



**Pontifícia Universidade Católica
do Rio de Janeiro**

Gustavo Costa Moura de Rezende

**Avaliação e otimização de ciclos termodinâmicos
para aplicação em Waste to Energy (WtE)**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao
Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Florian Alain Yannick Pradelle

Rio de Janeiro,
Julho de 2026.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Professor Florian Alain Yannick Pradelle, por ter sido um dos motivadores a escolher a área de Termodinâmica e Máquinas Térmicas para conduzir meu estudo de conclusão de curso, e pelo grande suporte que me deu nesse período.

Aos demais integrantes do quadro de professores da Engenharia Mecânica na PUC-Rio, por tanto tempo dedicado a dar um ensino de excelência a seus alunos.

À PUC-Rio e todos os seus funcionários, que ajudam a tornar a faculdade um ambiente acolhedor e fomentador da busca pelo conhecimento.

À minha família, minha namorada e meus amigos que sempre estiveram ao meu lado durante esses anos de estudo, mesmo nos momentos mais difíceis.

RESUMO

Avaliação e otimização de ciclos termodinâmicos para aplicação em Waste to Energy (WtE)

O aumento da geração de resíduos sólidos urbanos (RSU) e a necessidade de alternativas sustentáveis para sua destinação tornam a tecnologia Waste-to-Energy uma opção promissora com o emprego de técnicas de recuperação energética de resíduos. Nesse sentido, esse trabalho se propôs a estudar métodos de otimização de ciclos termodinâmicos para a aplicação na incineração de RSU, incluindo análises energéticas, exergéticas e ambientais. Foi implementada em Microsoft Excel uma rotina de cálculos de propriedades termodinâmicas da água e do vapor segundo a formulação IAPWS-IF97, posteriormente validada por meio de comparação com tabelas termodinâmicas e com resultados disponíveis na literatura. Esses cálculos automatizados facilitaram a modelagem de um ciclo Rankine alimentado pela incineração de RSU, que foi complementado com um projeto de turbina a gás a partir de parâmetros de turbinas operacionais de geração de energia elétrica. Os resultados foram processados através de um método de planejamento de experimentos baseado na Metodologia da Superfície de Resposta (RSM), que permite identificar condições de otimização do ciclo para cada um deles. Foram projetados ciclos híbridos capazes de atingir eficiência energética de até 30,4%, superior a ciclos WtE convencionais.

Palavras chaves: Waste to Energy; Ciclos Termodinâmicos; Resíduos Sólidos Urbanos; Energia; Exergia.

ABSTRACT

Evaluation and optimization of thermodynamic cycles for Waste-to-Energy (WtE) applications

The increasing generation of municipal solid waste (MSW) and the need for sustainable waste management alternatives have made Waste-to-Energy (WtE) technology a promising solution through energy recovery from waste. In this context, the present study aimed to investigate optimization methods for thermodynamic cycles applied to the incineration of municipal solid waste, including energy, exergy, and environmental analyses. A computational routine was developed in Microsoft Excel to calculate the thermodynamic properties of water and steam based on the IAPWS-IF97 formulation, which was validated through comparisons with standard thermodynamic tables and results reported in the literature. These automated calculations facilitated the modeling of a Rankine cycle fueled by MSW incineration, which was further integrated with a gas turbine design based on the operating parameters of commercial power generation turbines. The simulation results were analyzed using a Design of Experiments approach based on Response Surface Methodology (RSM), enabling the identification of operating conditions that optimize the performance of each cycle configuration. Hybrid cycle configurations were developed, achieving thermal efficiencies of up to 30.4%, outperforming conventional Waste-to-Energy systems.

Key-words: Waste to Energy; Thermodynamic Cycles; Municipal Solid Waste; Energy; Exergy

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	12
1.1 Contextualização	12
1.2 Objetivos	14
1.3 Estrutura do TCC	14
2 REVISÃO DA LITERATURA	16
2.1 Experiência mundial com WtE	16
2.1.1 Tecnologias WtE e RSU pelo mundo	16
2.1.2 WtE com queima direta	18
2.2 Ciclos termodinâmicos	21
2.2.1 Ciclo Rankine	21
2.2.2 Ciclo Brayton	29
2.2.2.1 Compressor.....	30
2.2.2.2 Câmara de combustão.....	31
2.2.2.3 Turbina.....	31
2.2.3 Ciclo híbrido TG-Rankine.....	32
2.3 Estudos semelhantes.....	34
3 METODOLOGIA	36
3.1 Cálculo das propriedades termodinâmicas usando a formulação IAPWS..	36
3.2 Estudos de caso	43
3.3 Abordagem numérica	44
3.4 Planejamento via RSM	53
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	55
4.1 Validação do método de cálculo	55
4.1.1 Comparação com as tabelas termodinâmicas	55
4.1.2 Validação	56
4.2 Projeto da turbina a gás.....	60
4.3 Temperatura de combustão do RSU.....	62
4.4 Resultados das simulações com ciclo Rankine.....	65
4.4.1 Análise da eficiência energética.....	65
4.4.2 Análise da eficiência exergética.....	68

4.4.3	Análise da taxa de destruição total de exergia	72
4.4.4	Análise das emissões específicas	74
4.5	Resultados das simulações do ciclo híbrido	78
4.5.1	Análise da eficiência energética	79
4.5.2	Análise da eficiência exergética	82
4.5.3	Análise das emissões específicas	85
4.5.4	Análise das emissões específicas de CO_2	88
5	CONCLUSÃO	92
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	94
	ANEXO A – CLASSIFICADORES	98

Lista de figuras

Figura 1 - Gráficos de destinação de RSU no ano de 2022 em função da classe econômica do país e de sua região no globo. Fonte: COOK (2026, p.30).....	18
Figura 2 - Desenho esquemático da planta WtE de Zabalgardi. Fonte: Branchini (2012)	20
Figura 3 - Esquema do ciclo Rankine ideal simples. Fonte: Çengel (p. 561, 2012) ..	21
Figura 4 - Gráfico $T \times s$ comparativo entre as variações do ciclo Rankine. Fonte: Elaborado pelo autor (2026).....	22
Figura 5 - Representação de um trocador de calor. Fonte: ÇENGEL (p. 242, 2012).	29
Figura 6 - Esquema de um ciclo Brayton operando em regime aberto. Fonte: Çengel (p. 512, 2012).....	30
Figura 7 - Ciclo híbrido combinado entre TG e ciclo Rankine WtE. Fonte: Carneiro (2015), modificado pelo autor.....	33
Figura 8 - Gráfico $p \times T$ para distinção das regiões de cálculo IAPWS-IF97 e suas equações. Fonte: IAPWS (2007, p.4.).....	37
Figura 9 - Divisão da região 2 da IAPWS (2007) em três subregiões para as equações inversas. Fonte: IAPWS (2007, p.21).....	40
Figura 10 - Diagrama $T \times s$ de um ciclo Rankine com reaquecimento das simulações realizadas. Fonte: o autor, 2026.....	51
Figura 11 - Design do Planejamento Composto Central (PCC). Fonte: Bezerra, p.970, 2008.	54
Figura 12 - Processo iterativo para cálculo da temperatura de saída do gás quente (T_{gq}). Fonte: o autor, 2026.	65
Figura 13 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência energética do ciclo Rankine em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).	67
Figura 14 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência energética do ciclo Rankine em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).	67
Figura 15 – Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo para a eficiência energética. Fonte: o autor (2026).....	68
Figura 16 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência exergética do ciclo Rankine em função dos fatores A e B. Fonte: o autor (2026).	70

Figura 17 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência exergética do ciclo Rankine em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).	70
Figura 18 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência exergética do ciclo Rankine em função dos fatores B e C. Fonte: o autor (2026).	71
Figura 19 – Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo para a eficiência exergética. Fonte: o autor (2026).	71
Figura 20 - Superfície gerada pelo RSM para taxa de destruição de exergia total do ciclo Rankine em função dos fatores A e B. Fonte: o autor (2026).	73
Figura 21 - Superfície gerada pelo RSM para taxa de destruição de exergia total do ciclo Rankine em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).	73
Figura 22 - Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo para a taxa de destruição de exergia total no ciclo Rankine. Fonte: o autor (2026).	74
Figura 23 - Superfície gerada pelo RSM para as emissões específicas de CO_2 do ciclo Rankine em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).	76
Figura 24 - Superfície gerada pelo RSM para as emissões específicas de CO_2 do ciclo Rankine em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).	77
Figura 25 - Superfície gerada pelo RSM para as emissões específicas de CO_2 do ciclo Rankine em função dos fatores B e C. Fonte: o autor (2026).	77
Figura 26 - Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo para as emissões específicas de CO_2 no ciclo Rankine. Fonte: o autor (2026).	78
Figura 27 - Superfície gerada pelo RSM para a eficiência energética do ciclo híbrido em função dos fatores A e B. Fonte: o autor (2026).	80
Figura 28 - Superfície gerada pelo RSM para a eficiência energética do ciclo híbrido em função dos fatores B e C. Fonte: o autor (2026).	81
Figura 29 - Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo da eficiência energética no ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).	81
Figura 30 - Superfície gerada pelo RSM para a eficiência exergética do ciclo híbrido em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).	83
Figura 31 - Superfície gerada pelo RSM para a eficiência exergética do ciclo híbrido em função dos fatores B e C. Fonte: o autor (2026).	84

Figura 32 - Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo da eficiência exergética no ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).	84
Figura 33 - Superfície gerada pelo RSM para a fração energética proveniente de gás natural do ciclo híbrido em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).	86
Figura 34 - Superfície gerada pelo RSM para a fração energética proveniente de gás natural do ciclo híbrido em função dos fatores B e C. Fonte: o autor (2026).	87
Figura 35 - Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo da fração de gás natural no ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).	87
Figura 36 - Superfície gerada pelo RSM para as emissões específicas de do ciclo híbrido em função dos fatores A e B. Fonte: o autor (2026).....	89
Figura 37 - Superfície gerada pelo RSM para as emissões específicas de do ciclo híbrido em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).	90
Figura 38 - Superfície gerada pelo RSM para as emissões específicas de do ciclo híbrido em função dos fatores B e C. Fonte: o autor (2026).	90
Figura 39 - Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo de emissões específicas no ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).....	91
Figura A 1 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência exergética do ciclo Rankine em função dos fatores B e C. Fonte: o autor (2026).	98
Figura A 2 - Superfície gerada pelo RSM para taxa de destruição de exergia total do ciclo.....	98
Figura A 3 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência energética do ciclo.....	99
Figura A 4 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência exergética do ciclo	99
Figura A 5 - Superfície gerada pelo RSM para fração energética do gás natural do ciclo.....	100

Lista de tabelas

Tabela 1 - Tabela comparativa entre os tipos de ciclo Rankine. Fonte: Elaborado pelo autor (2026).....	22
Tabela 2 - Tabela de coeficientes usados para cálculo do cp. Fonte: McBRIDE; GORDON, 1993.	27
Tabela 3 - Propriedades e suas relações com a Energia Livre de Gibbs (eq. 37), modificada da IAPWS-IF97. Fonte: IAPWS (2007, p.8.).	38
Tabela 4 - Propriedades e suas relações com a Energia Livre de Gibbs (eq. 40), modificada. Fonte: IAPWS (2007, p.15).	40
Tabela 5 -Descrição da composição do RSU brasileiro depois de tratamento para retirada de umidade, vidros e metais. Fonte: Luz, 2015.....	43
Tabela 6 - Valores dos parâmetros de entrada variados para as simulações.	46
Tabela 7 - Descrição da rotina das simulações realizadas de projeto de ciclos Rankine com reaquecimento. Fonte: o autor, 2026.....	46
Tabela 8 - Cálculo de indicadores de eficiência do ciclo. Fonte: o autor, 2026.	47
Tabela 9 - Método de cálculo para integração da turbina a gás.....	50
Tabela 10 - Propriedades empregadas na projeção da turbina a gás.....	52
Tabela 11 - Resultados obtidos para o ciclo híbrido.....	53
Tabela 12 Comparação entre os valores obtidos pela IAPWS-IF97 (1997). e os da Tabela B.1.1 do livro Fundamentos da termodinâmica (BORGNAKKE, SONNTAG, 2013).	56
Tabela 13 Comparação entre os valores obtidos pela IAPWS-IF97 (1997) e os da Tabela B.1.1 do livro Fundamentos da termodinâmica (BORGNAKKE, SONNTAG, 2013)	56
Tabela 14 - Dados para validação da planilha de cálculo. Fonte: Carneiro, 2015.....	57
Tabela 15 - Propriedades termodinâmicas calculadas para o ciclo de validação.....	57
Tabela 16 - Entropia e entropia na entrada da caldeira calculados para o ciclo projetado por Carneiro (2015). Fonte: o autor, 2026.....	59
Tabela 17 - Comparação com os resultados obtidos a partir do ciclo de Carneiro (2015).....	59
Tabela 18 - Projeto da turbina a gás.	61

Tabela 19 - Resultados da turbina a gás.....	62
Tabela 20 - Coeficientes de regressão para a resposta de eficiência energética das simulações do ciclo Rankine. Fonte: o autor (2026).	66
Tabela 21 - Coeficientes de regressão para a resposta de eficiência exergética das simulações do ciclo Rankine. Fonte: o autor (2026).	69
Tabela 22 - Coeficientes de regressão para a resposta de taxa de destruição de exergia das simulações do ciclo Rankine. Fonte: o autor (2026).....	72
Tabela 23 - Coeficientes de regressão para a resposta de emissões específicas de <i>CO2</i> das simulações do ciclo Rankine. Fonte: o autor (2026).	75
Tabela 24 - Coeficientes de regressão para a resposta de eficiência energética das simulações do ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).....	79
Tabela 25 - Coeficientes de regressão para a resposta de eficiência exergética das simulações do ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).....	82
Tabela 26 - Coeficientes de regressão para a resposta da fração energética de gás natural das simulações do ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).	85
Tabela 27 - Coeficientes de regressão para a resposta de emissões específicas de <i>CO2</i> das simulações do ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).	88

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

Em escala mundial, são estimadas 2 bilhões de toneladas de resíduos sólidos urbanos (RSU) geradas por ano, com projeções de que esse valor quintuple até 2050, o que evidencia a necessidade de que sejam aumentados os esforços para o correto tratamento desses resíduos de forma a reduzir os possíveis danos ao meio ambiente e a vida no planeta (KHAN, A.H. et al., 2022). No ano de 2023, a população brasileira gerou mais de 81 milhões de toneladas de resíduos sólidos urbanos, dos quais 85,6% foram destinados para a disposição final. Dentro dessa parcela, no entanto, mais de 40% acabaram depositados de maneira inadequada (ABREMA, 2024).

Resíduos sólidos são, segundo a Lei nº 12.305/2010 (BRASIL, 2010), que instituiu o Programa Nacional de Resíduos Sólidos Urbanos (PNRS), "materiais, substâncias, objetos ou bens descartados resultantes de atividades humanas em área urbana, a cuja destinação final se procede, se propõe proceder ou se está obrigado a proceder". A mesma também afirma que todos os resíduos deverão ser reaproveitados e/ou tratados e somente os rejeitos destes processos poderão ser dispostos em aterros sanitários.

Alguns dos Objetivos de Desenvolvimento Sustentável - ODS, elaborados pela ONU (2015), podem ser bastante impactados com a readequação da destinação dos lixos provenientes das grandes cidades e sua introdução na matriz energética. Entre eles, pode-se destacar:

- ODS nº 7: Energia acessível e limpa;
- ODS nº 11: Cidades e comunidades sustentáveis;
- ODS nº 13: Ação contra a mudança global do clima.

É notório que o gerenciamento adequado dos RSU é um grande desafio na sociedade contemporânea, devido ao crescimento populacional e econômico que gera um aumento constante de sua geração. Os aterros ocupam grandes espaços, muitas vezes próximos às áreas urbanas, e geram poluição tanto com a emissão de gases do efeito estufa como quanto ao risco de contaminação do solo e de fontes de água subterrâneas ao redor (KHAN, M.S. et al., 2022).

É nesse contexto que a introdução das plantas de recuperação energética de resíduos, conhecidas como Waste-to-Energy (WtE), surge como uma solução viável para agregar com um aproveitamento adequado dos RSU. A tecnologia mais utilizada é a de queima direta, sendo responsável por 97% da biomassa utilizada para geração de energia no mundo. Alguns fatores atrativos dessa tecnologia são a uma redução significativa do volume do lixo processado e o baixo custo comparado com as demais alternativas (PAN, 2020).

Em contraponto, a eficiência elétrica das plantas WtE convencionais é limitada, variando geralmente entre 14 e 28% segundo SINGH (2019). Esse fato se dá pois sua operação em temperaturas e pressões elevadas ocasiona corrosão no sistema da caldeira do ciclo devido a elementos presentes nos RSU, como cloro e enxofre (ZHANG, 2019), o que exige controle dessas propriedades em níveis inferiores ao que é praticado em ciclos de queima de combustível fóssil, por exemplo. Para além disso, a própria composição dos resíduos sólidos urbanos é complexa, variável tanto no aspecto da localidade de coleta quanto na sua temporalidade. Esses e outros fatores, como por exemplo questões de logística inversa, fazem com que o gerenciamento dos RSU seja um dos grandes desafios na contemporaneidade (KHAN, A. H. et al., 2022). No Brasil há apenas uma planta WtE, localizada em Barueri (região metropolitana de São Paulo), e ainda em estágio de construção, com previsão de começar a operar em 2027 (URE BARUERI, 2026).

Em suma, a otimização dos ciclos termodinâmicos aplicados na incineração de WtE é uma etapa de estudo de importância extrema para potencializar o rendimento do próprio diante das limitações existentes e possibilitar o máximo aproveitamento energético de um recurso já tão abundante e de produção em crescente como o RSU. A avaliação do comportamento do sistema levando em conta diferentes arranjos do ciclo e por meio da mudança das condições de operação do mesmo são pontos chave para que ele alcance a maior eficiência possível. Nesse sentido, esse trabalho se propõe a apresentar os principais tipos de ciclos utilizados no tratamento dos RSU por queima direta, com a realização de um estudo acerca da influência da variação de seus parâmetros sobre os resultados quanto a aspectos energéticos, exergéticos e ambientais.

1.2 Objetivos

O trabalho em questão tem como objetivo central identificar através de simulações numéricas possíveis configurações otimizadas para ciclos WtE utilizando queima direta de lixo, por meio da manipulação das propriedades termodinâmicas nos sistemas. Para que essa meta seja alcançada, existem também outras secundárias, que estão listadas a seguir:

- Elaboração de uma interface Excel que possibilite a automatização dos cálculos das propriedades termodinâmicas;
- Validação da planilha de cálculo através de comparações com os resultados obtidos pelas tabelas termodinâmicas (BORGNAKKE, SONNTAG, 2013);
- Realização de uma análise termodinâmica completa a partir da primeira e segunda lei da termodinâmica do ciclo WtE;
- Desenvolvimento de uma turbina a gás para operação conjunta com ciclos WtE em ciclo híbrido;
- Otimização das condições experimentais e obtenção de modelos matemáticos empíricos obtidos através do método de *Response Surface Methodology (RSM)*.

1.3 Estrutura do TCC

Na seção de revisão de literatura, são apresentados textos para a melhor compreensão dos principais tópicos abordados pelo trabalho. São eles: ciclos Rankine, a experiência mundial com tecnologias WtE, ciclo Brayton e referências da literatura de modelagens dos ciclos termodinâmicos previamente efetuadas.

Em seguida, a parte de Metodologia destaca a descrição do modelo matemático desenvolvido para efetuar as simulações, com a apresentação das ferramentas utilizadas, para o cálculo das propriedades termodinâmicas e para a obtenção das superfícies de resposta a serem apresentadas, e estudos de casos semelhantes ao do presente trabalho.

Na seção de Resultados e discussão, estão primeiro os resultados da validação do método de cálculo desenvolvido diante da comparação com as tabelas termodinâmicas de referência e de um estudo prévio retirado da literatura. Em seguida, são apresentados e discutidos os resultados das simulações através de gráficos comparativos simples e da análise das superfícies de resposta desenvolvidas através do método RSM.

Por último, no capítulo da Conclusão estão os resultados principais pontuados, assim como novas perspectivas que podem ser elaboradas a partir dos mesmos.

2 Revisão da literatura

Nesse capítulo é apresentado primeiro um breve resumo sobre os ciclos Rankine, abordando diferenças entre suas configurações, suas vantagens e desvantagens. Em seguida, é apresentada a experiência mundial com técnicas de aproveitamento dos RSU, com as principais tecnologias empregadas, dados sobre a geração e destinação dos resíduos, e depois um enfoque maior na utilização da queima direta (*mass burn*).

Como será desenvolvido, os ciclos termodinâmicos com aplicação de incineração em WtE carecem de aplicação de integração com uma fonte de poder calorífico superior em um ciclo híbrido. Por isso, serão apresentados também os cálculos de projeto de uma turbina a gás, fonte mais comumente utilizada nessa complementação energética. Ainda no fechamento da seção, estão citados estudos semelhantes retirados da literatura que buscaram também otimizar ciclos WtE.

2.1 Experiência mundial com WtE

Essa seção primeiro apresenta os tipos de tecnologia WtE aplicados pelo mundo, além de destrinchar dados sobre a geração e destinação de RSU pelas diferentes regiões e classes econômicas dos países. Em seguida, busca um maior aprofundamento na técnica de queima direta de RSU, um dos tópicos principais do trabalho, por meio de dados acerca de dados de referência sobre sua aplicação.

2.1.1 Tecnologias WtE e RSU pelo mundo

Existem algumas técnicas possíveis de serem aplicadas para a recuperação energética do RSU. A gaseificação é um processo de tratamento térmico na presença de um agente oxidante como vapor d'água e/ou oxigênio que o transforma em uma mistura de dióxido de carbono, hidrogênio e monóxido de carbono conhecida como *syngas*, e libera a energia através de reações endotérmicas e exotérmicas em sequência. Outro tipo de processamento aplicado é por meio da pirólise, em que o material é submetido a altas temperaturas na ausência total de oxigênio, e gera uma mistura de *syngas*, bio-óleo e carvão residual. Os dois métodos citados requerem

separação prévia de componentes como metais e vidro, além de custos adicionais relacionados a catalisadores para a reação (MUKHERJEE, 2020).

Devido a esses fatores, a incineração é a principal tecnologia utilizada para recuperação energética de RSU, podendo ser utilizada para fins de geração de energia elétrica ou para aquecimento de ambientes. Ela ainda é a melhor opção no que diz respeito a redução de volume e massa de resíduos em comparação com as demais. Segundo dados de 2022, estima-se que 20% dos resíduos produzidos no mundo tenha como destinação final usinas WtE com aplicação de queima direta. Essa análise também pode ser feita também por nível de renda do país e por região. Em grupos de renda baixa, a porcentagem de RSU não coletado é alarmante (72%), e o que é coletado costuma ter como destino armazenamentos abertos não controlados (90%). É o que acontece predominantemente na África Sub-saariana e no sul asiático, que são também os locais com as maiores taxas de crescimento da geração de resíduos (COOK et al., 2026).

Conforme o nível de renda se eleva, práticas mais sustentáveis como aterros sanitários e controlados se tornam mais presentes, além de o grau de resíduos não coletados cair consideravelmente. A aplicação da técnica de incineração surge com maior aplicabilidade, chegando a quase um terço da destinação final de RSU em locais de classe média-alta e superando os 40% no Leste Asiático e países do Pacífico. Quando se refere a classe-alta, essa porcentagem cai para 20%, já que surge um maior foco na aplicação de reciclagem e compostagem (juntos, somam 40% da massa de RSU levados a tratamento final nesse nicho) (COOK, 2026).

No que se refere a América Latina, a pesquisa realizada pelo *World Bank Group* indica que 86% dos resíduos são coletados, mas a grande maioria é destinada para aterros (79%), e apenas cerca de 7% são destinados a reciclagem, compostagem ou incineração. Os dados estão expostos na Figura 1 indicam que em regiões como o Brasil e o continente latino-americano as técnicas de processamento sustentável de RSU são uma terra fértil ainda a ser explorada em prol de seu desenvolvimento e de minimizar os impactos ambientais gerados pela geração de resíduos (COOK, 2026).

