, este trabalho de conclusão de curso buscou desenvolver um sistema em que esses gases poderiam ser reaproveitados parcialmente como fonte de aquecimento em um ciclo de produção de potência utilizando o dióxido de carbono (CO_2) como fluido de trabalho. O CO_2 foi escolhido por conta de suas características termodinâmicas e por apresentar baixo impacto ambiental quando comparado aos hidrocarbonetos comumente utilizados nos Ciclos de Rankine Orgânicos. Diferentes configurações dos ciclos foram simuladas com sucesso no software DWSIM e analisadas de acordo com o seu desempenho termodinâmico, sendo que a maior eficiência encontrada foi de aproximadamente 14% nos sistemas transcíticos. O custo de implementação e a viabilidade econômica dos ciclos também foram avaliados e os resultados obtidos foram negativos, não justificando o investimento nesse sistema. O projeto só seria viável caso o preço de venda da energia elétrica pelas usinas fosse 119% maior, mas outras alternativas para o reaproveitamento parcial dos gases emitidos durante o sistema de cogeração foram propostas como ideia para trabalhos futuros.

Palavras-chave: Simulação (Computadores). Sistemas de energia elétrica. Dióxido de carbono. Estudos de viabilidade. Cogeração de energia elétrica e calor.

ABSTRACT

Sugar and alcohol plants are capable of producing electricity through cogeneration systems by burning sugarcane bagasse, ensuring their self-sufficiency and a new source of income from the sale of surplus energy. The gases generated during this process are released into the atmosphere, although they still possess residual energy. Therefore, this undergraduate thesis aimed to develop a system in which these gases could be partially reused as a heating source in a power generation cycle using carbon dioxide (CO₂) as the working fluid. CO₂ was chosen due to its thermodynamic characteristics and low environmental impact when compared to hydrocarbons commonly used in Organic Rankine Cycles. Different cycle configurations were successfully simulated using the software DWSIM and analyzed according to their thermodynamic performance, with the highest efficiency found being approximately 14% in transcritical systems. The implementation cost and economic viability of the cycles were also evaluated and the results obtained were negative, not justifying the investment in this system. The project would only be viable if the selling price of electricity by the plants was 119% higher, but other alternatives for the partial reuse of gases emitted during the cogeneration system were proposed as ideas for future works.

Keywords: Computer simulation. Electric power systems. Carbon dioxide. Feasibility studies. Cogeneration of electric power and heat.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Ciclo de produção de potência em um diagrama de temperatura-entropia.	14
Figura 2 - Comparação entre os ciclos com e sem regenerador.	14
Figura 3 - Diagrama de fases do CO ₂ .	16
Figura 4 - Ciclos transcríticos de Rankine com sCO ₂ .	18
Figura 5 - Ciclo supercrítico de Brayton com sCO ₂ .	19
Figura 6 - Ciclo transcrítico simples de produção de potência.	36
Figura 7 - Curva de saturação do CO ₂ .	37
Figura 8 - Ciclo transcrítico simples do CO ₂ no diagrama pressão x entalpia.	38
Figura 9 - Calor específico do dióxido de carbono em função da temperatura.	39
Figura 10 - Calor específico do gás de aquecimento em função da temperatura.	40
Figura 11 - Ciclo transcrítico de produção de potência com regeneração.	41
Figura 12 - Eficiência termodinâmica do ciclo transcrítico de CO ₂ com regeneração em função da pressão de descarga da bomba P-101.	42
Figura 13 - Eficiência termodinâmica do ciclo transcrítico de CO ₂ com regeneração em função da área do trocador de calor E-103.	42
Figura 14 - Ciclo transcrítico “seco” de produção de potência.	44
Figura 15 - Ciclo transcrítico “seco” do CO ₂ no diagrama pressão x entalpia.	45
Figura 16 - Ciclo supercrítico de Brayton de produção de potência.	46
Figura 17 - Ciclo supercrítico de Brayton do CO ₂ no diagrama pressão x entalpia.	47
Figura 18 - Condensador E-101 do ciclo simples simulado no Aspen Plus.	51
Figura 19 - Coeficiente de viscosidade do dióxido de carbono em função da densidade em temperaturas de 220, 230, 240, 260 e 280 K.	53
Figura 20 - Diagrama do fluxo de caixa pelo método de Turton.	56
Figura 21 - Diagrama do fluxo de caixa pelo método de Woods.	60
Figura 22 - Diagrama do fluxo de caixa pelo método de Turton a partir de dados de equipamentos reais.	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Eficiência isentrópica dos equipamentos de um ciclo com sCO ₂	31
Tabela 2 - Composição mássica dos gases descartados pelas caldeiras da Usina Santa Cruz.	32
Tabela 3 - Faixa de atuação de alguns equipamentos presentes no programa CAPCOST.....	34
Tabela 4 - Resultado da simulação do ciclo transcrito de Rankine simples.....	38
Tabela 5 - Resultado da simulação do ciclo transcrito de Rankine com regeneração.	43
Tabela 6 - Resultado da simulação do ciclo transcrito “seco”.	45
Tabela 7 - Resultado da simulação do ciclo supercrítico de Brayton.....	47
Tabela 8 - Quantidade de passes dos trocadores tipo casco e tubo do ciclo simples.	52
Tabela 9 – Cálculo do custo dos equipamentos pelo método de Turton utilizando planilha CAPCOST.....	55
Tabela 10 – Cálculo do custo das utilidades pelo método de Turton utilizando planilha CAPCOST.....	55
Tabela 11 - Dados de referência para a bomba API-610 pelo método de Woods....	57
Tabela 12 - Fatores de pressão para bomba API-610.	57
Tabela 13 - Dados de referência para a turbina movida a gás pelo método de Woods.	58
Tabela 14 - Dados de referência para o trocador de calor casco e tubo pelo método de Woods.	58
Tabela 15 – Cálculo dos custos relacionados aos trocadores de calor pelo método de Woods utilizando planilha CAPCOST.....	59
Tabela 16 – Cálculo dos custos básicos de módulo pelo método de Woods utilizando planilha CAPCOST.....	59
Tabela 17 - Dados de referência para a bomba API-610 encontrada na internet.	61
Tabela 18 - Dados de referência para a turbina a gás J-101 encontrada na internet.	61
Tabela 19 - Dados de referência para o condensador E-101 encontrado na internet.	61
Tabela 20 - Dados de referência para o trocador de calor E-102 encontrado na internet.	62
Tabela 21 – Cálculo dos custos básicos de módulo pelo método de Turton a partir de dados reais.....	62
Tabela 22 - Análise de custos e produção de eletricidade anual.....	64

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

API - American Petroleum Institute (Instituto Americano de Petróleo)

CCl_3F – Triclorofluorometano

CEPCI – Chemical Engineering Plant Cost Index (Índice de Custo de Plantas de Engenharia Química)

CFCs – Clorofluorcarbonos

CO_2 – Dióxido de carbono

COFINS – Contribuição para Fins Sociais

cw – cooling water (água de resfriamento)

GWP – Global Warming Potential (Potencial de Aquecimento Global)

HCFCs – Hidroclorofluorcarbonos

HFCs – Hidrofluorcarbonos

HVACR – Heating, Ventilation, Air Conditioning, and Refrigeration (Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração)

ICMS – Imposto de Circulação de Mercadorias e Serviços

IPI – Imposto sobre Produtos Industrializados

ISO – International Organization for Standardization (Organização Internacional de Normatização)

ISS – Imposto Sobre Serviços

LCOE – Levelized Cost Of Electricity (Custo Nivelado de Energia)

MAT – Menor Temperatura de Aproximação

NH_3 – Amônia

ORCs – Organic Rankine Cycles (Ciclos Rankine Orgânicos)

PDO – Potencial de Destruição do Ozônio

PIS – Programa de Integração Social

rw – refrigerated water (água refrigerada)

sCO_2 – Dióxido de carbono supercrítico

tCO_2 – Dióxido de carbono transcrito

TIR – Taxa Interna de Retorno

VPL – Valor Presente Líquido

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	12
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1.	Ciclos de produção de potência.....	13
2.1.1.	Ciclos Rankine orgânicos	15
2.1.2.	O CO ₂ utilizado como gás de expansão.....	16
2.1.2.1.	Ciclos transcríticos de CO ₂ (Rankine).....	18
2.1.2.2.	Ciclos supercríticos de CO ₂ (Brayton).....	19
2.1.2.3.	Materiais de construção utilizados em sistemas com CO ₂	20
2.1.3.	Termodinâmica de um ciclo de produção de potência	21
2.1.4.	Simulação computacional de uma planta de produção de potência	23
2.2.	Viabilidade econômica de uma planta industrial	24
2.2.1.	Custos de um projeto industrial	25
2.2.1.1.	Custo Básico do Módulo (TURTON).....	26
2.2.1.2.	Custo Básico do Módulo (WOODS).....	27
2.2.1.3.	Custos relacionados ao setor sucroalcooleiro	28
2.2.2.	Estudo de caso: Usina Santa Cruz – Grupo São Martinho.....	28
3.	OBJETIVO.....	30
4.	MATERIAIS E MÉTODOS.....	31
4.1.	Condições operacionais	31
4.2.	Softwares utilizados para simular os ciclos de produção de potência.....	33
4.3.	Análise econômica via Planilha CAPCOST	33
5.	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	36
5.1.	Análise termodinâmica.....	36
5.1.1.	Ciclo transcrítico Rankine simples	36
5.1.2.	Ciclo transcrítico Rankine com regeneração	41
5.1.3.	Ciclo transcrítico “seco”	43
5.1.4.	Ciclo supercrítico de Brayton	46
5.2.	Análise econômica.....	48
5.2.1.	Análise preliminar: materiais de construção, equipamentos e utilidades.....	49
5.2.2.	Viabilidade econômica do ciclo de produção de potência.....	54
5.2.2.1.	Planilha CAPCOST – Método de Turton.....	55
5.2.2.2.	Planilha CAPCOST – Método de Woods	56
5.2.2.3.	Planilha CAPCOST – Custo de equipamentos reais.....	60
5.2.3.	Cálculo do LCOE.....	63

6.	CONCLUSÃO.....	66
7.	PERSPECTIVAS DE TRABALHOS FUTUROS.....	67
8.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	68

1. INTRODUÇÃO

Os processos industriais buscam transformar matérias-primas em determinados produtos através de uma série de operações. Essas operações possuem correntes em diferentes temperaturas que necessitam de utilidades quentes e frias para serem aquecidas ou resfriadas. Por conta disso, é cada vez maior a busca por fontes energéticas limpas e que possam ser reaproveitadas o máximo possível, garantindo um desenvolvimento mais sustentável.

Nas indústrias sucroalcooleiras, o excedente energético pode ser comercializado através de sistemas de cogeração pela queima do bagaço da cana-de-açúcar em caldeiras, proporcionando uma nova fonte de renda além da produção de açúcar e etanol. Esse sistema, além de possibilitar uma nova fonte para a matriz energética brasileira, permite o aproveitamento de um resíduo outrora descartado nas usinas (Cardoso, 2011).

Usualmente, calor residual de baixa temperatura é descartado pelas indústrias devido à falta de métodos efetivos para recuperá-lo; um exemplo são os gases que deixam as caldeiras das usinas após a queima do bagaço de cana-de-açúcar. O descarte desses resíduos contribui para o aumento da poluição térmica, tornando-se um problema ambiental. Isso pode ser solucionado com o uso de tecnologias renováveis que são capazes de gerar eletricidade utilizando esses resíduos sem agredir o meio-ambiente (Mago *et al.*, 2008).

Em vista disso, este trabalho analisou uma alternativa de reaproveitamento parcial dos gases gerados durante a queima do bagaço de cana-de-açúcar nas usinas, propondo o seu uso como gás de aquecimento em um sistema cíclico de produção de energia elétrica em que o dióxido de carbono (CO₂) seria utilizado como gás de expansão. Dessa forma, as usinas poderiam aumentar a venda do excedente elétrico e, consequentemente, sua rentabilidade. O estudo foi realizado com o auxílio de softwares computacionais de simulação de processos químicos e a viabilidade econômica foi avaliada para diferentes configurações de ciclos de produção de potência.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

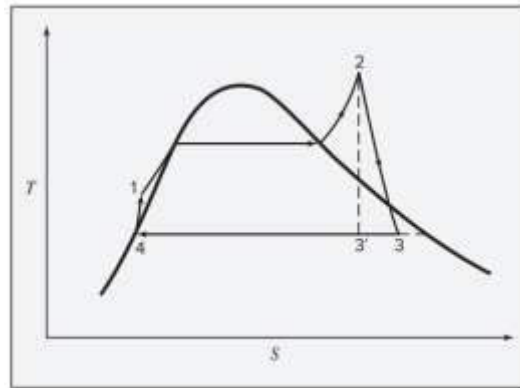
Para melhor entendimento desse trabalho, é necessário definir alguns conceitos essenciais referentes à produção de energia por meio de processos cíclicos, incluindo a diferença entre as possíveis configurações dos sistemas, quais os fluidos que podem ser utilizados como gases de expansão e os materiais de construção dos equipamentos do ciclo. Além disso, também são apresentados os *softwares* utilizados para simular os sistemas de produção de potência e a usina sucroalcooleira em que o estudo de caso foi realizado.

2.1. Ciclos de produção de potência

As máquinas térmicas são dispositivos que produzem trabalho a partir de calor em um processo cíclico. Em plantas de produção de potência, o fluido de trabalho passa por uma turbina, um condensador, uma bomba e um trocador de calor em sequência. Nesse último equipamento, também chamado de caldeira, o calor é transferido pela fonte de aquecimento através de uma fronteira física, sem que entre em contato com o gás de expansão (Smith *et al.*, 2020).

No ciclo de Rankine, indicado na Figura 1, o gás de trabalho é superaquecido na caldeira a pressão constante durante a etapa $1 \rightarrow 2$. Depois, na etapa $2 \rightarrow 3$, esse gás é expandido em uma turbina adiabática e isentrópica até a pressão do condensador, onde será produzido líquido saturado a temperatura e pressão constantes em $3 \rightarrow 4$. Por fim, durante a etapa $4 \rightarrow 1$, o líquido é bombeado de forma adiabática e reversível antes de seguir para a caldeira. As plantas de produção de potência reais se afastam do ciclo de Rankine pela irreversibilidade das etapas de expansão e compressão, em que as linhas tendem na direção do aumento de entropia (Smith *et al.*, 2020).

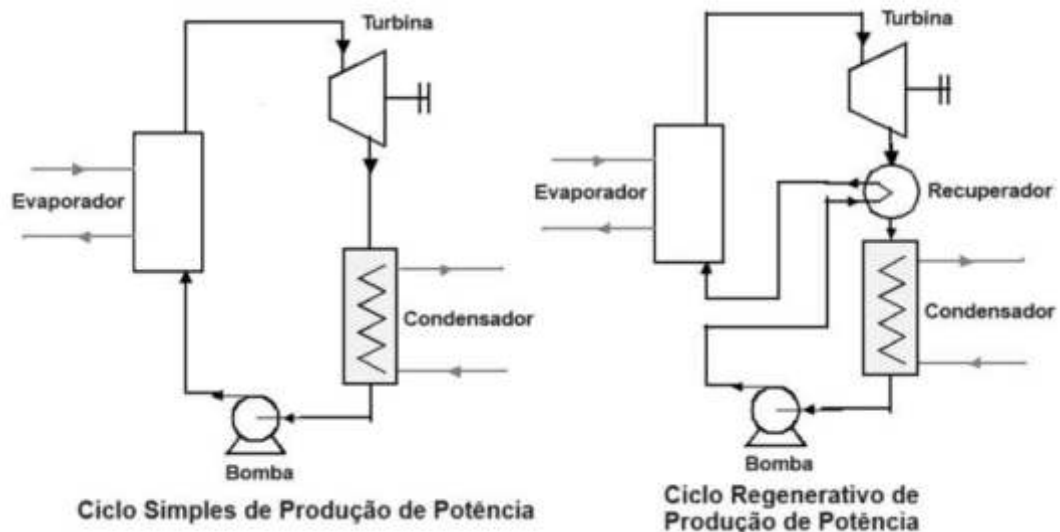
Figura 1 - Ciclo de produção de potência em um diagrama de temperatura-entropia.



Fonte: Smith *et al.* (2020).

Com o objetivo de melhorar o desempenho do ciclo, algumas plantas de potência modernas são modificadas pela inserção de trocadores de calor para aquecer os fluidos que alimentam as caldeiras. Assim, como ilustrado na Figura 2, ao invés do fluido ser bombeado diretamente do condensador para a caldeira, ele é pré-aquecido em um recuperador utilizando o vapor extraído da turbina. Nesses ciclos, conhecidos como regenerativos, a eficiência térmica é maior por conta do aumento na temperatura média em que o calor é adicionado na caldeira (Smith *et al.*, 2020).

Figura 2 - Comparação entre os ciclos com e sem regenerador.



Fonte: Adaptado de Quoilin *et al.* (2013).

2.1.1. Ciclos Rankine orgânicos

Os ciclos Rankine orgânicos (ORCs – *Organic Rankine Cycles*) utilizam fluidos orgânicos como forma de se reaproveitar diversas fontes de calor, incluindo de baixa temperatura. Os ORCs são similares às plantas de produção de potência a vapor por possuírem os mesmos componentes, se diferenciando destes por utilizarem como fluido de trabalho compostos que se condensam a temperaturas inferiores às da água. Além disso, os fluidos dos ORCs devem apresentar baixa toxicidade, inflamabilidade e corrosão, além de boa compatibilidade de material (Mago *et al.*, 2008; Quoilin *et al.*, 2013).

A escolha do fluido de trabalho também leva em consideração o seu impacto ambiental, avaliando características como o potencial de destruição do ozônio (PDO) e o potencial de aquecimento global (GWP – *Global Warming Potential*). O PDO utiliza como base o refrigerante R-11 (triclorofluorometano, ou CCl_3F), cujo uso foi limitado após 1987, e varia de 0 a 1. Para o R-11, o PDO é igual a 1, sendo que quanto mais próximo de zero, menor o impacto na camada de ozônio. Já o GWP mede o quanto uma determinada massa de gás contribui para o aquecimento global, possuindo como referência o dióxido de carbono (Quoilin *et al.*, 2013; Jacobsen; Penoncello; Lemmon, 1992).

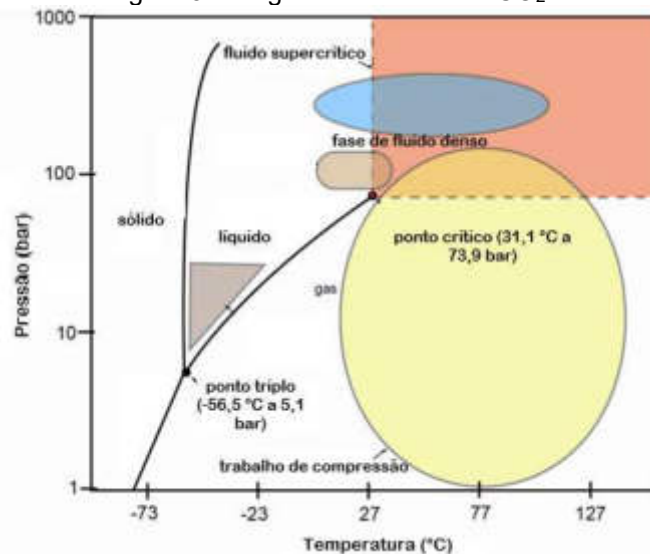
Atualmente, refrigerantes naturais como o CO_2 , a amônia (NH_3) e os hidrocarbonetos R600a e R290 voltaram a ser utilizados em diversos setores como alternativa aos refrigerantes sintéticos. O Protocolo de Montreal eliminou o consumo de clorofluorcarbonos (CFCs) nos países industrializados e os hidroclorofluorcarbonos (HCFCs) devem ser eliminados até 2040; além disso, os hidrofluorcarbonos (HFCs) estão inclusos na lista de substâncias alvejadas pelo Protocolo de Quioto pelo seu elevado GWP. Por sua vez, os refrigerantes naturais, além de possuírem menor impacto na camada de ozônio em comparação com os sintéticos, também apresentam boa disponibilidade e baixo custo, essenciais para o uso em ORCs (Lage; Amorim; Zanette, 2011; Quoilin *et al.*, 2013).

2.1.2. O CO₂ utilizado como gás de expansão

O dióxido de carbono foi patenteado como refrigerante pela primeira vez em 1850. Na primeira metade do século XX, passou a ser substituído pelos CFCs, porém voltou a receber atenção com o aumento da preocupação em relação à proteção do meio-ambiente. Wang, Peng e Zhang (2021) definiram as principais vantagens do CO₂ como fluido de trabalho, incluindo aspectos como: não ser tóxico, corrosivo ou inflamável; ter pressão crítica moderada, alta densidade no estado supercrítico, baixo volume de expansão e alta estabilidade térmica. Além disso, o CO₂ apresenta ODP = 0 e GWP = 1, valores menores que os encontrados nos hidrocarbonetos comumente utilizados nos ORCs, como o propano (GWP = 3) (European Fluorocarbons Technical Committee, 2024, *apud* Molière, *et al.*, 2024). Entretanto, uma das principais desvantagens do CO₂ relatadas por Wang, Peng e Zhang (2021) é que, em concentrações maiores que 2%, o gás é fatal ao ser humano. Assim, o seu uso industrial deve vir acompanhado de sistemas de detecção de vazamentos.

A Figura 3 demonstra o diagrama de fases do CO₂. O ponto crítico (31,1 °C e 73,9 bar) representa a maior temperatura e pressão na qual o CO₂ consegue existir como vapor e líquido no equilíbrio. Acima disso, o fluido está na fase supercrítica, com viscosidade similar à da fase gasosa. Em altas pressões, o CO₂ pode existir como líquido (na fase densa) caso a temperatura esteja abaixo da crítica (Paul *et al.*, 2010).

Figura 3 - Diagrama de fases do CO₂.



Fonte: Adaptado de Paul, Shepherd e Woollin (2012).

Os ciclos de produção de potência que utilizam o CO₂ como fluido de trabalho podem ser divididos em dois tipos: supercríticos de Brayton e transcríticos de Rankine. A principal diferença entre eles é que no primeiro tipo, o CO₂ supercrítico (sCO₂) é apenas resfriado, enquanto no segundo modelo o sCO₂ é condensado até atingir um estado subcrítico. A performance desses ciclos pode ser ampliada por meio de diferentes configurações, incluindo a regeneração (Wang; Peng; Zhang, 2021).

Os principais fatores que afetam a performance dos ciclos são a temperatura e a pressão do sCO₂ na entrada da turbina. Quanto maior a temperatura, maior será a eficiência. Porém, essa temperatura é limitada pela fonte de calor utilizada para aquecer a caldeira do ciclo. Ainda assim, deve-se buscar otimizar o desempenho termodinâmico do ciclo, além do volume do sistema, do custo, da segurança, da toxicidade e da durabilidade (Wang; Peng; Zhang, 2021).

Um dos fatores que deve ser analisado é a variação de pressão $Rc = P_+/P_-$, pois quanto menor a diferença entre as pressões máxima e mínima do sistema, menor será a queda de entalpia no ciclo e o trabalho de expansão da turbina. Consequentemente, menos energia elétrica será produzida (Molière *et al.*, 2024).

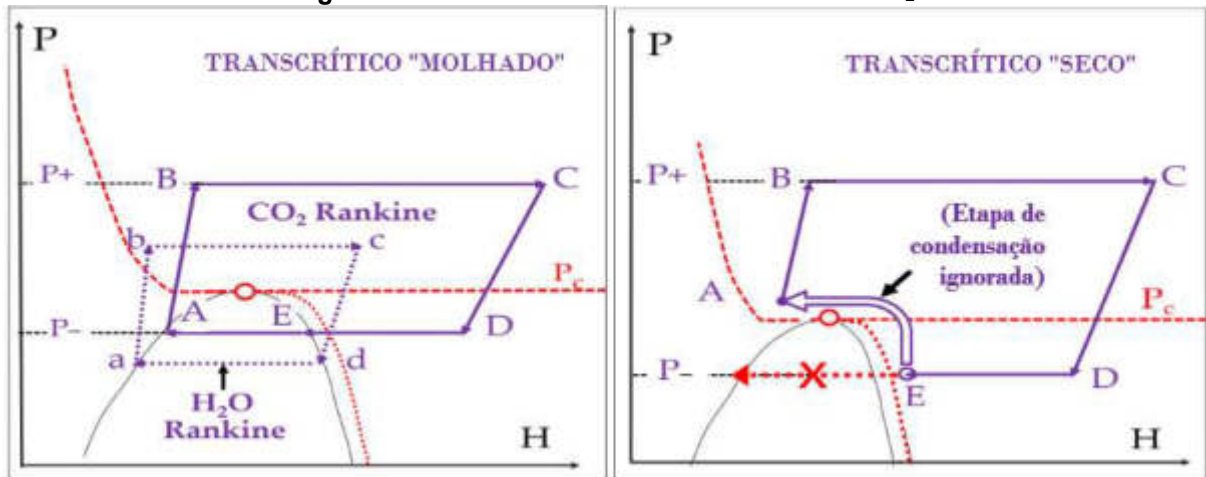
Em relação aos ORCs subcríticos típicos, a turbina nos ciclos com sCO₂ é significativamente menor, com menos chance de vazamentos. Entretanto, ao operar em maiores velocidades e altas pressões, a força mecânica da turbina precisará ser mais alta e o equipamento poderá aumentar em complexidade e enfrentar desafios relacionados à confiabilidade e durabilidade (Wang; Peng; Zhang, 2021).

Wang, Peng e Zhang, (2021) também destacaram a importância da análise econômica na tomada de decisões envolvendo a implementação dos ciclos com CO₂. No geral, esses ciclos possuem um custo maior do que os ORCs típicos, sendo este o principal fator que restringe a sua comercialização. Até o presente momento, poucos trabalhos foram realizados para avaliar o desempenho econômico de plantas de produção de potência com CO₂, sendo esta uma área pouco explorada em comparação com o estudo de outros ciclos como o Rankine convencional a vapor e os próprios ORCs.

2.1.2.1. Ciclos transcríticos de CO₂ (Rankine)

O ciclo transcrítico “molhado” da Figura 4 é um ciclo de Rankine em sua forma mais simples, no qual o fluido condensa ao passar de E para A. Já no ciclo transcrítico “seco”, a etapa de condensação é evitada por meio de uma sequência de estágios de compressão e resfriamento.

Figura 4 - Ciclos transcríticos de Rankine com sCO₂.



Fonte: Adaptado de Molière *et al.*, (2024).

Geralmente, o ciclo de Rankine com CO₂ transcrítico (tCO₂) é utilizado quando a temperatura ambiente é menor do que a temperatura crítica do CO₂ pois eles apresentam baixa operabilidade no verão e em climas quentes. As fontes mais comuns com esse tipo de ciclo são provenientes de sistemas geotérmicos de baixa temperatura e solares. As possibilidades de uso do tCO₂ em sistemas com fontes de baixa temperatura são limitadas e o maior foco é na configuração simples ou com regeneração. (Wang; Peng; Zhang, 2021; Molière *et al.*, 2024).

O uso do ciclo transcrítico “seco” evita as limitações de temperatura no dissipador de calor, sendo uma possibilidade para ampliar a faixa de operação do sistema e aumentar a sua eficiência. Porém, como a sequência de “by-pass” inclui duas compressões e resfriamentos, essa adição de estágios amplia o custo do sistema e uma análise mais detalhada se faz necessária para verificar se esse processo realmente tem um maior custo-benefício do que o ciclo de Rankine “molhado” (Molière *et al.*, 2024).

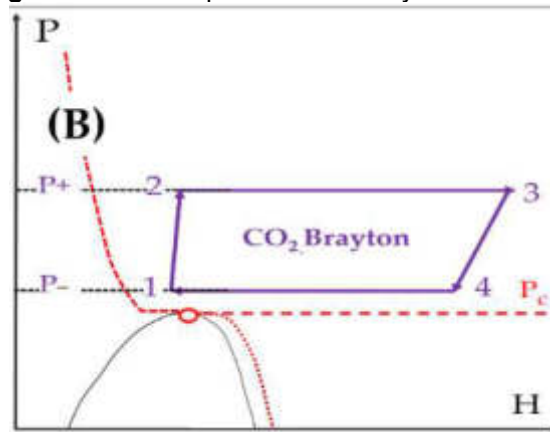
Quanto maior a temperatura na entrada da turbina, maior a eficiência do ciclo, podendo até mesmo exceder a de ciclos tradicionais de Rankine. Os ciclos com tCO₂ também possuem tamanho menor e custo mais baixo de eletricidade. Atualmente, a maior parte dos estudos sobre ciclos tCO₂ têm focado em pequenos dispositivos com potência entre 200 e 600 kW (Wang; Peng; Zhang, 2021).

As propriedades termodinâmicas do CO₂ subcrítico e supercrítico diferem significativamente. Por isso, os ciclos de produção de potência devem ser elaborados de modo que o estado do CO₂ na sucção da bomba não esteja próximo do ponto crítico. De modo geral, as principais desvantagens desse ciclo são as altas pressões de operação, a difícil condensação e a baixa eficiência térmica (Wang; Peng; Zhang, 2021).

2.1.2.2. Ciclos supercríticos de CO₂ (Brayton)

O “verdadeiro” ciclo de Brayton com sCO₂ está completamente localizado na região supercrítica, conforme representado na Figura 5.

Figura 5 - Ciclo supercrítico de Brayton com sCO₂.



Fonte: Adaptado de Molière *et al.*, (2024).

O ciclo simples possui menor eficiência térmica em relação aos outros layouts e só é utilizado quando a temperatura máxima do sistema é baixa. Adaptações para esse ciclo incluem recuperadores, reaquecimento, pré-compressão, etc. Quanto maior a temperatura na entrada do compressor, menor será a eficiência térmica do ciclo; por conta disso, ela deve estar próxima à crítica, porém ainda suficientemente distante

para evitar mudanças drásticas nas propriedades térmicas e físicas do dióxido de carbono (Wang; Peng; Zhang, 2021).

Algumas aplicações desse ciclo são: plantas de produção de potência nucleares, recuperação de calor residual, sistemas solares concentrados e dispositivos de potência geotérmicos (Wang; Peng; Zhang, 2021). Para esses dois últimos casos, os benefícios incluem, respectivamente, o aumento da eficiência em relação aos ORCs e a redução do custo de produção da eletricidade pela possibilidade de recuperação direta da radiação solar (Marchionni; Bianchi; Tassou, 2020).

2.1.2.3. Materiais de construção utilizados em sistemas com CO₂

O CO₂, ao ser utilizado como fluido de trabalho, deve apresentar no mínimo 95% de pureza para garantir a segurança operacional do sistema. A escolha do material para construção dos equipamentos que irão interagir com o dióxido de carbono deve ser analisada de forma específica para cada sistema, visto que ainda não existe um método de teste padronizado para análise do mais adequado, principalmente em condições supercríticas ou em altas pressões (Paul *et al.*, 2010).

Os maiores problemas de degradação ocorrem em ambientes com CO₂ na presença de água, devido a possível formação de ácido carbônico (H₂CO₃), altamente corrosivo. No trabalho de Seiersten e Kongshaug (2005, *apud* Paul *et al.*, 2010) o transporte de CO₂ em alta pressão foi bem sucedido em tubos de aço de liga leve, sem riscos de corrosão quando o CO₂ apresentava menos que 100ppm de água. Propp (1996) já havia demonstrado que o aço carbono seria um bom material de construção em sistemas que utilizassem CO₂ supercrítico puro como fluido, enquanto o aço inoxidável 304 seria mais adequado para misturas contendo CO₂ e água ou metanol.

2.1.3. Termodinâmica de um ciclo de produção de potência

A forma mais simples de se representar o comportamento pressão-volume-temperatura (*PVT*) de líquidos e vapores é através das equações cúbicas oriundas da teoria de van der Waals. A primeira equação foi proposta em 1873 e dependia de duas constantes positivas e específicas, além da constante universal dos gases ideais $R = 8,314 \text{ J/mol.K}$ (Smith *et al.*, 2020). Em 1976, a equação de Peng-Robinson foi introduzida como:

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2 + 2bv - b^2} \quad (1)$$

em que a e b dependem das pressões e temperaturas críticas (Stryjek e Vera, 1986).

$$a = \left(0,457235 \times R^2 \times \frac{T_c^2}{P_c} \right) \alpha \quad (2)$$

$$b = 0,077796 \times R \times T_c / P_c \quad (3)$$

Para α , a forma proposta é uma função da temperatura reduzida T_R e de κ , que por sua vez é dependente de um fator acêntrico (ω) que permite a obtenção de valores mais acurados para a pressão de vapor ao indicar moléculas que desviam da simetria esférica (Dias, 2017).

$$\alpha = [1 + \kappa(1 - T_R^{0,5})]^2 \quad (4)$$

Em sistemas fechados, a variação finita da energia interna U será igual a transferida para o seu interior como calor Q e trabalho W (Smith *et al.*, 2020):

$$\Delta(\text{Energia do sistema}) = \Delta U = Q + W \quad (5)$$

Para variações diferenciais, a equação anterior pode ser expressa como:

$$dU = dQ + dW = dQ - PdV \quad (6)$$

sendo que o trabalho de compressão ou de expansão W em um processo reversível depende da relação entre a pressão e o volume.

A definição matemática da entalpia H surge através do rearranjo da equação que calcula a variação da energia interna para uma mudança de estado a pressão constante, na qual H , U e V são valores molares ou por unidade de massa (Smith *et al.*, 2020).

$$dQ = dU + PdV = d(U + PV) = dH \rightarrow Q = \Delta H \quad (7)$$

Integrando a equação anterior, tem-se que a variação de entalpia ΔH em um processo reversível, a pressão constante e em sistema fechado é igual a quantidade de calor transferida para dentro do sistema.

Smith *et al.* (2020) define a capacidade calorífica a pressão constante C_p em sistemas fechados como:

$$dH = C_p dT \rightarrow \Delta H = \int_{T_1}^{T_2} C_p dT = Q \quad (8)$$

em que C_p depende da massa (m) e do seu calor específico (c). Em processos reversíveis, essa relação pode ser expressa como:

$$C_p = m \cdot c \rightarrow Q = m \cdot c \cdot \Delta T \quad (9)$$

e permite o cálculo da quantidade de calor durante uma troca térmica em que as variações de energia cinética e potencial podem ser desprezadas, como no caso de caldeiras em ciclos de produção de potência.

Durante a operação do ciclo, o fluido de trabalho da máquina térmica absorve calor $|Q_Q|$ de um reservatório quente, produz trabalho líquido $|W|$ e descarta calor $|Q_F|$ para um reservatório frio, retornando para o seu estado inicial. Assim, a eficiência térmica de um ciclo de Rankine (η) é definida como a razão entre o trabalho líquido do sistema pelo calor por ele absorvido (Smith *et al.*, 2020).

$$\eta = \frac{|W|}{|Q_Q|} \quad (10)$$

Esse valor serve para analisar a viabilidade termodinâmica do projeto, pois como sempre uma parte do calor será descartada para o reservatório frio, é impossível ter um ciclo com 100% de eficiência térmica na realidade. O limite superior de uma máquina térmica é estabelecido pela eficiência de um dispositivo ideal completamente reversível definido como máquina de Carnot (η_{Carnot}). A eficiência de Carnot é próxima de 100% apenas quando a temperatura do reservatório frio (T_F) se aproxima do zero absoluto ou quando a temperatura do reservatório quente (T_Q) tende para o infinito, condições impossíveis no universo (Smith *et al.*, 2020).

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_F}{T_Q} \quad (11)$$

A eficiência do ciclo aumenta quando a pressão, e consequentemente, a temperatura de vaporização na caldeira, aumentam, ou quando ocorre o inverso no condensador. Geralmente, as máquinas térmicas de Carnot possuem eficiência de aproximadamente 50%, enquanto as reais raramente superam 35% (Smith *et al.*, 2020).

2.1.4. Simulação computacional de uma planta de produção de potência

A simulação computacional é uma ferramenta que permite a representação de um problema real por meio de modelos matemáticos, prevendo o seu comportamento em diversas situações. Na análise de ciclos de potência, as simulações são utilizadas para a obtenção de resultados importantes como a eficiência térmica do ciclo, a potência nas bombas e turbinas e o calor trocado na caldeira e no condensador. Geralmente, inicia-se com um ciclo de Rankine simples nas condições operacionais iniciais, modificando-o até que se chegue a um modelo mais complexo, como sistemas de regeneração e reaquecimento (Panosso, 2003).

O Aspen Plus (2021) é o principal simulador de processos químicos disponível no mercado, sendo utilizado em diferentes setores da indústria com excelentes resultados. O *software* inclui algoritmos que permitem a resolução de balanços de massa e de energia, uma base de dados com modelos termodinâmicos e correlações para o cálculo das propriedades físicas das substâncias, equações de equilíbrio e uma biblioteca de blocos de operações unitárias padrões (Iglesias, 2009).

Já o DWSIM (2025) é um software de simulação de processos químicos de código aberto criado por Daniel Medeiros sem custo, acessível livremente a todos os usuários. Tangsriwong *et al.* (2019) avaliaram a sua capacidade comparando-o com resultados obtidos em softwares comerciais como o Aspen Plus e com dados reais referentes ao problema analisado, relacionados a produção de petróleo *offshore*. Para o mesmo processo e equipamento, a diferença entre os resultados da simulação do DWSIM e Aspen Plus foi de menos de 5% em quase todos os pontos. Além disso, os

erros relativos à composição química e os erros absolutos em relação a propriedades de estado também foram menores que 5%, de modo que o DWSIM pode ser considerado como um software alternativo para modelar processos químicos, especialmente aqueles que envolvem gases.

A capacidade do DWSIM de modelar ciclos de produção de potência já foi comprovada por Hassan e Manji (2023) em comparação com outros softwares e com dados reais, sendo que os melhores resultados foram obtidos ao simular uma planta com turbina a gás de ciclo combinado com um sistema de cogeração. Além disso, Martinez, Valseca e Lacouture (2024) demonstraram que o DWSIM era capaz de modelar efetivamente e verificar a performance de ciclos avançados de produção de potência em reatores nucleares, oferecendo uma alternativa flexível e com bom custo benefício em relação aos simuladores comerciais.

Por fim, o Coolselector[®]2 é um software que permite a avaliação de sistemas HVACR (aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração) de acordo com as condições operacionais do projeto, auxiliando na seleção de componentes (Danfoss, 2020).

2.2. Viabilidade econômica de uma planta industrial

A viabilidade de grandes projetos industriais pode ser analisada com base no tempo, dinheiro e na taxa de interesse, preferencialmente por meio de técnicas com desconto que considerem o valor do dinheiro no tempo. Um dos critérios mais utilizados é o período de *payback*, definido como o tempo necessário para recuperar o investimento de capital fixo realizado no início do projeto (Turton *et al.*, 2018).