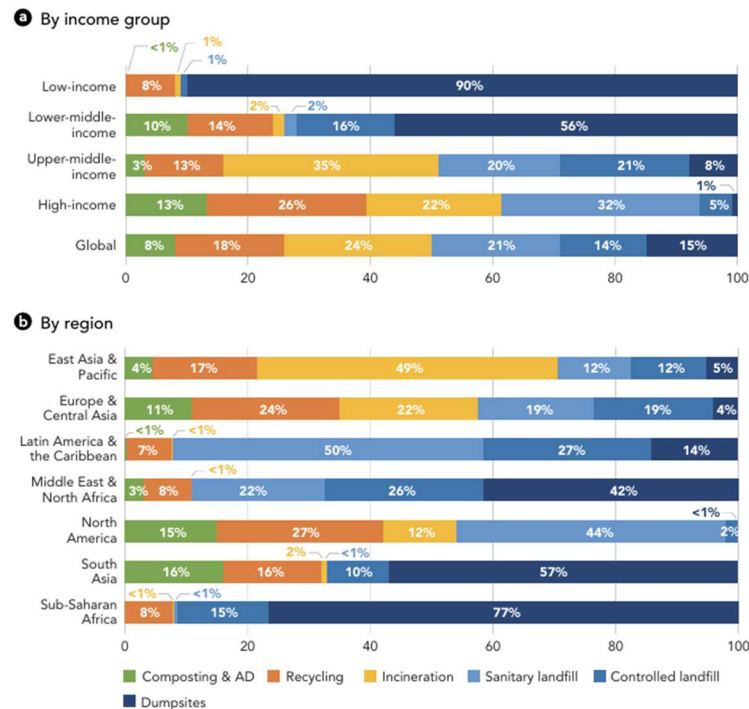


Figura 1 - Gráficos de destinação de RSU no ano de 2022 em função da classe econômica do país e de sua região no globo. Fonte: COOK (2026, p.30)

2.1.2 WtE com queima direta

Um ciclo de incineração de RSU em uma unidade WtE é composto basicamente pelas seguintes etapas (BRANCHINI, 2012):

- **Recepção e estoque:** o RSU é entregue por meio de caminhões, trens ou contêineres para ser estocado em um armazém, que é geralmente à prova de água e tem seu fundo e laterais concretados. O resíduo é então misturado para que se atinja um produto com composição e valores energéticos equilibrados a ser despejado nas grelhas móveis dos incineradores;
- **Alimentação:** a alimentação do incinerador deve acontecer de acordo com a capacidade do ciclo para combustão e produção energética ideais e controladas, de forma contínua e ajustada, minimizando assim os impactos ambientais;

- Incineração: a incineração de RSU se trata basicamente da oxidação do material combustível, gerando gases que possuem a maior parte de sua energia em forma de calor. É um processo que ocorre a uma certa temperatura de ignição quando o material transportado pela grelha no incinerador entra em contato com oxigênio, entrando em combustão quase instantaneamente e liberando energia de acordo com o poder calorífico do resíduo e o abastecimento de oxigênio, sem necessidade de adição de outros combustíveis;
- Sistema de recuperação energética: nas caldeiras, tubos de água absorvem o calor do gás quente proveniente da incineração dos resíduos, aquecendo o fluido ou o transformando em vapor. Essas caldeiras têm que ser projetadas ponderando a otimização da eficiência do ciclo e o alto risco de corrosão, que limita os níveis da pressão e temperatura alcançáveis tipicamente a 6 MPa e 500 °C respectivamente;
- Tratamento do gás rejeitado e monitoramento de emissões: os gases produzidos pela combustão possuem cinzas, metais pesados e outros componentes a depender de sua composição, que precisam ser removidos dos gases efluentes.

A corrosão química gerada por certos componentes liberados na queima dos resíduos a altas temperaturas limita os parâmetros alcançáveis por um ciclo WtE simples. Nesse sentido, a introdução de um ciclo híbrido envolvendo RSU como a fonte de poder calorífico inferior é uma alternativa viável para se evitar o risco de corrosão ao projetar um sistema que alcance temperaturas de um nível mais elevado. Nesse caso, o poder energético superior geralmente é fornecido pelo calor excedente de uma turbina a gás (TG). Por ser praticamente isenta de corrosão, a caldeira de recuperação no ciclo híbrido combinado alcança valores entre 520-560 °C, equivalente ao de ciclos com combustíveis fósseis. Essas temperaturas também viabilizam a operação do ciclo em pressões mais altas, sem comprometer o título do fluido em estado de saturação na saída da turbina (BRANCHINI, 2012).

Um exemplo de ciclo combinado híbrido real WtE-GT é a unidade de Zabalgarbi, localizada em Bilbao, na Espanha. Nela, o vapor saturado sai da caldeira abastecida por RSU a 350°C e 10 MPa, com tubos protegidos contra corrosão. Ele

então entra no superaquecedor e é aquecido até 540°C pela energia proveniente dos gases de exaustão da TG. Depois de passar pela turbina, o vapor volta para o superaquecedor e é aquecido até a mesma temperatura a uma pressão intermediária de 2,5 MPa antes de passar pela turbina de baixa-pressão. Depois de passar pelo condensador, o fluido ainda é pré-aquecido com uma pequena extração de vapor da turbina de alta pressão (BRANCHINI, 2012). A Figura 2 representa um desenho esquemático do ciclo da unidade WtE de Zabalgardi.

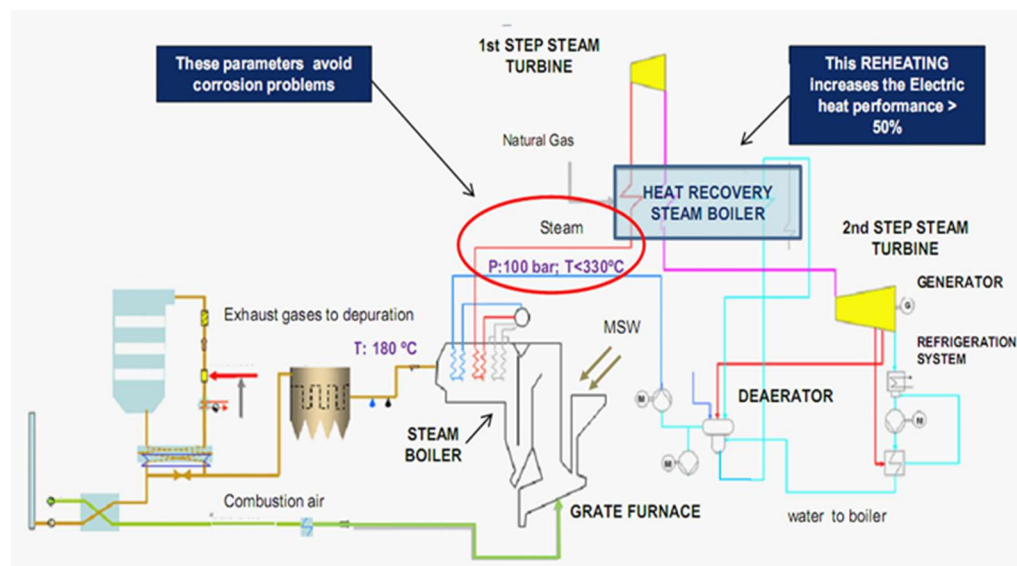


Figura 2 - Desenho esquemático da planta WtE de Zabalgardi. Fonte: Branchini (2012)

Em simulações de ciclos híbridos WtE-GT obtidas de referências, foram projetadas temperaturas de superaquecimento entre 440 e 530 °C e pressões na caldeira entre 7 e 13 MPa (EBOH, 2019 e UDOMSRI, 2010). Quanto a pressão inferior de condensação do fluido, CONSONNI, S. (2017) considerou diferentes tipos de condensadores para aplicação nesses ciclos, sendo por água fluente, torres de evaporação e sistema de ar resfriado, e as pressões inferiores variaram de 5 a 12 kPa entre eles. Estes valores foram utilizados como base para a escolha dos parâmetros das simulações.

2.2 Ciclos termodinâmicos

2.2.1 Ciclo Rankine

O ciclo Rankine ideal é o principal tipo de modelo utilizado mundialmente em plantas energéticas simples movidas a vapor. Ele é um ciclo que opera em regime permanente, e sua versão simples é baseada em quatro processos ideais, descritos a seguir relacionados com a numeração das etapas apontadas na Figura 3 (BORGNAKKE, SONNTAG, 2013):

- Processo 1-2: bombeamento adiabático reversível do fluido em estado líquido saturado na bomba;
- Processo 2-3: transferência de calor para o fluido na caldeira, a pressão constante;
- Processo 3-4: expansão adiabática reversível do fluido em estado de vapor saturado ou superaquecido na turbina;
- Processo 4-1: transferência de calor do fluido para o meio externo, no condensador.

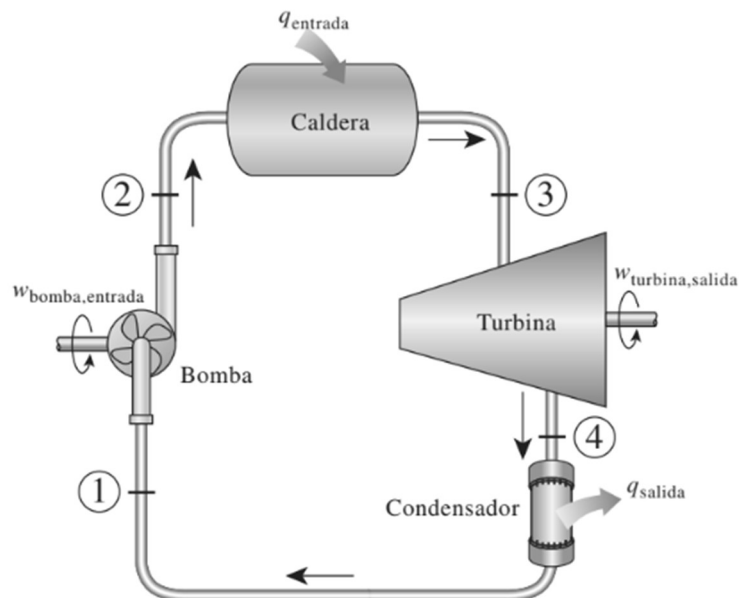


Figura 3 - Esquema do ciclo Rankine ideal simples. Fonte: Çengel (p. 561, 2012)

Algumas configurações podem ser feitas de forma a tornar um ciclo Rankine mais eficiente, como o superaquecimento do fluido de trabalho na caldeira e a introdução de uma etapa de regeneração, com reaquecimento a uma pressão de nível inferior. A Figura 4 apresenta o gráfico de simulações comparando os três tipos de ciclo, com as mesmas condições de pressão na caldeira e no condensador entre elas, e a Tabela 1 exhibe as características e consequências desses diferentes arranjos possíveis.

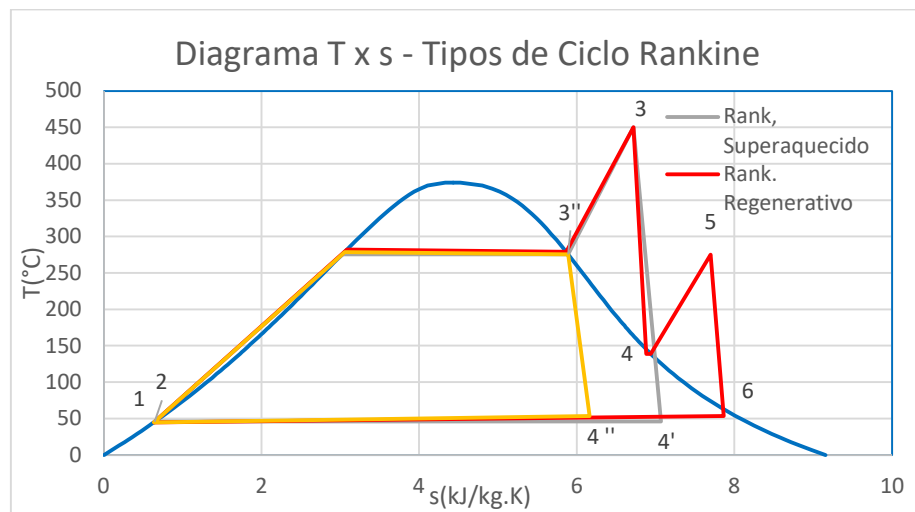


Figura 4 - Gráfico T x s comparativo entre as variações do ciclo Rankine. Fonte: Elaborado pelo autor (2026).

Tabela 1 - Tabela comparativa entre os tipos de ciclo Rankine. Fonte: Elaborado pelo autor (2026).

	Ciclo Rankine simples (1-2-3''-4''-1)	Com superaquecimento (1-2-3-4'-1)	Com regeneração (1-2-3-4-5-6-1)
Princípio de funcionamento	O fluido de trabalho sai da caldeira como vapor saturado	O fluido de trabalho sai da caldeira como vapor superaquecido	O fluido saído da turbina é reaquecido a uma pressão inferior e passa por outra turbina
Vantagem	-----	Gera aumento da eficiência e do título do fluido na saída da turbina	Possibilita a elevação do título na saída da turbina, junto ao aumento da eficiência gerado pelo superaquecimento do vapor.

Desvantagem	O fluido sai da turbina a um título muito baixo, e essa umidade é capaz de gerar desgaste por corrosão na turbina.	A temperatura de superaquecimento é limitada na realidade devido aos limites de resistência a fluência e corrosão dos materiais (até 700°C) [9].	Gera pouco aumento de eficiência em relação ao ciclo com superaquecimento simples.
Eficiência	30,3 %	32,42 %	32,44%

Para que uma simulação de ciclo Rankine se aproxime de seu comportamento na prática, há de serem considerados termos que representem as irreversibilidades inerentes aos equipamentos reais. Com esse objetivo, são introduzidas as eficiências isentrópicas da bomba e da turbina (respectivamente, η_b e η_{turb}), e a perda de carga (d_p) nas tubulações do processo:

$$\eta_{bomba} = \frac{h_{out,b,s} - h_{in,b}}{h_{out,b} - h_{in,b}} \quad [-] \quad (1)$$

Onde: h_{in} [kJ/kg] é a entalpia específica do fluido na entrada da bomba;

h_{out} [kJ/kg] é a entalpia específica do fluido na saída da bomba;

$h_{out,s}$ [kJ/kg] é a entalpia específica do fluido na saída da turbina considerando uma expansão isentrópica.

$$\eta_{turb} = \frac{h_{in,t} - h_{out,t}}{h_{in,t} - h_{out,t,s}} \quad [-] \quad (2)$$

Onde: $h_{in,t}$ [kJ/kg] é a entalpia do fluido na entrada da turbina;

$h_{out,t}$ [kJ/kg] é a entalpia do fluido na saída da turbina;

$h_{out,t,s}$ [kJ/kg] é a entalpia do fluido na saída da turbina considerando uma expansão isentrópica.

$$p_i = p_{i-1} - d_p \quad [MPa] \quad (3)$$

Onde: p_i [MPa] é a pressão no estado i qualquer;

p_{i-1} [MPa] é a pressão no estado $i - 1$, imediatamente anterior a i ;

$d_{p,i}$ [MPa] é a queda de pressão entre o estado i e o estado $i - 1$.

Os valores do trabalho específico consumido pela bomba (w_b) e do gerado pela turbina (w_t) podem ser calculados pelas seguintes equações, respectivamente:

$$w_b = h_{out,b} - h_{in,b} \quad [kJ/kg] \quad (4)$$

$$w_t = h_{out,t} - h_{in,t} \quad [kJ/kg] \quad (5)$$

De maneira semelhante também podem ser obtidos a energia específica fornecido pela caldeira e da rejeitada no condensador:

$$q_H = h_{out,cald} - h_{in,cald} \quad [kJ/kg] \quad (6)$$

Onde: $h_{in,cald} [kJ/kg]$ é a entalpia do fluido na entrada da caldeira;

$h_{out,cald} [kJ/kg]$ é a entalpia do fluido na saída da caldeira;

$$q_L = h_{out,cond} - h_{in,cond} \quad [kJ/kg] \quad (7)$$

Onde: $h_{in,cond} [kJ/kg]$ é a entalpia do fluido na entrada do condensador;

$h_{out,cond} [kJ/kg]$ é a entalpia do fluido na saída do condensador;

As propriedades absolutas também podem ser calculadas por meio da multiplicação das propriedades específicas pela vazão mássica do fluido ($\dot{m}_f$), que é constante no ciclo. Esta, por sua vez, é determinada através da equação 8 para um ciclo Rankine com incineração.

$$\dot{m}_f = \frac{\eta_{comb} * \dot{m}_{fuel} * q_{fuel}}{q_H} \quad [kg/s] \quad (8)$$

Onde: η_{comb} é a eficiência da combustão;

$\dot{m}_{fuel}$ é a vazão mássica do combustível;

q_{fuel} é o poder calorífico específico do combustível.

A eficiência energética (η_t) e a exergética (η_{ex}) de um ciclo são indicadores importantes para a avaliação de seu desempenho. A primeira busca avaliar a

quantidade de energia absorvida e convertida em trabalho, enquanto a segunda soma a isso também a qualidade da energia fornecida pelo combustível, levando em conta fatores como a degradação da energia, irreversibilidades e perdas por entropia. Elas são representadas, respectivamente, pelas seguintes equações:

$$\eta_t = \frac{w_{liq}}{q_h} = \frac{w_t - w_b}{q_h} \quad (9)$$

OBS: para um ciclo Rankine com reaquecimento, o trabalho específico gerado pelas turbinas é a soma do trabalho das turbinas de alta pressão e de baixa pressão ($w_t = w_{TAP} + w_{TBP}$).

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{E}x_{comb}} \quad (10)$$

Em processos de combustão, a exergia fornecida pelo combustível é calculada pela equação 11:

$$\dot{E}x_{comb} = \dot{m}_{fuel} * PCI_{fuel} * \beta_{fuel} \quad (11)$$

O coeficiente β_{fuel} é calculado para combustíveis orgânicos em função da composição química do combustível. A equação a seguir expressa o seu cálculo considerando uma razão atômica entre oxigênio e carbono entre 0,5 e 2, e O , C , H e N dizem respeito a quantidade de átomos de cada um dos elementos na composição do resíduo (SZARGUT, 2005).

$$\beta_{fuel} = \frac{1,044 + 0,016\left(\frac{H}{C}\right) - 0,3493\left(\frac{O}{C}\right) * \left[1 + 0,0531\left(\frac{H}{C}\right)\right] + 0,0493\left(\frac{N}{C}\right)}{1 - 0,4124\left(\frac{O}{C}\right)}$$

A exergia específica em um dado estado é calculada através da seguinte equação:

$$ex_i = (h_i - h_0) - T_0 * (s_i - s_0) \quad (12)$$

Onde: h_i e s_i são, respectivamente, a entalpia e a entropia específicas de um estado i ;

h_0 , s_0 e T_0 são a entalpia e a entropia específicas e a temperatura do fluido referentes ao estado morto (298,15 K e 0,1 MPa).

As irreversibilidades termodinâmicas podem ser quantificadas pela quantificação da exergia destruída, consequência da geração de entropia segundo a 2ª lei da termodinâmica. Esse dado é calculado em cada processo do ciclo, pela diferença entre a taxa de exergia entrando e saindo, somada a taxa de exergia associada ao calor menos a potência gerada ou dissipada (eq. 13). Ele equivale sempre a um valor positivo, já que do contrário significaria que a etapa estaria gerando energia, o que não é possível. A soma da exergia destruída em todos os processos de um ciclo equivale a exergia destruída pelo ciclo (eq. 14) (ÇENGEL, 2012):

$$\dot{Ex}_{d,i} = \dot{m} * (ex_{in,i} - ex_{out,i}) + \dot{Q}_{in,i} * \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) - \dot{W}_i \quad (13)$$

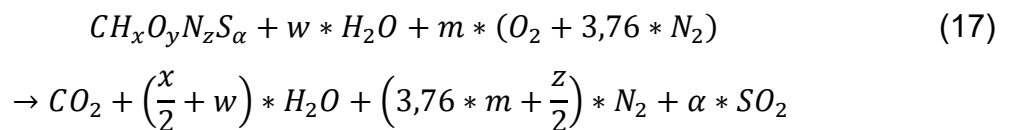
$$Ex_d = \sum_{i=0}^{n=1} Ex_{d,i} \quad (14)$$

Em termos ambientais, uma maneira de avaliar o desempenho do ciclo é pelo cálculo das emissões específicas de poluentes, que projetam o volume produzido de gases em função da quantidade de energia produzida em um determinado período (ROGOFF, 2019). Para tal cálculo, é necessário saber a composição química do combustível e sua vazão de abastecimento, assim como considerar um valor para a eficiência de combustão. As equações 15 e 16 exemplificam o raciocínio para o cálculo das emissões específicas de dióxido de carbono.

$$\dot{m}_{CO_2} = \dot{m}_{fuel} * x_C * \frac{44}{12} * \psi \quad (15)$$

$$EE_{CO_2} = \frac{\dot{m}_{CO_2}/3,6}{\dot{W}_{liq}} \quad (16)$$

Quanto a incineração, a seguinte reação química balanceada representa a combustão completa (sem falta ou excesso de ar) de um composto orgânico genérico $CH_xO_yN_zS_\alpha$ (TURNS, 2012; GICQUEL, 2016):



Onde: w , x , y , z , e α são funções da fração molar de cada elemento na composição normalizados em relação a fração de carbono;

$$e \quad m = 1 + \frac{x}{4} + \alpha - \frac{y}{2}.$$

A determinação dos produtos desse balanço a partir da composição do resíduo é importante pois permite a análise do gás quente proveniente da combustão como uma mistura de gases. Consequentemente, pode ser calculado o calor específico da composição ($c_{p,mist}$) (ÇENGEL, 2012):

$$c_{p,mist}(T) = \sum_{i=0}^k f_{m,i} * c_{p,i}(T) \quad (18)$$

Onde: $f_{m,i}$ é a fração mássica do componente i na mistura;

$c_{p,i}$ é o calor específico do componente i à temperatura T .

Os c_p 's dos mais diversos tipos de gases podem ser calculados através de uma das equações polinomiais da NASA (equação 19) em função da temperatura e de coeficientes especificados em tabelas fornecidas para cada espécie de gás. Para cada gás, os coeficientes também são diferentes de acordo com a temperatura a ser calculada, $T < 1000 \text{ K}$ ou $T > 1000 \text{ K}$ (McBRIDE et al, 1993).

$$\frac{c_p}{R} = a_1 + a_2 * T + a_3 * T^2 + a_4 * T^3 + a_5 * T^4 \quad (19)$$

A Tabela 2 exhibe os coeficientes $a_1 - a_5$ utilizados no cálculo do calor específico de cada espécie de gás. O resultado é obtido em kJ/mol.K .

Tabela 2 - Tabela de coeficientes usados para cálculo do c_p . Fonte: McBRIDE; GORDON, 1993.

Gás	Temperatura	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
CO_2	$T > 1000 \text{ K}$	3,85746029	4,41437026 $* 10^{-3}$	-2,21481404 $* 10^{-6}$	5,23490188 $* 10^{-10}$	5,23490188 $* 10^{-10}$
	$T < 1000 \text{ K}$	2,35677352	8,98459677 $* 10^{-3}$	-7,12356269 $* 10^{-6}$	2,45919022 $* 10^{-9}$	-1,43699548 $* 10^{-13}$
	$T > 1000 \text{ K}$	3,03399249	2,17691804 $* 10^{-3}$	-1,64072518 $* 10^{-7}$	-9,7041987 $* 10^{-11}$	1,68200992 $* 10^{-14}$

H_2O	$T < 1000 K$	4,19864056	$-2,0364341$ $* 10^{-3}$	$6,520040211$ $* 10^{-6}$	$-5,48797062$ $* 10^{-9}$	$1,77197817$ $* 10^{-12}$
O_2	$T > 1000 K$	3,28253784	$1,48308754$ $* 10^{-3}$	$-7,57966669$ $* 10^{-7}$	$2,09470555$ $* 10^{-10}$	$-2,16717794$ $* 10^{-14}$
	$T < 1000 K$	3,78245636	$-2,99673416$ $* 10^{-3}$	$9,84730201$ $* 10^{-6}$	$-9,68129509$ $* 10^{-9}$	$3,24372836$ $* 10^{-12}$
N_2	$T > 1000 K$	2,92664	$0,14879768$ $* 10^{-2}$	$-0,0568476$ $* 10^{-5}$	$0,10097038$ $* 10^{-9}$	$0,06753351$ $* 10^{-13}$
	$T < 1000 K$	3,298677	$0,14082404$ $* 10^{-2}$	$0,14082404$ $* 10^{-2}$	$0,05641515$ $* 10^{-7}$	$-0,02444854$ $* 10^{-10}$
SO_2	$T > 1000 K$	3,28253784	$1,48308754$ $* 10^{-3}$	$-7,57966669$ $* 10^{-7}$	$2,09470555$ $* 10^{-10}$	$-2,16717794$ $* 10^{-14}$
	$T < 1000 K$	3,2665338	$5,3237902$ $* 10^{-3}$	$6,8437552$ $* 10^{-7}$	$-5,2810047$ $* 10^{-9}$	$2,5590454$ $* 10^{-12}$

Na caldeira do ciclo Rankine, ocorre em um trocador de calor a transmissão energética de um fluido mais quente para um mais frio, sem haver variação das vazões mássicas. No caso de um ciclo de planta WtE, o quente são os gases provenientes da combustão do RSU, e o “frio” é o fluido do ciclo Rankine. Há de se mencionar que, fisicamente, o calor se transfere sempre do fluido de maior temperatura para o de menor. Logo, a temperatura de entrada e de saída do fluido quente tem de ser maior do que as respectivas temperaturas de entrada e de saída do fluido frio. A equação 20 expressa o balanço energético que ocorre com a troca de calor entre os dois fluidos em um volume de controle considerando a variação de c_p , e a Figura 5 é uma representação de um trocador de calor mostrando os fluxos de seus fluidos (ÇENGEL, 2012).

$$\dot{m}_A * \int_{T_{A,in}}^{T_{A,out}} c_{p,A}(T) dT = \dot{m}_B * \int_{T_{B,in}}^{T_{B,out}} c_{p,B}(T) dT \quad (20)$$

Onde $T_{A,in} > T_{B,in}$ e $T_{A,out} > T_{B,out}$.

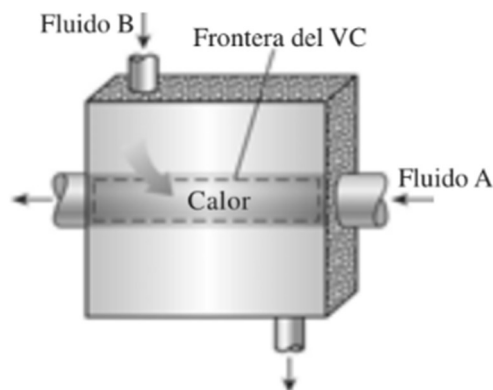


Figura 5 - Representação de um trocador de calor. Fonte: ÇENGEL (p. 242, 2012).