O Valor Presente Líquido (VPL) pode ser definido como a soma dos valores descontados do fluxo de caixa a ele associado, ou seja, a diferença entre o valor presente de todas as receitas menos os custos. Para que o projeto seja economicamente viável, o VPL deve ser maior que zero (Da Silva; Fontes, 2005).

Especificamente para sistemas de energia, o custo nivelado de energia (LCOE – *Levelized Cost of Electricity*) pode ser definido como o custo total de construção e

operação ao longo de sua vida útil dividido pela quantidade de energia produzida durante esse mesmo período. Em outras palavras, é o preço mínimo no qual a eletricidade deve ser vendida para que o projeto seja viável. Strantzali, Aravossis e Livanos (2017) definem esse indicador de forma simplificada como:

$$LCOE = \frac{\sum_t \left((Investimento_t + COM_{d,t} + Combustível_t) \times (1 + r)^{-t} \right)}{\sum_t (Eletricidade_t \times (1 + r)^{-t})} \quad (12)$$

no qual os custos são representados pela soma dos investimentos (custo total de módulo), custos de manufatura (COM_d) e de combustível em um ano t .

2.2.1. Custos de um projeto industrial

Turton *et al.* (2018) afirmam que a estimativa do custo dos equipamentos de uma planta industrial deve ser feita preferencialmente por meio de uma cotação direta com vendedores que forneçam o valor atual desses equipamentos. Caso isso não seja possível, pode-se optar por utilizar dados históricos de preço para equipamentos do mesmo tipo comprados anteriormente, desde que eles sejam ajustados em relação à capacidade da unidade, seguindo a equação abaixo:

$$\frac{C_a}{C_b} = \left(\frac{A_a}{A_b} \right)^n \quad (13)$$

em que A é a capacidade do equipamento, C o custo de compra e n o expoente de custo. Os subscritos a e b referem-se ao equipamento com o atributo desejado e aquele utilizado como base, respectivamente.

O custo também deve ser ajustado por meio de um índice I que analisa o efeito da inflação do período desde que a cotação do equipamento base foi realizada (Turton *et al.*, 2018).

$$C_2 = C_1 \left(\frac{I_2}{I_1} \right) \quad (14)$$

O Chemical Engineering Plant Cost Index (CEPCI), divulgado pela revista Chemical Engineering, é o índice mais utilizado, por refletir a inflação de uma mistura de bens e serviços atrelados às indústrias de processos químicos, como

equipamentos, tubulações, bombas, controles e instrumentos de processo, engenharia, mão de obra, etc. (Turton *et al.*, 2018).

2.2.1.1. Custo Básico do Módulo (TURTON)

Turton *et al.* (2018) descrevem extensivamente a técnica de custo de módulo de equipamento como alternativa para estimar o custo de uma nova planta industrial química. O custo de compra do equipamento nas condições base C_P^o , operando em pressão ambiente e feito de aço carbono é calculado por meio da equação abaixo, na qual K_1 , K_2 e K_3 são correlações que dependem da capacidade do equipamento, A , e só são válidas para uma determinada faixa de atuação (Turton *et al.*, 2018).

$$\log_{10} C_P^o = K_1 + K_2 \log_{10}(A) + K_3 [\log_{10}(A)]^2 \quad (15)$$

O efeito da pressão P é analisado por meio de um Fator de Pressão F_P e depende de três constantes (C_1 , C_2 e C_3), válidas apenas em determinadas faixas de pressões. O cálculo do preço de equipamentos que atuam em valores acima desses limites deve ser feito com cautela, pois podem haver discrepâncias entre o custo teórico e o seu preço real (Turton *et al.*, 2018).

$$\log_{10}(F_P) = C_1 + C_2 \log_{10}(P) + C_3 [\log_{10}(P)]^2 \quad (16)$$

A escolha do material de construção depende do tipo de fluido em contato com a parede do equipamento. Os materiais mais comuns são as ligas de ferro, principalmente o aço carbono, sendo ele barato, fácil de soldar e com dureza variável de acordo com a sua composição. Caso corrosão não seja um problema, o aço carbono geralmente é o material escolhido e o seu Fator de Material (F_M) é igual a 1 (Turton *et al.*, 2018).

Assim, o custo de compra dos equipamentos é ajustado por meio dos fatores multiplicadores F_P e F_M para as condições operacionais do sistema.

$$C = C_P^o F_P F_M \quad (17)$$

O custo básico do módulo do equipamento (C_{BM}) é a soma dos custos diretos e indiretos atrelados a ele. Os custos diretos incluem a compra da unidade, a mão de obra e os materiais necessários para instalação; já os indiretos contemplam o

transporte do equipamento e dos materiais até a planta, os benefícios adicionais fornecidos pela empresa e os salários da supervisão e da equipe de engenharia. O C_{BM} nas condições base é obtido por meio do Fator de Módulo Básico F_{BM} , específico para cada equipamento (Turton *et al.*, 2018).

$$C_{BM} = C_P \circ F_{BM} \quad (18)$$

No caso de trocadores de calor, vasos de processo e bombas, o custo básico do módulo pode ser descrito como função de duas constantes, B_1 e B_2 (Turton *et al.*, 2018).

$$F_{BM} = B_1 + B_2 F_M F_P \rightarrow C_{BM} = C_P (B_1 + B_2 F_M F_P) \quad (19)$$

O custo total de módulo C_{TM} refere-se aos gastos necessários para realizar pequenas a moderadas expansões em plantas industriais já existentes e inclui os gastos de contingência, sendo uma proteção contra descuidos e informações imprecisas na fase de projeto. De modo geral, considera-se 15% do C_{BM} para os custos e 3% para as taxas (Turton *et al.*, 2018).

O termo *grassroots* trata de projetos completamente novos, em terrenos não desenvolvidos e que necessitam de instalações auxiliares. O custo ao adicionar novas instalações é assumido como 50% do C_{BM} e ao adicioná-lo ao C_{TM} , obtém-se o custo de *grassroots* C_{GR} (Turton *et al.*, 2018).

2.2.1.2. Custo Básico do Módulo (WOODS)

Woods (2007) fornece outras correlações que podem ser utilizadas no cálculo do custo básico do módulo. Para cada módulo cujo custo já foi ajustado em relação à capacidade, um fator multiplicador $L + M^*$ representando os custos de mão de obra e de materiais é definido, sem incluir o custo de instrumentação. Considerando a instalação dos instrumentos e possíveis prédios auxiliares, obtém-se o custo $L + M$:

$$L + M = C \times (L + M^*) + \text{instrumentação} + \text{construções auxiliares} \quad (20)$$

Os fretes, impostos e seguros necessários para instalação do equipamento representam de 15 a 25% do custo de compra da unidade. A soma desse valor com $L + M$ fornece o custo do módulo físico, PM . O restante das despesas indiretas é

calculado como 10 a 45% do $L + M$ e, ao ser somado com PM , fornece o custo básico do módulo (Woods, 2007).

2.2.1.3. Custos relacionados ao setor sucroalcooleiro

Os tributos incidentes sobre o faturamento da usina sucroalcooleira também devem ser considerados no cálculo da viabilidade econômica do processo. Dantas Filho (2009) detalhou os impostos que incidem diretamente ao faturamento das usinas sucroalcooleiras. O Programa de Integração Social (PIS) é de 0,65%, enquanto a Contribuição para Fins Sociais (COFINS) é 3,65%. O Imposto de Circulação de Mercadorias e Serviços (ICMS) varia de acordo com a região fiscal. No estado de São Paulo, o ICMS tem o menor valor do Brasil para o setor sucroenergético: 12%. O regulamento inclui as diversas matérias-primas do setor e os subprodutos resultantes da produção industrializada de etanol, açúcar e na cogeração de energia.

O Imposto sobre Produtos Industrializados (IPI) varia de acordo com o tipo de classificação fiscal. Em 2017, o Supremo Tribunal Federal julgou constitucional o regime presente na Lei 8.393/1991, na qual o IPI máximo é de 18% para a produção de açúcar não oriunda do Norte ou do Nordeste (Supremo..., 2017). O Imposto Sobre Serviço (ISS) varia por região (Dantas Filho, 2009), mas foi ignorado neste estudo visto que o foco deste estudo está na venda de energia elétrica pelas usinas e não na prestação de um serviço. A alíquota total que incide sobre o faturamento dos sistemas de geração de energia atrelados às usinas pode ser definida como a soma de todos os impostos descritos, ou seja, 34,3%.

2.2.2. Estudo de caso: Usina Santa Cruz – Grupo São Martinho

Na indústria sucroenergética brasileira, o Grupo São Martinho se destaca como um dos maiores do setor, possuindo uma capacidade de moagem de aproximadamente 24 milhões de toneladas de cana-de-açúcar e colheita 100% mecanizada. Atualmente, o Grupo conta com quatro unidades em operação, sendo

três delas no estado de São Paulo: Usina São Martinho, em Pradópolis; Usina Iracema, em Iracemápolis; e Usina Santa Cruz, em Américo Brasiliense, onde foram coletados os dados experimentais utilizados nesse estudo. As três usinas produzem açúcar e etanol, além de gerarem energia elétrica através da queima do bagaço da cana-de-açúcar (São Martinho, 2018).

No quarto trimestre de 2024/2025, o Grupo São Martinho apresentou queda no lucro líquido de 83,3%, totalizando R\$ 105,04 milhões. Os incêndios que afetaram a safra de cana-de-açúcar no segundo semestre de 2024 foram os principais responsáveis pela queda das vendas e, conseqüentemente, da receita líquida do trimestre. No acumulado dos últimos 12 meses referentes à safra de 2024/2025, a receita líquida total foi de R\$ 7,20 bilhões, sendo R\$ 233 milhões apenas com a venda do excedente de energia elétrica, totalizando 788,9 mil MWh (Bouças, 2025).

3. OBJETIVO

O presente trabalho tem como objetivo principal realizar a análise termodinâmica e de viabilidade econômica de diferentes configurações de ciclos de produção de potência simulados em softwares computacionais como o DWSIM. Além de determinar o ciclo de melhor eficiência energética e proporcionar a recuperação parcial do calor presente nos gases liberados pelas caldeiras de uma usina sucroalcooleira, visa analisar o comportamento do dióxido de carbono como gás de expansão em sistemas de baixas temperaturas.

4. MATERIAIS E MÉTODOS

O estudo foi realizado com base nos dados reais da Usina Santa Cruz em relação aos gases liberados na queima do bagaço de cana-de-açúcar para geração de energia elétrica e a análise termodinâmica foi realizada utilizando-se o Aspen Plus, o DWSIM e o Coolselector[®]2. A análise econômica foi feita através do fluxo de caixa fornecido pela planilha CAPCOST, calculando-se o custo dos equipamentos a partir do custo básico de módulo de cada um.

4.1. Condições operacionais

O gás de expansão escolhido foi o dióxido de carbono, também conhecido como R744, um refrigerante classe A1 (não inflamável e atóxico). Ele é uma substância 100% natural de baixo custo e disponível na atmosfera, cujas características termodinâmicas já foram discutidas anteriormente (Lage; Amorim; Zanette, 2011). Além disso, o CO₂ já havia sido sugerido por Hu *et al.* (2022) como fluido de trabalho em sistemas cujas fontes de aquecimento eram correntes de água com temperaturas maiores que 100°C.

O ciclo simples transcrito de Rankine foi definido como ponto de partida do estudo realizado no software DWSIM. A vazão mássica de CO₂ foi definida de forma arbitrária como 100.000 kg/h, visando a aplicação industrial em um sistema real. A eficiência termodinâmica de cada ciclo depende da eficiência isentrópica dos seus equipamentos. Valores típicos dessas taxas para equipamentos presentes em um sistema com sCO₂ estão indicados na Tabela 1.

Tabela 1 - Eficiência isentrópica dos equipamentos de um ciclo com sCO₂.

Equipamento	Eficiência isentrópica
Turbina	0,90
Bomba	0,85
Compressor	0,85

Fonte: Molière *et al.* (2024); Liu *et al.* (2020).

Em visita à Usina Santa Cruz em 2022, foram coletados dados referentes aos gases utilizados para geração do vapor industrial no sistema de cogeração. Esses

gases eram descartados pelas caldeiras em uma temperatura média de 160°C e as suas composições nos dois tipos de caldeiras presentes na Usina estão descritas na Tabela 2. As caldeiras de 65 kgf e 21 kgf possuem vazão média de 539.322 m³/h e 361.077 m³/h, respectivamente, e a combinação entre elas forneceu o gás de aquecimento utilizado pelo ciclo de produção de potência.

Tabela 2 - Composição mássica dos gases descartados pelas caldeiras da Usina Santa Cruz.

Componente	Caldeira 65 kgf	Caldeira 21 kgf
CO ₂	0,135	0,144
O ₂	0,072	0,064
N ₂	0,793	0,793

Fonte: Adaptado pela autora a partir de dados da Usina Santa Cruz, 2022.

Em todos os ciclos estudados, considerou-se uma temperatura de aproximação no trocador de calor, ou seja, a diferença entre as temperaturas de entrada do fluido quente e saída do fluido frio, de 10 °C. Dessa forma, como o gás descartado pelas caldeiras da Usina estava a 160 °C, o CO₂ só poderia ser aquecido até 150 °C.

As temperaturas máximas médias na cidade de Américo Brasiliense variam entre 25 °C e 29 °C durante o ano, alcançando 35 °C no verão (Climatologia..., 2025). Nesse caso, seria ideal que o condensador operasse em temperaturas superiores às condições externas da Usina, permitindo a perda de calor do fluido para o ambiente durante todo o ano. Entretanto, como a temperatura crítica do CO₂ é consideravelmente baixa, a condensação completa só poderia ocorrer com o equipamento operando a no máximo 25 °C tanto no ciclo simples quanto no ciclo com regeneração (Molière *et al.*, 2024).

Pelas dificuldades apresentadas na condensação do CO₂ e sabendo que a eficiência térmica do sistema seria limitada pela baixa temperatura do gás utilizado como fonte de aquecimento, outras alternativas além dos ciclos tradicionais de Rankine foram exploradas, sendo elas uma adaptação do ciclo transcrito “seco” e um ciclo supercrítico de Brayton.

4.2. Softwares utilizados para simular os ciclos de produção de potência

Nesse trabalho, o Aspen Plus foi utilizado na obtenção de dados termodinâmicos dos fluidos de trabalhos e de aquecimento do sistema, incluindo o calor específico de ambos e a curva de saturação do CO₂, e para estimar a área dos trocadores de calor. Já o DWSIM foi utilizado para simular os diferentes ciclos de produção de potência, incluindo todos os equipamentos e correntes necessárias para que o sistema representasse a realidade. Além disso, a capacidade do Coolselector^{®2} de exibir diagramas detalhadas de pressão-entalpia foi utilizada para analisar as etapas de cada ciclo de produção de potência.

4.3. Análise econômica via Planilha CAPCOST

O programa computacional CAPCOST_2017.xls foi desenvolvido no Microsoft Excel com o objetivo de auxiliar no cálculo do custo de capital de uma planta envolvendo processos complexos e diversos tipos de equipamentos. O usuário insere as informações necessárias para cada equipamento, como capacidade, pressão de operação e material de construção e o custo é calculado de acordo com o método do módulo básico exposto em (Turton *et al.*, 2018) e ajustado para a inflação por meio do valor atual do CEPCI. O custo dos equipamentos também pode ser inserido de forma manual pelo usuário, permitindo que o programa calcule o restante dos custos envolvidos a partir dos valores solicitados.

No caso das bombas, o programa inclui três modelos distintos que podem ser utilizados como base para os cálculos: recíprocas, deslocamento positivo e centrífugas. Cada um desses modelos atua em uma determinada faixa de pressão e de capacidade, em termos de trabalho de eixo. Já as turbinas e os compressores não são limitados por uma pressão máxima e suas correlações dependem apenas do trabalho do fluido. Por fim, os modelos de trocadores de calor se diferenciam pela pressão em que podem atuar e a área de troca térmica permitida. A Tabela 3 demonstra a faixa de atuação de alguns modelos de equipamentos existentes na

planilha CAPCOST. Equipamentos fora dessa faixa de atuação podem apresentar discrepâncias entre o valor calculado pela planilha e o encontrado na realidade.

Tabela 3 - Faixa de atuação de alguns equipamentos presentes no programa CAPCOST.

Tipo de equipamento	Descrição do equipamento	Capacidade (unidade)	Tamanho mínimo	Tamanho máximo	Pressão máxima (barg)
Bomba	Recíproca		0,1	200	100
	Deslocamento positivo	Trabalho de eixo (kW)	1	100	100
	Centrífuga		1	300	100
Compressor	Centrífugo, axial e recíproco	Trabalho do fluido (kW)	450	3000	-
	Rotativo		18	950	-
	Axial		100	4000	-
Turbina	Radial/expansão de líquidos	Trabalho do fluido (kW)	100	1500	-
Trocador de calor	Cabeçote flutuante		10	1000	140
	Tubo fixo		10	1000	140
	Tubo em U	Área (m ²)	10	1000	140
	Tubo duplo		1	10	300
	Tubo múltiplo		10	100	300

Fonte: Adaptado de Turton *et al.* (2018).

As principais abas do programa CAPCOST utilizadas nesse estudo foram:

- *Equipment Summary* (Sumário de Equipamentos): calcula os custos diretos e indiretos de compra do equipamento a partir dos dados da aba *Equipment Cost Data* (Dados de Custos dos Equipamentos), que contém as correlações expressas em (Turton et al., 2018);
- *Utilities Summary* (Sumário de Utilidades): calcula o custo anual de utilidades de acordo com o tipo, eficiência e valor em \$/GJ declarado na aba *User Options* (Opções do Usuário);
- *COM Summary* (Sumário dos Custos de Manufatura): reúne todos os gastos necessários para transformar matéria-prima em produto, incluindo custos diretos e indiretos, além de incluir valores fixos e variáveis;

- Nessa aba, o usuário define parâmetros como custo do terreno industrial, alíquota de impostos, vida útil do projeto, período de construção, entre outros.
- *Cash Flow Analysis* (Análise de Fluxo de Caixa): apresenta o fluxo de caixa relacionando o valor do projeto (em milhões) durante a sua vida útil em forma de diagrama, além do Valor Presente Líquido (VPL), Taxa Interna de Retorno (TIR) e *payback* descontado e não descontado.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

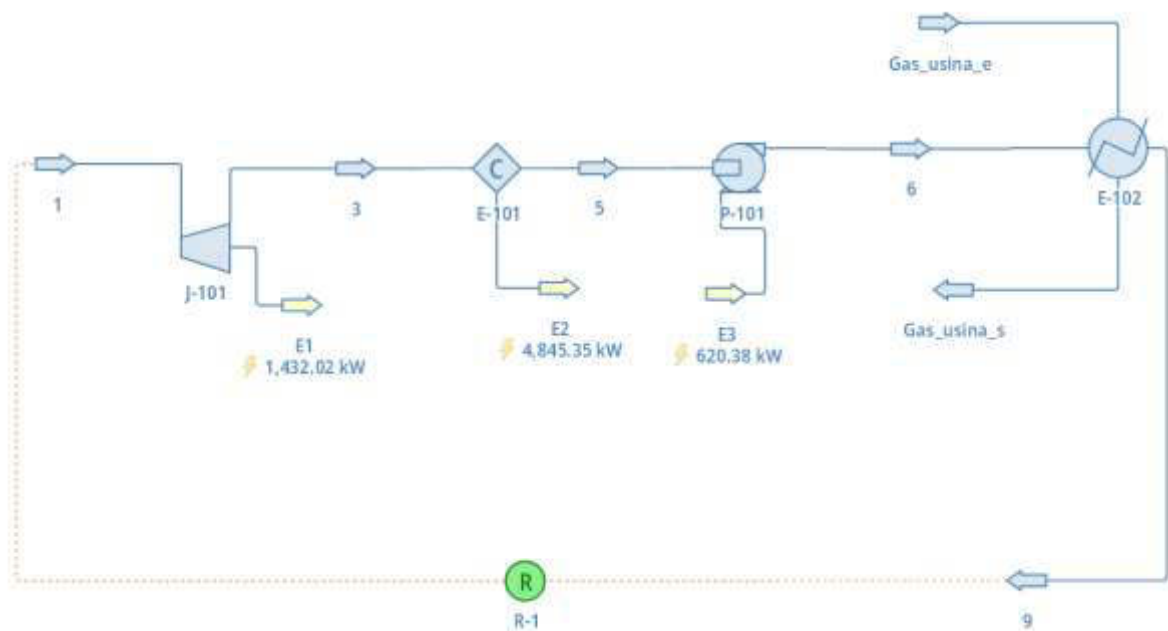
5.1. Análise termodinâmica

A análise termodinâmica permitiu a avaliação da real quantidade de energia que cada um dos ciclos era capaz de produzir de acordo com as condições operacionais do sistema.

5.1.1. Ciclo transcrito Rankine simples

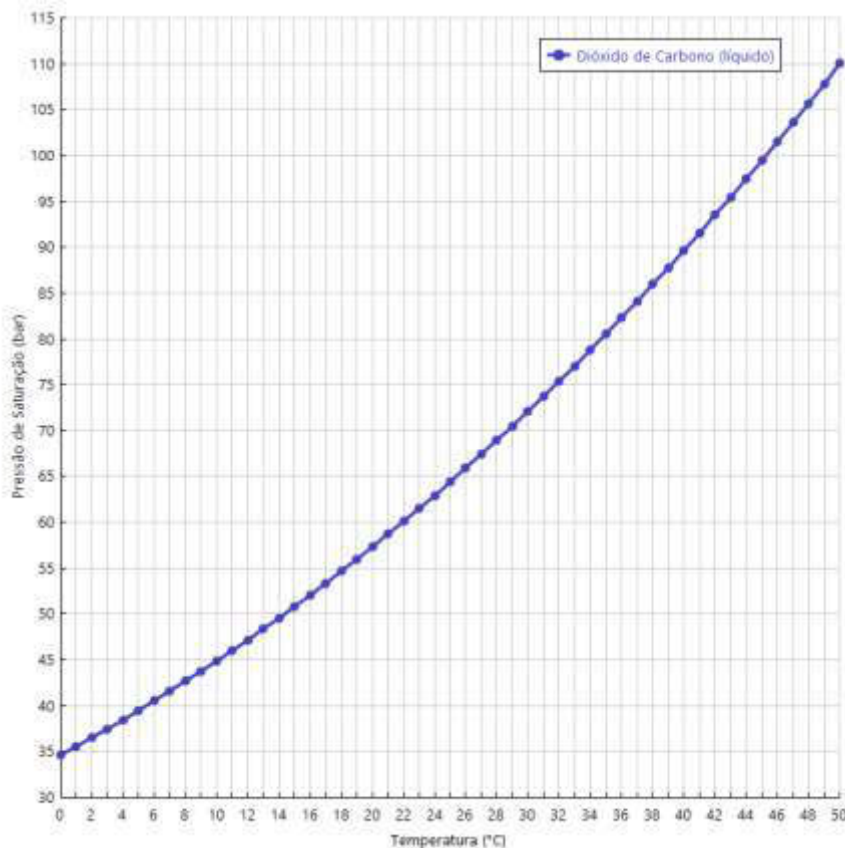
A Figura 6 demonstra o ciclo simples de produção de potência simulado no DWSIM.

Figura 6 - Ciclo transcrito simples de produção de potência.



Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

A turbina J-101 era responsável pela expansão do CO₂, liberando trabalho mecânico com uma eficiência de 90% (Molière *et al.*, 2024). Pela curva de saturação do CO₂ representada na Figura 7, foi possível perceber que era necessário expandir o gás até 64,5 bar para que a condensação completa ocorresse a 25 °C em E-101.

Figura 7 - Curva de saturação do CO₂.

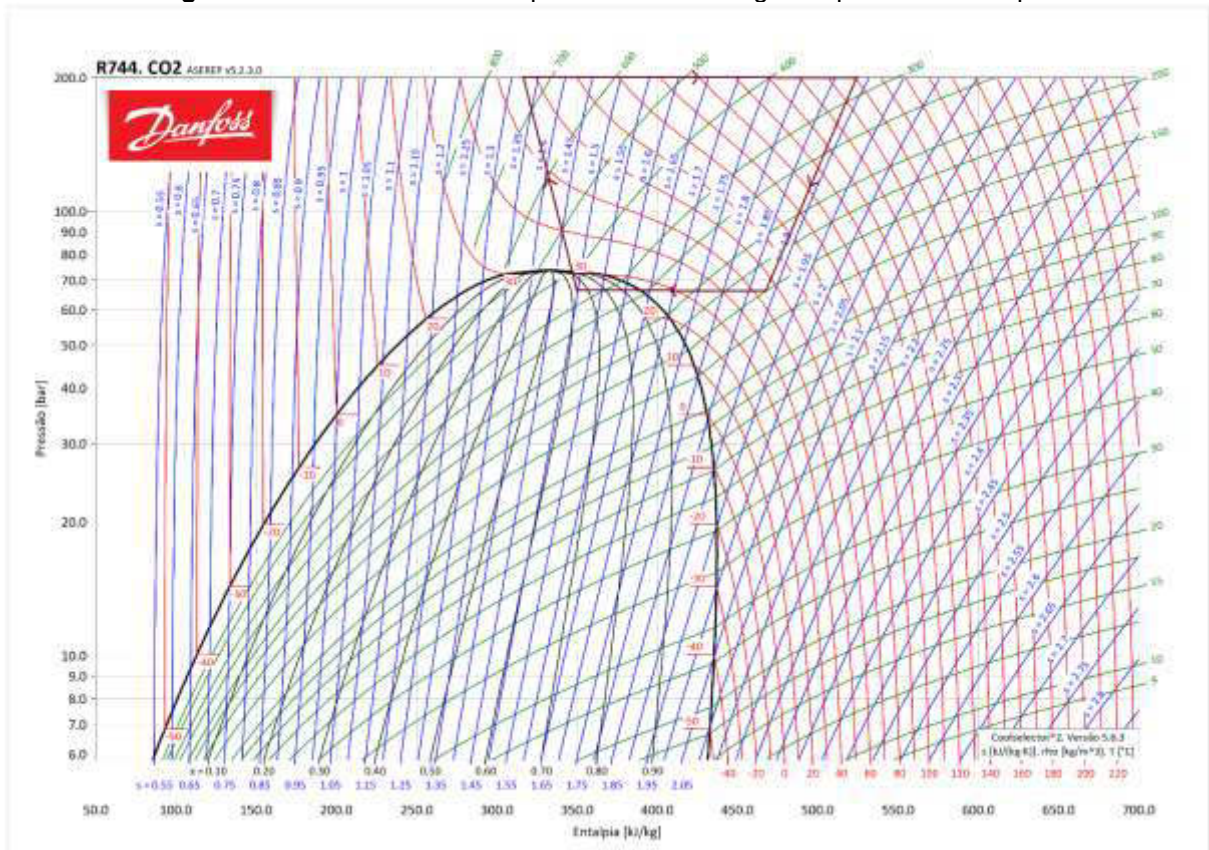
Fonte: Aspen Plus (2021).

Ao sair do condensador, o líquido era transportado para a bomba P-101, que atuava com 85% de eficiência, como indicado anteriormente pela Tabela 1. Para o CO₂, Bergamini *et al.* (2011) testaram de forma satisfatória bombas do tipo API 610/ISO13709 com pressão de descarga de até 600 bar. Porém, como as tecnologias atualmente disponíveis na indústria envolvem pressões de até 250 bar, optou-se por trabalhar com uma bomba de 200 bar, para que a razão de pressão do sistema fosse de 3,1.

$$R_c = \frac{200}{64,5} = 3,1 \quad (21)$$

O trocador de calor E-102 era do tipo casco e tubo com fluxo em contracorrente, possibilitando a troca térmica entre o CO₂ e os gases liberados pelas caldeiras da Usina. Esse equipamento foi projetado no DWSIM fixando-se a temperatura de saída da corrente fria, ou seja, do CO₂, em 150 °C, conforme discutido anteriormente.

A Figura 8 representa o ciclo transcrito simples no diagrama de pressão-entalpia do CO₂.

Figura 8 - Ciclo transcrito simples do CO₂ no diagrama pressão x entalpia.

Fonte: Adaptado de Danfoss (2020).

Os principais resultados obtidos na simulação desse ciclo no DWSIM estão dispostos na Tabela 4, juntamente com a eficiência calculada de Rankine.

Tabela 4 - Resultado da simulação do ciclo transcrito de Rankine simples.

Resultado	Valor
Trabalho de J-101 (kW)	-1.432
Trabalho de P-101 (kW)	620,4
Calor de E-101 (kW)	-4.845
Calor de E-102 (kW)	5.657
Eficiência de Rankine (%)	14,35
Temperatura do gás de aquecimento na saída de E-102 (°C)	93,7

Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

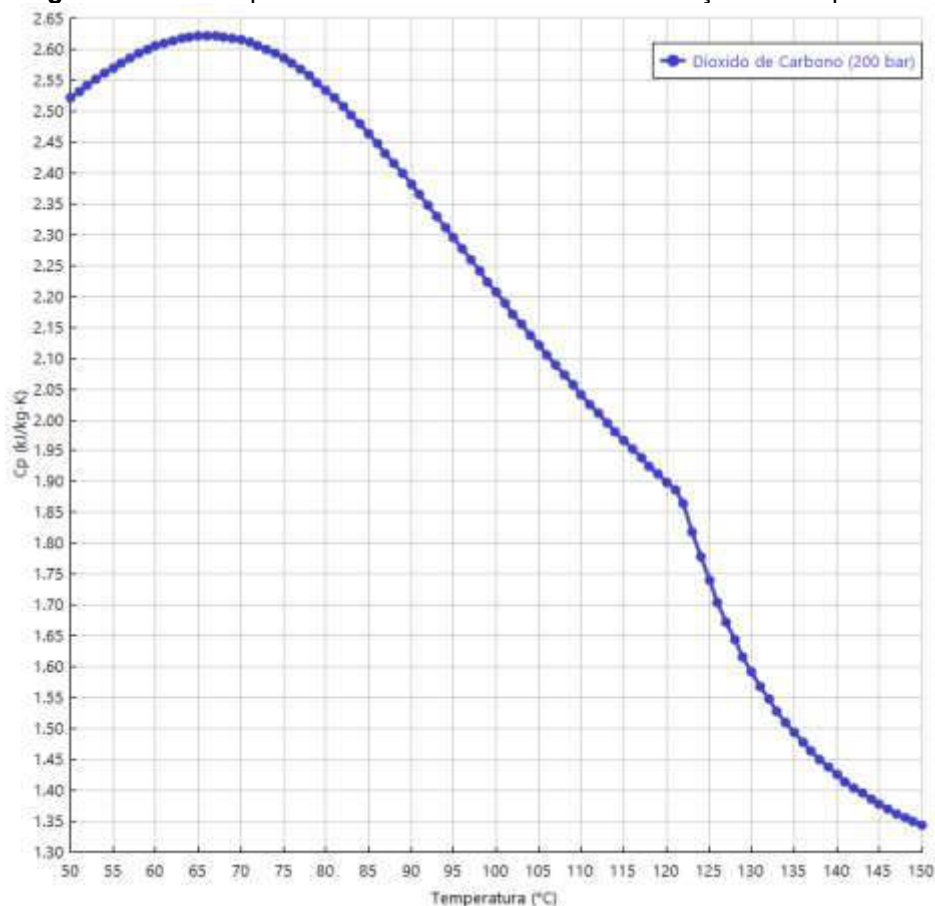
Em relação ao desempenho termodinâmico, a eficiência de Carnot foi calculada considerando as temperaturas dos reservatórios frio e quente como 25 °C (298 K) e 160 °C (433 K), respectivamente.

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{298 \text{ K}}{433 \text{ K}} = 31,2 \% \quad (22)$$

Como esperado pelo sistema trabalhar em baixas temperaturas, ambas as eficiências de Rankine e Carnot apresentaram valores relativamente baixos, mesmo quando comparadas com as de outros ORCs. Por exemplo, em altas temperaturas, a eficiência térmica real de um ORC pode atingir até 24% (Quoilin *et al.*, 2013).

Para verificar se o balanço de energia no trocador de calor estava correto, calculou-se a quantidade de energia que seria absorvida por 100.000 kg/h de CO₂, considerando que o fluido estava a 55,1 °C na descarga da bomba e que a temperatura média do CO₂ no trocador de calor era de 102,5 °C. O software Aspen Plus foi utilizado para estimar o calor específico do dióxido de carbono a 200 bar, obtendo-se um valor de 2,15 kJ/kg. K na temperatura média, conforme indicado na Figura 9.

Figura 9 - Calor específico do dióxido de carbono em função da temperatura.



Fonte: Aspen Plus (2021).

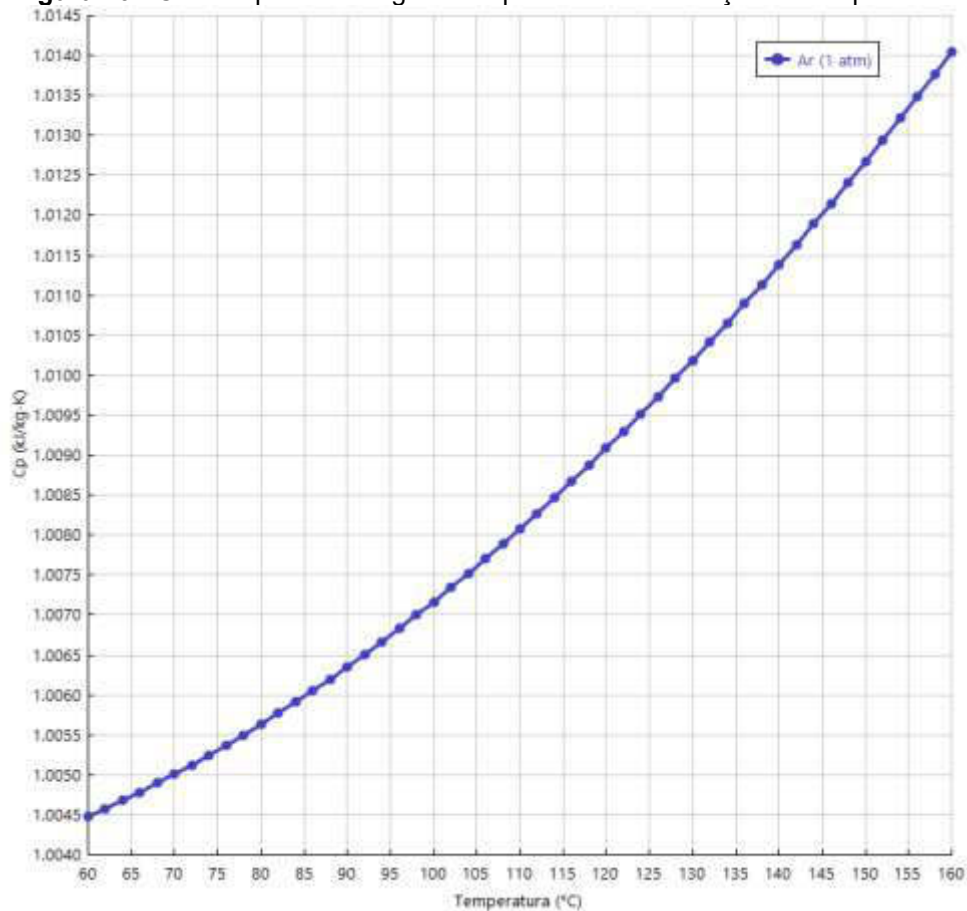
Com esses dados, foi possível realizar um balanço de energia para calcular a quantidade de calor transferida pelo CO₂ em E-102, considerando-se que era um processo reversível:

$$Q = 27,8 \text{ kg/s} \times 2,15 \text{ kJ/kg} \times (150 - 55,1) ^\circ\text{C} = 5667 \text{ kW} \quad (23)$$

Assim, constatou-se que o DWSIM calculou corretamente a troca térmica entre o CO₂ e o gás de aquecimento, visto que a variação entre o valor simulado pelo Aspen Plus, referência nesse tipo de simulação, e pelo DWSIM, alternativa gratuita, foi de apenas 0,21%, indicando alta confiabilidade. Como o objetivo era simular o reaproveitamento parcial do calor do gás liberado pela Usina, calculou-se a vazão mássica do gás necessária para liberar 5657 kW para que o trocador de calor E-102 funcionasse de forma correta, sem superdimensionamento.

Novamente, o software Aspen Plus foi utilizado para estimar o calor específico, como indicado na Figura 10. O gás, cuja composição era similar à do ar atmosférico, baixou de 160 °C para 93,7 °C, de modo que a sua temperatura média no trocador de calor era 126,8 °C e o calor específico médio era 1,01 kJ/kg.K.

Figura 10 - Calor específico do gás de aquecimento em função da temperatura.



Fonte: Aspen Plus (2021).

Portanto, a quantidade de gás que deveria ser retirado das caldeiras da usina para esse ciclo era de aproximadamente 300.000 kg/h:

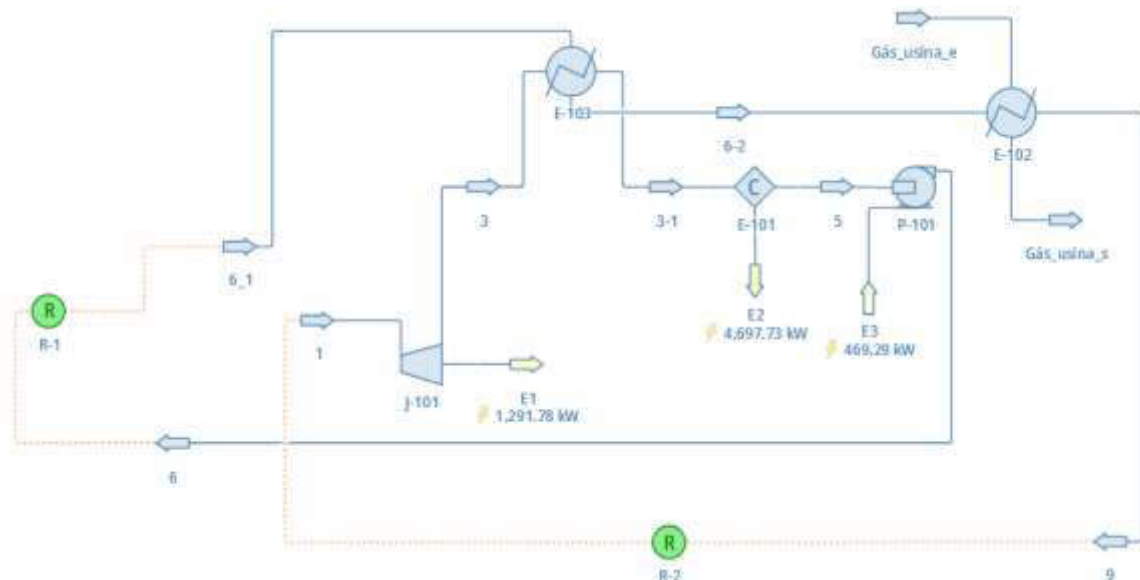
$$5667 \text{ kW} = \dot{m} \times 1,01 \text{ kJ/kg.K} \times (160 - 93,7) ^\circ\text{C} \quad (24)$$

$$\rightarrow \dot{m} = 84,6 \text{ kg/s} \approx 300.000 \text{ kg/h}$$

5.1.2. Ciclo transcrito Rankine com regeneração

Para aumentar a eficiência térmica do processo e reduzir a quantidade de calor que precisaria ser fornecida pelos gases da Usina, também foi desenvolvido no DWSIM um ciclo em que um regenerador pré-aquecia o CO₂ usando o calor do fluido saído da turbina, como demonstrado pela Figura 11.