Uma solução para potencializar a eficiência de um ciclo é a introdução da hibridização, caracterizada pela existência de um *Topping Cycle* (TC) e um *Bottom Cycle* (BC). É denominado TC o ciclo de potência de qualquer máquina térmica que é capaz de alcançar temperaturas elevadas de tal forma a ceder sua energia de exaustão excedente para outro ciclo em um nível de temperatura inferior, o BC. Essa relação possibilita o uso de combustíveis de baixo valor energético por meio da maximização da exploração do potencial de combustíveis de valor energético elevado. Um exemplo frequente é a hibridização entre ciclo Rankine (BC) e turbina a gás (TC) (BRANCHINI, 2012).

2.2.2 Ciclo Brayton e integração em ciclo híbrdo

O ciclo Brayton é utilizado em turbinas a gás, com os processos de compressão e expansão do fluido ocorrendo em máquinas rotativas, e está representado na Figura 6. O ar entra em condição ambiente no compressor, onde é levado a um estado de pressão e temperatura mais elevados. Nessas condições ele adentra na câmara de combustão, onde o combustível é introduzido e queima quase instantaneamente a uma pressão constante (se perdas de pressão não forem consideradas). Os gases aquecidos provenientes da queima entram na turbina e sofrem expansão até retornar a pressão atmosférica, produzindo potência.

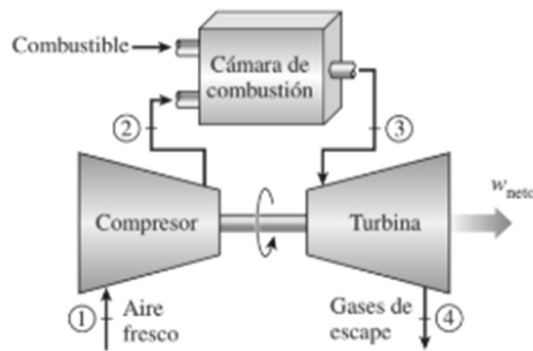


Figura 6 - Esquema de um ciclo Brayton operando em regime aberto. Fonte: Çengel (p. 512, 2012)

Seguindo a numeração proposta pela Figura 6, uma turbina a gás pode ser projetada a partir das equações seguir, propostas por Chiavegatto (2018) através do cumprimento da 1ª e da 2ª lei da termodinâmica.

2.2.2.1 Compressor

Seguindo as hipóteses de operação em regime permanente e sem trocas de calor com a vizinhança, a lei de conservação de massa par volume de controle no compressor (etapa 1-2 na Figura 6) é dada pela equação a seguir, onde $\dot{m}_{ar}$ corresponde a vazão mássica de ar.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{ar}$$

Em decorrência disso, a potência realizada pelo compressor pode ser obtida através da equação 21:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{ar} * (c_{p,ar,2} * T_2 - c_{p,ar,1} * T_1) \quad [MW] \quad (21)$$

A partir da temperatura no ponto 1 e da eficiência isentrópica do compressor, é possível obter a temperatura de saída do compressor pela seguinte equação:

$$T_2 = T_1 * \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_c} * \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\mu_a - 1}{\mu_a}} - 1 \right] \right\} \quad [K] \quad (22)$$

Onde:
$$\mu_a = \frac{1}{1 - \frac{R_a}{c_{p,ar} \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right)}}$$
,

e a constante geral dos gases $R_a \approx 0,287$.

2.2.2.2 Câmara de combustão

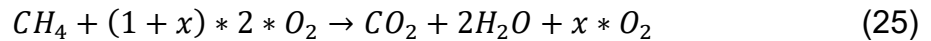
Na câmara de combustão (etapa 2-3 na Figura 6), o fluido de entrada é o ar, mas na saída ele é acrescido da vazão de combustível, que é queimado logo após sua ingestão no volume de controle e se transforma em gases provenientes da combustão. Logo:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_{fuel} = \dot{m}_{gq} \quad (23)$$

O balanço energético na combustão, considerando uma reação sem perdas, é dado por:

$$\dot{m}_2 * c_{p,ar,2} * T_2 + \dot{m}_{fuel} * PCI_{fuel} = \dot{m}_3 * c_{p,gq,3} * T_3 \quad (24)$$

Para o cálculo do $c_{p,gq}$, referente ao gás quente resultante da combustão, é fundamental a determinação da composição do mesmo. Considerando o gás natural queimado como metano puro, a equação de combustão balanceada é a seguinte:



Onde x é a porcentagem de ar em excesso dividido por 100.

2.2.2.3 Turbina

No módulo da turbina (etapa 3-4 na Figura 6), a vazão mássica se conserva igual aos gases provenientes da combustão:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{gq} \quad (26)$$

A partir da seguinte equação é possível obter a temperatura na saída da turbina, tendo a pressão P_4 na saída conhecida:

$$T_4 = T_3 * \left\{ 1 - \eta_t * \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{\mu_{gq}-1}{\mu_{gq}}} \right] \right\} \quad [K] \quad (27)$$

$$\text{Onde: } \mu_{gq} = \frac{1}{1 - \frac{R_{gq}}{c_{p,gq} \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right)}},$$

$$\text{e a constante do gás quente } R_{gq} = \frac{R_{ar}}{M_g},$$

$$M_g = f_{N_2} * M_{N_2} + f_{CO_2} * M_{CO_2} + f_{H_2O} * M_{H_2O} + f_{O_2} * M_{O_2}.$$

O trabalho produzido pela turbina é calculado pelo seguinte balanço energético:

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{gq} * (c_{p,gq,3} * T_3 - c_{p,gq,4} * T_4) \quad [MW] \quad (28)$$

O trabalho líquido então pode ser calculado por:

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad [MW] \quad (29)$$

2.2.3 Ciclo Híbrido TG-Rankine

Como mencionado anteriormente, a hibridização de um ciclo WtE é capaz de potencializar sua eficiência energética em relação a uma planta WtE simples. Ele opera com o aproveitamento da energia dos gases quentes provenientes da combustão do gás natural, que saem da turbina a uma temperatura da ordem de 500 a 550°C (BIANCHI, 2014), e podem ser elevadas com a queima adicional de combustível posteriormente. A Figura 7 a seguir mostra um ciclo híbrido combinado de uma turbina a gás com incineração de RSU em um ciclo Rankine, e foi usado como base para os resultados apresentados.

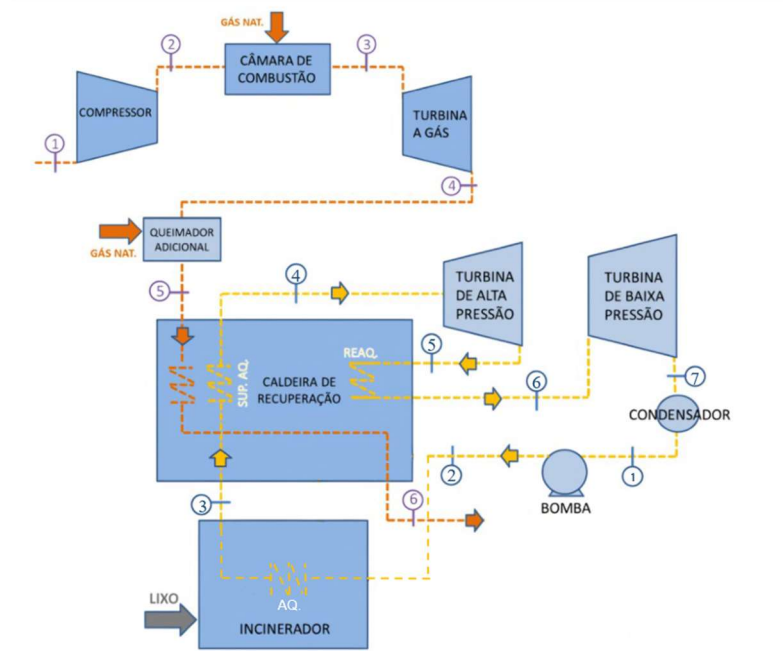


Figura 7 - Ciclo híbrido combinado entre TG e ciclo Rankine WtE. Fonte: Carneiro (2015), modificado pelo autor.

Os cálculos do desempenho do ciclo híbrido podem ser descritos de forma análoga aos descritos para o ciclo Rankine, levando em conta agora os resultados globais do sistema. A eficiência energética passa a ser descrita pela seguinte equação:

$$\eta_t = \frac{W_{liq,Rank} + W_{liq,TG}}{\dot{m}_{RSU} * PCI_{RSU} + \dot{m}_{GN} * PCI_{GN}} \quad [-] \quad (30)$$

A eficiência exérgica do ciclo combinado é definida como:

$$\eta_{ex} = \frac{W_{liq,Rank} + W_{liq,TG}}{\eta_{comb,RSU} * \dot{m}_{RSU} * PCI_{RSU} * \beta_{RSU} + \eta_{comb,GN} * \dot{m}_{GN} * PCI_{GN} * \beta_{GN}} \quad [-] \quad (31)$$

As emissões específicas de CO_2 e de outros gases passam a ser calculadas a partir da combinação das emissões provenientes da incineração do RSU e da combustão do gás e da sua produção:

$$EE_{CO_2} = \frac{m_{CO_2,RSU} + m_{CO_2,GN}}{\dot{W}_{liq}} \quad [kg/MWh] \quad (32)$$

Para uma consideração de queima completa de gás natural composto por metano puro, todo o carbono presente no CH_4 será convertido em CO_2 . Logo, pela

razão entre a vazão mássica entre as duas moléculas, é possível determinar a vazão de gás carbônico gerada a partir de uma certa massa de metano:

$$\dot{m}_{CO_2} = \frac{44}{16} * \dot{m}_{CH} \quad [kg/s] \quad (33)$$

O mesmo raciocínio pode ser aplicado para o RSU. A massa total dos resíduos pode ser distinguida em umidade e sólidos totais. Os sólidos totais são compostos por cinzas, carbonos fixados (sofrem combustão lenta) e sólidos voláteis (sofrem combustão rápida) (HAMILTON, ZHANG, 2016). A partir do percentual de carbono que compõe o resíduo, é possível determinar o quanto da massa total do RSU será transformada em gás carbônico.

$$\dot{m}_{CO_2} = \%SV_{RSU} * \%C_{SV} * \dot{m}_{RSU} * \frac{44}{12} \quad [kg/s] \quad (34)$$

Pode ser calculada também a porcentagem da energia utilizada pelo circuito proveniente de cada um dos combustíveis:

$$f_{t,GN} = \frac{\eta_{comb,GN} * \dot{m}_{GN} * PCI_{GN}}{\eta_{comb,GN} * \dot{m}_{GN} * PCI_{GN} + \eta_{comb,RSU} * \dot{m}_{RSU} * PCI_{RSU}} \quad [-] \quad (35)$$

2.3 Estudos semelhantes

Como referência de trabalho com abordagem semelhante, o apresentado por Furtado (2026) propôs dois modelos integração em um ciclo híbrido entre um ciclo Rankine abastecido com incineração de RSU e um ciclo Brayton com biogás proveniente de aterros, a serem avaliados por meio de indicadores econômicos e ambientais. As simulações computacionais foram realizadas utilizando o Microsoft 365 Excel, o mesmo utilizado pelo presente trabalho. Ele alcançou resultados de eficiência do ciclo a vapor superiores a 27,4%, acima de valores típicos de plantas convencionais WtE de cerca de 26%.

Além dele, Lobato (2021) baseou um estudo também desenvolvimento de um simulador computacional sobre um ciclo híbrido de uma planta de incineração de RSU. No caso em questão, o poder energético complementar para o ciclo Rankine era fornecido por uma fonte solar heliotérmica. Nesse trabalho, o objetivo era avaliar a sustentabilidade e o retorno financeiro de uma hibridização desse modelo. As simulações foram desenvolvidas através do *System Advisor Model*, desenvolvido pelo Laboratório de Energia Renovável, e usado para analisar a viabilidade econômica de diversos tipos de energia renovável.

O artigo publicado por Eboh (2019) mirou na avaliação de técnicas aplicadas em centrais de incineração de RSU visando geração de energia térmica ou elétrica. Posteriormente a avaliação do ciclo do caso base, foi decidido qual modificação era necessária de ser implementada de forma a melhorar sua eficiência. Essa avaliação era realizada a partir de um método de modificação de exergia base, que possibilita observar o impacto potencial dessas mudanças nos componentes do ciclo e no seu todo. Seus resultados indicaram que 64% da destruição exergética do ciclo combinado poderiam ser melhorados, e mudanças resultaram em um aumento da eficiência exergética em 21%.

Udomsri (2010), fez um estudo de caso focado na viabilidade econômica e na modelagem de ciclos híbridos combinados de incineração de RSU e turbina a gás na Tailândia. Ele avalia que o ciclo seria uma solução possível para o país que, assim como todo sudeste asiático, deve tratar a busca por destinações do RSU benéficas ao meio ambiente como uma questão de alta prioridade. No entanto, considera que uma análise econômica do sistema também é necessária para avaliar a real viabilidade do projeto em países em desenvolvimento. Ele concluiu que plantas híbridas podem reduzir os níveis de gás carbônico em 3% em comparação com as plantas térmicas tradicionais.

Ainda, Carneiro (2015) desenvolveu um trabalho acerca da avaliação da aplicabilidade de um ciclo WtE no cenário no Rio de Janeiro-RJ a partir de adaptações feitas da planta de ciclo híbrido da usina de Zabalgardi (Bilbao, Espanha). Ela abrange análises energéticas, exergéticas e de ecoeficiência do ciclo, e conclui que ele se enquadra como uma boa alternativa para a destinação de resíduos sólidos urbanos na cidade e ainda atender a sua demanda elétrica. A planta híbrida projetada apresentou eficiência de 32%, com 54% da energia produzida provindo do RSU e gerando 127 MW de potência elétrica.

Em sua tese de doutorado, Branchini (2012) buscou explorar tecnologias que buscavam maximizar a conversão de RSU em energia, de modo a eliminar ou diminuir os efeitos dos aspectos limitantes da tecnologia WtE. Uma análise da influência dos parâmetros principais do ciclo a vapor foi realizada como primeira etapa para aumentar a eficiência das plantas energéticas, e foi constatado que a sua eficiência pode subir de 25 para até 33% a depender da estratégia empregada.

3 METODOLOGIA

A primeira etapa para execução desse estudo foi uma pesquisa aprofundada sobre dados referentes aos ciclos Rankine que utilizam incineração de RSU como fonte de energia, assim como em ciclos híbridos com turbina a gás. Devido às limitações trazidas pela utilização de RSU como combustível por causa dos efeitos de corrosão quando submetidos a temperaturas e pressões superiores, esses parâmetros têm de ser limitados.

Para a realização dos cálculos termodinâmicos, foi implementado no software Microsoft Excel uma planilha de cálculo baseada em uma rotina desenvolvida pela *International Association of Properties of Water and Steam* (IAPWS). Ela permite o cálculo automático das propriedades da água e do vapor através de equações termodinâmicas a partir de propriedades conhecidas, como pressão, temperatura, entalpia e entropia. O cálculo dessas propriedades permite o cálculo posterior de propriedades que permitem realizar a avaliação do desempenho energético, exergético e ambiental do ciclo (IAPWS, 2007).

Considerando a princípio como o ciclo sendo capaz de operar apenas a base de queima de RSU, foram obtidos os primeiros resultados das simulações. Uma abordagem de planejamento de experimentos de tipo composto central foi então aplicada para avaliar o impacto das variáveis sobre as respostas obtidas, buscando identificar pontos ótimos e gerar superfícies de respostas usando a abordagem de *Response Surface Methodology* (RSM) (BEZERRA, 2008).

Em seguida, considerando a composição do RSU selecionado e realizando o balanço energético com a 1ª lei da termodinâmica, foi feito o estudo da viabilidade da operação dos ciclos termodinâmicos usando somente RSU como combustível. As limitações de alcance térmico evidenciaram então a necessidade de hibridização do ciclo com um sistema de turbina a gás com reaproveitamento energético.

3.1 Cálculo das propriedades termodinâmicas usando a formulação IAPWS

Para que o alcance da automatização do cálculo das propriedades da água e do vapor fosse possível, foi implementada em Excel uma metodologia segundo a IAPWS (1997). A IAPWS-IF97 é uma formulação de cálculo recomendada para uso

industrial e científico por sua precisão, e é válida para os seguintes intervalos de temperatura e pressão:

$$273,15 \text{ K} \leq T \leq 1073,15 \text{ K e } p \leq 100 \text{ MPa},$$

$$1073,15 \text{ K} \leq T \leq 2273,15 \text{ K e } p \leq 50 \text{ MPa}.$$

Os cálculos realizados são baseados primeiramente na separação dos estados de temperatura e pressão da água e do vapor em cinco regiões, ilustradas na Figura 8:

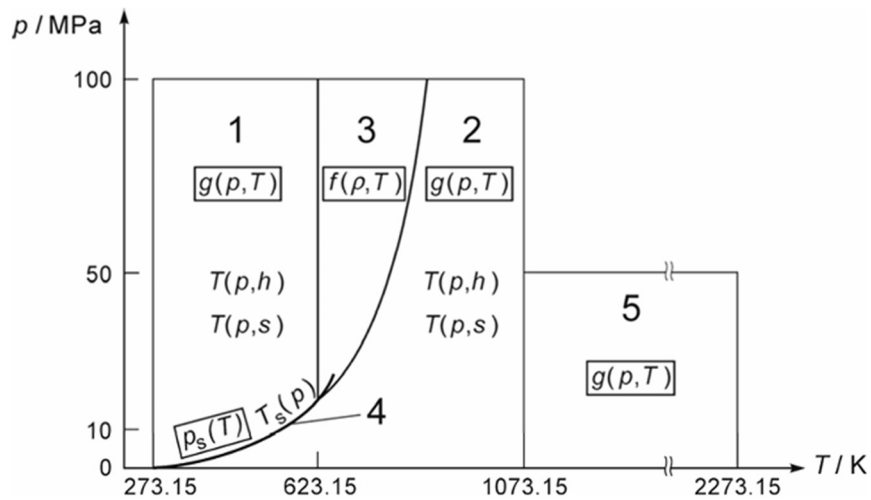


Figura 8 - Gráfico p x T para distinção das regiões de cálculo IAPWS-IF97 e suas equações.

Fonte: IAPWS (2007, p.4.).

A maioria das divisões entre as regiões pode ser determinada a partir da Figura 8, exceto a divisão entre as regiões 2 e 3, que é definida pela equação 36, cujos coeficientes n_i constam na tabela 1 da norma da IAPWS-IF97.

$$\pi = n_1 + n_2 * \theta + n_3 * \theta^2, \quad (36)$$

$$\text{Onde: } \pi = \frac{p}{p^*}, p^* = 1 \text{ MPa},$$

$$\theta = \frac{T}{T^*}, T^* = 1 \text{ K}.$$

Para o estudo em questão, é suficiente a introdução apenas dos cálculos referentes as regiões 1, 2 e 4, por causa do nível das pressões e temperaturas empregadas no ciclo. As equações utilizadas estão expostas no decorrer dessa subseção.

A equação base para o cálculo dos parâmetros enquadrados na região 1 é baseada em uma equação fundamental da energia específica livre de Gibbs (equação 37), em que os coeficientes n_i , J_i e I_i constam na tabela 2 da formulação da IAPWS-IF97:

$$\frac{g(p,T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \sum_{i=1}^{34} n_i (7.1 - \pi)^{I_i} (\tau - 1.222)^{J_i} \quad (37)$$

$$\text{Onde: } \pi = \frac{p}{p^*}, p^* = 16,53 \text{ MPa},$$

$$\tau = \frac{T}{T^*}, T^* = 1386 \text{ K}.$$

A Tabela 3, retirada da tabela 3 da documentação da IAPWS (2007), mostra as relações de cálculo entre as propriedades termodinâmicas, a energia livre de Gibbs adimensional e suas derivadas, por meio da utilização da equação 37:

Tabela 3 - Propriedades e suas relações com a Energia Livre de Gibbs (eq. 37), modificada da IAPWS-IF97. Fonte: IAPWS (2007, p.8.).

Property	Relation
Specific volume $v = (\partial g / \partial p)_T$	$v(\pi, \tau) \frac{p}{RT} = \pi \gamma_\pi$
Specific internal energy $u = g - T(\partial g / \partial T)_p - p(\partial g / \partial p)_T$	$\frac{u(\pi, \tau)}{RT} = \tau \gamma_\tau - \pi \gamma_\pi$
Specific entropy $s = -(\partial g / \partial T)_p$	$\frac{s(\pi, \tau)}{R} = \tau \gamma_\tau - \gamma$
Specific enthalpy $h = g - T(\partial g / \partial T)_p$	$\frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau \gamma_\tau$

As equações 38 e 39 são as equações inversas para a região 1. Para a equação 38, os coeficientes n_i , J_i e I_i estão presentes na tabela 6 do padrão da IAPWS-IF97, e os relativos à equação 39 estão contidos na tabela 8 do mesmo.

$$\frac{T(p,h)}{T^*} = \theta(\pi, \eta) = \sum_{i=1}^{20} n_i \pi^{I_i} (\eta + 1)^{J_i} \quad (38)$$

$$\text{Onde: } \pi = \frac{p}{p^*}, p^* = 1 \text{ MPa},$$

$$\theta = \frac{T}{T^*}, T^* = 1 \text{ K},$$

$$\eta = \frac{h}{h^*}, h^* = 2500 \text{ kJ kg}^{-1}.$$

$$\frac{T(p,s)}{T^*} = \theta(\pi, \sigma) = \sum_{i=1}^{20} n_i \pi^{J_i} (\sigma + 2)^{J_i} \quad (39)$$

$$\text{Onde: } \pi = \frac{p}{p^*}, p^* = 1 \text{ MPa},$$

$$\theta = \frac{T}{T^*}, T^* = 1 \text{ K},$$

$$\sigma = \frac{s}{s^*}, s^* = 1 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}.$$

Para a região 2, também vale como equação básica uma equação fundamental da energia específica livre de Gibbs (equação 40), separada em uma parte de gás ideal (γ^0) e uma parte residual (γ^r). Os coeficientes n_i e J_i de ambas estão descritas nas tabelas 10 e 11 da formulação da IAPWS (2007), respectivamente.

$$\frac{g(p,T)}{RT} = \gamma(\pi, \tau) = \gamma^0(\pi, \tau) + \gamma^r(\pi, \tau) \quad (40)$$

$$\text{Onde: } \gamma^0 = \ln \pi + \sum_{i=1}^9 n_i^0 * \tau_i^{J_i},$$

$$\gamma^0 = \sum_{i=1}^{43} n_i * \pi^{J_i} (\tau - 0,5)^{J_i},$$

$$\pi = \frac{p}{p^*}, p^* = 1 \text{ MPa},$$

$$\tau = \frac{T}{T^*}, T^* = 540 \text{ K}.$$

A Tabela 4 é parte da tabela 12 da norma de cálculo da IAPWS (2007), e mostra as relações de cálculo entre as propriedades termodinâmicas, a energia livre de Gibbs adimensional e suas derivadas, por meio da utilização da equação 40:

Tabela 4 - Propriedades e suas relações com a Energia Livre de Gibbs (eq. 40), modificada.

Fonte: IAPWS (2007, p.15).

Property	Relation
Specific volume $v = (\partial g / \partial p)_T$	$v(\pi, \tau) \frac{p}{RT} = \pi (\gamma_\pi^o + \gamma_\pi^r)$
Specific internal energy $u = g - T (\partial g / \partial T)_p - p (\partial g / \partial p)_T$	$\frac{u(\pi, \tau)}{RT} = \tau (\gamma_\tau^o + \gamma_\tau^r) - \pi (\gamma_\pi^o + \gamma_\pi^r)$
Specific entropy $s = -(\partial g / \partial T)_p$	$\frac{s(\pi, \tau)}{R} = \tau (\gamma_\tau^o + \gamma_\tau^r) - (\gamma^o + \gamma^r)$
Specific enthalpy $h = g - T (\partial g / \partial T)_p$	$\frac{h(\pi, \tau)}{RT} = \tau (\gamma_\tau^o + \gamma_\tau^r)$

Para as equações inversas da região 2, ocorre uma subdivisão em região 2a, 2b e 2c, explicitadas na Figura 9.

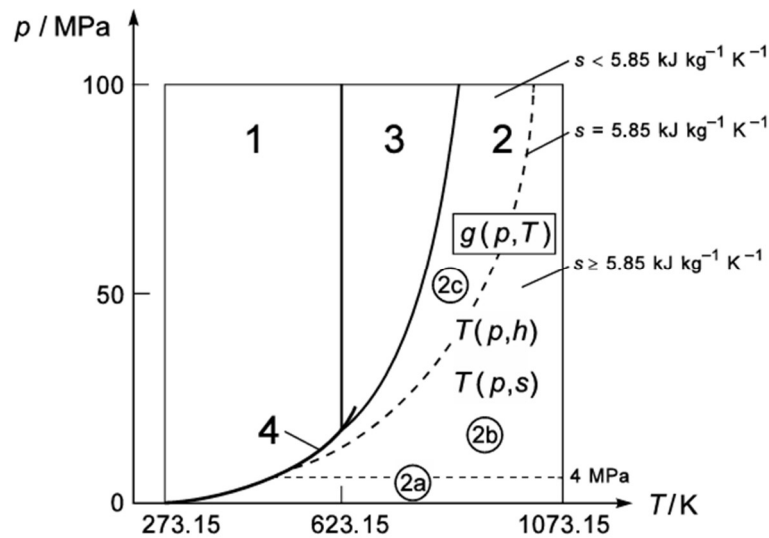


Figura 9 - Divisão da região 2 da IAPWS (2007) em três subregiões para as equações inversas.

Fonte: IAPWS (2007, p.21).