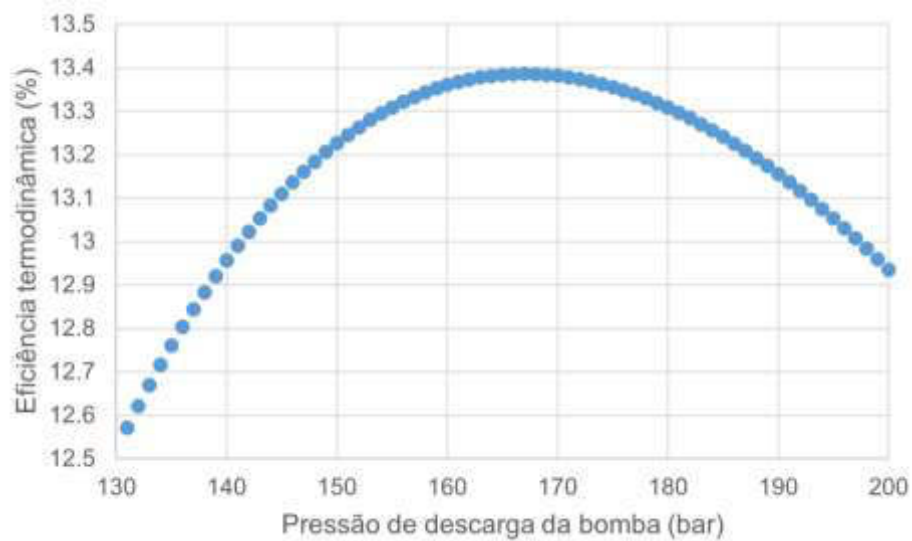
Figura 11 - Ciclo transcrito de produção de potência com regeneração.



Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

Esse processo foi otimizado utilizando a ferramenta “*Sensitivity Study*” do DWSIM. Utilizando-se das condições operacionais estabelecidas anteriormente para o ciclo simples, analisou-se a eficiência termodinâmica do ciclo em função da pressão de descarga da bomba (Figura 12). Para esse sistema, foi possível perceber que os melhores resultados seriam obtidos ao aumentar a pressão do CO₂ até 167 bar.

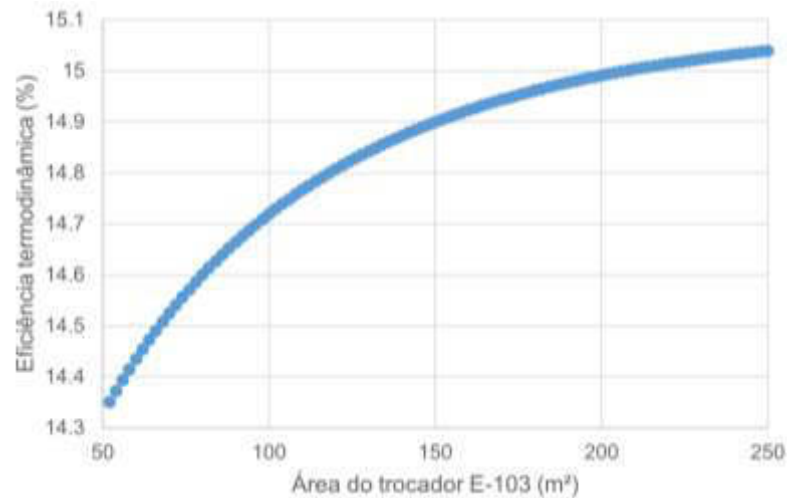
Figura 12 - Eficiência termodinâmica do ciclo transcrito de CO₂ com regeneração em função da pressão de descarga da bomba P-101.



Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

A área do regenerador E-103 também foi analisada por meio de um estudo de sensibilidade. Esse equipamento também era do tipo casco e tubo com fluxo contracorrente, como E-102, e foi projetado inicialmente com uma área estimada de 100 m². Foi possível perceber que o processo se tornava mais eficiente na medida em que a área do trocador aumentava, como mostra a Figura 13. Porém, o ciclo parecia estar limitado a uma eficiência máxima de Rankine de aproximadamente 15%, de modo que a área escolhida foi 200 m².

Figura 13 - Eficiência termodinâmica do ciclo transcrito de CO₂ com regeneração em função da área do trocador de calor E-103.



Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

Os principais resultados obtidos na simulação desse ciclo no DWSIM estão dispostos na Tabela 5, juntamente com a eficiência calculada de Rankine. A eficiência de Carnot era a mesma do ciclo simples, pois as temperaturas limites permaneceram as mesmas. Já a eficiência real aumentou menos de 1% em comparação com o ciclo anterior, o que não justificaria o investimento em um terceiro trocador de calor.

Tabela 5 - Resultado da simulação do ciclo transcrito de Rankine com regeneração.

Resultado	Valor
Trabalho de J-101 (kW)	-1.292
Trabalho de P-101 (kW)	469,3
Calor de E-101 (kW)	-4.664
Calor de E-102 (kW)	5.486
Eficiência de Rankine (%)	14,99
Temperatura do gás de aquecimento na saída de E-102 (°C)	63,3

Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

Por fim, calculou-se a quantidade necessária do gás para liberar 5486 kW para que o funcionamento do trocador de calor E-102 sem superdimensionamento. Nesse caso, sabendo que a temperatura do gás baixou de 160 °C para 63,3 °C e considerando o mesmo calor específico de 1,01 kJ/kg.K utilizado no sistema anterior, obteve-se aproximadamente 200.000 kg/h de vazão mássica do gás:

$$5486 \text{ kW} = \dot{m} \times 1,01 \text{ kJ/kg.K} \times (160 - 63,3) \text{ °C} \quad (25)$$

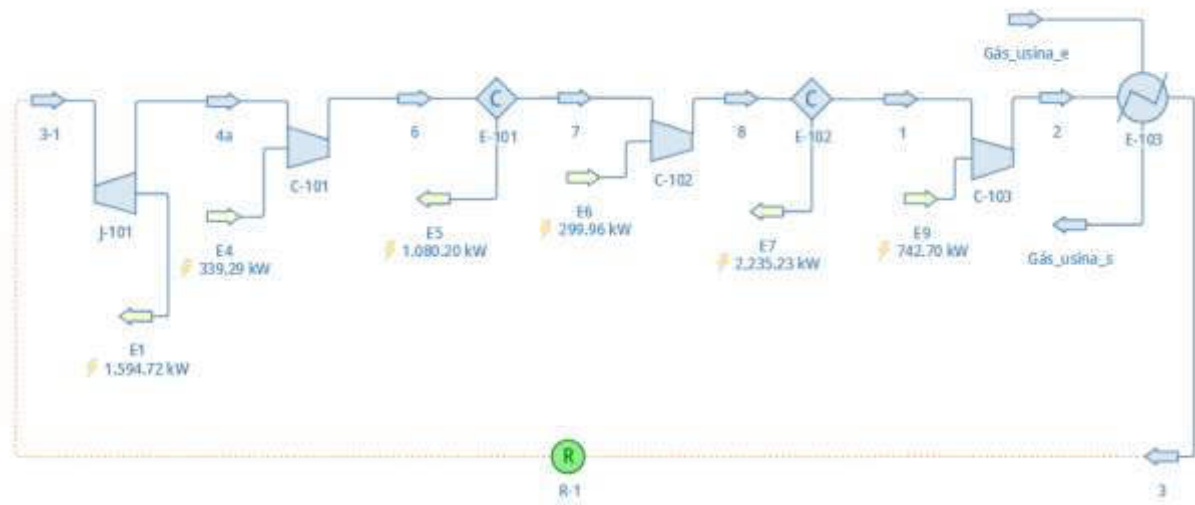
$$\rightarrow \dot{m} = 56,2 \text{ kg/s} \approx 200.000 \text{ kg/h}$$

Portanto, apesar do baixo aumento da eficiência térmica do ciclo em relação ao sistema sem regeneração, o objetivo de diminuir a quantidade de calor que precisaria ser fornecida pelos gases da Usina foi atingido.

5.1.3. Ciclo transcrito “seco”

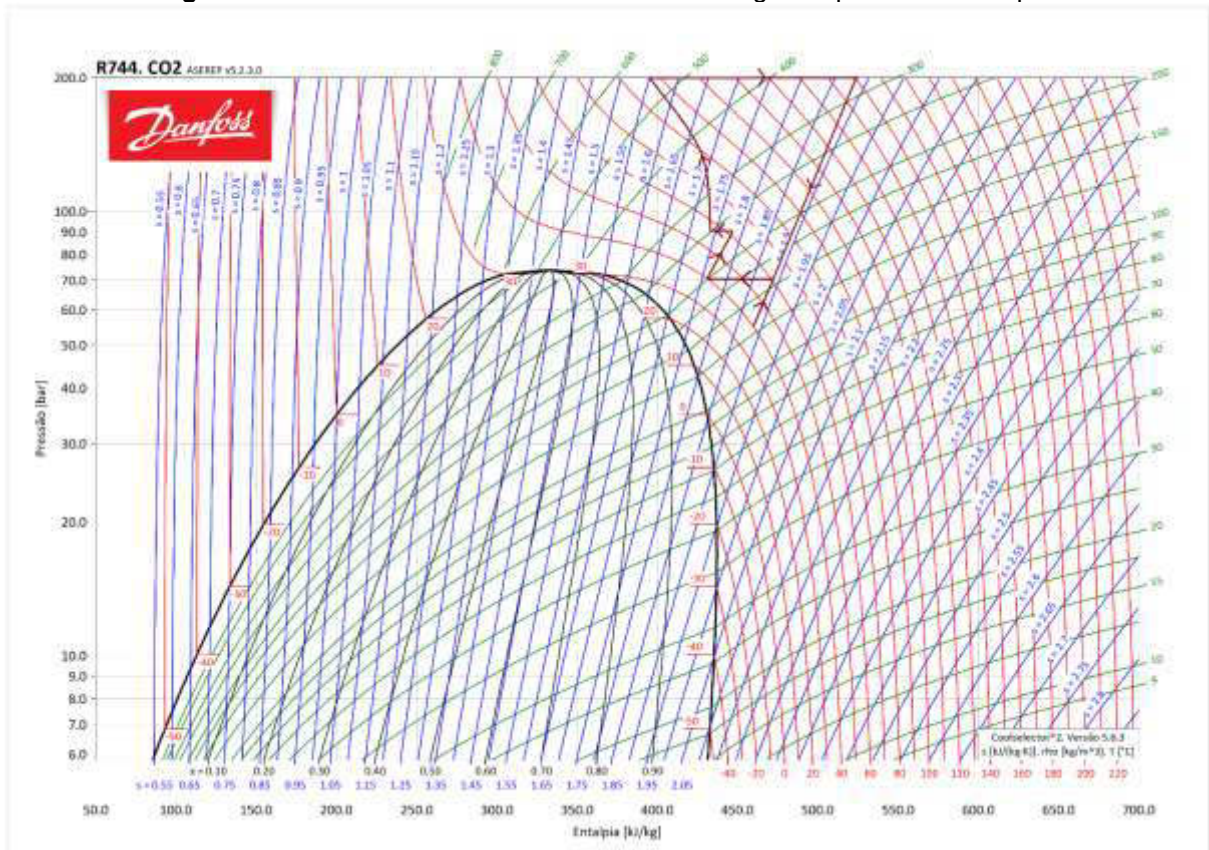
O ciclo transcrito “seco” é uma das possibilidades para ampliar a estreita faixa de operação do sistema com CO₂. Partindo das condições operacionais do ciclo simples, simulou-se no DWSIM um ciclo inspirado nesse modelo, conforme Figura 14.

Figura 14 - Ciclo transcrito “seco” de produção de potência.



Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

Como hipótese inicial, o CO₂ foi expandido em J-101 até atingir uma pressão de 55 bar, abaixo do seu ponto crítico. Após isso, o CO₂ deveria ser resfriado até atingir uma temperatura levemente acima de 31,1 °C. Porém, como o fluido já se apresentava a 41 °C na saída da turbina, seguiu-se diretamente para a sequência de “*by-pass*” que substitui o estágio de condensação dos ciclos de Rankine, com duas compressões seguidas pelo resfriamento do CO₂ até 41 °C novamente. Finalmente, a bomba presente nos ciclos “molhados” foi substituída pelo compressor C-103 para elevar a pressão do CO₂ para 200 bar e fechar o sistema, conforme demonstrado na Figura 15.

Figura 15 - Ciclo transcrítico “seco” do CO₂ no diagrama pressão x entalpia.

Fonte: Adaptado de Danfoss (2020).

Os principais resultados obtidos na simulação do ciclo transcrítico “seco” no DWSIM estão dispostos na Tabela 6, juntamente com a eficiência calculada de Rankine.

Tabela 6 - Resultado da simulação do ciclo transcrítico “seco”.

Resultado	Valor
Trabalho de J-101 (kW)	-1.594
Trabalho de C-101 (kW)	339,3
Trabalho de C-102 (kW)	300,0
Trabalho de C-103 (kW)	742,7
Calor de E-101 (kW)	-1080
Calor de E-102 (kW)	-2235
Calor de E-103 (kW)	3.528
Eficiência de Rankine (%)	6,03
Temperatura do gás de aquecimento na saída do trocador (°C)	87,0

Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

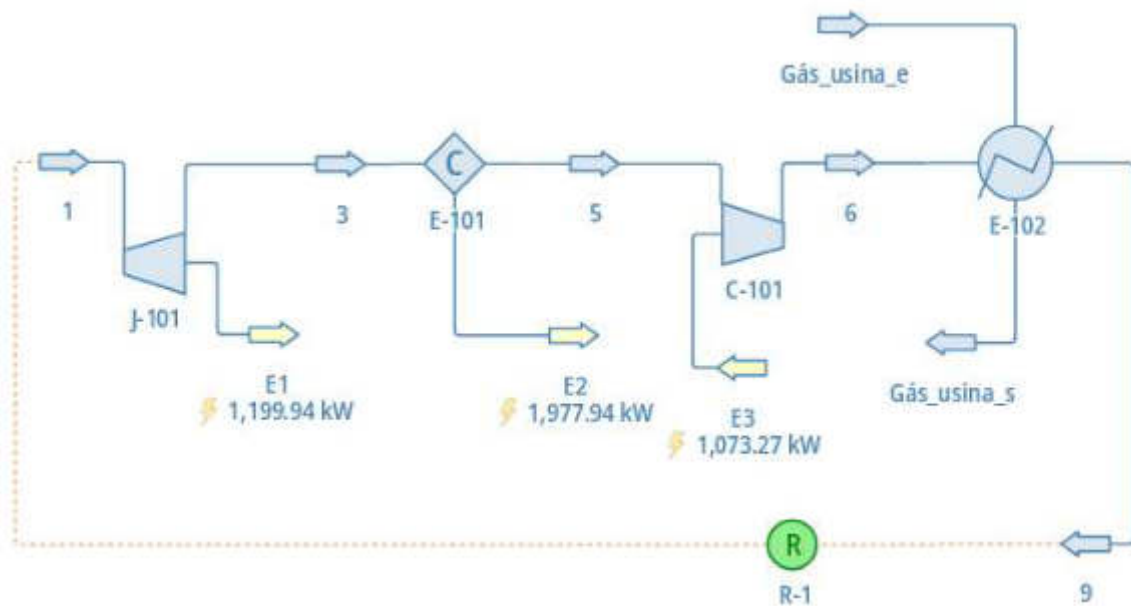
Observou-se que a eficiência real diminuiu em relação aos ciclos transcríticos “molhados”. Ao analisar o diagrama pressão-entalpia do CO₂, percebeu-se que esse

efeito foi consequência da baixa temperatura máxima do fluido de trabalho ($150\text{ }^{\circ}\text{C}$), que acabou limitando a expansão do CO_2 na turbina para evitar temperaturas negativas na saída de J-101. Dessa forma, pode-se inferir que o ciclo transcrito “seco” não é uma boa alternativa para sistemas de baixas temperaturas, pois a adição de mais estágios aumentaria o custo sem proporcionar maior eficiência na produção de energia elétrica, apesar da vantagem obtida ao se trabalhar em temperaturas acima do ponto crítico e da temperatura ambiente de Américo Brasiliense.

5.1.4. Ciclo supercrítico de Brayton

A Figura 16 representa um ciclo supercrítico de Brayton, a última possibilidade avaliada no DWSIM.

Figura 16 - Ciclo supercrítico de Brayton de produção de potência.

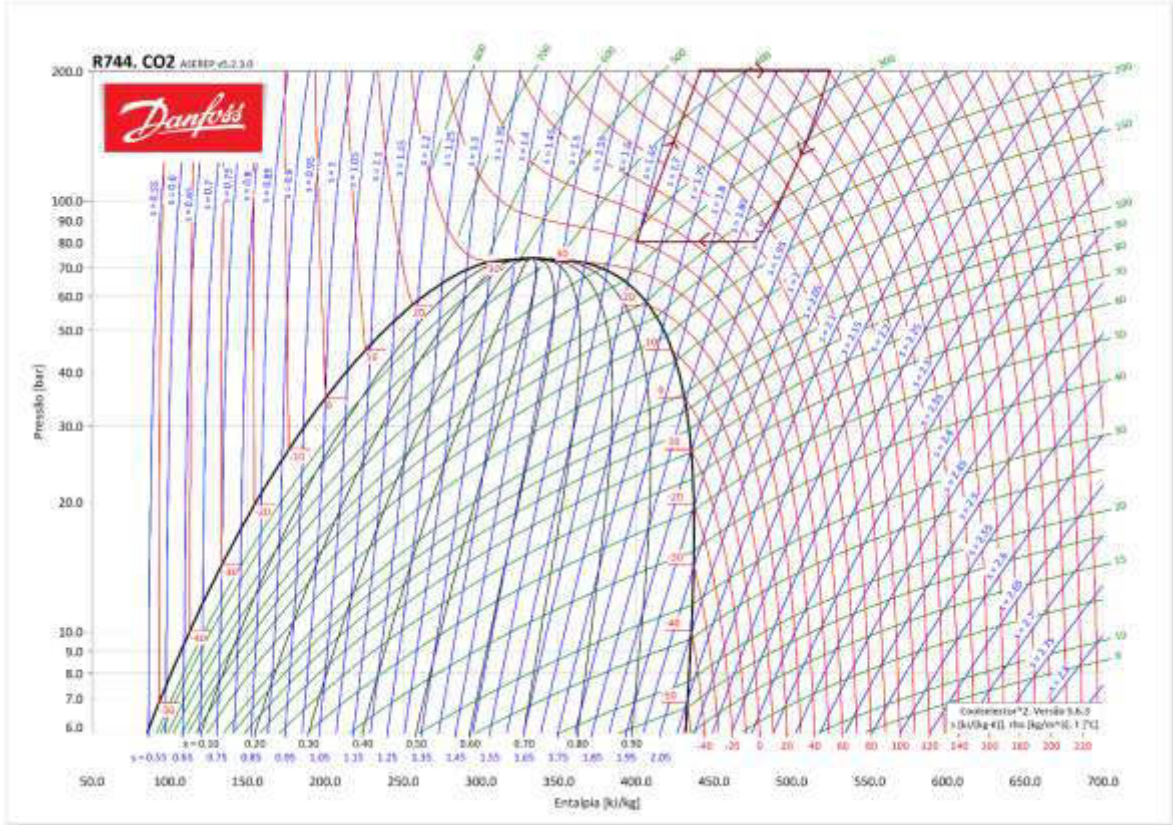


Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

A pressão da turbina foi definida considerando que em ciclos verdadeiramente supercríticos, a pressão deve estar acima da crítica ($73,8\text{ bar}$) em todos os estágios e que maiores valores de R_c proporcionariam um maior trabalho de expansão. Partindo das condições operacionais do ciclo simples, em que a pressão de descarga da bomba era de 200 bar , e considerando que o compressor do ciclo supercrítico

trabalharia na mesma condição, optou-se por um sistema com Rc de 2,5, em que o CO₂ seria expandido até 80 bar. Além disso, ao invés do condensador presente nos ciclos de Rankine, o ciclo de Brayton foi simulado com um trocador de calor que resfriado o fluido até 40 °C, como representado pela Figura 17.