As equações inversas $T(p, h)$ e $T(p, s)$ para a região 2a estão expostas nas equações 41 e 42. Os coeficientes n_i , I_i e J_i para as duas estão, respectivamente, nas tabelas 20 e 25 da formulação da IAPWS-IF97 (2007).

$$\frac{T_{2a}(p,s)}{T^*} = \theta_{2a}(\pi, \sigma) = \sum_{i=1}^{46} n_i \pi^{I_i} (\sigma - 2)^{J_i} \quad (41)$$

$$\text{Onde: } \pi = \frac{p}{p^*}, p^* = 1 \text{ MPa},$$

$$\theta = \frac{T}{T^*}, T^* = 1 \text{ K},$$

$$\eta = \frac{h}{h^*}, h^* = 2000 \text{ kJ kg}^{-1}.$$

$$\frac{T_{2a}(p,s)}{T^*} = \theta_{2a}(\pi, \sigma) = \sum_{i=1}^{46} n_i \pi^{I_i} (\sigma - 2)^{J_i} \quad (42)$$

$$\text{Onde: } \pi = \frac{p}{p^*}, p^* = 1 \text{ MPa},$$

$$\theta = \frac{T}{T^*}, T^* = 1 \text{ K},$$

$$\sigma = \frac{s}{s^*}, s^* = 2 \text{ kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}.$$

As equações inversas $T(p, h)$ e $T(p, s)$ para a região 2b estão expostas nas equações 43 e 44. Os coeficientes n_i, I_i e J_i para as duas estão, respectivamente, nas tabelas 21 e 26 do documento da IAPWS-IF97 (1997).

$$\frac{T_{2b}(p,h)}{T^*} = \theta_{2b}(\pi, \eta) = \sum_{i=1}^{38} n_i (\pi - 2)^{I_i} (\eta - 2.6)^{J_i} \quad (43)$$

$$\text{Onde: } \pi = \frac{p}{p^*}, p^* = 1 \text{ MPa},$$

$$\theta = \frac{T}{T^*}, T^* = 1 \text{ K},$$

$$\eta = \frac{h}{h^*}, h^* = 2000 \text{ kJ kg}^{-1}.$$

$$\frac{T_{2b}(p,s)}{T^*} = \theta_{2b}(\pi, \sigma) = \sum_{i=1}^{44} n_i \pi^{I_i} (10 - \sigma)^{J_i} \quad (44)$$

$$\text{Onde: } \pi = \frac{p}{p^*}, p^* = 1 \text{ MPa},$$

$$\theta = \frac{T}{T^*}, T^* = 1 \text{ K},$$

$$\sigma = \frac{s}{s^*}, s^* = 2 \text{ kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}.$$

As equações inversas $T(p, h)$ e $T(p, s)$ para a região 2c estão expostas nas equações 45 e 46. Os coeficientes n_i , I_i e J_i para as duas estão, respectivamente, nas tabelas 22 e 27 da IAPWS-IF97 (1997).

$$\frac{T_{2c}(p, h)}{T^*} = \theta_{2c}(\pi, \eta) = \sum_{i=1}^{23} n_i (\pi + 25)^{I_i} (\eta - 1.8)^{J_i} \quad (45)$$

$$\text{Onde: } \pi = \frac{p}{p^*}, p^* = 1 \text{ MPa},$$

$$\theta = \frac{T}{T^*}, T^* = 1 \text{ K},$$

$$\eta = \frac{h}{h^*}, h^* = 2000 \text{ kJ kg}^{-1}.$$

$$\frac{T_{2c}(p, s)}{T^*} = \theta_{2c}(\pi, \sigma) = \sum_{i=1}^{30} n_i \pi^{I_i} (2 - \sigma)^{J_i} \quad (46)$$

$$\text{Onde: } \pi = \frac{p}{p^*}, p^* = 1 \text{ MPa},$$

$$\theta = \frac{T}{T^*}, T^* = 1 \text{ K},$$

$$\sigma = \frac{s}{s^*}, s^* = 2 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}.$$

Para os cálculos da região de saturação (região 4 da formulação), foi implementada a equação da temperatura de saturação:

$$\frac{T_s}{T^*} = \frac{n_{10} + D - [(n_{10} + D)^2 - 4(n_9 + n_{10}D)]^{\frac{1}{2}}}{2} \quad (47)$$

$$\text{Onde: } T^* = 1 \text{ K};$$

$$D = \frac{2G}{-F - (F^2 - 4EG)^{1/2}};$$

$$E = \beta^2 + n_3\beta + n_6;$$

$$F = n_1\beta^2 + n_4\beta + n_7;$$

$$E = n_2\beta^2 + n_5\beta + n_8;$$

$n_i, i = 1 \leq i \leq 10$, são coeficientes apresentados na tabela 34 da formulação da IAPWS-F97;

$$\beta = \left(\frac{p_{sat}}{p^*}\right)^{1/4}, p^* = 1 \text{ MPa}.$$

Para os níveis de pressão e temperatura empregado neste trabalho, os cálculos das propriedades nessa região devem ser efetuados a partir da interpolação dos dados referentes a mesma temperatura ou pressão de saturação (T_{sat}, p_{sat}) nas regiões 1 e 2 e do valor do título do fluido na região bifásica. Dessa forma, entropia e entalpia são calculados a partir das equações a seguir:

$$h_{R4}(p_{sat}, T) = h_{R1}(p_{sat}, T) + x * (h_{R2}(p_{sat}, T) - h_{R1}(p_{sat}, T)) \quad (48)$$

$$s_{R4}(p_{sat}, T) = s_{R1}(p_{sat}, T) + x * (s_{R2}(p_{sat}, T) - s_{R1}(p_{sat}, T)) \quad (49)$$

3.2 Estudo de caso

Para dimensionamento da operação do ciclo, há de ser calculado também a energia a ser consumida por ele a partir da queima de RSU. Para isso, dados foram retirados da bibliografia sobre a produção e o poder calorífico dos resíduos sólidos produzidos no Brasil. O artigo de Luz (2015) fornece uma descrição detalhada sobre eles, apresentada na Tabela 5.

Tabela 5 -Descrição da composição do RSU brasileiro depois de tratamento para retirada de umidade, vidros e metais. Fonte: Luz, 2015.

Parameter	Symbol/unit	Average (% as received)
<i>Proximate analysis</i>		
Fixed carbon	FC	5.08
Volatiles	V	74.07
Moisture	W	6.52
Ashes	A	14.33
<i>Ultimate analysis</i>		
Carbon	C	49.7
Hydrogen	H	7.2
Nitrogen	N	0.8
Sulfur	S	0.4
Chlorine	Cl	0.3
Oxygen	O	41.6
<i>Calorific value</i>		
LHV	MJ/kg	19.63
HHV	MJ/kg	23.18

Esses dados, no entanto, mostram a composição de resíduos depois de um tratamento mecânico, para aplicação em um processo de gaseificação. Isso torna o PCI do resíduo final com um valor elevado em relação ao original, o que não acontece para o processo de incineração. Dessa forma, para buscar corrigir o valor do PCI para

níveis normais, será implicada uma correção na umidade de sua composição para um nível médio de 40%, segundo McPhail (2013).

Como efeito da alteração, a composição dos sólidos voláteis se mantém, mas eles passam a representar uma parcela menor com relação a massa total do RSU. Como são eles que liberam a energia na combustão, isso por si só gera uma redução no PCI. Mas além disso, a água também diminui o PCI, pois passa a demandar mais energia para se transformar em vapor. Desse modo, as correções dos valores de porcentagem de sólidos voláteis e do PCI são realizadas pelas equações a seguir:

$$PCI_2 = PCI_1 * \frac{1-U_2}{1-U_1} \quad (50)$$

$$SV_2 = \frac{SV_1}{1-U_1} * (1 - U_2) \quad (51)$$

Onde: PCI_1 , U_1 , e SV_1 são o poder calorífico inferior, a umidade e a porcentagem de sólidos voláteis do RSU antes da mudança de umidade;

PCI_2 , U_2 , e SV_2 são o poder calorífico inferior, a umidade e a porcentagem de sólidos voláteis do RSU depois da mudança de umidade.

A composição retratada dos sólidos voláteis permite também o cálculo direto do coeficiente β_{RSU} para o cálculo da exergia proveniente do cálculo do lixo.

Ainda como dado da produção de RSU brasileira, Carneiro (2015) estimou uma vazão de 48 t/h de resíduos queimados ao projetar o abastecimento de uma planta WtE a partir de dados de referência.

3.3 Abordagem numérica

Para o desenvolvimento do modelo matemático referente aos cálculos de simulação do ciclo WtE desse estudo, foi selecionado um ciclo Rankine com reaquecimento, com a consideração das seguintes hipóteses:

- Ciclo fechado com operação em regime permanente;
- Fluido de trabalho do ciclo a vapor é água;
- Escoamento unidimensional;

- Fora a caldeira, o superaquecedor e o reaquecedor, os demais componentes do ciclo são adiabáticos;
- Variações de energia cinética e potencial desprezíveis;
- Combustão completa do RSU;
- Eficiência energética do incinerador = 80%;
- Pressão constante na câmara de combustão;
- Eficiência isentrópica constante na turbina = 90%;
- Eficiência isentrópica constante na bomba = 80%;
- Perda de pressão no condensador, caldeira e no reaquecedor = 10%;
- As propriedades do estado morto para a água são:

$$p_0 = 0,101 \text{ MPa}; T_0 = 298,15 \text{ }^\circ\text{C}; h_0 = 104,93 \text{ kJ/kg}; s_0 = 0,36722 \text{ kJ/kgK}$$

O cálculo das propriedades termodinâmicas da água e do vapor em cada etapa do ciclo foram feitos de acordo com a rotina de cálculo da IAPWS, com as propriedades da região de mistura bifásica sendo obtidos a partir de interpolação entre as propriedades de água e vapor para a pressão pré-estabelecida. O modelo adotado como base para o referenciamento das etapas do ciclo é o da Figura 7. Logo, os processos em cada componente do ciclo estão numerados da seguinte maneira de acordo com os pontos de referência da Figura 7:

- (1 – 2): Bomba;
- (2 – 4): Caldeira
- (4 – 5): Turbina de alta pressão;
- (5 – 6): Reaquecedor;
- (6 – 7): Turbina de baixa pressão;
- (7 – 1): Condensador.

Para estabelecimento dos níveis de propriedades utilizados, foram encontrados dados de referências bibliográficas dentro do espectro de 7 a 13 MPa, e temperaturas de superaquecimento variando de 440 a 540 °C (UDOMSRI et al, 2010; EBOH et al., 2019; BRANCHINI, 2012). Considerando também variações da pressão no condensador, entre 5 e 12 kPa segundo Consonni et al. (2017), foram selecionados valores dessas propriedades que extrapolam levemente o que é praticado, de forma

a possibilitar o estudo em níveis fora dos usuais. Eles estão apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 - Valores dos parâmetros de entrada variados para as simulações.

	Mínimo	Médio	Máximo
$T_{high} (°C)$	420	490	560
$p_{high} (MPa)$	6	10	14
$p_{low} (kPa)$	5	10	15

A Tabela 7 mostra a rotina de cálculo das propriedades do ciclo, com os dados de entrada, as equações utilizadas e as propriedades finais calculadas. A fim de limitar a influência da variação do título do fluido na saída das turbinas entre as simulações, foi fixado um valor alvo de 0,94 para expansão em processo isentrópico (pontos 5s e 7s) de 0,94.

Tabela 7 - Descrição da rotina das simulações realizadas de projeto de ciclos Rankine com reaquecimento. Fonte: o autor, 2026.

Propriedades de entrada	Método de cálculo	Propriedade(s) obtida(s)
p_1, T_1	Equação 36 e equações para h e s da Tabela 3	s_1, h_1
p_4, T_4	Equação 39 e equações para h e s da Tabela 4	s_4, h_4
p_4, d_{p2-4}	Equação 3	p_2
s_1	Processo isentrópico ($s_1 = s_{2s}$)	s_{2s}
p_2, s_{2s}	Equação 39	T_{2s}
p_2, T_{2s}	Equação 36 e equações para h e s da Tabela 3	h_{2s}
h_{2s}, h_1, η_b	Equação 1	h_2
p_2, h_2	Equação 38	T_2
p_2, T_2	Equação 40 e equação para s da Tabela 3	s_2
s_4	Processo isentrópico ($s_4 = s_{5s}$)	s_{5s}

s_{5s}, x_{5s}, p_5	Processo iterativo: (1) cálculo de $T_{sat}(p)$, eq. 45; (2) $s_{sat,liq}(p, T_{sat})$, eq. 36, eq. de s da Tabela 3; (3) $s_{sat,vap}(p, T_{sat})$, eq. 39, eq. de s da Tabela 4; (4) $s_{sat}(p_{sat}, x_{5s}) = s_{sat,liq}(T_{sat}, p) + x_{5s} * (s_{sat,liq}(p) - s_{sat,vap}(p_{sat}))$; Repetir até convergir para $x_{5s} = 0,940$	p_5
p_5, T_5, x_{5s}	Equação 48	h_{5s}
η_{turb}, h_{5s}, h_4	Equação 2	h_5
p_5, T_5, h_5	Equação 48	x_5
$p_5, d_{p,5-6}$	Equação 3	p_6
$p_1, d_{p,7-1}$	Equação 3	p_7
p_7	Equação 46	T_7
p_7, T_7, x_{7s}	Equações 48 e 49	s_{7s}, h_{7s}
s_{7s}	Processo isoentrópico ($s_6 = s_{7s}$)	s_6
p_6, s_6	Equação 42	T_6
p_6, T_6	Equação 40 e equação de h na Tabela 4	h_6
η_{turb}, h_6, h_{7s}	Equação 2	h_7
p_7, T_7, h_7	Equação 49	s_7

As exergias específicas de cada ponto são calculadas de acordo com suas propriedades h_i e s_i , através da equação 12.

Com todas as informações destrinchadas, podemos então calcular dados que refletem a eficiência energética, exergética e ambiental do ciclo. A Tabela 8 revela a obtenção dos resultados para avaliação do ciclo termodinâmico.

Tabela 8 - Cálculo de indicadores de eficiência do ciclo. Fonte: o autor, 2026.

Propriedades de entrada	Método de cálculo	Resultados obtidos
h_2, h_1	Equação 4	w_b
h_6, h_5, h_4, h_2	$q_H = (h_6 - h_5) + (h_4 - h_2)$	q_H
h_7, h_6, h_5, h_4	$w_t = (h_7 - h_6) + (h_5 - h_4)$	w_t
$\eta_{inc}, \dot{m}_{RSU}, PCI_{RSU}$	$\dot{Q}_{RSU} = \eta_{inc} * \dot{m}_{RSU} * PCI_{RSU}$	$\dot{Q}_{RSU}$

$q_H, \dot{Q}_{RSU}$	$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\dot{Q}_{RSU}}{q_H}$	$\dot{m}_{H_2O}$
$\dot{m}_{H_2O}, w_b, w_t$	$\dot{W}_{liq} = \dot{m}_{H_2O} * (w_t - w_b)$	$\dot{W}_{liq}$
$\dot{m}_{H_2O}, q_H$	$\dot{Q}_H = \dot{m}_{H_2O} * q_H$	$\dot{Q}_H$
q_H, w_{liq}	Equação 9	$\eta_{rankine}$
$\dot{m}_{RSU}, \beta_{RSU}, PCI_{RSU}$	$\dot{E}x_{comb} = \dot{m}_{RSU}, \beta_{RSU}, PCI_{RSU}$	$\dot{E}x_{comb}$
$\dot{W}_{liq}, \dot{E}x_{comb}$	Equação 10	η_{ex}
$\dot{m}_{H_2O}, ex_2, ex_4, T_0, T_4, T_2, h_4, h_2$	$\dot{E}x_{d,caldeira} = \dot{m}_{H_2O} * (ex_4 - ex_2)$ $-\dot{m}_{H_2O} * (h_4 - h_2) * \left(1 - \frac{T_0}{T_4}\right)$	$\dot{E}x_{d,caldeira}$
$\dot{m}_{H_2O}, ex_4, ex_5, h_4, h_2$	$\dot{E}x_{d,TAP} = \dot{m}_{H_2O} * (ex_5 - ex_4)$ $-\dot{m}_{H_2O} * (h_4 - h_2)$	$\dot{E}x_{d,TAP}$
$\dot{m}_{H_2O}, ex_6, ex_7, h_6, h_7$	$\dot{E}x_{d,TAP} = \dot{m}_{H_2O} * (ex_5 - ex_4)$ $-\dot{m}_{H_2O} * (h_7 - h_6)$	$\dot{E}x_{d,TBP}$
$\dot{m}_{H_2O}, ex_1, ex_2, w_b$	$\dot{E}x_{d,b} = \dot{m}_{H_2O} * (ex_2 - ex_1)$ $-\dot{m}_{H_2O} * w_b$	$\dot{E}x_{d,b}$
$\dot{m}_{H_2O}, ex_5, ex_6, T_0, T_5, T_6, h_5, h_6$	$\dot{E}x_{d,reaq} = \dot{m}_{H_2O} * (ex_4 - ex_2)$ $-\dot{m}_{H_2O} * (h_6 - h_5) * \left(1 - \frac{T_0}{T_6}\right)$	$\dot{E}x_{d,reaq}$
$\dot{m}_{H_2O}, ex_2, ex_4, T_0, T_4, \dot{Q}_H$	$\dot{E}x_{d,cond.} = \dot{m}_{H_2O} * (ex_1 - ex_7)$ $-\dot{m}_{H_2O} * (h_1 - h_7) * \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right)$	$\dot{E}x_{d,cond}$
$\dot{E}x_{d,caldeira}, \dot{E}x_{d,TAP}, \dot{E}x_{d,TBP},$ $\dot{E}x_{d,b}, \dot{E}x_{d,reaq}, \dot{E}x_{d,cond}$	Equação 14	$\dot{E}x_{d,total}$
$f_{C,RSU} \dot{m}_{RSU}, \dot{W}_{liq}$	Equações 15 e 16	EE_{CO_2}

Há de se ressaltar que a exergia associada ao calor nos componentes foi calculada a partir da aproximação da temperatura de troca de calor como a temperatura de saída do volume de controle.

Obtidos os resultados que nos permitem avaliar o desempenho do ciclo, se seguiu para a segunda parte do projeto, de integração do ciclo Rankine WtE com o ciclo Brayton de uma turbina a gás (equações 21 a 29). Primeiramente, foi calculada

a capacidade de alcance de temperatura dos gases de combustão provenientes da queima de RSU. Essa avaliação foi feita a partir da aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica na etapa de incineração, considerando que o ar injetado no incinerador está em temperatura ambiente de 25°C, mesma temperatura considerada na combustão para o PCI. A energia liberada pela combustão será usada no aquecimento dos gases provenientes da combustão e da umidade presente no lixo. Dessa forma, o balanço energético da reação acontece de acordo com o seguinte equacionamento:

$$\eta_{inc} * \dot{m}_{RSU} * PCI_{RSU} = \dot{m}_{gq} * c_{p,gq,med} * (T_{gq} - T_{ref}) + \dot{m}_{H_2O} * [c_{p,H_2O,l,med} * (T_{sat} - T_0) + \Delta h_{vap}^{T_{sat}} + c_{p,H_2O,v} * (T_{gq} - T_{sat})]$$

Onde: $\dot{m}_{gq}$ é a massa de gás quente proveniente da combustão;

T_{gq} é a temperatura de saída do gás quente do incinerador;

$T_{ref} = T_0 = 25^\circ C$;

$c_{p,gq,med}$ é a capacidade calorífica média do gás quente entre T_{gq} e T_{ref} ;

$\dot{m}_{H_2O}$ é a vazão mássica de H_2O proveniente da umidade do RSU;

T_{sat} é a temperatura de saturação da água a 0,1 MPa ($\approx 99,8^\circ C$);

$c_{p,H_2O,l,med}$ é a capacidade calorífica média entre T_{sat} e T_{ref} ;

$\Delta h_{vap}^{T_{sat}}$ é a variação de entalpia da água no estado de mistura bifásica a 0,1 MPa (2257,5 kJ/kg);

$c_{p,H_2O,v,med}$ é a capacidade calorífica média do vapor de água entre T_{sat} e T_0 .

Isolando a variável alvo, T_{gq} , obtemos a seguinte expressão:

$$T_{gq} = \frac{\dot{m}_{gq} * c_{p,gq,med} * T_{ref} + \dot{m}_{RSU} * PCI_{RSU} - \dot{m}_{H_2O} * [c_{p,H_2O,l,med} * (T_{sat} - T_0) + \Delta h_{vap}^{T_{sat}} - c_{p,H_2O,v} * T_{sat}]}{\dot{m}_{gq} * c_{p,gq,med} + \dot{m}_{H_2O} * c_{p,H_2O,v}} \quad (52)$$

Como $c_{p,gq,med}$ e $c_{p,H_2O,v}$ são dependentes de T_{gq} , o cálculo depende de um processo de cálculo iterativo a partir de um valor de T_{gq} até que ele convirja. No cálculo, foi considerada a composição dos gases provenientes da combustão do RSU, determinada a partir do balanceamento da reação (eq. 17). Isso faz com que o cálculo

do $c_{p,gq}$ tenha que ser calculado considerando as frações de gases que o compõem (eq. 18). O cálculo do c_p para esses gases foi efetuado a partir da metodologia do cálculo polinomial da NASA (McBRIDE et al, 1993).

Calculado T_{gq} , a próxima etapa é a avaliação da capacidade desse gás quente de atender a demanda energética do ciclo Rankine. Essa verificação tem que ser realizada sequencialmente pelas etapas dos ciclos, através da equação aplicada em trocadores de calor e respeitando os princípios físicos de que o calor sempre flui do fluido mais quente para o mais frio (eq. 20). Quando se identificar que o suprimento do calor necessário em uma das etapas for insuficiente, será definido esse como o ponto de entrada da integração da turbina a gás. A Tabela 9 mostra esse processo de avaliação, seguindo de acordo com a referência das etapas do ciclo Rankine exibido na Figura 10. Para maior precisão nos resultados, foi utilizado o método de cálculo do c_p dos fluidos variando com a temperatura.

Tabela 9 - Método de cálculo para integração da turbina a gás

Ordem	Etapas do ciclo	Energia demandada pelo ciclo Rankine
1	Caldeira (líquido comprimido)	$Q_1 = \dot{m}_{H_2O} * \int_{T_2}^{T_{3'}} c_{p,H_2O,liq}(T) dT = \dot{m}_{gq} * \int_{T_{gq,out}}^{T_{gq,in}} c_{p,gq}(T) dT,$ $T_{gq,in} > T_{3'} \text{ e } T_{gq,out} > T_2$
2	Caldeira (mistura bifásica)	$Q_2 = \dot{m}_{H_2O} * \Delta h_{H_2O,3'-3} = \dot{m}_{gq} * \int_{T_{gq,out}}^{T_{gq,in}} c_{p,gq}(T) dT,$ $T_{gq,in} \text{ e } T_{gq,out} > T_{3'}$
3	Superaquecedor (vapor superaquecido)	$Q_3 = \dot{m}_{H_2O} * \int_{T_3}^{T_4} c_{p,H_2O,vap}(T) dT = \dot{m}_{gq} * \int_{T_{gq,out}}^{T_{gq,in}} c_{p,gq}(T) dT,$ $T_{gq,in} > T_4 \text{ e } T_{gq,out} > T_3$
4	Reaquecedor (mistura bifásica)	$Q_4 = \dot{m}_{H_2O} * \Delta h_{H_2O,5'-5} = \dot{m}_{gq} * \int_{T_{gq,out}}^{T_{gq,in}} c_{p,gq}(T) dT,$ $T_{gq,in} \text{ e } T_{gq,out} > T_5$

5	Reaquecedor (vapor superaquecido)	$Q_5 = \dot{m}_{H_2O} * \int_{T_5}^{T_5} c_{p,H_2O,vap}(T) dT = \dot{m}_{gq} * \int_{T_{gq,out}}^{T_{gq,in}} c_{p,gq}(T) dT,$ $T_{gq,in} > T_6 \text{ e } T_{gq,out} > T_5$
---	---	---

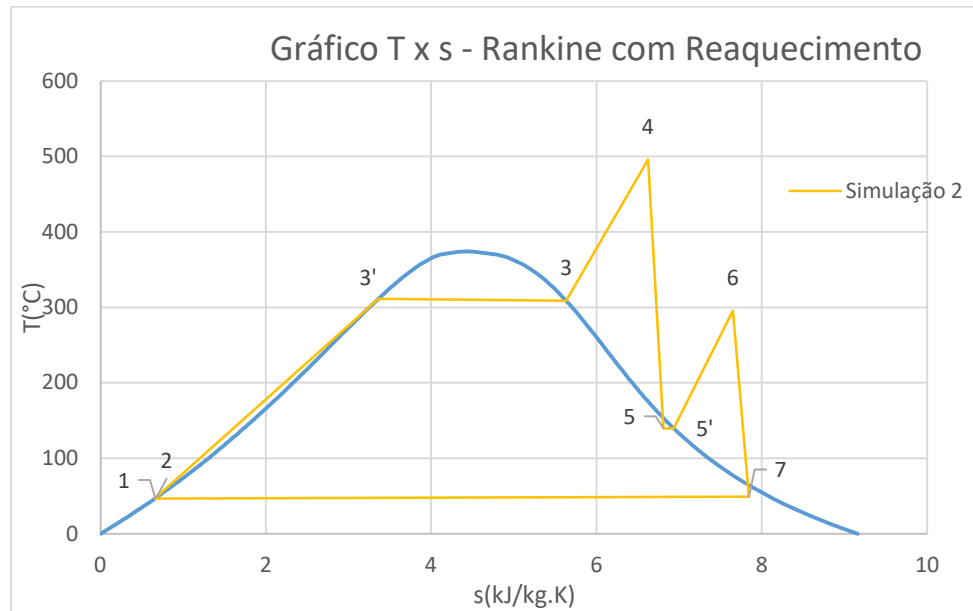


Figura 10 - Diagrama T x s de um ciclo Rankine com reaquecimento das simulações realizadas.

Fonte: o autor, 2026.

No ponto em que as relações entre as temperaturas de saída e entrada do gás quente e do vapor d'água forem desobedecidas, essa rotina será interrompida e será calculado o valor de energia remanescente a ser suprido para a etapa:

$$Q_{rest} = Q_i - \int_{T_{H_2O\ in,i}}^{T_{gq\ in,i}} c_{p,gq}(T) dT \quad (53)$$

Os componentes do ciclo da turbina a gás a ser introduzida no ciclo híbrido serão projetados de acordo com as equações apresentadas na seção 2.2.2 e de parâmetros utilizados em projetos desse tipo. Foi adotada uma razão de pressão do compressor igual a 20, compatível com turbinas a gás industriais modernas utilizadas na geração de eletricidade. É um valor que está em uma faixa amplamente aplicada para ciclos Brayton de alto desempenho por representar um equilíbrio entre eficiência térmica, trabalho específico e limitações construtivas do compressor e da turbina (COHEN et al., 2017). Mais valores de propriedades considerados no cálculo estão

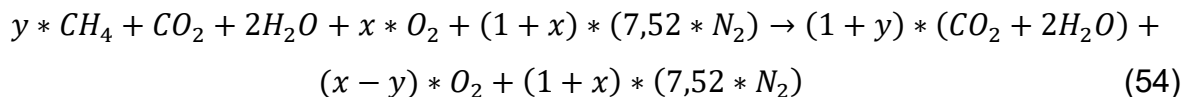
expressos na Tabela 10, com as numerações referentes ao ciclo Brayton mostrado na Figura 7.

Tabela 10 - Propriedades empregadas na projeção da turbina a gás.

Propriedade	Valor	Fonte
η_c	0,8	CARNEIRO, 2015
η_{turb}	0,8	CHIAVEGATTO, 2019
p_3	$0,95 * p_2$	CHIAVEGATTO, 2019
p_4	0,13	CARNEIRO, 2015
r_p	20	COHEN et al., 2017

Uma vez projetado o ciclo Brayton, estará determinada a temperatura de saída do gás da turbina, que será empregado no ciclo Rankine. Com esse dado, será repetido o procedimento da Tabela 9 a partir do ponto de parada de troca de calor pelo sistema de incineração de RSU (determinado pela equação 53) e levando em consideração a composição do gás proveniente da combustão de metano puro (equação 19). O PCI do gás natural considerado foi de 50.000 kJ/kg, e foi fixado um valor de excesso de ar de 200% (BIJOS, J.C.B.F. et al., 2022; LUGO-LEYTE, R. et al, 2010). Para a combustão do CH_4 , foi considerada uma eficiência de 100%.

Com a repetição dessa rotina de cálculo, nota-se que o gás natural proveniente da turbina a gás ainda não é capaz de fornecer o calor necessário para o resto da demanda do ciclo. Dessa forma, o queimador adicional de gás natural tem de ser introduzido para levar esse gás até a temperatura necessária para o abastecimento total. Com ele, haverá uma alteração também da vazão mássica do gás e de sua composição (consequentemente, do c_p idem). Foi considerado que no queimador adicional o metano puro reage com o oxigênio restante dos gases provenientes na turbina. Logo, a equação para determinar a composição do gás quente pós queima adicional é:



Onde: x é a porcentagem de excesso de ar na combustão na turbina a gás;

e y é a porcentagem do gás adicional introduzido sobre o que foi introduzido na câmara de combustão da turbina a gás.

A equação 54 mostra o balanço energético na entrada e na saída do queimador adicional (pontos 4 e 5 do ciclo do TG na Figura 7, respectivamente):

$$\dot{m}_{CH_4,ad} * PCI_{CH_4} = (\dot{m}_{gq,tg} + \dot{m}_{CH_4,ad}) * \int_{T_4}^{T_5} c_{p,gq}(T) dT$$

Com a rotina de cálculo na Tabela 9 incluindo o queimador adicional, se chegará ao fim da simulação quando a temperatura de gás quente na entrada da caldeira de recuperação satisfizer todas as relações necessárias para a ocorrência de calor com o ciclo Rankine. A partir disso, terá também fixado a vazão de gás natural suficiente para chegar a essa temperatura. Esses dados, somados aos resultados da geração da turbina a gás projetado, permitem chegar aos seguintes resultados acerca do ciclo híbrido combinado:

Tabela 11 - Resultados obtidos para o ciclo híbrido.

Resultado	Cálculo
η_t	Equação 29
η_{ex}	Equação 30
EE_{CO_2}	Equação 31
$f_{t,GN}$	Equação 34

3.4 Planejamento via RSM

Os planejamentos de experimentos, como metodologia de superfície de resposta (RSM) são técnicas matemáticas e estatísticas para modelar, analisar e otimizar sistemas de múltiplas variáveis de entrada. Ele opera de forma a estabelecer relações entre elas e as variáveis de saída, o que permite ao seu usuário identificar as condições de operação que otimizam o seu objeto de trabalho de acordo com seus objetivos. É uma técnica que reduz o número de experimentos necessários em relação a modelos mais tradicionais de variação de uma variável por vez, aumentando a eficiência na análise do caso.

Dentre as opções de desenhos empregados nessa técnica de planejamento de experimentos, o Planejamento Composto Central (PCC) se destaca como um dos mais utilizados para o ajuste de modelos quadráticos de segunda ordem. A Figura 11

mostra o desenho desse estilo de planejamento, com pontos fatoriais, adicionais e centrais. Há a repetição do experimento no ponto central para estimar os efeitos quadráticos e representar a curvatura. Os pontos fatoriais são os representados em branco na figura, em um formato semelhante a uma estrela, e se localizam a uma distância α do ponto central. Esse tipo de planejamento requer um número $N = k^2 + 2k + n_0$ de experimentos, onde k é o número de variáveis e n_0 é o número de repetições no ponto central.

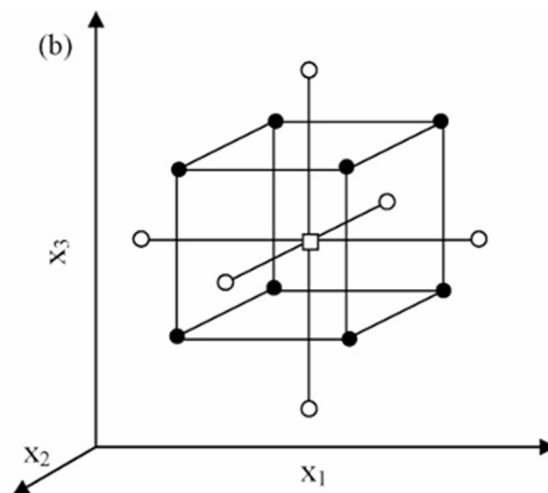


Figura 11 - Design do Planejamento Composto Central (PCC). Fonte: Bezerra, p.970, 2008.

Os resultados experimentais processados pelo planejamento são ajustados por meio de um modelo polinomial de segunda ordem, dão sua equação geral. O processamento desses dados permite observar quais variáveis de entrada possuem efeito mais ou menos significativo sobre as respostas obtidas. A partir disso, é possível filtrar para que somente aqueles que possuem efeito significativo sejam considerados na obtenção da superfície de resposta modelada. A verificação acerca da adequação do modelo obtido foi feita no caso pelos resultados de um teste t de Student, considerando como significativos os fatores com $p < 0,05$. Além da geração da superfície, o software também permite a realização de uma análise dos resíduos do modelo para sua avaliação (*MS Residuals*), assim como fornece a qualidade da avaliação do modelo projetado diante das variáveis de entrada das simulações (R^2).

4 Resultados e discussão

Essa sessão apresenta os resultados sobre a validação do método de cálculo, o projeto da turbina a gás para inserção no ciclo híbrido, a energia gerada pela incineração do RSU e as respostas obtidas por meio do tratamento dos dados através da metodologia RSM no software *Strategia*.

4.1 Validação do método de cálculo

A validação do método de cálculo IAPWS F-97 foi feita de duas formas. A primeira foi realizada comparando as propriedades obtidas pelo cálculo em planilha Excel a partir de certos dados de entrada com os resultados obtidos a partir dos mesmos dados na tabela apropriada do apêndice B do livro da série Van Wylen (2013).

Já na segunda, a comparação foi efetuada pela projeção de um ciclo Rankine com reaquecimento com propriedades de entrada equivalentes ao utilizado em uma referência da literatura. O estudo escolhido para servir de comparação foi o realizado por Carneiro (2015).

4.1.1 Comparação com as tabelas termodinâmicas

A validação da planilha foi dividida em duas etapas, referentes aos estados da água de líquido comprimido e vapor saturada. Como as duas regiões são equacionadas de formas diferentes segundo a metodologia de cálculo da IAPWS, é necessária a realização da análise independente de cada uma delas. As propriedades para o estado de mistura bifásica são calculadas através da interpolação entre as propriedades nos limites das duas regiões já mencionadas, logo não há necessidade de mais uma verificação nesse caso. As propriedades calculadas serão comparadas com as obtidas através das tabelas termodinâmicas do Apêndice B do livro Fundamentos da Termodinâmica (BORGNAKKE, SONNTAG, 2013).

A Tabela B.1.4 do livro apresenta as propriedades referentes a água em estado líquido comprimido, e será usada como parâmetro de comparação nesse estado com

a rotina desenvolvida. Para esse caso, foi escolhida uma pressão de 5 MPa, e temperatura de 130 °C. A Tabela 12 mostra as propriedades calculadas por cada um dos métodos, assim como o erro relativo percentual entre ambas:

Tabela 12 Comparação entre os valores obtidos pela IAPWS-IF97 (1997). e os da Tabela B.1.1 do livro Fundamentos da termodinâmica (BORGNAKKE, SONNTAG, 2013).

	$p \text{ (MPa)}$	$T_{sat} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$v \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)$	$u \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$	$h \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$	$s \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} \right)$
IAPWS	5	130	0,00107	544,25	549,59	1,6300
Tabela do Van Wylen	5	130	0,00107	544,26	549,60	1,629
Erro Relativo	-	-	0,055%	0,003%	0,003%	0,081%

As propriedades da região de vapor superaquecido tem como referência no livro Fundamentos da Termodinâmica a Tabela B.1.3 do Apêndice B (BORGNAKKE, SONNTAG, 2013). Dentro da ferramenta de cálculo com o IAPWS, ela se refere a região 2 para os níveis de temperatura e pressão utilizados no trabalho. A tabela a seguir mostra a comparação das propriedades obtidas para pressão de 6 MPa e temperatura de 600°C.

Tabela 13 Comparação entre os valores obtidos pela IAPWS-IF97 (1997) e os da Tabela B.1.1 do livro Fundamentos da termodinâmica (BORGNAKKE, SONNTAG, 2013)

	$p \text{ (MPa)}$	$T_{sat} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$v \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right)$	$u \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$	$h \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$	$s \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} \right)$
IAPWS	6	600	0,0653	3267,1	3658,7	7,169
Tabela do Van Wylen	6	600	0,0622	3266,9	3658,4	7,168
Erro Relativo	-	-	0,020%	0,07%	0,008%	0,021%

4.1.2 Validação

A validação da planilha de cálculo pela formulação IAPWS-F97 (2007) e da rotina de cálculo para dimensionamento do ciclo Rankine foi realizada tomando como base um estudo de caso realizado por Carneiro (2015). Nele, ela adota os seguintes dados de entrada:

Tabela 14 - Dados para validação da planilha de cálculo. Fonte: Carneiro, 2015.

Propriedades	Valores
PCI_{RSU}	16000 /kJkg
$\dot{m}_{RSU}$	48 t/h
p_3	10 MPa
T_4	538°C
p_5	0,3 MPa
T_1	45°
x_1	0
η_{turb}	0,9
$d_{p,2-3'}$	0,4 MPa
$d_{p,3'-3}$	0,3 MPa
$d_{p,3-4}$	0,3 MPa
$d_{p,5-6}$	0,1 MPa
$d_{p,7-1}$	0,005 MPa
η_b	0,8 MPa
x_{7s}	$x_{7s} = x_{5s}$

A partir desses dados e seguindo a rotina de cálculo descrita na Tabela 7, foram calculadas as propriedades termodinâmicas para o ciclo, expostas na

Tabela 15 - Propriedades termodinâmicas calculadas para o ciclo de validação.

Propriedade	Valor
p_1	9,59 kPa
h_1	188,4 kJ/kg
s_1	0,638 kJ/kg.K
s_4	6,70 kJ/kg.K
h_4	3469 kJ/kg
p_2	10,3 MPa

s_{2s}	0,638 kJ/kg.K
h_{2s}	199,2 kJ/kg
h_2	1421 kJ/kg
T_2	46°C
s_2	0,647 kJ/kg.K
s_{5s}	6,70 kJ/kg.K
h_{5s}	2608 kJ/kg
h_5	2694 kJ/kg
x_{5s}	0,946
x_5	0,986
p_6	0,2 MPa
p_7	0,0146
T_7	326,5 °C
s_{7s}	7,62 kJ/kg.K
h_{7s}	2469 kJ/kg
s_6	7,62 kJ/kg.K
T_6	501,5 °C
h_6	2928 kJ/kg
h_7	2515 kJ/kg
s_7	7,76 kJ/kg.K

O ciclo proposto por Carneiro (2015) opera ainda com um economizador entre a saída da bomba e a entrada da caldeira, que aproveita o calor proveniente da turbina a gás para realizar um pré-aquecimento do fluido. Ela considera que esse ponto (referido aqui como 2') tem uma queda de pressão de 0,2 MPa em relação ao ponto 2, e que o fluido entra na caldeira a uma temperatura de 90°C. A entalpia e a entropia calculada para esse ponto, de acordo com a metodologia IAPWS para a água a estado líquido comprimido a partir dos valores de temperatura e pressão ($T_{2'}$ e $p_{2'}$, equação 36), são:

Tabela 16 - Entropia e entropia na entrada da caldeira calculados para o ciclo projetado por Carneiro (2015). Fonte: o autor, 2026.

Propriedade	Valor
$h_{2'}$	385 kJ/kg
$s_{2'}$	0,670 kJ/kg.K

Carneiro (2015) considerou em seu ciclo que o gás quente vindo da turbina a gás trocava calor com o ciclo Rankine no economizador antes da caldeira (etapa 2-2'), no superaquecedor (etapa 3-4) e no reaquecedor (etapa 5-6). A energia cedida pela caldeira de recuperação (Q_{CR}) foi de 105 MW, segundo seus cálculos. Considerando uma eficiência de incineração de 80%, estima-se a vazão de vapor necessária para o ciclo absorver essa energia:

$$\dot{m}_{vapor} = \eta_{inc} * \frac{Q_{CR}}{(h_{2'} - h_2) + (h_4 - h_3) + (h_6 - h_5)} = 71,40 \text{ kg/s}$$

É um valor muito próximo ao calculado por Carneiro (2015), de 71,5 kg/s. A partir desses dados, podemos obter os seguintes resultados a partir dos cálculos expostos na Tabela 8 referentes ao ciclo Rankine:

$$\dot{W}_{TAP} = \dot{m}_{vapor} * (h_4 - h_5)$$

$$\dot{W}_{TBP} = \dot{m}_{vapor} * (h_6 - h_7)$$

$$\dot{W}_b = \dot{m}_{vapor} * (h_2 - h_1)$$

$$\dot{Q}_{HRSU} = \dot{m}_{vapor} * (h_4 - h_3)$$

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{TAP} + \dot{W}_{TBP} - \dot{W}_b}{\dot{Q}_{HRSU} + Q_{CR}}$$

Tabela 17 - Comparação com os resultados obtidos a partir do ciclo de Carneiro (2015).

Propriedade	Valor pela planilha	Valor referência (CARNEIRO, 2015)	Erro relativo
$\dot{W}_{TAP}$	54814kW	54900 kW	0,16%

W_{TBP}	29985 kW	29990 kW	0,02%
W_b	960 kW	965 kW	0,5%
$\dot{Q}_{HRSU}$	167100 kW	167300 kW	0,12%
η_{CV}	26,3%	26%	1,1%*

Pode-se concluir através da análise dos erros relativos que a metodologia IAPWS implica em desvios poucos representativos quando comparada a outros métodos empregados em estudos que aplicam o cálculo de propriedades termodinâmicas. Há de se ressaltar que a eficiência do ciclo publicada por Carneiro possui apenas dois algarismos significativos, logo o erro relativo a essa propriedade pode ser menor.

4.2 Projeto da turbina a gás

A partir de dados da literatura sobre turbinas a gás empregadas em ciclos híbridos WtE, foi determinada uma vazão de ar igual a 90 kg/s (BIANCHI, 2014). Considerando um excesso de ar de 200% (LUGO-LEYTE et. al, 2010), a vazão de gás natural segundo o equilíbrio estequiométrico da reação de combustão é calculada da seguinte maneira a partir da equação 25:

$$CH_4 + (1 + 2) * 2(O_2 + 3,76 * N_2) \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 2 * O_2 + (1 + 2) * (7,52 * N_2)$$

$$\dot{m}_{CH_4} = \frac{M_{CH_4}}{3 * M_{ar}} * \dot{m}_{ar} = \frac{12 + 4 * 1}{3 * 2 * (16 * 2 + 3,76 * 14)} * 90 = 1,748 \text{ kg/s}$$

A partir do mesmo balanço, a composição do gás quente proveniente da combustão também pode ser determinada:

$$\%CO_2 = \frac{m_{CO_2}}{m_{gq}} = \frac{M_{CO_2}}{M_{CH_4} + 3 * M_{ar}} = \frac{12 + 2 * 16}{16 + 823,68} = 5,24\%$$

$$\%H_2O = \frac{m_{H_2O}}{m_{gq}} = \frac{2 * M_{H_2O}}{M_{CH_4} + 3 * M_{ar}} = \frac{2 * (2 * 1 + 16)}{16 + 823,68} = 4,29\%$$

$$\%N_2 = \frac{m_{N_2}}{m_{gq}} = \frac{3 * 7,52 * M_{N_2}}{M_{CH_4} + 3 * M_{ar}} = \frac{3 * 7,52 * 2 * 14}{16 + 823,68} = 75,23\%$$

$$\%O_2 = \frac{m_{O_2}}{m_{gq}} = \frac{2 * M_{O_2}}{M_{CH_4} + 3 * M_{ar}} = \frac{2 * 2 * 16}{16 + 823,68} = 15,24\%$$

O projeto da turbina a gás foi feito de acordo com as equações apresentadas na página 29. Para a entrada do ar na turbina, foi considerado o ar em condição ambiente ($T_1 = 25^\circ C$, $p_1 = 0,101 MPa$). A partir dessa consideração e dos dados da Tabela 10, a TG foi dimensionada seguindo o passo-a-passo da Tabela 18 ($R_{ar} = 0,287 kJ/kg$).

Tabela 18 - Projeto da turbina a gás.

Dados de Entrada	Cálculo	Resultado	Valor
p_1	$p_2 = p_1 * r_p$	p_2	2,903 MPa
η_c, r_p, T_1, R_{ar}	Processo iterativo com Eq. 21 a partir de um chute inicial de T_2	T_2	501,45 °C
$\dot{m}_{ar}$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{ar}$	$\dot{m}_1, \dot{m}_2$	90 kg/s
$\dot{m}_{ar}, \dot{m}_{CH_4}$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{CH_4}$	$\dot{m}_3, \dot{m}_4$	91,75 kg/s
$\dot{m}_2, \dot{m}_3, T_2, PCI_{CH_4}, \dot{m}_{CH_4}, \%N_2, \%O_2, \%H_2O, \%CO_2$	Processo iterativo com Eq. 23 a partir de um chute inicial de T_3	T_3	1128 °C
p_2	Tabela 10Tabela 10 - Propriedades empregadas na projeção da turbina a gás.	p_3	1,92 MPa
$p_3, p_4, \eta_t, T_3, \%N_2, \%O_2, \%H_2O, \%CO_2$	Processo iterativo com Eq. 26 a partir de um chute inicial de T_4	T_4	559,6°C

O projeto resultou em um valor de saída do gás quente proveniente da turbina a gás em um nível coerente com o que ocorre em turbinas reais, cerca de 550°C (BIANCHI, 2014). Com esses dados, é possível determinarmos indicadores importantes sobre a eficiência da TG, expostos na Tabela 19. O coeficiente β para o cálculo da exergia do natural é de 1,04 de acordo com Szargut, J. (2005).

Tabela 19 - Resultados da turbina a gás.

Dados de Entrada	Cálculo	Resultado	Valor
$\dot{m}_{gq}, T_3, T_4, \%N_2, \%O_2, \%H_2O, \%CO_2$	Equação 27	$\dot{W}_t$	79,8 MW
$\dot{m}_{ar}, T_2, T_1$	Equação 20	$\dot{W}_c$	48,2 MW
$\dot{W}_c, \dot{W}_t$	Equação 28	$\dot{W}_{liq}$	31,5 MW
$\dot{m}_{CH_4} * PCI_{CH_4}$	$\dot{Q}_{CH_4} = \dot{m}_{CH_4} * PCI_{CH_4}$	$\dot{Q}_{CH_4}$	90,9 MW
$\dot{Q}_{CH_4}, \dot{W}_{liq}$	$\eta_t = \dot{W}_{liq} / \dot{Q}_{CH_4}$	η_t	36,3%
$\dot{Q}_{CH_4}, \dot{W}_{liq}, \beta_{CH_4}$	$\eta_{ex} = \dot{W}_{liq} / (\dot{Q}_{CH_4} * \beta_{CH_4})$	η_{ex}	34,7%

O valor de eficiência da turbina é próximo aos dados fornecidos por Bianchi, M et al. (2014) sobre turbinas a gás em seu estudo sobre a combinação de ciclos de vapor movidos a WtE e unidades de TG reais (três modelos demonstram valores de eficiência entre 35 e 36%). Isso mostra que a turbina projetada está de acordo com o utilizado nesse ramo, e valida a sua utilização um projeto de ciclo híbrido WtE-TG.

4.3 Temperatura de combustão do RSU

Para os cálculos relativos ao resultado da incineração do RSU, foi considerada a seguinte composição dos sólidos voláteis a partir dos dados apresentados na Tabela 5 sobre o resíduo brasileiro:

Tabela 20 - Composição química do RSU utilizado.

Elemento	Porcentagem nos SV
<i>C</i>	49,85 %
<i>H</i>	7,22 %
<i>N</i>	0,80 %
<i>S</i>	0,40 %
<i>O</i>	41,72%

Com esses dados, o coeficiente de cada elemento normalizado em relação ao C para determinação de sua composição no formato $CH_xO_yN_zS_\alpha$ é determinado a partir dos cálculos a seguir:

$$x = \frac{\%H}{M_H} * \left(\frac{\%C}{M_C}\right)^{-1} = \frac{0,0722}{1} * \left(\frac{0,498}{12}\right)^{-1} = 1,738$$

$$y = \frac{\%O}{M_O} * \left(\frac{\%C}{M_C}\right)^{-1} = \frac{0,4172}{16} * \left(\frac{0,498}{12}\right)^{-1} = 0,628$$

$$z = \frac{\%N}{M_N} * \left(\frac{\%C}{M_C}\right)^{-1} = \frac{0,0080}{14} * \left(\frac{0,498}{12}\right)^{-1} = 0,014$$

$$\alpha = \frac{\%S}{M_S} * \left(\frac{\%C}{M_C}\right)^{-1} = \frac{0,0040}{32} * \left(\frac{0,498}{12}\right)^{-1} = 0,003$$

Como citado anteriormente, os dados do resíduo coletados apresentam uma umidade muito baixa se comparada com a habitual no RSU coletado nas grandes cidades. Por isso, será aplicado um reajuste nesse teor de umidade para 50%, compatível com estudos de caracterização de RSU em grandes centros urbanos e com a faixa reportada em referências para sistemas Waste-to-Energy (SANTOS et al., 2006). O PCI e a porcentagem de sólidos voláteis do RSU estudado então mudam para os seguintes valores calculados (equações 50 e 51):

$$PCI_f = 19630 * \frac{(1 - 0,5)}{(1 - 0,0652)} = 10500 \text{ kJ/kg}$$

$$\%SV_f = \frac{74,07}{100 - 6,52} * (100 - 0,5) = 39,62\%$$

O coeficiente relativo à umidade presente no RSU também é calculado:

$$w = \frac{M_{H_2O}}{M_{SV}} * \frac{\%SV}{\%Umidade} = \frac{2 * 1 + 16}{24,08} * \frac{39,62}{0,5} = 1,688$$

$$\begin{aligned} \text{Onde: } M_{SV} &= M_C + x * M_H + y * M_O + z * M_N + \alpha * M_S \\ &= 12 + 1,738 * 1 + 0,628 * 16 + 0,014 * 14 + 0,003 * 32 \\ &= 24,08 \text{ g/mol} \end{aligned}$$

A partir desses resultados, é possível determinar a composição do gás quente proveniente da combustão por meio da equação de balanço da incineração de um composto orgânico (eq. 17):

$$M_{gq} = 1 * M_{CO_2} + \left(\frac{x}{2} + w\right) * M_{H_2O} + \left(3,76 * m + \frac{z}{2}\right) * M_{N_2} + \alpha * M_{SO_2}$$

$$\text{Onde: } M_{CO_2} = M_C + 2 * M_O = 12 + 2 * 16 = 44 \text{ g/mol};$$

$$M_{H_2O} = M_O + 2 * M_H = 16 + 2 * 1 = 18 \text{ g/mol};$$

$$M_{N_2} = 2 * M_N = 2 * 14 = 28 \text{ g/mol};$$

$$M_{SO_2} = M_S + 2 * M_O = 32 + 2 * 16 = 64 \text{ g/mol};$$

$$m = 1 + \frac{1,738}{4} + 0,003 - \frac{0,628}{2} = 1,1237$$

$$\text{Logo: } M_{gq} = 44 + \left(\frac{1,738}{2} + 1,688\right) * 18 + \left(3,76 * 1,1237 + \frac{0,014}{2}\right) * 28 + 0,003 * 64 = 208,7 \text{ g/mol}$$

Com isso, chegamos à composição:

$$\%CO_2 = \frac{M_{CO_2}}{M_{gq}} = \frac{44}{208,7} = 21,08\%$$

$$\%H_2O = \frac{\left(\frac{x}{2} + w\right) * M_{H_2O}}{M_{gq}} = \frac{2,557 * 18}{208,7} = 22,05\%$$

$$\%N_2 = \frac{\left(3,76 * m + \frac{z}{2}\right) * M_{N_2}}{M_{gq}} = \frac{4,232 * 28}{208,7} = 56,77\%$$

$$\%SO_2 = \frac{\alpha * M_{SO_2}}{M_{gq}} = \frac{0,003 * 64}{208,7} = 0,09\%$$

Essa composição servirá para o cálculo do c_p do gás quente no cálculo da sua temperatura de saída. O ciclo foi projetado para uma vazão de 48 t/h de RSU, temperatura de entrada no incinerador de 25°C, e considerando 98,96°C como temperatura de saturação da água na pressão do incinerador (0,1 MPa) (CARNEIRO, 2015). Aplicando esses dados na equação 52 e considerando o c_p variável de acordo com a composição do gás descrita e a temperatura, chegamos ao seguinte resultado expresso na Figura 12, que mostra também o processo iterativo realizado.