Figura 17 - Ciclo supercrítico de Brayton do CO₂ no diagrama pressão x entalpia.



Fonte: Adaptado de Danfoss (2020).

Os principais resultados obtidos na simulação desse ciclo no DWSIM estão dispostos na Tabela 7, juntamente com a eficiência calculada de Rankine.

Tabela 7 - Resultado da simulação do ciclo supercrítico de Brayton.

Resultado	Valor
Trabalho de J-101 (kW)	-1.200
Trabalho de C-101 (kW)	1.073
Calor de E-101 (kW)	-1978
Calor de E-102 (kW)	2450
Eficiência de Rankine (%)	6,02
Temperatura do gás de aquecimento na saída do trocador (°C)	110,8

Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

Verificou-se que a eficiência do ciclo supercrítico de Brayton foi praticamente a mesma do ciclo transcrito “seco” e menor do que a dos ciclos de Rankine. No geral, ciclos supercríticos necessitam de intensa recuperação de calor para compensar a baixa taxa de compressão e a baixa produção de potência, de modo que para esse sistema ser viável, outros estágios precisariam ser adicionados. Porém, assim como no ciclo anterior, pode-se inferir que o custo atrelado aos novos equipamentos faz com que esse modelo não seja uma boa alternativa para sistemas de baixa temperatura como o analisado por esse estudo.

5.2. Análise econômica

O ciclo transcrito simples foi escolhido para realizar a análise completa de viabilidade econômica do projeto. Esse sistema apresentou a segunda maior eficiência termodinâmica dentre todos os estudados, porém como a diferença entre ele e o ciclo com regeneração foi de menos de 1%, o custo relacionado à adição de outro trocador de calor não justificaria a implementação do ciclo mais complexo.

O programa computacional CAPCOST, atrelado ao Microsoft Excel, foi utilizado para estimar o custo de capital da planta de produção de potência via ciclo simples. Entretanto, como o sistema trabalhava com dióxido de carbono em altas pressões, foram necessárias algumas extrapolações nas correlações fornecidas por (Turton *et al.*, 2018) pois a faixa de operação dos equipamentos utilizados como base para os cálculos não atendia às necessidades do projeto. Por conta disso, o custo dos equipamentos também foi estimado pelo método de Woods (2007) e através de valores reais obtidos através de sites de venda, ajustados para as capacidades e características dos equipamentos projetados.

Outra adaptação necessária foi em relação ao CEPCI. O índice teve que ser estimado, pois desde setembro de 2024 a revista Chemical Engineering deixou de publicá-lo em suas versões online e impressa, passando a divulgá-lo apenas para os seus assinantes. Em fevereiro de 2025, a revista informou que o CEPCI era 1,7% menor do que o divulgado para o mesmo mês no ano anterior (Jenkins, 2025). Como

o índice estava em 800,0 em fevereiro de 2024 (Maxwell, 2025), inferiu-se que o índice deveria ser de 786,4 em 2025.

Ainda, o método utilizado pelo programa CAPCOST apresentava algumas limitações para ciclos de produção de potência, sendo mais voltado para indústrias químicas. No caso do sistema estudado, o principal problema estava na falta de um produto físico, pois a receita seria gerada exclusivamente pela venda de energia e isso não estava previsto nas fórmulas do programa.

O projeto foi analisado considerando uma vida útil de 20 anos após o início da operação do sistema. Antes de começar a produção, era necessário adquirir o CO₂ que seria utilizado como fluido de trabalho. Em outubro de 2025, o preço de aquisição do CO₂ era de 0,88 \$/kg na América do Norte (IMARC Group, 2025). Como o ciclo utilizava 100.000 kg de CO₂ em uma hora, estimou-se que o custo de matéria-prima seria de 88 mil dólares para carregar a planta inicialmente.

$$C_{RM} = 100.000 \text{ kg/h} \times 0,88 \text{ \$/kg} = \$ 88.000 \quad (26)$$

Como o CO₂ é recirculado no sistema, considerou-se esse valor seria gasto apenas uma vez, no início do projeto. Por ser baseado no ciclo de Rankine, supôs-se que não haveria perda de massa ao longo do tempo, mesmo que isso dificilmente ocorra em plantas de produção de potência reais devido a vazamentos, manutenções, decomposições, etc.

5.2.1. Análise preliminar: materiais de construção, equipamentos e utilidades

O ciclo transcrito simples possuía quatro equipamentos: turbina J-101, bomba P-101, condensador E-101 e trocador de calor E-102, todos em contato com dióxido de carbono supercrítico ou líquido, em altas pressões. O material escolhido para todos foi o aço-carbono, pois considerou-se que o fluido de trabalho teria apenas CO₂ em sua composição, sem mistura de água ou risco de corrosão.

Inicialmente, pensava-se em utilizar água de resfriamento (*cw – cooling water*) para condensar o dióxido de carbono. Essa utilidade costuma sair da torre de

resfriamento a 30 °C e retornar, após aquecer o fluido de trabalho, a 45 °C (Turton *et al.*, 2018). Não foram encontradas informações específicas sobre a Usina Santa Cruz, mas a Usina São Martinho, do mesmo grupo, possui um sistema com nove torres capaz de resfriar 18.000 m³ de água por hora, em uma área total de 2.025 m² (Vettor, 2025).

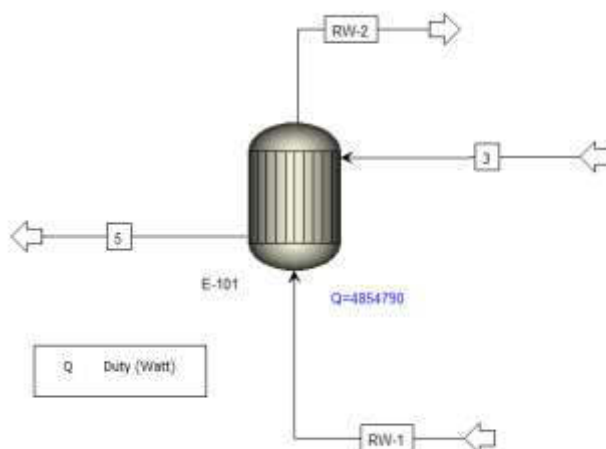
Porém, o objetivo era projetar um equipamento em que a menor temperatura de aproximação (MAT), ou seja, a diferença entre as temperaturas de saída do fluido frio e de entrada do fluido quente, fosse de 10 °C. Isso impossibilitava o uso de cw, pois, como discutido anteriormente, o CO₂ precisava ser resfriado a 25 °C para manter a estabilidade do processo. Por conta disso, optou-se por utilizar água refrigerada (*rw* – *refrigerated water*), cuja temperatura seria 5 °C na entrada do condensador e 15 °C na saída (Turton *et al.*, 2018).

O software Aspen Plus foi utilizado para determinar a área de troca térmica necessária para o condensador E-101 por ser mais detalhado e possuir mais ferramentas de cálculo do que o DWSIM. O calor específico da água foi considerado 4,54 kJ/kg.K a 5 °C, valor fornecido pelo próprio simulador. Como o calor trocado por E-101 era conhecido (Tabela 4), foi possível determinar a quantidade de água refrigerada necessária para condensar o CO₂ nas condições de processo, por meio de um balanço de energia:

$$\begin{aligned} -4845 \text{ kW} &= \dot{m} \times 4,54 \text{ kJ/kg.K} \times (5 - 15) \text{ °C} \\ \rightarrow \dot{m} &= 106,7 \text{ kg/s} \approx 385.000 \text{ kg/h} \end{aligned} \quad (27)$$

O tipo de trocador utilizado nos cálculos era um *HeatX* modelo *shortcut* com fluxo em contracorrente, como indicado na Figura 18, o qual possibilitava a troca térmica entre a corrente de CO₂ saída da turbina e a água refrigerada nas condições operacionais do processo simulado no DWSIM. Através do modo de cálculo *design*, foi possível fixar que a fração de vapor na saída da corrente quente seria zero, permitindo a condensação completa do dióxido de carbono.

Figura 18 - Condensador E-101 do ciclo simples simulado no Aspen Plus.



Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

O calor trocado em E-101 foi 0,21% menor no Aspen Plus (4854 kW) em relação ao calculado pelo DWSIM (4864 kW), indicando a similaridade do balanço energético realizado por ambos os simuladores. A área de troca térmica requerida pelo condensador no Aspen Plus foi de 297 m², de modo que se optou por utilizar 300 m² no cálculo do custo desse equipamento.

De forma similar, o Aspen Plus foi utilizado para determinar a área de troca térmica de E-102, entre a corrente quente do gás retirado das caldeiras da usina e a corrente fria de CO₂ saída da bomba a 200 bar. O trocador de calor também era do tipo *HeatX*, modelo *shortcut* com fluxo em contracorrente e o cálculo foi realizado utilizando o modo de *design*. Além de fixar que MAT = 10 °C, especificou-se que a temperatura de saída da corrente fria deveria ser 150 °C, como avaliado anteriormente. O resultado foi uma troca térmica de 5707 kW, valor aproximadamente 0,87% maior do que o encontrado no DWSIM. A área de troca térmica calculada foi 384 m², maior do que a requerida pelo condensador, cuja transferência de calor é mais eficiente.

O trocador de calor tipo casco e tubo é o recomendado para condensadores e quando a troca térmica é realizada entre dois gases, como em E-101 e E-102, com o sCO₂ geralmente circulando no tubo. Para minimizar o impacto da expansão térmica, optou-se pelo trocador com cabeçote flutuante. A quantidade de passes no casco é um dos fatores que influencia no custo do equipamento e pode ser determinada a

partir da equação abaixo, dependendo das temperaturas das correntes de entrada “e” e saída “s” (Woods, 2007; Marchionni; Bianchi; Tassou, 2020).

$$\text{Passes}_{\text{casco}} = \frac{(T_{\text{quente},e} - T_{\text{quente},s}) + (T_{\text{fria},s} - T_{\text{fria},e})}{(T_{\text{quente},e} - T_{\text{fria},e})} \quad (28)$$

A quantidade de passes de E-101 e E-102 está indicada na Tabela 8.

Tabela 8 - Quantidade de passes dos trocadores tipo casco e tubo do ciclo simples.

Trocador de calor	Taxa de temperatura	Número de passes no casco
E-101	0,8	1
E-102	1,5	3

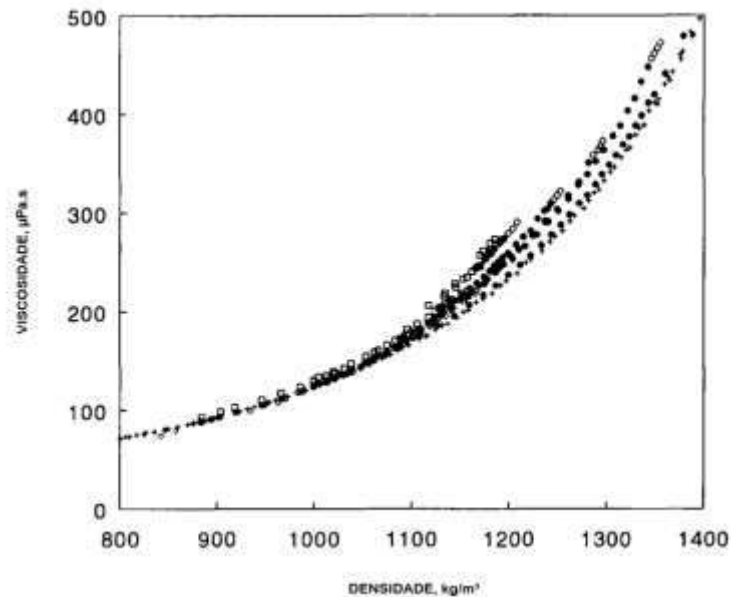
Fonte: Adaptado de Woods (2007).

A escolha da bomba P-101 foi baseada na viscosidade do dióxido de carbono líquido. Na sucção da bomba simulada no DWSIM, os 100.000 kg/h de fluido a 55 °C e 64,5 bar apresentavam vazão volumétrica de 140,1 m³/h. Assim, a densidade do CO₂, ou seja, a razão entre a sua massa e o volume, foi calculada como:

$$\rho = \frac{\dot{m}}{\dot{V}} = \frac{100.000 \text{ kg/h}}{140,1 \text{ m}^3/\text{h}} = 713 \text{ kg/m}^3 \quad (29)$$

A Figura 19, adaptada de Van der Gulik e El Kharraz (1995), apresenta a relação entre a densidade do dióxido de carbono líquido e a sua viscosidade. Pelo comportamento do gráfico, pode-se inferir que a viscosidade do fluido de trabalho na sucção da bomba será menor que 100 µPa.s. Para viscosidades menores que 300 mPa.s, Woods (2007) recomenda o uso de bombas centrífugas.

Figura 19 - Coeficiente de viscosidade do dióxido de carbono em função da densidade em temperaturas de 220, 230, 240, 260 e 280 K.



Fonte: Adaptado de Van der Gulik; El Kharraz (1995).

Em indústrias de petróleo, petroquímicas e de gás natural, a norma API 610/ISO 13709 (American Petroleum Institute, 2004) especifica que as bombas centrífugas que requerem mais de 300 kW por estágio podem requisitar características especiais de construção que devem ser acordadas entre o comprador e o vendedor do equipamento. Apesar do sistema analisado neste trabalho pertencer a outro tipo de indústria, o valor real de P-101 também pode se distanciar do calculado teoricamente, visto que o trabalho requerido era maior do que 600 kW.

Ainda que as turbinas a gás do tipo axial sejam as mais utilizadas em plantas de produção de potência, turbinas radiais podem ser eficientes em sistemas que trabalhem entre 1 kW e 2 MW, como o ciclo analisado neste estudo. Em menores pressões, turbinas radiais são mais vantajosas por conseguirem acomodar uma taxa de expansão de 9 para 1 em um único estágio, ao contrário das axiais que geralmente necessitariam de três estágios (Mowill e Axelsson, 2025). Como J-101 possui 1432 kW de trabalho de eixo, optou-se por realizar a análise econômica utilizando-se uma turbina radial movida a gás.

O preço de venda da energia elétrica excedente pela usina foi calculado com base nos dados da safra de 2024/25 (Bouças, 2025), considerando que a energia produzida pela turbina seria vendida pelo mesmo valor.

$$\text{Preço de venda} = \frac{\text{Receita líquida}}{\text{Energia exportada}} = \frac{\text{R\$ } 233.345.000,00}{788.900 \text{ mWh}} = 295,79 \text{ R\$/MWh} \quad (30)$$

Dessa forma, a receita gerada pela adição do ciclo de produção de potência à usina poderia ser calculada com base no preço de venda da energia e na quantidade produzida durante o ano.

Com a cotação do dólar a R\$ 5,39 no final de outubro de 2025 (Banco Central do Brasil, 2025), foi possível calcular o preço da eletricidade em \$/GJ:

$$\text{Preço da eletricidade} = 295,79 \text{ R\$/MWh} \times \frac{1 \text{ MWh}}{3,6 \text{ GJ}} \times \frac{\$ 1}{\text{R\$ } 5,39} = 15,24 \text{ \$/GJ} \quad (31)$$

Esse valor foi utilizado para calcular o custo das utilidades da bomba e da turbina. Para o trocador de calor E-102, considerou-se custo zero, pois a utilidade quente seria o gás coletado das caldeiras da usina, sem custo adicional. Além disso, o custo da água refrigerada para o condensador E-101 também foi ignorado.

5.2.2. Viabilidade econômica do ciclo de produção de potência

Como o projeto baseava-se na expansão de uma Usina já existente, assumiu-se que não seria necessário comprar e desenvolver um novo terreno, apenas realizar algumas adequações no local atual. Assim, o cálculo do custo das instalações físicas da planta foi baseado no Custo Total de Módulo, não no “*Grassroots*”.

Os impostos incidentes sobre o faturamento foram estimados em 34%, como discutido no tópico 4.2.1 A taxa de juros anual (r) foi mantida conforme o padrão de 15% utilizado pelo programa. A média salarial de um operador de usina foi estimada como R\$ 3 mil por mês (Glassdoor, 2025). Considerando os 12 meses do ano e o décimo terceiro, o custo por operador em um ano seria de 39 mil reais ou 7,24 mil dólares. A quantidade de operadores na planta depende da quantidade e do tipo de equipamento utilizado.

5.2.2.1. Planilha CAPCOST – Método de Turton

Para calcular o custo dos equipamentos pelo método de Turton (Tabela 9), foi necessário extrapolar a faixa de atuação dos modelos padrões presentes no programa CAPCOST, descritos na Tabela 3. Os trocadores de calor do tipo casco e tubo com cabeçote flutuante precisaram ter sua pressão máxima ampliada de 140 para 200 barg. Da mesma forma, a bomba centrífuga passou de 100 para 200 barg, além de ter o seu tamanho máximo expandido de 300 para 630 kW. Sem essas alterações, teria sido impossível utilizar as correlações expressas por (Turton *et al.*, 2018); entretanto, deve-se destacar novamente a possível existência de discrepâncias entre os custos calculados e os reais. Após realizar as devidas extrapolações, os valores operacionais foram inseridos na planilha CAPCOST, que calculou automaticamente os custos dos equipamentos.

Tabela 9 – Cálculo do custo dos equipamentos pelo método de Turton utilizando planilha CAPCOST.

Unidade	Tipo do equipamento	Material de construção	Custo de compra do equipamento (\$)	Custo básico do módulo (\$)
E-101	Trocador de calor (cabeçote flutuante)	Aço carbono/aço carbono	101.000	321.000
E-102	Trocador de calor (cabeçote flutuante)	Aço carbono/aço carbono	189.000	588.000
P-101	Bomba centrífuga	Aço carbono	1.070.000	1.860.000
J-101	Turbina radial	Aço carbono	452.000	1.580.000
Total	-	-	1.812.000	4.349.000

Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

O custo total do módulo foi calculado pelo CAPCOST como \$ 5.130.000,00 e o custo de mão de obra como \$ 86.827,00. As utilidades do processo estão descritas na Tabela 10.