	0	1	2	3	4	5	6	7	8
T _{gq} (°C)	1000,00	1325,12	1263,96	1276,67	1274,09	1274,62	1274,51	1274,53	1274,53
cp _{gq} (kJ/kg)	1,34827	1,39013	1,38278	1,38432	1,38401	1,38407	1,38406	1,38406	1,38406
cp _{h2O vap} (kJ/kg)	2,21723	2,50622	2,43195	2,44642	2,44345	2,44405	2,44393	2,44396	2,44395
		Seguir	Seguir	Seguir	Seguir	Seguir	Seguir	Seguir	Parar

Figura 12 - Processo iterativo para cálculo da temperatura de saída do gás quente (T_{gq}). Fonte: o autor, 2026.

Segundo Oumauro, M.B. (2018), a temperatura na câmara pós combustão geralmente não deve exceder em grande margem os 1200°C, devido às propriedades mecânicas dos materiais do maquinário. Diante disso, foi considerado que o valor encontrado está próximo ao limite superior da operação de um ciclo de queima de RSU, o que valida a utilização da queima projetada para fins de simulação.

4.4 Resultados das simulações

A seguir são expressos e comentados os resultados obtidos para as simulações realizadas com o ciclo Rankine abastecido somente pela incineração de RSU. São apresentadas as planilhas com os coeficientes de regressão obtidos pelo método de planejamento de experimentos para cada variável, com uma posterior análise de suas superfícies de resposta e seus resíduos. Para as simulações, as variáveis de entrada são:

- A: pressão de saída do condensador;
- B: pressão de entrada na turbina;
- C: temperatura máxima de superaquecimento.

4.4.1 Análise da eficiência energética

A eficiência energética para o ciclo Rankine foi calculada com relação ao calor absorvido pelo ciclo de vapor. A Tabela 21 mostra os coeficientes de regressão calculados a partir do método de planejamento de experimentos para essa resposta.

Tabela 21 - Coeficientes de regressão para a resposta de eficiência energética das simulações do ciclo Rankine. Fonte: o autor (2026).

Regr. Coefficients; Var.:Eficiência energética; R-sqr=,94979; Adj:,88523 (Gustavo TCC)						
Factor	Regressn	Std.Err.	t(7)	p	-95,%	+95,%
Mean/Interc.	0,291800	0,001261	231,3599	0,000000	0,288817	0,294782
(1)A (L)	-0,006985	0,000932	-7,4935	0,000138	-0,009189	-0,004780
A (Q)	0,005203	0,001801	2,8893	0,023338	0,000945	0,009461
(2)B (L)	0,005815	0,000932	6,2387	0,000429	0,003611	0,008019
B (Q)	-0,003619	0,001801	-2,0098	0,084387	-0,007877	0,000639
(3)C (L)	0,002968	0,000932	3,1844	0,015396	0,000764	0,005172
C (Q)	-0,004882	0,001801	-2,7111	0,030150	-0,009140	-0,000624
1L by 2L	-0,000010	0,001042	-0,0098	0,992461	-0,002474	0,002454
1L by 3L	-0,001037	0,001042	-0,9952	0,352798	-0,003501	0,001427
2L by 3L	0,003094	0,001042	2,9692	0,020831	0,000630	0,005558

A tabela nos mostra que a qualidade do ajuste do modelo é muito boa ($R^2 = 0,94979$). Pela análise do teste t de Student, é possível destacar como significativos ($p < 0,05$) os seguintes fatores:

- Pressão do condensador (linear – L e quadrático – Q): o fator A afeta a eficiência de forma direta e negativa, ou seja, quanto maior for a pressão no condensador, a eficiência energética tende a cair. Além disso, o fator quadrático mostra também que ele apresenta uma curvatura positiva em seu comportamento.
- Pressão na caldeira (linear – L): o fator B apresenta relação significativa linear e positiva com a resposta. Quanto maior for a pressão na caldeira, maior será a eficiência energética;
- Temperatura de superaquecimento: possui relação linear positiva com a resposta, e quadrática negativa. Assim como o fator A, ele apresenta impacto linear e na curvatura.
- Interação linear de B e C: mostra que o efeito do fator B na eficiência energética muda dependendo do nível do fator C.

Desprezando os termos não significativos, chegamos às superfícies de resposta apresentadas na Figura 13 e na Figura 14. Elas nos permitem concluir que

os fatores A e C de fato apresentam um predomínio de comportamento quadrático, enquanto B apresenta comportamento linear predominante.

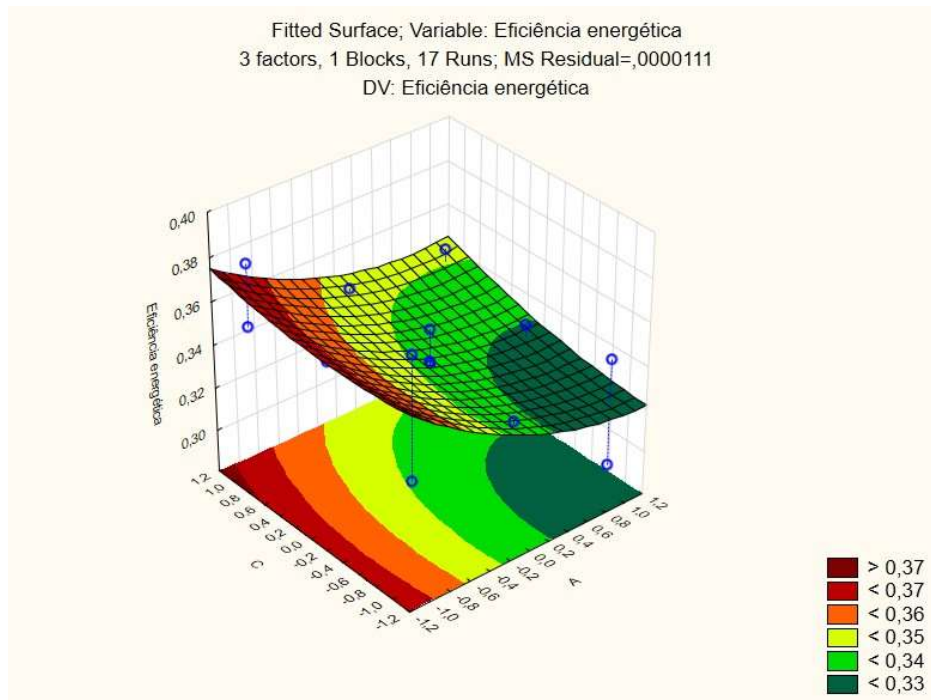


Figura 13 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência energética do ciclo Rankine em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).

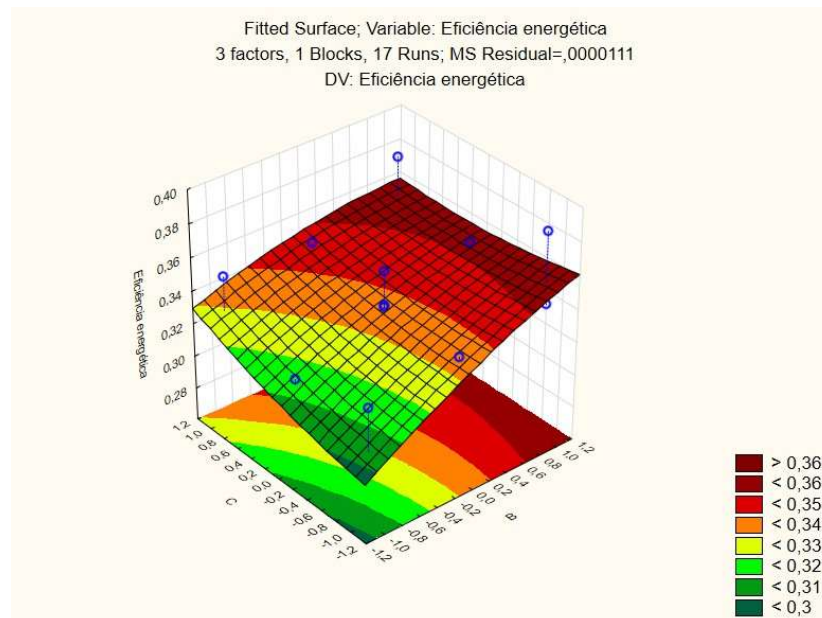


Figura 14 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência energética do ciclo Rankine em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).

A resposta em função de A e B está exposta na Figura A 1, e se comporta de maneira semelhante às já apresentadas, com alteração apenas da amplitude. A eficiência energética se mostra como otimizada para níveis superiores das variáveis B e C, e para baixos valores da variável A.

Na Figura 15, podemos comparar o comportamento pelo modelo previsto com as respostas observadas pelas simulações. O quadrado médio do resíduo (MS) é muito baixo (0,0000111), o que permite concluir que ele possui alto poder preditivo e uma qualidade de ajuste muito boa para o intervalo estudado.

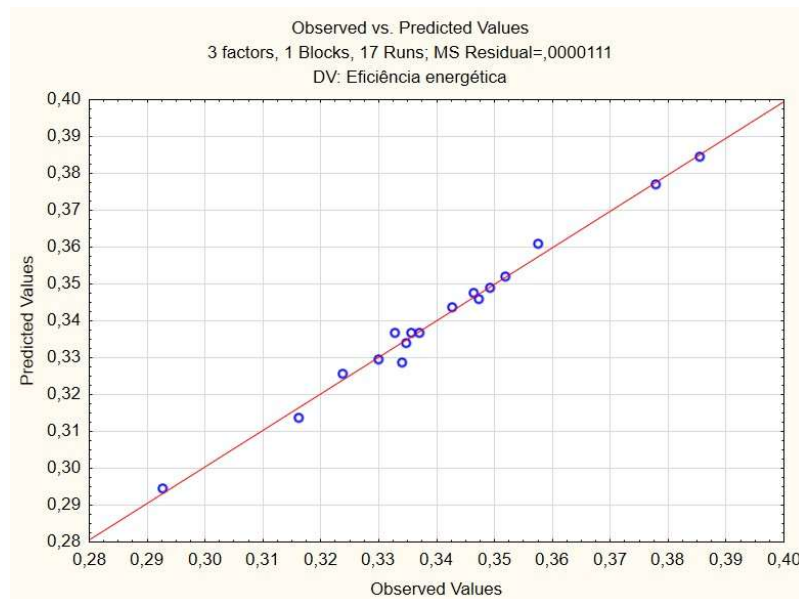


Figura 15 – Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo para a eficiência energética. Fonte: o autor (2026).

4.4.2 Análise da eficiência exergética

A Tabela 22 exibe os coeficientes de regressão obtidos a partir do planejamento de experimentos para as respostas de eficiência exergética.

Tabela 22 - Coeficientes de regressão para a resposta de eficiência exergética das simulações do ciclo Rankine. Fonte: o autor (2026).

Regr. Coefficients; Var.:Eficiência exergética; R-sqr=,98955; Adj:,97611 (Gustavo TCC) 3 factors, 1 Blocks, 17 Runs; MS Residual=,0000056 DV: Eficiência exergética						
Factor	Regressn	Std.Err.	t(7)	p	-95,%	+95,%
Mean/Interc.	0,239703	0,001015	236,1740	0,000000	0,237303	0,242103
(1)A (L)	-0,011434	0,000750	-15,2435	0,000001	-0,013207	-0,009660
A (Q)	0,005656	0,001449	3,9031	0,005875	0,002229	0,009082
(2)B (L)	0,013686	0,000750	18,2458	0,000000	0,011912	0,015459
B (Q)	-0,002773	0,001449	-1,9134	0,097268	-0,006199	0,000654
(3)C (L)	0,004203	0,000750	5,6037	0,000813	0,002430	0,005977
C (Q)	0,002172	0,001449	1,4985	0,177665	-0,001255	0,005598
1L by 2L	-0,001027	0,000839	-1,2243	0,260456	-0,003010	0,000956
1L by 3L	0,002070	0,000839	2,4680	0,042956	0,000087	0,004053
2L by 3L	-0,004818	0,000839	-5,7456	0,000702	-0,006801	-0,002835

O modelo apresentou qualidade elevada (0,98955 e 0,97611 para o modelo ajustado). São apresentados como significativos segundo o teste t de Student os seguintes fatores:

- Pressão no condensador (linear – L e quadrático – Q): apresenta relação significativa linear negativa, o que indica que quanto maior for A, menor será a eficiência exergética. Tem ainda uma relação quadrática indicando curvatura positiva;
- Pressão na entrada da turbina (linear – L): possui relação significativa linear positiva, o que significa que quanto maior foi B, maior tende a ser também a eficiência exergética;
- Temperatura de superaquecimento (linear – L): tal qual B, também apresenta relação significativa linear positiva;
- Interação entre A e C: mostra que o efeito do fator A na eficiência exergética muda dependendo do nível do fator C.
- Interação entre B e C: mostra que o efeito do fator B na eficiência exergética muda dependendo do nível do fator C.

A Figura 16 apresenta a superfície de resposta gerada para as entradas A e B. Ela evidencia um efeito de B linear, enquanto para A predomina o efeito quadrático.

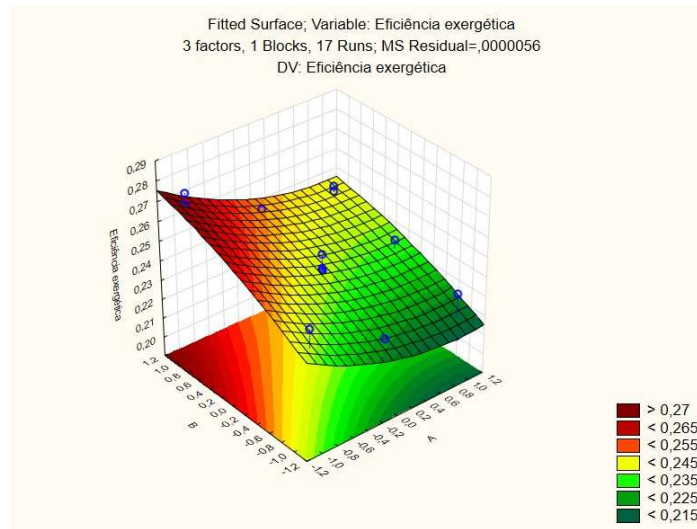


Figura 16 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência exergética do ciclo Rankine em função dos fatores A e B. Fonte: o autor (2026).

A Figura 17 esclarece a interação entre as variáveis A e C diante da resposta. Para valores mais baixos da pressão no condensador, a variação de C não implica em mudanças significativas na eficiência exergética. Já para níveis superiores de A, a variação de C passa a representar um efeito mais significativo na resposta.

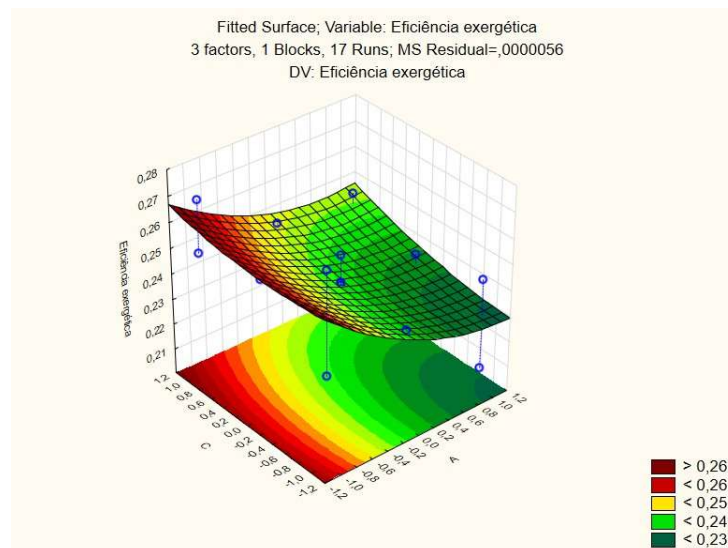


Figura 17 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência exergética do ciclo Rankine em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).

A interação entre as variáveis B e C é mostrada pela Figura 18. Para níveis superiores de B, a variação de C não emprega em variações representativas na

eficiência exergética, praticamente nulas. Conforme B decresce, C começa a mostrar uma influência linear positiva na resposta.

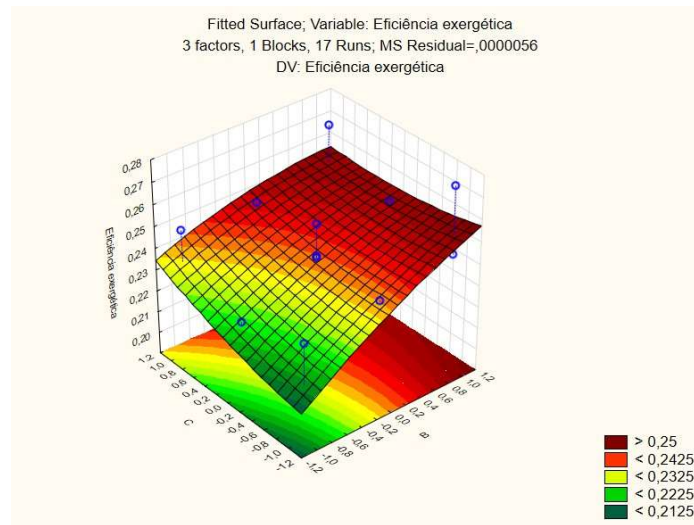


Figura 18 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência exergética do ciclo Rankine em função dos fatores B e C. Fonte: o autor (2026).

Nota-se que o comportamento de eficiência energética e eficiência exergética são compatíveis, visto que são resultados de propriedades semelhantes.

A comparação entre os valores de resposta observados e os previstos pelo modelo é representada na Figura 19. Ele apresenta uma média dos quadrados dos resíduos muito pequena ($MS = 0,0000056$), o que permite a conclusão de que o modelo consegue representar com ótima qualidade as simulações desenvolvidas.

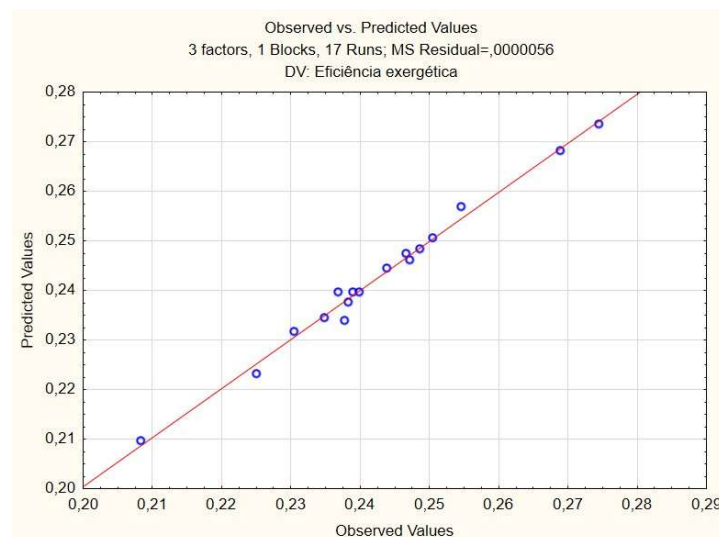


Figura 19 – Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo para a eficiência exergética. Fonte: o autor (2026).

4.4.3 Análise da taxa de destruição total de exergia

A Tabela 23 exibe os coeficientes de regressão obtidos a partir do planejamento de experimentos para as respostas de emissões específicas.

Tabela 23 - Coeficientes de regressão para a resposta de taxa de destruição de exergia das simulações do ciclo Rankine. Fonte: o autor (2026).

Regr. Coefficients; Var.:Taxa de destruição de exergia total (kW); R-sqr=,98223; Adj:,95938 (Gustavo TCC) 3 factors, 1 Blocks, 17 Runs; MS Residual=194765,5 DV: Taxa de destruição de exergia total (kW)						
Factor	Regressn	Std.Err.	t(7)	p	-95,%	+95,%
Mean/Interc.	24298,21	188,8420	128,6696	0,000000	23851,67	24744,75
(1)A (L)	-876,11	139,5584	-6,2777	0,000413	-1206,11	-546,10
A (Q)	-274,87	269,6185	-1,0195	0,341913	-912,42	362,68
(2)B (L)	-1255,42	139,5584	-8,9956	0,000043	-1585,42	-925,41
B (Q)	715,75	269,6185	2,6547	0,032720	78,20	1353,29
(3)C (L)	2216,34	139,5584	15,8811	0,000001	1886,34	2546,34
C (Q)	106,66	269,6185	0,3956	0,704186	-530,89	744,21
1L by 2L	-122,60	156,0310	-0,7858	0,457778	-491,56	246,35
1L by 3L	152,48	156,0310	0,9773	0,360996	-216,47	521,44
2L by 3L	-286,80	156,0310	-1,8381	0,108645	-655,76	82,15

O modelo apresentou qualidade elevada (0,98223 e 0,95938 para o modelo ajustado). São apresentados como significativos segundo o teste t de Student os seguintes fatores:

- Pressão no condensador (linear – L): o fator apresenta relação significativa linear negativa, o que implica que quanto maior for A, menor vai ser a taxa de exergia destruída;
- Pressão na entrada da turbina (linear – L e quadrática – Q): demonstra relação significativa linear negativa. A relação quadrática indica também influência de curvatura positiva;
- Temperatura de superaquecimento (linear – L): tem influência significativa linear positiva.

A Figura 20 mostra a resposta do modelo gerado em razão das entradas A e B. Nele, é possível perceber o efeito linear de A, enquanto em B prevalece o efeito quadrático, com concavidade positiva.

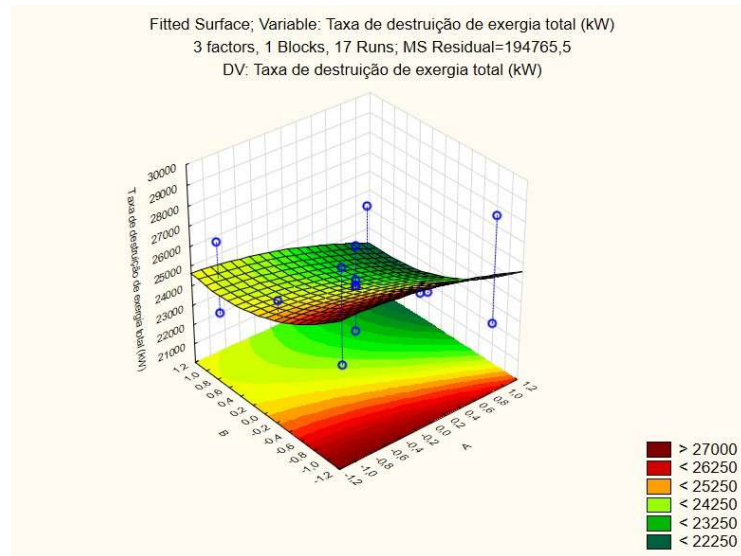


Figura 20 - Superfície gerada pelo RSM para taxa de destruição de exergia total do ciclo Rankine em função dos fatores A e B. Fonte: o autor (2026).

A Figura 21 exibe a superfície de saída da taxa de exergia destruída a partir das entradas A e C. A temperatura de superaquecimento (C) expressa uma influência linear positiva muito representativa sobre a resposta. Isso acontece pois, apesar de as temperaturas mais elevadas aumentaram o trabalho produzido, elas também geram maiores irreversibilidades térmicas por conta do aumento da temperatura média.

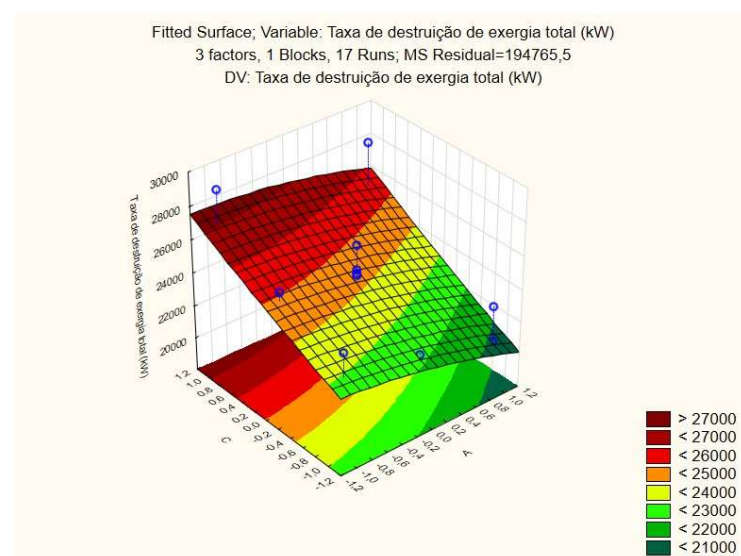


Figura 21 - Superfície gerada pelo RSM para taxa de destruição de exergia total do ciclo Rankine em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).

A resposta em função das entradas B e C (Figura A 2) expõe as mesmas observações já descritas a respeito dessa saída.

A avaliação das respostas obtidas pelo modelo pode ser feita a partir da Figura 22. A soma dos resíduos quadrados médios (MS) é baixa se comparada à escala dos resultados para essa resposta (20000-30000 kW). O fato de as respostas obtidas pelas simulações estarem próxima a linha do modelo obtido pelo planejamento também evidencia que ele equivale a uma boa aproximação para a simulação.

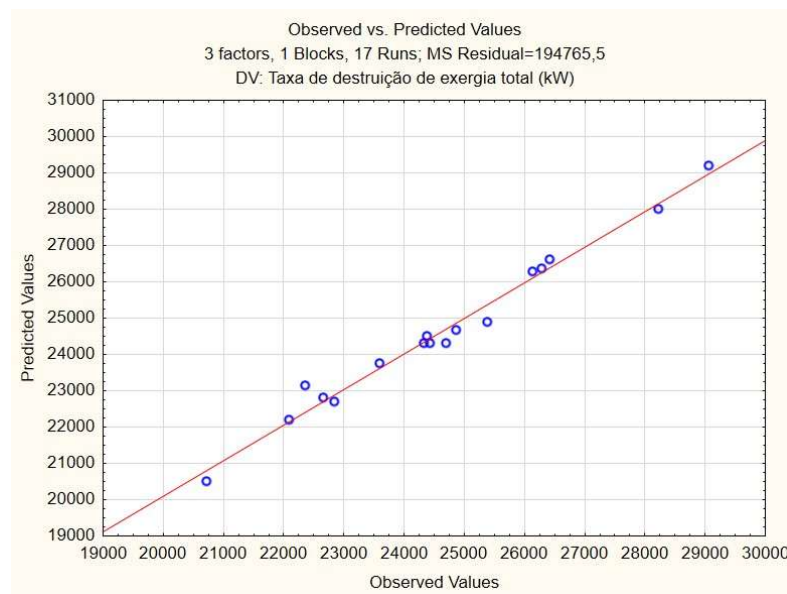


Figura 22 - Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo para a taxa de destruição de exergia total no ciclo Rankine. Fonte: o autor (2026).

4.4.4 Análise das emissões específicas

Os coeficientes de regressão obtidos para as respostas de emissões específicas advindas das simulações estão representados na Tabela 24.

Tabela 24 - Coeficientes de regressão para a resposta de emissões específicas de CO_2 das simulações do ciclo Rankine. Fonte: o autor (2026).

Regr. Coefficients; Var.:Emissões específicas (kg CO2/MWh); R-sqr=,98778; Adj:,97207 (Gustavo TCC) 3 factors, 1 Blocks, 17 Runs; MS Residual=,0000952 DV: Emissões específicas (kg CO2/MWh)						
Factor	Regressn	Std.Err.	t(7)	p	-95,%	+95,%
Mean/Interc.	0,921259	0,004176	220,6121	0,000000	0,911384	0,931133
(1)A (L)	0,042606	0,003086	13,8058	0,000002	0,035309	0,049904
A (Q)	-0,019443	0,005962	-3,2610	0,013845	-0,033541	-0,005345
(2)B (L)	-0,051897	0,003086	-16,8165	0,000001	-0,059195	-0,044600
B (Q)	0,013971	0,005962	2,3432	0,051601	-0,000128	0,028069
(3)C (L)	-0,018075	0,003086	-5,8570	0,000626	-0,025373	-0,010778
C (Q)	-0,007293	0,005962	-1,2232	0,260825	-0,021391	0,006805
1L by 2L	-0,001806	0,003450	-0,5235	0,616818	-0,009965	0,006353
1L by 3L	-0,009507	0,003450	-2,7553	0,028285	-0,017666	-0,001348
2L by 3L	0,019977	0,003450	5,7898	0,000670	0,011818	0,028136

A priori podemos concluir que o modelo apresenta uma boa qualidade. Os valores de R^2 mostram que ele é capaz de explicar até 97,2% da variabilidade dos dados empregados. Os seguintes fatores se apresentaram como estatisticamente significativos na análise do planejamento:

- Pressão no condensador (linear – L e quadrático – Q): o fator mostra significativa relação linear positiva, o que revela que quanto maior a o nível de A, maior devem ser as emissões. Ao mesmo tempo, indica também relação quadrática, com curvatura negativa;
- Pressão na entrada da turbina (linear – L): demonstra relação linear negativa. Quanto maior for B, menor é o nível de emissões de gás carbônico;
- Temperatura de superaquecimento (linear – L): relação linear negativa significativa. Quanto menor C, menores serão as emissões.
- Interação entre A e C: indica que o efeito do fator A nas emissões depende do nível do fator C;
- Interação entre B e C: indica que o efeito do fator A nas emissões depende do nível do fator C.

A Figura 23 mostra a relação entre as entradas A e B diante dos resultados das emissões específicas pelo modelo. Observando-a, é comprovada a influência descrita do fator A. No entanto, o fator B mostra também uma influência quadrática positiva. Isso pode ser explicado pelo fato de que, na análise t de Student, ele estava no limite da margem de significância ($p = 0,0516$).

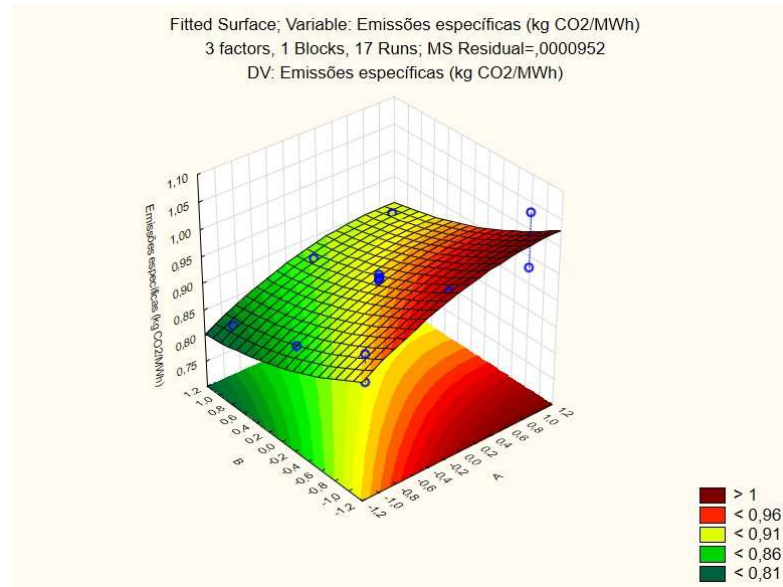


Figura 23 - Superfície gerada pelo RSM para as emissões específicas de CO_2 do ciclo Rankine em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).

A Figura 24 mostra o gráfico da resposta das emissões específicas segundo o modelo considerando as entradas de A e C. Por meio de sua análise, podemos avaliar o comportamento da interação indicada entre as duas variáveis sobre a resposta. Para valores menores de A, variações em C não demonstram grande impacto sobre a resposta. À medida que A aumenta de nível, C passa a ter efeito linear negativo crescente.

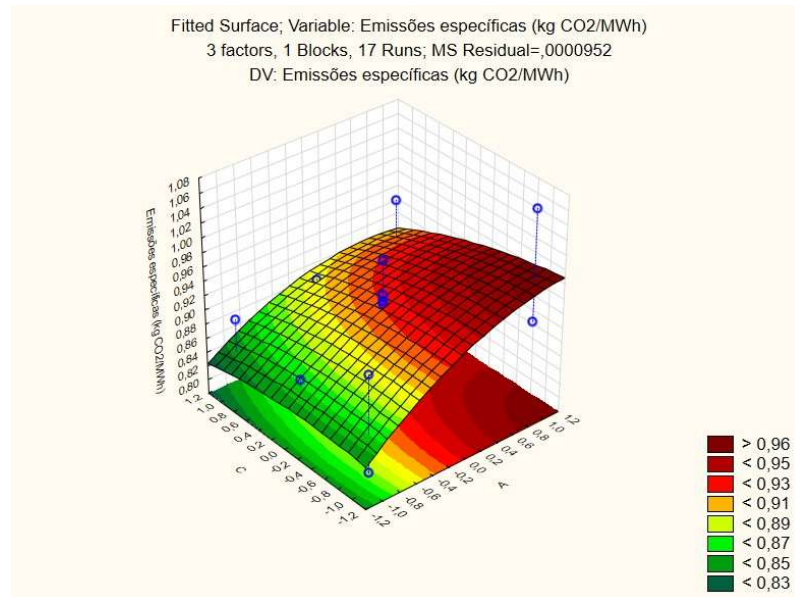


Figura 24 - Superfície gerada pelo RSM para as emissões específicas de CO_2 do ciclo Rankine em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).

A Figura 25 expressa a relação entre as entradas B e C e a resposta referida. Pode-se observar que a parcela linear de C tem pouco efeito quando B está em nível superior. Conforme B diminui, as oscilações de C passam a representar uma parcela linear negativa mais significativa.

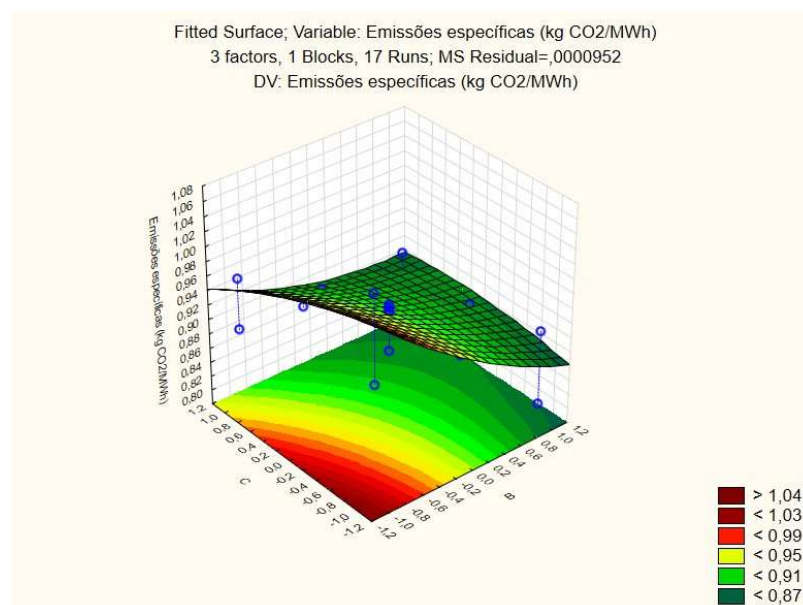


Figura 25 - Superfície gerada pelo RSM para as emissões específicas de CO_2 do ciclo Rankine em função dos fatores B e C. Fonte: o autor (2026).

Fazendo um paralelo entre a eficiência do ciclo Rankine e as emissões específicas, é perceptível que os dois resultados apresentam correlação. Quanto

menos um ciclo é eficiente, a razão de emissão de gases sobre energia produzida sobe, pois há mais gastos energéticos para um menor trabalho produzido.

A Figura 26 mostra a comparação entre os dados de emissões calculados e os referentes ao modelo feito via planejamento de experimentos. Ele mostra uma média dos quadrados dos resíduos baixa e um bom alinhamento entre dados previstos e observados, o que indica boa capacidade de reproduzir as simulações realizadas.

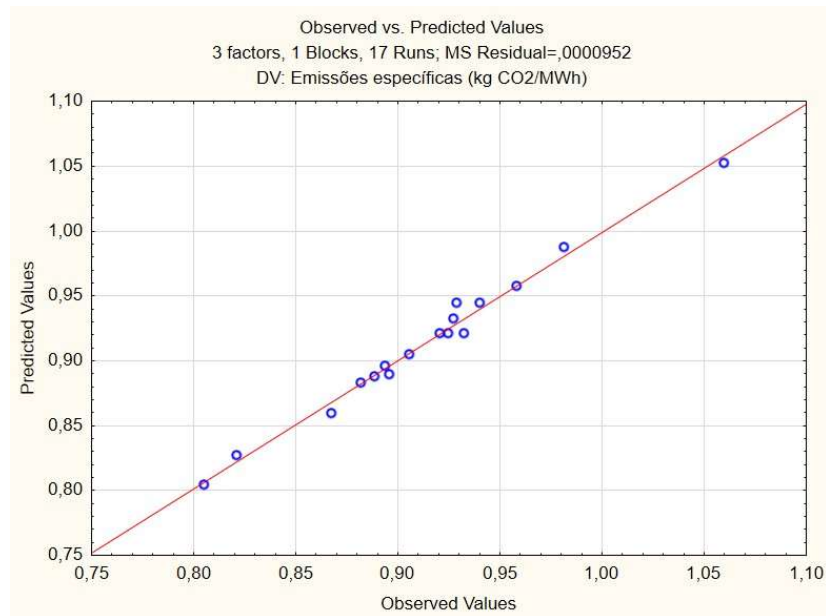


Figura 26 - Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo para as emissões específicas de CO_2 no ciclo Rankine. Fonte: o autor (2026).

4.5 Simulações do ciclo híbrido

A seguir são expressos e comentados os resultados obtidos para as simulações realizadas com o ciclo híbrido de turbina a gás e ciclo Rankine com incineração de RSU. São apresentadas as planilhas com os coeficientes de regressão obtidos pelo método de planejamento de experimentos para cada variável, com uma posterior análise de suas superfícies de resposta e seus resíduos. Para as simulações, as variáveis de entrada são:

- A: pressão de saída do condensador;
- B: pressão de entrada na turbina;
- C: temperatura máxima de superaquecimento.

As simulações referentes ao ciclo híbrido obtiveram resultados de qualidade um pouco inferior se comparados aos do ciclo Rankine. Por isso, foram considerados significativos os fatores que apresentaram $p < 10\%$ através do teste t de Student.

4.5.1 Análise da eficiência energética

No caso do ciclo híbrido, a eficiência energética foi calculada em razão da energia proveniente da incineração do RSU e da combustão do gás natural. A Tabela 25 mostra a análise dos coeficientes de regressão relativos as respostas de eficiência energética a partir das simulações.

Tabela 25 - Coeficientes de regressão para a resposta de eficiência energética das simulações do ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).

Regr. Coefficients; Var.:Eficiência energética; R-sqr=.92066; Adj.:81864 (Gustavo TCC) 3 factors, 1 Blocks, 17 Runs; MS Residual=.0000142 DV: Eficiência energética						
Factor	Regressn	Std.Err.	t(7)	p	-95,%	+95,%
Mean/Interc.	0,287473	0,001613	178,2731	0,000000	0,283660	0,291286
(1)A (L)	-0,006190	0,001192	-5,1945	0,001261	-0,009008	-0,003372
A (Q)	0,005177	0,002302	2,2487	0,059311	-0,000267	0,010621
(2)B (L)	0,006504	0,001192	5,4575	0,000948	0,003686	0,009322
B (Q)	-0,004356	0,002302	-1,8921	0,100368	-0,009800	0,001088
(3)C (L)	0,002609	0,001192	2,1893	0,064749	-0,000209	0,005427
C (Q)	-0,005314	0,002302	-2,3082	0,054332	-0,010758	0,000130
1L by 2L	-0,000124	0,001332	-0,0929	0,928565	-0,003274	0,003027
1L by 3L	-0,000651	0,001332	-0,4884	0,640201	-0,003801	0,002500
2L by 3L	0,003259	0,001332	2,4459	0,044374	0,000108	0,006409

Os dados mostram uma boa qualidade do modelo projetado via planejamento em um primeiro cenário ($R^2 = 0,92066$), mas ele cai depois de ajustado com o teste t de Student ($R^2 = 0,81864$). São considerados como fatores significativos para a eficiência energética:

- Pressão no condensador (linear – L e quadrático – Q): mostra efeito linear negativo, ou seja, quanto maior for A, menor é a eficiência energética. Além disso, tem efeito quadrático positivo, influenciando na curvatura;
- Pressão na entrada da turbina (linear – L): mostra efeito linear positivo diante da eficiência energética;

- Temperatura de superaquecimento (linear – L e quadrático – Q): mostra efeito linear positivo e quadrático negativo, gerando curvatura;
- Interação entre B e C: evidencia que B influencia na eficiência energética de forma variável de acordo com o nível de C.

A Figura 27 mostra a interação entre os fatores A e B sobre a eficiência energética. Ela indica uma eficiência quadrática positiva em A e negativa em B, apresentando um formato próximo a um ponto de sela. A relação entre A e C se mostrou muito semelhante (Figura A 3).

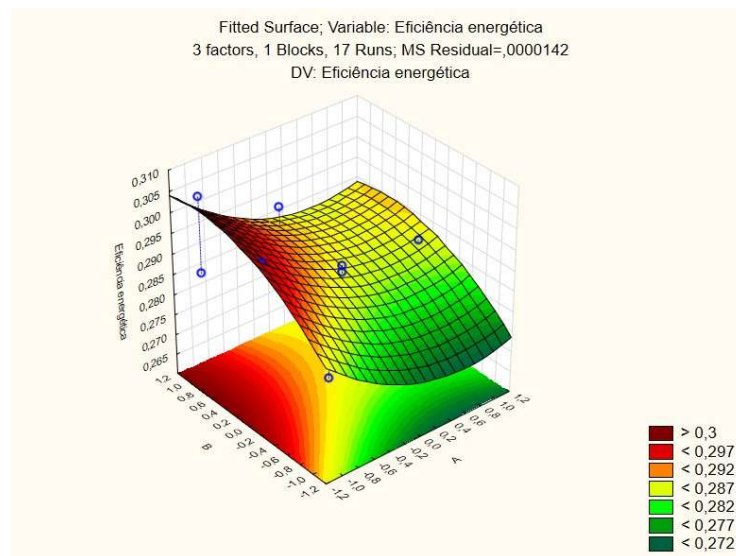


Figura 27 - Superfície gerada pelo RSM para a eficiência energética do ciclo híbrido em função dos fatores A e B. Fonte: o autor (2026).

Observa-se na Figura 28 a interação entre B e C. Para valores baixos de B, C se comporta com um fator quadrático negativo, e vice-versa. Conforme ambos atingem níveis mais altos, passam a se comportar com um fator linear positivo mais forte.

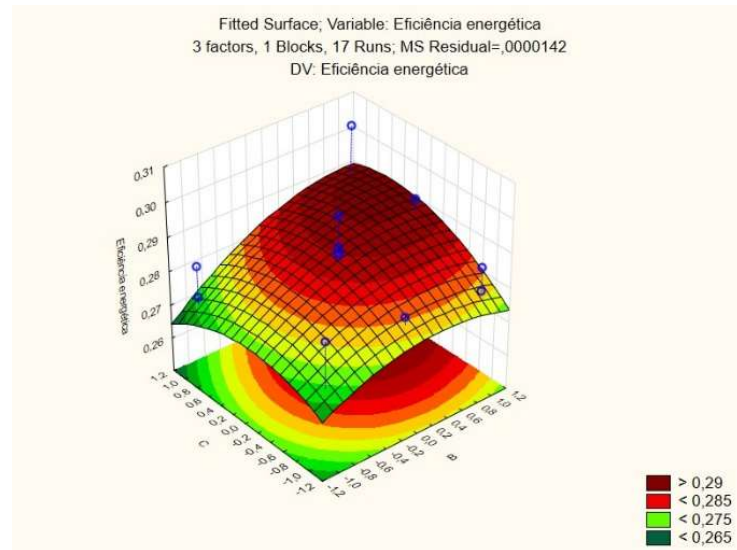


Figura 28 - Superfície gerada pelo RSM para a eficiência energética do ciclo híbrido em função dos fatores B e C. Fonte: o autor (2026).

Pode-se concluir que a melhor eficiência energética é apresentada com B e C em níveis mais elevados e A em nível inferior.

A análise do gráfico de resíduos (Figura 29) permite observar que os valores observados nas simulações estão ligeiramente mais afastados da reta do comportamento do modelo. Isso é reflexo de um resultado menos preciso do planejamento.

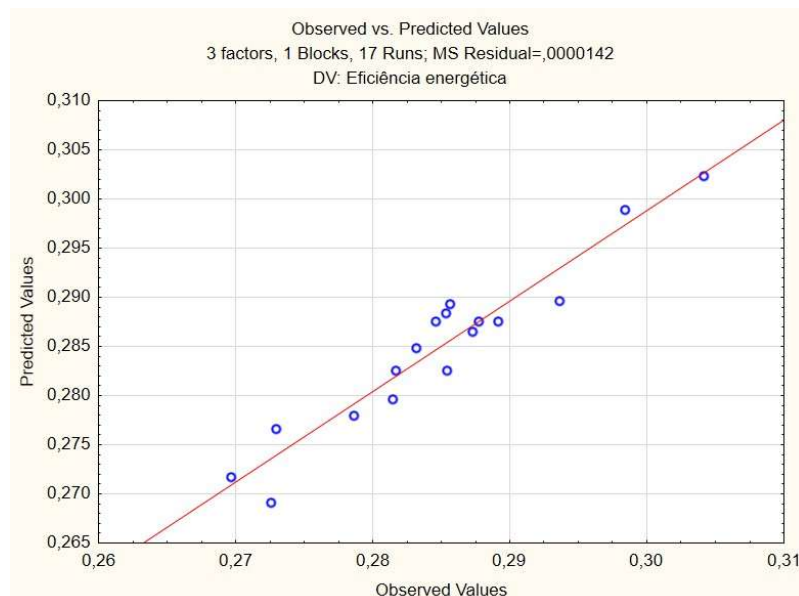


Figura 29 - Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo da eficiência energética no ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).

4.5.2 Análise da eficiência exergética

A Tabela 26 mostra a análise dos coeficientes de regressão relativos as respostas de eficiência exergética a partir das simulações.

Tabela 26 - Coeficientes de regressão para a resposta de eficiência exergética das simulações do ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).

Regr. Coefficients; Var.:Eficiência exergética; R-sqr=,92594;
Adj.:83072 (Gustavo TCC)
3 factors, 1 Blocks, 17 Runs; MS Residual=,000011
DV: Eficiência exergética

Factor	Regressn	Std.Err.	t(7)	p	-95,%	+95,%
Mean/Interc.	0,264034	0,001421	185,8115	0,000000	0,260674	0,267394
(1)A (L)	-0,005732	0,001050	-5,4586	0,000947	-0,008215	-0,003249
A (Q)	0,004691	0,002029	2,3123	0,054007	-0,000106	0,009488
(2)B (L)	0,006067	0,001050	5,7772	0,000679	0,003584	0,008550
B (Q)	-0,003901	0,002029	-1,9227	0,095949	-0,008698	0,000897
(3)C (L)	0,002407	0,001050	2,2921	0,055633	-0,000076	0,004890
C (Q)	-0,004614	0,002029	-2,2742	0,057122	-0,009411	0,000183
1L by 2L	-0,000130	0,001174	-0,1110	0,914701	-0,002907	0,002646
1L by 3L	-0,000522	0,001174	-0,4448	0,669922	-0,003298	0,002254
2L by 3L	0,002744	0,001174	2,3371	0,052069	-0,000032	0,005520

De maneira semelhante a análise para a eficiência energética, esse modelo resultou em um distanciamento do ideal com relação a precisão de predição das simulações efetuadas ($MS = 0,83072$). Os seguintes fatores foram considerados como significativos:

- Pressão no condensador (linear – L e quadrático – Q): mostra efeito linear negativo, ou seja, quanto maior for A, menor é a eficiência exergética. Além disso, tem efeito quadrático positivo, influenciando na curvatura;
- Pressão na entrada da turbina (linear – L e quadrático – Q): mostra efeito linear positivo diante da eficiência exergética, e quadrático negativo, indicando curvatura;
- Temperatura de superaquecimento (linear – L e quadrático – Q): mostra efeito linear positivo e quadrático negativo, gerando curvatura;
- Interação entre B e C: evidencia que B influencia na eficiência energética de forma variável de acordo com o nível de C.

A Figura 30 mostra o comportamento da eficiência exergética diante das entradas A e C. É possível observar a maior influência quadrática positiva de A e a quadrática negativa de C, indicando também a proximidade de um ponto de sela. A superfície para a relação entre A e B se mostrou muito semelhante, com variação apenas de amplitude (Figura A 4).

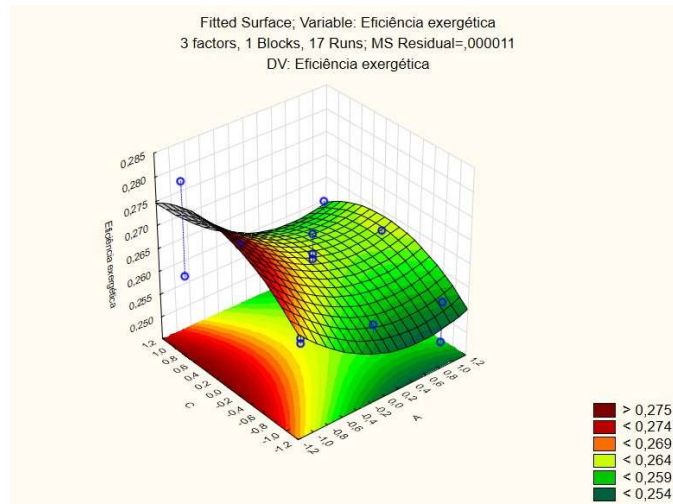


Figura 30 - Superfície gerada pelo RSM para a eficiência exergética do ciclo híbrido em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).