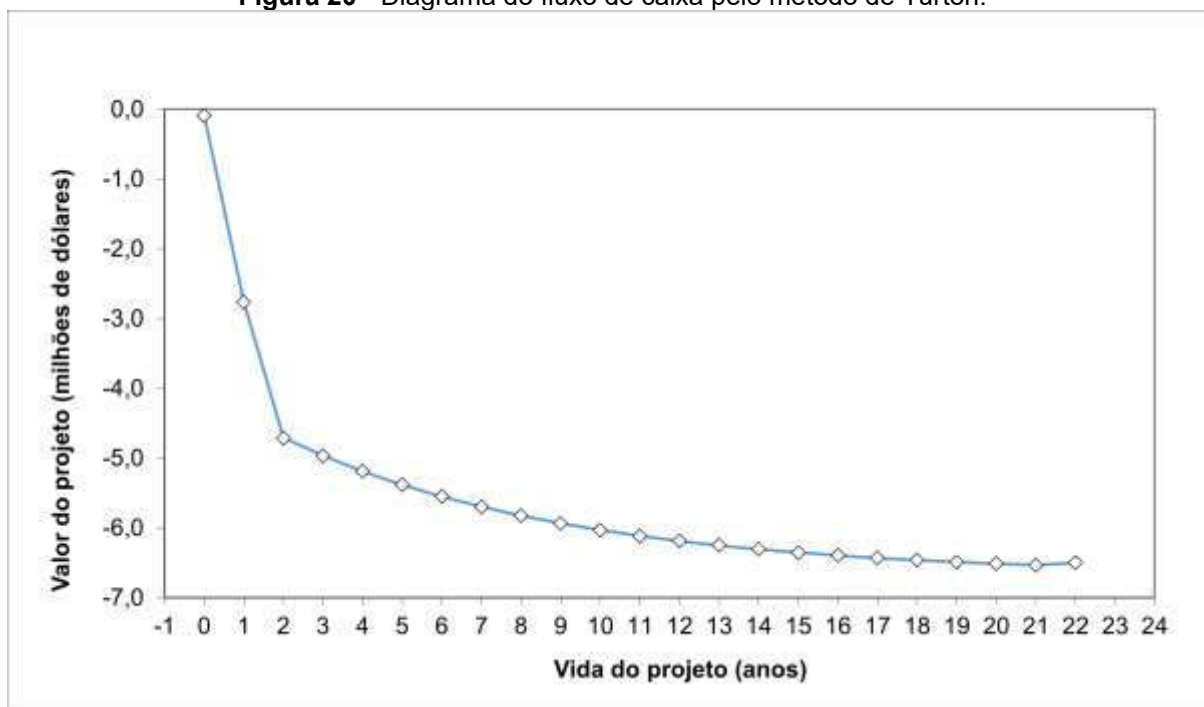
Tabela 10 – Cálculo do custo das utilidades pelo método de Turton utilizando planilha CAPCOST.

Unidade	Custo de módulo total (\$)	Utilidade	Uso real (kW)	Custo anual (\$)
E-101	379.000	Água refrigerada	4850	-
E-102	694.000	Gás da usina	5570	-
J-101	1.870.000	Eletricidade	1430	(653.000)
P-101	2.190.000	Eletricidade	620	283.000
Total	5.130.000	-	-	(370.000)

Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

A Figura 20 representa a análise do fluxo de caixa do ciclo em sua vida útil, considerando depreciação linear e 2 anos de construção. Nota-se que o valor do investimento e do custo de manufatura é muito maior do que a receita que poderia ser gerada com a venda do excedente de eletricidade ao longo dos anos. Dessa forma, o projeto apresentou resultados negativos, demonstrado pelo seu VPL de \$ -6,50 milhões.

Figura 20 - Diagrama do fluxo de caixa pelo método de Turton.



Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

5.2.2.2. Planilha CAPCOST – Método de Woods

Devido às extrapolações necessárias para calcular o custo dos equipamentos pelo método de Turton *et al.* (2018), utilizou-se o método de Woods (2007) para avaliar se os resultados negativos obtidos anteriormente eram consequências dessas adequações ou não. Assim, calculou-se o custo de compra e de módulo básico de cada equipamento e inseriu-se esses valores manualmente na aba *Equipments Summary*. O restante dos cálculos seguiu o modelo padrão do programa CAPCOST.

Para a bomba, optou-se pelo modelo API-610, cujos dados de referência estão apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 - Dados de referência para a bomba API-610 pelo método de Woods.

Referência	Valor
Custo base (\$)	20.000
Capacidade (L/s) x altura (m)	2.000
n	0,75
$L + M^*$	1,72
CEPCI	1000

Fonte: Woods (2007).

Como a vazão volumétrica do fluido na entrada da bomba era 140,1 m³/h de acordo com o DWSIM, a sua capacidade em L/s era de 38,92 L/s.

A altura H foi calculada utilizando a equação fornecida por Peters, Timmenhaus e West (2003) a partir da vazão volumétrica $\dot{V}$ em m³/s, da densidade ρ em kg/m³ (obtida no item 5.2.1), do trabalho de eixo da bomba W em kW e da gravidade ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$).

$$H = \frac{W \times 10^3}{\dot{V} \rho g} = \frac{620,4 \text{ kW} \times 10^3}{0,0389 \text{ m}^3/\text{s} \times 713 \text{ kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2} = 2280 \text{ m} \quad (32)$$

Dessa forma, foi possível calcular a capacidade (L/s) x altura (m) para a bomba que deveria ser projetada, obtendo-se um valor de 88.698 L.m/s. Esse resultado estava dentro da faixa considerada para o equipamento padrão do método de Woods (2007), de 1000 a 100000 L.m/s. Portanto, o custo do equipamento ajustado para o tamanho real era de:

$$C_a = 20.000 \left(\frac{88.698}{2.000} \right)^{0,75} = \$ 343.710,21 \quad (33)$$

Para ajustar a pressão, foi necessário interpolar os valores fornecidos como referência por Woods (2007) e o resultado obtido para a pressão de sucção está representado na Tabela 12.

Tabela 12 - Fatores de pressão para bomba API-610.

Pressão (MPa)	Fator de pressão
3,6	1,5
7	1,92
Pressão de sucção = 6,45	1,85

Fonte: Adaptado de Woods (2007).

Dessa forma, o custo de compra da bomba ajustado à pressão era de \$ 636.571,23. A instrumentação necessária para uma bomba era \$ 7.000,00, de acordo com Woods (2007). Com o valor de $L + M^*$ indicado na Tabela 11, foi possível calcular o custo $L + M$ como \$ 1.094.903,04, seguindo a equação 20.

Para a turbina, optou-se pelo modelo movido a gás, cujos dados de referência estão apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 - Dados de referência para a turbina movida a gás pelo método de Woods.

Referência	Valor
Custo base (\$)	2.000.000
Potência (kW)	5.000
n	0,8
$L + M^*$	1,5
CEPCI	1000

Fonte: Woods (2007).

Como a potência da turbina J-101 era 1432 kW e esse valor estava dentro da faixa considerada para o equipamento padrão do método de Woods, de 1.000 a 30.000 kW, o custo do equipamento ajustado para o tamanho real era de \$ 735.551,79. Nesse caso, não era necessário realizar um ajuste de pressão pois esse não é um fator limitante para turbinas.

A instrumentação necessária para uma turbina também seria \$ 7.000,00, de acordo com Woods (2007). Com o valor de $L + M^*$ indicado na Tabela 13, foi possível calcular o custo $L + M$ como \$ 1.110.327,69.

O condensador E-101 e o trocador de calor E-102 foram estimados utilizando um trocador do tipo casco e tubo com cabeçote flutuante como base, cujos dados de referência estão apresentados na Tabela 14.

Tabela 14 - Dados de referência para o trocador de calor casco e tubo pelo método de Woods.

Referência	Valor
Custo base (\$)	70.000
Área de troca térmica (m ²)	100
n	0,71
$L + M^*$	2,8
CEPCI	1000

Fonte: Woods (2007).

Como a faixa de atuação desse equipamento era de 20 a 2.000 m², pôde-se calcular o custo ajustado para ambas as unidades do ciclo analisado, sem a necessidade de se ajustar a pressão. O custo de instrumentação de um condensador e de um trocador de calor é de \$ 40.000 e \$ 27.000, respectivamente (Woods, 2007). Portanto, com o valor de $L + M^*$ indicado na Tabela 14, foi possível calcular o custo $L + M$, apresentado na Tabela 15.

Tabela 15 – Cálculo dos custos relacionados aos trocadores de calor pelo método de Woods utilizando planilha CAPCOST.

Custo (\$)	E-101	E-102
Custo do equipamento	152.705,31	181.958,86
$L + M$	427.574,86	536.484,81

Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

Para o custo de módulo físico, considerou-se um adicional de 18% do custo de compra de cada unidade; o restante das despesas indiretas foi estimado em 40% de $L + M$. Dessa forma, os custos básicos de módulo dos equipamentos do ciclo estão indicados na Tabela 16, ajustados para a inflação de 2025.

Tabela 16 – Cálculo dos custos básicos de módulo pelo método de Woods utilizando planilha CAPCOST.

Equipamento	Custo do módulo físico (\$)	Custo básico do módulo (\$)	Custo básico do módulo em 2025 (\$)	Diferença para o método de Turton
P-101	1.216.485,91	1.657.247,13	1.303.259,14	-30%
J-101	1.242.727,01	1.686.858,09	1.326.545,20	-16%
E-101	495.061,82	682.091,76	536.396,96	+67%
E-102	569.237,41	783.831,33	616.404,96	+4,8%

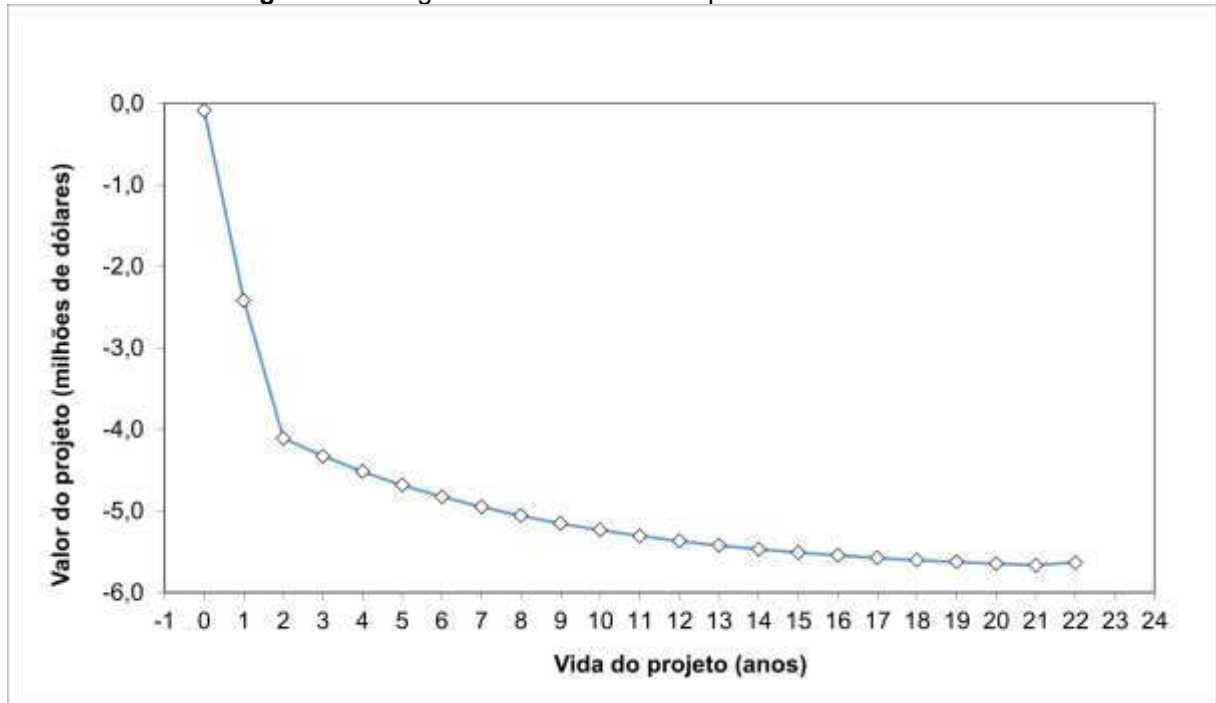
Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

Nota-se que a maior discrepância entre o valor obtido pelo método de Woods e o de Turton foi encontrada no condensador E-101, enquanto que o trocador de calor E-102 foi estimado de forma praticamente idêntica pelos dois métodos. Apesar disso, os custos continuaram altos, indicando que as extrapolações realizadas no método de Turton não foram as únicas responsáveis pelo resultado negativo obtido.

O custo total do módulo foi calculado pelo CAPCOST como \$ 4.460.000,00 e o custo de mão de obra como \$ 94.068,00. A Figura 21 representa a análise do fluxo de caixa do ciclo em sua vida útil, considerando depreciação linear e 2 anos de construção. O projeto apresentou resultados negativos, demonstrado pelo seu VPL de \$ -5,63 milhões, um pouco abaixo em relação ao encontrado utilizando o método

de Turton para estimar o custo dos equipamentos, mas ainda impossibilitando a viabilidade do investimento.

Figura 21 - Diagrama do fluxo de caixa pelo método de Woods.



Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

5.2.2.3. Planilha CAPCOST – Custo de equipamentos reais

Uma terceira alternativa explorada para avaliar o custo das unidades foi a busca em sites de venda na internet por equipamentos similares, que pudessem ser ajustados para estimar o seu preço nas condições operacionais do ciclo. Além disso, as correlações de (Turton *et al.*, 2018) de F_{BM} ou B_1 e B_2 foram utilizadas para calcular o custo básico do módulo.

Para a bomba P-101, a referência encontrada era do tipo API-610 e capaz de trabalhar em altas pressões de até 420 bar. As suas características estão descritas na Tabela 17, juntamente com os parâmetros fornecidos por (Turton *et al.*, 2018) para esse tipo de equipamento.

Tabela 17 - Dados de referência para a bomba API-610 encontrada na internet.

Referência	Valor
Custo base (\$)	45.000
Altura (m)	3.000
n	0,6
B_1	1,89
B_2	1,35

Fonte: Turton *et al.* (2018); Made-in-China (2025a).

A turbina utilizada como referência para J-101 era do tipo a gás, capaz de gerar até 11 MW de potência. As suas características estão descritas na Tabela 18, juntamente com os parâmetros fornecidos por (Turton *et al.*, 2018) para esse tipo de equipamento.

Tabela 18 - Dados de referência para a turbina a gás J-101 encontrada na internet.

Referência	Valor
Custo base (\$)	6.160.000,00
Potência (kW)	11.350
n	0,84
F_{BM}	1,38

Fonte: Turton *et al.* (2018); USP&E Global (2025).

O condensador industrial utilizado como referência para E-101 foi escolhido por suportar pressões de até 100 bar, se adequando em sistemas como o ciclo estudado. Entretanto, a área de troca térmica era menor, o que poderia fazer com que a extrapolação realizada para calcular o custo do equipamento do projeto não representasse de forma fiel a realidade. As características do modelo base estão descritas na Tabela 19, juntamente com os parâmetros fornecidos por (Turton *et al.*, 2018) para esse tipo de equipamento.

Tabela 19 - Dados de referência para o condensador E-101 encontrado na internet.

Referência	Valor
Custo base (\$)	20.000
Área de troca térmica (m ²)	100
n	0,59
B_1	1,63
B_2	1,66

Fonte: Turton *et al.* (2018); Made-in-China (2025b).

No caso do trocador de calor E-102, a referência encontrada cita equipamentos que podem trabalhar em até 1000 bar em aplicações especiais como reatores de alta

pressão e ciclos de amônia/ureia. Não foi possível determinar um preço exato para um equipamento condizente com o ciclo estudado, mas sabendo que trocadores de escala industrial (entre 100 e 500 m²) podem custar de 40 a 150 mil dólares, estimou-se 100 mil dólares como custo mínimo, sabendo que esse valor poderia incluir unidades capazes de atuar em altas pressões (Taishan, 2025). As características do modelo base estão descritas na Tabela 20, juntamente com os parâmetros fornecidos por (Turton *et al.*, 2018) para esse tipo de equipamento.

Tabela 20 - Dados de referência para o trocador de calor E-102 encontrado na internet.

Referência	Valor
Custo base (\$)	100.000
Área de troca térmica (m ²)	100
n	0,59
B_1	1,63
B_2	1,66

Fonte: Turton *et al.* (2018); Taishan (2025).

Os custos básicos de cada módulo, indicados na Tabela 21, foram calculados com base nos dados encontrados nas referências de preço utilizadas e nas equações de Turton.

Tabela 21 – Cálculo dos custos básicos de módulo pelo método de Turton a partir de dados reais.

Equipamento	Custo de compra do equipamento ajustado para a sua capacidade (\$)	Custo básico do módulo em 2025 (\$)	Diferença para o método de Turton
P-101	38.159,82	123.637,82	-93%
J-101	1.082.384,14	1.493.690,11	-5,5%
E-101	38.241,20	125.813,55	-0,61%
E-102	221.184,87	727.698,23	+23%

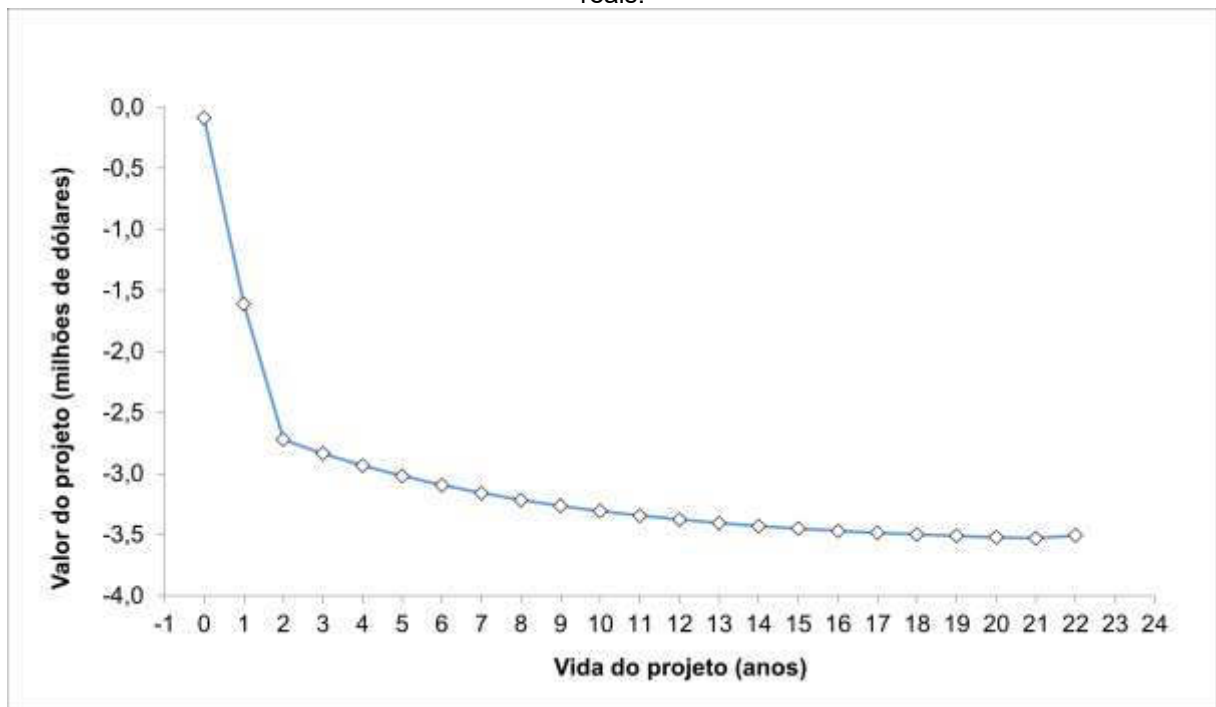
Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

É possível inferir que as estimativas dos custos da turbina e do condensador foram plausíveis, por estarem próximos ao obtido pelo modelo de Turton (Turton *et al.*, 2018). O trocador de calor E-102 foi o único a apresentar um valor maior do que o estimado anteriormente, provavelmente por ter sido extrapolado para altas pressões. Já a bomba apresentou maior divergência entre o valor calculado pelo método de Turton e o estimado usando dados reais, indicando a divergência esperada existente quando a faixa de pressão da unidade básica indicada por Turton *et al* (2018) precisa

ser extrapolada para valores acima do especificado, como era o caso do sistema analisado.

O custo total do módulo foi calculado pelo CAPCOST como \$ 2.920.000,00 e o custo de mão de obra como \$ 94.068,00, assim como no método de Woods. A Figura 22 representa a análise do fluxo de caixa do ciclo em sua vida útil, considerando depreciação linear e 2 anos de construção. O projeto apresentou resultados negativos, demonstrado pelo seu VPL de \$ -3,42 milhões, abaixo do encontrado pelos dois métodos anteriores para estimar o custo dos equipamentos, mas ainda assim impossibilitando a viabilidade do investimento.

Figura 22 - Diagrama do fluxo de caixa pelo método de Turton a partir de dados de equipamentos reais.



Fonte: Elaborado pela própria autora (2025).

5.2.3. Cálculo do LCOE

Como o projeto apresentou resultados negativos, o LCOE foi utilizado para verificar qual seria o valor mínimo de venda da energia elétrica pelas usinas para que ele fosse viável. No sistema estudado, o combustível seria o valor de aquisição do fluido de trabalho (CO_2) e os investimentos e COM_d poderiam ser obtidos pela planilha

CAPCOST. A produção anual de energia elétrica foi calculada com base no trabalho útil do sistema ao operar 22,8 horas por dia, 365 dias por ano:

$$Eletricidade = (1430 - 620)\text{kWh} \frac{1 \text{ MWh}}{1000 \text{ kWh}} \times 8322 \text{ h} = 6740,82 \text{ MW} \quad (34)$$

Considerando a taxa anual r como 15% e a vida útil do projeto de 20 anos, foi possível realizar a análise de custos e produção de eletricidade para cada ano, como indicado na Tabela 22.

Tabela 22 - Análise de custos e produção de eletricidade anual.

Ano	$(1 + r)^{-t}$	Custos anuais (\$) x	Eletricidade (MW) x
		$(1 + r)^{-t}$	$(1 + r)^{-t}$
0	1	3.008.000,00	-
1	0,869565	286.104,94	5861,583
2	0,756144	248.786,90	5097,028
3	0,657516	216.336,43	4432,199
4	0,571753	188.118,64	3854,086
5	0,497177	163.581,42	3351,379
6	0,432328	142.244,72	2914,242
7	0,375937	123.691,06	2534,124
8	0,326902	107.557,44	2203,586
9	0,284262	93.528,21	1916,162
10	0,247185	81.328,88	1666,228
11	0,214943	70.720,76	1448,893
12	0,186907	61.496,31	1259,907
13	0,162528	53.475,06	1095,572
14	0,141329	46.500,05	952,671
15	0,122894	40.434,82	828,4095
16	0,106865	35.160,72	720,3561
17	0,092926	30.574,54	626,3966
18	0,080805	26.586,55	544,6927
19	0,070265	23.118,74	473,6458
20	0,061100	20.103,25	411,8659
Total	6,25933	5.067.449,43	42193,03

Fonte Elaborado pela própria autora (2025).

A partir dos dados expostos na Tabela 22, foi possível determinar o LCOE em \$/MWh e convertê-lo para R\$/MWh.

$$LCOE = \frac{\$5,067,449,43}{42.193,03 \text{ MWh}} = 120,10 \$/\text{MWh} = 647,35 \text{ R}\$/\text{MWh} \quad (35)$$

Portanto, para que o ciclo de potência aquecido pelo gás proveniente das caldeiras da usina fosse viável, o preço de venda da energia elétrica excedente teria que ser pelo menos 119% maior do que o valor atual negociado de 295,79 R\$/MWh pelas usinas.

6. CONCLUSÃO

A partir dos resultados obtidos neste trabalho, concluiu-se que não seria possível reaproveitar parcialmente os gases gerados na queima do bagaço de cana-de-açúcar para a produção de potência em ciclos nos quais o CO₂ atuaria como gás de expansão. O sistema estudado no software DWSIM apresentou baixa eficiência termodinâmica, mesmo quando testado em diferentes configurações de ciclo. Os ciclos de Rankine com tCO₂ apresentaram eficiência de cerca de 14%, os maiores valores dentre todos os analisados. Mesmo que esses ciclos tivessem se mostrado viáveis economicamente, eles trariam dificuldades ao serem implementados por precisarem condensar o CO₂ em temperaturas abaixo da temperatura ambiente do local da usina.

Entretanto, a análise econômica realizada no programa CAPCOST mostrou que a receita obtida com a venda da energia elétrica produzida por esse ciclo não seria suficiente para justificar o investimento desse sistema pela usina. Mesmo explorando diferentes alternativas para estimar o custo dos equipamentos necessários, o projeto continuou apresentando resultados negativos, com VPL de \$ - 3,42 milhões. O ciclo só seria viável caso as usinas conseguissem vender a energia elétrica excedente por 647,35 R\$/MWh, um valor 119% maior do que o preço praticado atualmente.

7. PERSPECTIVAS DE TRABALHOS FUTUROS

Uma possibilidade para melhorar a condensação nos ciclos com $t\text{CO}_2$ seria utilizar uma mistura binária contendo CO_2 e um fluido orgânico com maior temperatura crítica (Wang; Peng; Zhang, 2021). Isso poderia reduzir os custos de implementação do projeto sem diminuir a eficiência, tornando-o viável para aplicação industrial.

Ainda assim, apesar do ciclo estudado não ter sido viável para a utilização da fonte de calor proveniente da usina sucroalcooleira, ele poderia ser adaptado para uso com fontes solares ou geotérmicas, especialmente em sistemas de menor escala, ou com alguma fonte de calor residual de maior temperatura. Para isso, mais estudos deverão ser realizados, preferencialmente em regiões cuja temperatura ambiente é mais baixa do que a de Américo Brasiliense.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries**: ANSI/API STANDARD 610. 10 ed. Washington DC, USA: [s. n.], 2004. 194 p.

ASPEN Plus: Process Simulation for Chemicals. v. 12. Belford: Aspen Technology Inc, 2021.

BANCO CENTRAL DO BRASIL. **Cotações e Boletins**, 2025. Disponível em: <https://www.bcb.gov.br/estabilidadefinanceira/historicocotacoes>. Acesso em 06 nov. 2025.

BERGAMINI, L.; VESCOVO, C.; MILONE, F. Centrifugal pumps for CO₂ applications. *In*: INTERNATIONAL PUMP USER SYMPOSIUM, 27., 2011, Houston. **Proceedings** [...]. DOI:10.21423/R1DP8X.

BOUÇAS, C. Vendas menores fazem o lucro da São Martinho cair 83% no 4º trimestre de 2024/25. **NovaCana**, Curitiba, 24 jun. 2025. Disponível em: <https://www.novacana.com/noticias/vendas-menores-fazem-lucro-sao-martinho-cair-83-4-trimestre-2024-25-240625>. Acesso em 21 out. 2025.

CARDOSO, T. F. **Cogeração de energia através do bagaço de cana-de-açúcar: revisão de literatura**. 2011. Tese (Mestrado em Gestão de Produção Sucoenergética) – Centro de Ciências Agrárias, Universidade Federal de São Carlos, Sertãozinho, 2011.

CLIMATOLOGIA e histórico de previsão do tempo em Américo Brasiliense, BR. **Climatempo**, 2025. Disponível em: <https://www.climatempo.com.br/climatologia/2197/americobrasiliense-sp>. Acesso em 24 set. 2025.

DA SILVA, M. L.; FONTES, A. A. Discussão sobre os critérios de avaliação econômica: valor presente líquido (VPL), valor anual equivalente (VAE) e valor esperado da terra. **Rev. Árvore**, v. 29, n. 6, p. 931-936, dez. 2005. DOI: 10.1590/S0100-67622005000600012.

DANFOSS. **Coolselector®2**. [2020]. Disponível em: <https://www.danfoss.com/pt-br/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2>. Acesso em 01 set. 2022.

DANTAS FILHO, P. L. **Análise de custos na geração de energia com bagaço de cana-de-açúcar**: um estudo de caso em quatro usinas de São Paulo. Dissertação (Programa de Pós-Graduação em Energia) - Escola Politécnica / Faculdade de Economia e Administração / Instituto de Eletrotécnica e Energia / Instituto de Física, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

DIAS, J. L. S. P. **A utilização de equações de estado (EE) na predição de propriedades termodinâmicas de sistemas biocombustíveis**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Química) – Faculdade de Engenharia Química, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2017.

DWSIM: Chemical Process Simulation for Everyone. [2025]. Disponível em: <https://dwsim.org/index.php/download/>. Acesso em 02 out. 2025.

EUROPEAN FLUOROCARBONS TECHNICAL COMMITTEE. Hydrocarbon GWPs and Indirect GWPs, 2024. Disponível em: <https://www.fluorocarbons.org/environment/climate-change/>. Acesso em 10 nov. 2025.

GLASSDOOR. **Salários de Operador de Usina**, 2025. Disponível em: https://www.glassdoor.com.br/Sal%C3%A1rios/operador-de-usina-sal%C3%A1rio-SRCH_KO0,17.htm. Acesso em 06 nov. 2025.

HASSAN, T. N.; MANJI, S. T. Simulating Combined Cycle and Gas Turbine Power Plant under Design Condition using Open-Source Software DWSIM. *ARO-The Scientific Journal of Koya University*, v. 11, n. 1, p. 60-71, fev. 2023. DOI: 10.14500/aro.11098.

HU, B. *et al.* Optimization of low temperature organic Rankine power generation system. **Energy Reports**, v. 8, p. 129-138, jun. 2022. DOI: 10.1016/j.egy.2022.01.101.

IGLESIAS, J. M. C. **Simulação de Sistemas Térmicos para Gerenciamento Energético de Usina Sucroalcooleira**. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, 2009.

IMARC Group. Carbon Dioxide Prices, Trend, Chart, Demand, Market Analysis, News, Historical and Forecast Data Report 2025 Edition. **IMARC Group**, 2025. Disponível em: <https://www.imarcgroup.com/carbon-dioxide-pricing-report>. Acesso em 20 set. 2025.

JACOBSEN, R. T.; PENONCELLO, S. G.; LEMMON, E. W. A fundamental equation for trichlorofluoromethane (R-11). **Fluid Phase Equilibria**, v. 80, p. 45-56, nov. 1992. DOI: 10.1016/0378-3812(92)87054-Q.

JENKINS, S. **2025 CEPCI updates**: February (prelim.) and January (final). Chemical Engineering, 2025. Disponível em: <https://www.chemengonline.com/2025-cepci-updates-february-prelim-and-january-final/>. Acesso em 30 jun. 2025.

LAGE, E. M.; AMORIM, F.; ZANETTE, T. (org.). **Uso de fluidos naturais em sistemas de refrigeração e ar condicionado**: artigos técnicos. Brasília: MMA, 2011. 170 p.

LIU, Y. *et al.* Thermodynamic comparison of CO2 power cycles and their compression processes. **Case Studies in Thermal Engineering**, v. 21, 100712, out. 2020. DOI: 10.1016/j.csite.2020.100712.

MADE-IN-CHINA. **Heavy-Duty Axially Split Multi-Stage API 610 (BB3 type) Pump for High Pressure Refinery**, 2025a. Disponível em: <https://sanchangpump.en.made-in-china.com/product/TQyrCYmZbjpe/China-Heavy-Duty-Axially-Split-Multi-Stage-API-610-BB3-type-Pump-for-High-Pressure-Refinery.html>. Acesso em 07 nov. 2025.

MADE-IN-CHINA. **Industrial Tube and Shell Condenser Steam Condenser Tube Heat Exchanger**, 2025b. Disponível em: <https://jiangnan-cooler.en.made-in-china.com/product/gJPYjyNBwWA/China-Industrial-Tube-and-Shell-Condenser-Steam-Condenser-Tube-Heat-Exchanger.html>. Acesso em 07 nov. 2025.

MAGO, P. J. *et al.* An examination of regenerative organic Rankine cycles using dry fluids. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, n. 8-9, p. 998-1007, jun. 2008. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2007.06.025.

MARCHIONNI, M.; BIANCHI, G.; TASSOU, S. A. Review of supercritical carbon dioxide (sCO₂) technologies for high-grade waste heat to power conversion. **SN Appl. Sci.**, v. 2, 611, mar. 2020. DOI: 10.1007/s42452-020-2116-6.

MARTÍNEZ, L. C. J.; VALSECA, A. D. P.; LACOUTURE, J. L. F. Implementation of the DWSIM process simulator for thermodynamic analysis of supercritical N₂ Brayton cycle for advanced nuclear power plants. *In*: SNM Annual Congress, 35., 2024, Mexico City. **Conference paper** [...]. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/392560482_Implementation_of_the_DWSIM_process_simulator_for_thermodynamic_analysis_of_supercritical_N2_Brayton_cycle_for_advanced_nuclear_power_plants. Acesso em 07 out. 2025.

MAXWELL, C. Cost Indices. **Towering Skills**, ago. 2025. Disponível em: <https://toweringskills.com/financial-analysis/cost-indices/>. Acesso em 08 nov. 2025.

MOLIÈRE, M. *et al.* Supercritical CO₂ Power Technology: Strengths but Challenges. **Energies**, v. 17, n. 5, 1129, fev. 2024. DOI: 10.3390/en17051129.

MOWILL, J.; AXELSSON, L. Axial and radial turbines: how do they compare in the 1-to-3 Mw power range? **Turbomachinery International**, nov. 2012. Disponível em: <https://www.turbomachinerymag.com/view/turbomachinery-international-november-december-2025>. Acesso em 15 out. 2025.

PANOSSO, G. C. **Métodos de Simulação para Ciclos de Rankine**. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2003.

PAUL, S. *et al.* Material selection for supercritical CO₂ transport. *In*: THE FIRST INTERNATIONAL FORUM ON THE TRANSPORTATION OF CO₂ BY PIPELINE, 1., 2010, Gateshead. **Papers** [...] Abington: The Welding Institute, 2010. Disponível em: <https://www.twi-global.com/technical-knowledge/published-papers/material-selection-for-supercritical-co2-transport>. Acesso em: 10 nov. 2025.

PAUL, S.; SHEPHERD, R.; WOOLLIN, P. Selection of materials for high pressure CO₂ transport. *In*: THIRD INTERNATIONAL FORUM ON THE TRANSPORTATION OF CO₂ BY PIPELINE, 3., 2012, Newcastle. **Papers** [...] Cambridge: The Welding Institute, 2012. Disponível em: <https://www.twi-global.com/technical-knowledge/published-papers/selection-of-materials-for-high-pressure-co2-transport>. Acesso em: 10 nov. 2025.

PETERS, M. S.; TIMMENHAUS, K. D.; WEST, R. E. **Plant Design and Economics for Chemical Engineers**. 5 ed. New York: McGraw-Hill, 2003.

PROPP, W. A. *et al.* **Corrosion in supercritical fluids**. Idaho Falls: Idaho National Engineering Laboratory – Lockheed Idaho Technologies Co., 1996. 21 p. DOI: 10.2172/274146.

QUOILIN, S. *et al.* Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 22, p. 168-186, jun. 2013. DOI: 10.1016/j.rser.2013.01.028.

SÃO MARTINHO. **Perfil Corporativo**, 2018. Disponível em: <https://www.saomartinho.com.br/show.aspx?idCanal=/XcBADOSSZ3p+UCN0JJ7qg=>. Acesso em 20 out. 2025.

SEIERSTEN, M.; KONGSHAUG, K. O. Materials Selection for Capture, Compression, Transport and Injection of CO₂. *In*: THOMAS, D. C. (org.). **Carbon Dioxide Capture for Storage in Deep Geologic Formations**. [s.l.]: Elsevier Science, 2005. p. 937-953. DOI: 10.1016/B978-008044570-0/50143-4.

SETOR sucroenergético recebe mais benefícios em SP. **APLA – Arranjo Produtivo Local do Alcool**, 2013. Disponível em: <https://www.apla.org.br/setor-sucroenergetico-recebe-mais-beneficios-em-sp>. Acesso em 21 out. 2025.

SMITH, J. M. *et al.* **Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química**. 8. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2020.

STRANTZALI, E.; ARAVOSSIS, K.; LIVANOS, G. A. Evaluation of future sustainable electricity generation alternatives: The case of a Greek island. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 36, p. 775-787, set. 2017. DOI: 10.1016/j.rser.2017.03.085.

STRYJEK, R.; VERA, H. PRSV: An Improved Peng- Robinson Equation of State for Pure Compounds and Mixtures. **The Canadian Journal of Chemical Engineering**, v. 64, n. 2, p. 323-333, abr. 1986. DOI: 10.1002/cjce.5450640224.

SUPREMO julga válido IPI diferenciado para produção de açúcar conforme a região. **Consultor Jurídico**, São Paulo, 07 abr. 2017. Disponível em: <https://www.conjur.com.br/2017-abr-07/valido-ipi-diferenciado-producao-acucar-conforme-regiao/>.

TAISHAN. **Shell and Tube Heat Exchanger**, 2025. Disponível em: <https://pressure-tank.com/pressure-vessels/heat-exchanger/shell-and-tube-heat-exchanger/>. Acesso em 07 nov. 2025.

TANGSRIWONG, K. *et al.* Modeling of chemical processes using commercial and open-source software: A comparison between Aspen Plus and DWSIM. *In*: INTERNATIONAL CONFERENCE ON SUSTAINABLE ENERGY AND GREEN TECHNOLOGY, 249., 2019, Seattle. **Papers [...]** [s. l.]: IOP Conf. Ser: Earth Environ. Sci., 2020. v. 463, p. 11-14. DOI 10.1088/1755-1315/463/1/012057.

TURTON, R. *et al.* **Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Process**. 5. Ed. [s. l.]: Pearson Education, Inc., 2018.

USP&E Global. **11.3 MW 2011 Refurbished Solar Mars 100 Natural Gas Turbines Generator Sets**, 2025. Disponível em: <https://www.uspeglobal.com/listings/7696607-refurbished-11-3-mw-2011-refurbished-solar-mars-100-natural-gas-turbines-generator-sets>. Acesso em 07 nov. 2025.

VAN DER GULIK, P. S.; EL KHARRAZ, M. The viscosity of liquid carbon dioxide. **International Journal of Thermophysics**, v.16, n. 1, p.145-153, 1995. DOI: 10.1007/BF01438965.

VETTOR. Case de Sucesso: soluções em torres de resfriamento para a Usina São Martinho. **VETTOR**, 2025. Disponível em: https://www.vettor.com.br/pt/noticias/case-de-sucesso-solucoes-em-torres-de-resfriamento-para-a-usina-sao-martinho?fbclid=IwY2xjawN94Z1leHRuA2FlbQlzMABzcnRjBmFwcF9pZBAyMjlwMzkxNzg4MjAwODkyAAEeS8n7UCIza_UxV0FOj0yGpOyxif97A0oy9adnfk9NSiYCYGaXtLBI9SHYJj0_aem_WOnn4WjgPoBbiyrtOdGcWg. Acesso em 18 set. 2025.

WANG, E.; PENG, N.; ZHANG, M. System Design and Application of Supercritical and Transcritical CO₂ Power Cycles: A Review. **Frontiers in Energy Research**, v. 9, 723875, nov. 2021. DOI: 10.3389/fenrg.2021.723875.

WOODS, D. R. **Rules of Thumb in Engineering Practice**. 1. Ed. Weinheim: Wiley-VCH, 2007.