A interação entre B e C pode ser observada na Figura 31. Em um nível baixo de B, C se comporta de forma preponderante com efeito quadrático negativo, e o inverso é recíproco também. Quando ambos atingem níveis superiores, apresentam comportamento linear positivo.

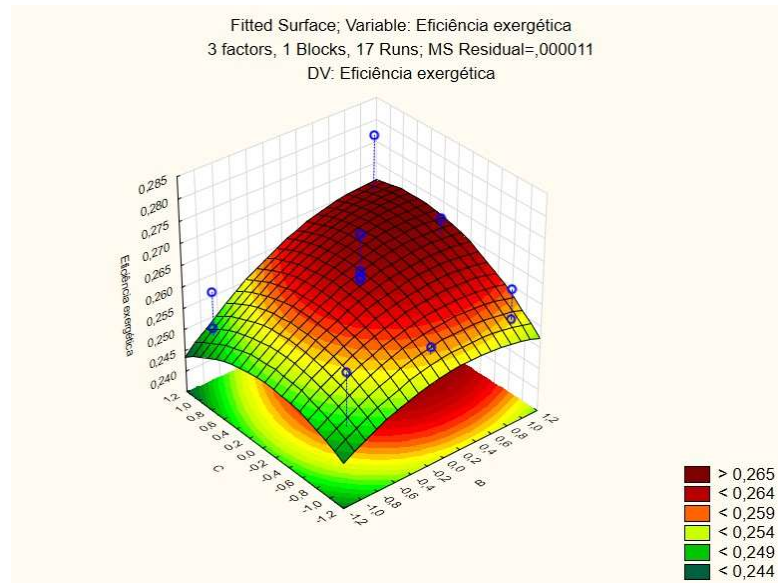


Figura 31 - Superfície gerada pelo RSM para a eficiência exergética do ciclo híbrido em função dos fatores B e C. Fonte: o autor (2026).

De forma semelhante a eficiência energética, a eficiência exergética se mostra otimizada em níveis superiores de B e C, e inferiores de A. O gráfico para análise de resíduo mostra um pequeno distanciamento dos valores observados em relação ao modelo gerado, evidenciado pela avaliação um pouco inferior do planejamento.

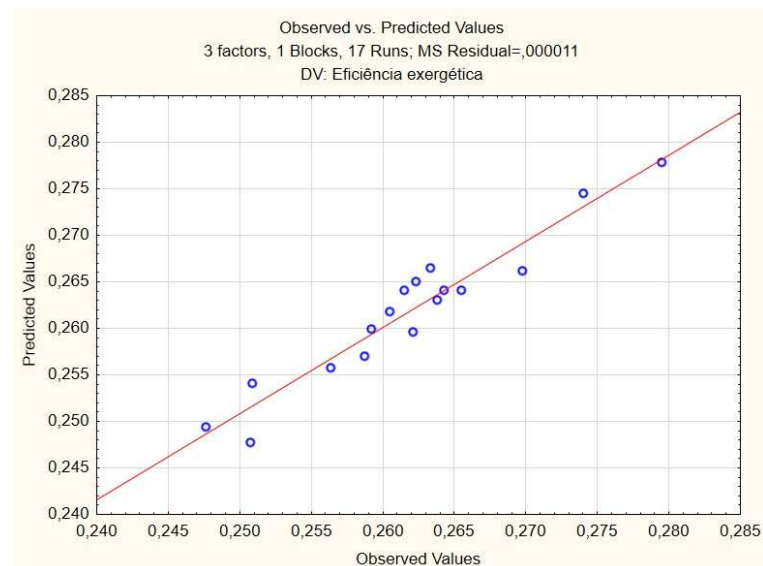


Figura 32 - Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo da eficiência exergética no ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).

4.5.3 Análise das emissões específicas

A Tabela 27 apresenta os coeficientes de regressão obtidos para os dados da simulação sobre a fração energética de gás natural sobre a energia total utilizada pelo ciclo híbrido.

Tabela 27 - Coeficientes de regressão para a resposta da fração energética de gás natural das simulações do ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).

Regr. Coefficients; Var.: Fração energética de GN; R-sqr=,86609; Adj.,69391 (Gustavo TCC) 3 factors, 1 Blocks, 17 Runs; MS Residual=,0000579 DV: Fração energética de GN						
Factor	Regressn	Std.Err.	t(7)	p	-95,%	+95,%
Mean/Interc.	0,474229	0,003256	145,6348	0,000000	0,466529	0,481929
(1)A (L)	-0,002211	0,002406	-0,9187	0,388827	-0,007901	0,003480
A (Q)	-0,003320	0,004649	-0,7141	0,498291	-0,014313	0,007674
(2)B (L)	0,004565	0,002406	1,8968	0,099671	-0,001126	0,010255
B (Q)	0,005128	0,004649	1,1031	0,306464	-0,005865	0,016122
(3)C (L)	0,000656	0,002406	0,2726	0,793015	-0,005034	0,006346
C (Q)	0,013461	0,004649	2,8953	0,023139	0,002467	0,024454
1L by 2L	-0,000707	0,002691	-0,2629	0,800200	-0,007069	0,005655
1L by 3L	0,003837	0,002691	1,4262	0,196846	-0,002525	0,010199
2L by 3L	-0,012785	0,002691	-4,7519	0,002079	-0,019147	-0,006423

Esse modelo foi o que obteve menor qualidade de predição entre os realizados ($R^2 = 0,69391$ para o modelo ajustado). Foram considerados significativos os seguintes fatores:

- Pressão na entrada da turbina (linear – L): mostra efeito linear positivo diante da fração de energia proveniente do gás natural;
- Temperatura de superaquecimento (quadrático – Q): mostra efeito quadrático positivo, gerando curvatura;
- Interação entre B e C: evidencia que B influencia na fração de energia proveniente do gás natural de forma variável de acordo com o nível de C.

Através da análise da resposta em função de A e C (Figura 33), se conclui que A realmente não possui efeito significativo diante dessa variável. O mesmo se entende ao analisar a resposta em função de A e B (Figura A 5).

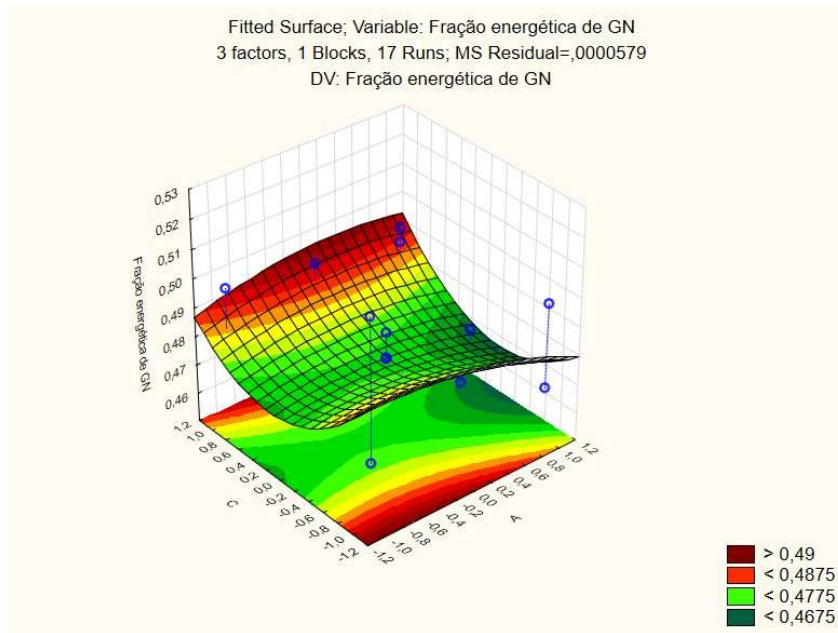


Figura 33 - Superfície gerada pelo RSM para a fração energética proveniente de gás natural do ciclo híbrido em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).

Pela Figura 34, percebe-se a interação entre as variáveis B e C diante da fração energética de gás natural. Em baixos níveis de C, B apresenta comportamento quadrático positivo. O inverso também é válido. Para altos níveis das propriedades, o comportamento quadrático positivo se mantém. Dessa forma, a superfície descreve um vale em que a fração energética de gás natural é otimizada. Comparando com os resultados anteriores, podemos concluir que a potencialização das eficiências energética e exergética do ciclo híbrido coincide com a mínima fração de gás natural necessária em configurações de B e C simultaneamente superiores.

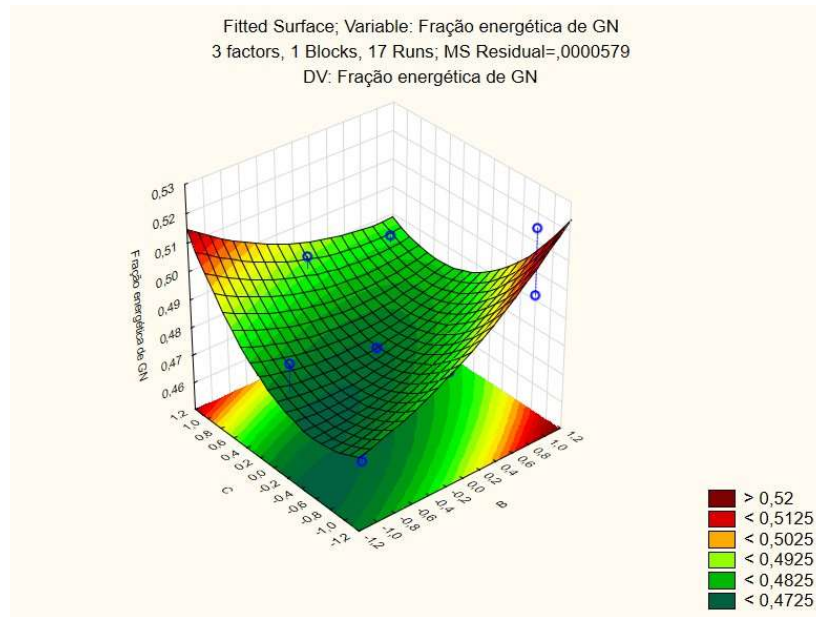


Figura 34 - Superfície gerada pelo RSM para a fração energética proveniente de gás natural do ciclo híbrido em função dos fatores B e C. Fonte: o autor (2026).

O gráfico dos resíduos indica uma certa dispersão dos valores simulados em relação aos valores previstos pelo modelo. É uma representação que reflete a acurácia do modelo em um nível inferior.

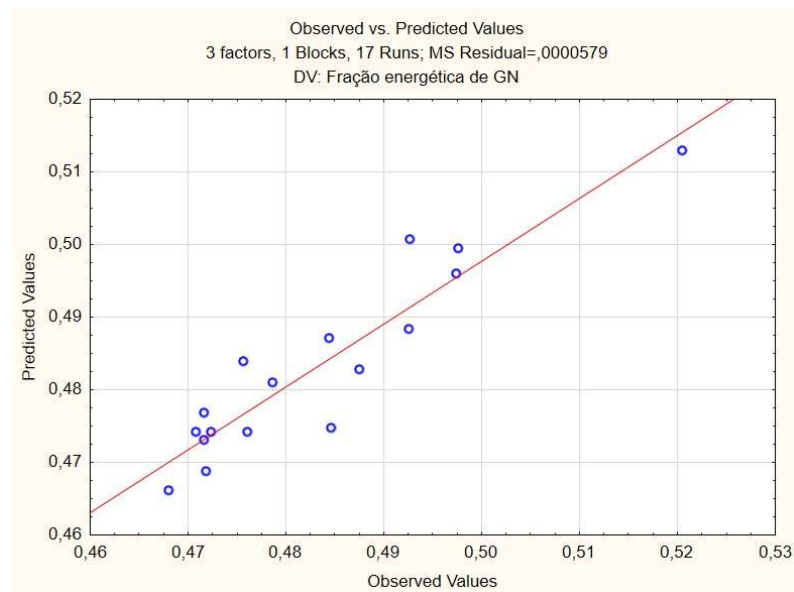


Figura 35 - Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo da fração de gás natural no ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).

4.5.4 Análise das emissões específicas de CO_2

A Tabela 28 apresenta os coeficientes de regressão obtidos pelo método de planejamento de experimentos através para a variável de saída de emissões específicas de CO_2 .

Tabela 28 - Coeficientes de regressão para a resposta de emissões específicas de CO_2 das simulações do ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).

Regr. Coefficients; Var.:Emissões específicas (kg CO2/MWh); R-sqr=.98863; Adj.:.974 (Gustavo TCC)
3 factors, 1 Blocks, 17 Runs; MS Residual=.000008
DV: Emissões específicas (kg CO2/MWh)

Factor	Regressn	Std.Err.	t(7)	p	-95,%	+95,%
Mean/Interc.	0,524057	0,001208	433,6538	0,000000	0,521199	0,526914
(1)A (L)	0,013142	0,000893	14,7151	0,000002	0,011030	0,015254
A (Q)	-0,006637	0,001725	-3,8466	0,006320	-0,010717	-0,002557
(2)B (L)	-0,015717	0,000893	-17,5991	0,000000	-0,017829	-0,013606
B (Q)	0,004330	0,001725	2,5094	0,040433	0,000250	0,008410
(3)C (L)	-0,005251	0,000893	-5,8800	0,000612	-0,007363	-0,003140
C (Q)	-0,001184	0,001725	-0,6862	0,514695	-0,005264	0,002896
1L by 2L	0,000183	0,000998	0,1836	0,859531	-0,002178	0,002544
1L by 3L	-0,002338	0,000998	-2,3414	0,051741	-0,004699	0,000023
2L by 3L	0,004764	0,000998	4,7711	0,002033	0,002403	0,007125

O modelo obtido para essa resposta se mostrou mais preciso na representação dos dados simulados ($R^2 = 0,974$ para o modelo ajustado). Os seguintes fatores se mostraram significativos nessa análise:

- Pressão no condensador (linear – L e quadrática – Q): mostra efeito linear positivo diante das emissões, ou seja, quanto maior for A, maiores são as emissões. Ainda possui efeito quadrático negativo.;
- Pressão na entrada da turbina (linear – L e quadrática – Q): mostra efeito linear negativo sobre as emissões, oposto ao A. O efeito quadrático é negativo;
- Temperatura de superaquecimento (linear – L e quadrática – Q): impacta com efeito linear positivo nas emissões e quadrático negativo, contribuindo para concavidade;
- Interação entre A e C: evidencia que A influencia nas emissões específicas de CO_2 de forma variável de acordo com o nível de C.

- Interação entre B e C: mostra que B influencia nas emissões específicas de CO_2 de forma variável de acordo com o nível de C.

A Figura 36 evidencia o comportamento da resposta em função das variáveis A e B. Os efeitos lineares das variáveis se mostram mais influentes, com leves concavidades negativa para A e positiva para B. Quanto menor for A, e menor for B, menores são as emissões.

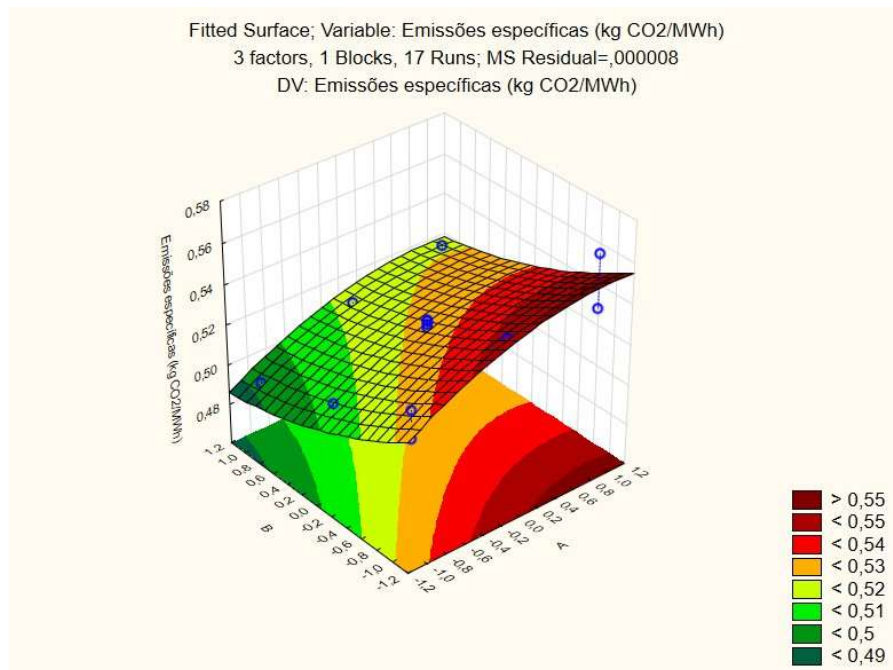


Figura 36 - Superfície gerada pelo RSM para as emissões específicas de do ciclo híbrido em função dos fatores A e B. Fonte: o autor (2026).

A Figura 37 mostra a interação entre A e C sobre as emissões específicas de gás carbônico. Ela reforça a concavidade negativa da variável A, e apresenta que C, em baixos níveis de A, não possui um efeito tão significativo quanto quando em altos níveis de A.

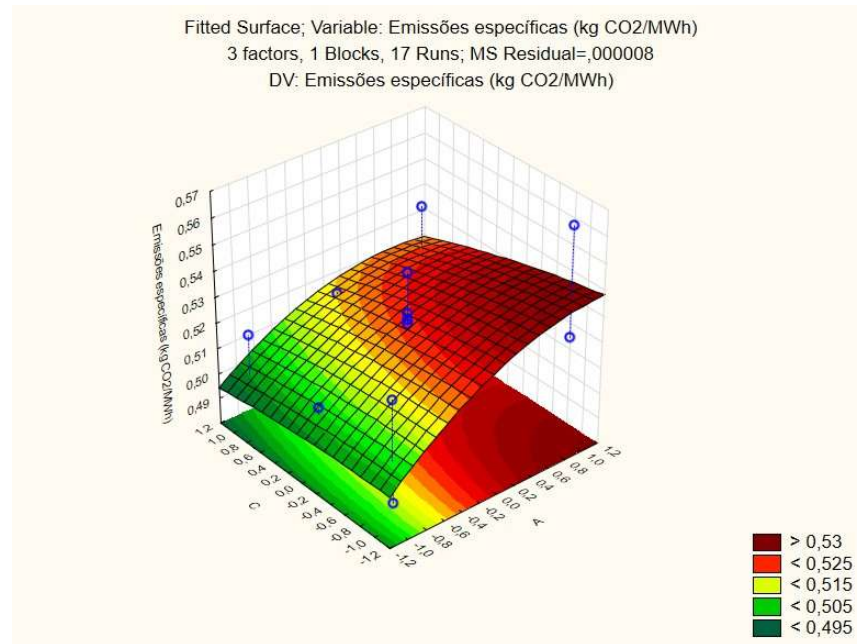


Figura 37 - Superfície gerada pelo RSM para as emissões específicas de do ciclo híbrido em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).

A Figura 38 mostra a interação na resposta entre os fatores B e C. Semelhante a análise anterior, a variável C se mostra pouco significativa quando B está em altos níveis. No entanto, para baixos níveis de B, C apresenta efeito linear negativo.

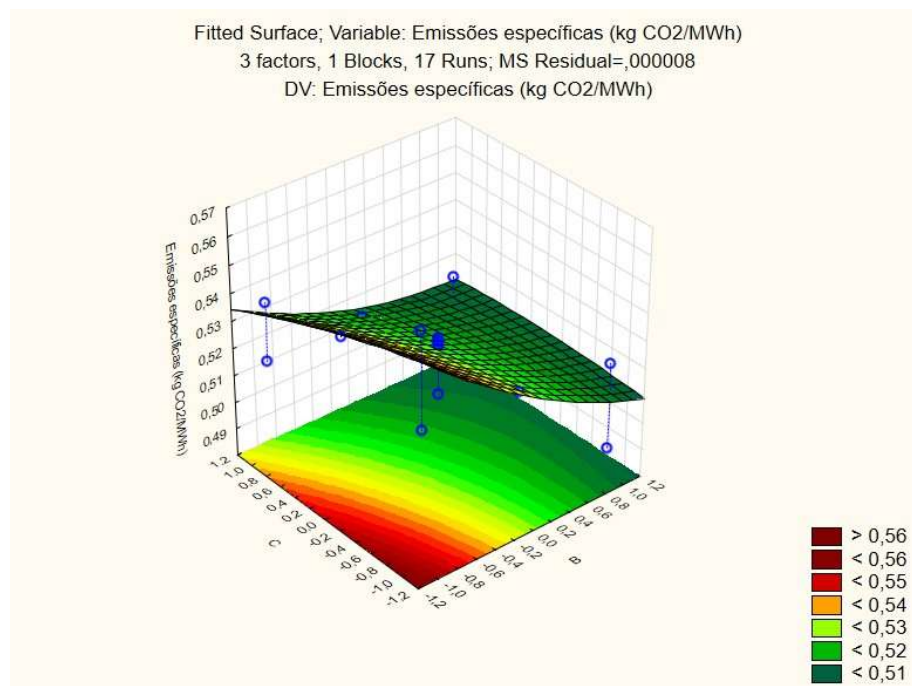


Figura 38 - Superfície gerada pelo RSM para as emissões específicas de do ciclo híbrido em função dos fatores B e C. Fonte: o autor (2026).

Para as emissões específicas, fica evidente que altos valores de pressão na entrada da turbina são desejáveis, assim como uma baixa pressão no condensador. Isso corrobora com os resultados das eficiências e da fração energética proveniente do gás natural, já que um ciclo mais eficiente tem uma menor perda energética e assim consegue gerar menos resíduo em comparação com a energia produzida.

Esse modelo apresentou baixo resultado no resíduo médio quadrado, o que vai de encontro com a boa qualidade das previsões em comparação com os valores observados nas simulações (Figura 39).

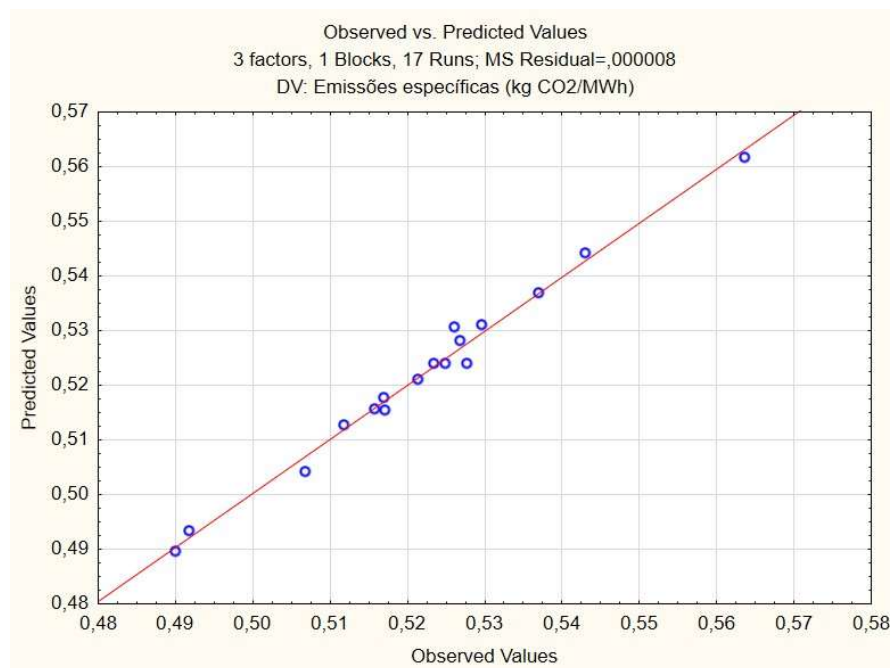


Figura 39 - Gráfico dos valores obtidos pelas simulações vs. valores previstos pelo modelo de emissões específicas no ciclo híbrido. Fonte: o autor (2026).

5 Conclusão

Este trabalho teve como objetivo o desenvolvimento de um mecanismo de cálculo que permitisse a otimização de ciclos termodinâmicos aplicados na recuperação energética de resíduos sólidos urbanos via técnica de queima direta sobre grelhas. Para isso, foi implementada a formulação de cálculo IAPWS-F97 em Microsoft Excel, que permitiu a realização instantânea de cálculos de propriedades termodinâmicas da água e do vapor de modo a agilizar a operação. Em validações com relação ao cálculo via tabelas termodinâmicas e em comparação com estudos previamente publicados de mesma natureza, a metodologia se mostrou muito eficaz.

Através da modelagem do ciclo Rankine, foi possível realizar análises energéticas, exergéticas e ambientais consistentes, e o conjunto com a turbina a gás desenvolvida permitiu a composição de um ciclo híbrido capaz de complementar a demanda de energia do ciclo WtE com a energia excedente do gás proveniente das turbinas a gás, ainda que com a necessidade de um queimador adicional. A turbina alcançou 36% de eficiência energética, compatível com dados provenientes de turbinas operacionais de geração de eletricidade reportados pela literatura, assim como a temperatura de saída do gás da turbina (570°C) evidenciando a consistência do modelo desenvolvido para a simulação. Os ciclos híbridos alcançaram uma eficiência térmica global entre 27,2 e 30,4%, o que supera a faixa de ciclos WtE simples, que dificilmente superam os 25% de eficiência. Os valores se aproximam ainda ao obtido por Carneiro (2015), que chegou a uma eficiência de 32% ao buscar projetar o ciclo da usina de Zabalgardi. No entanto, resultados da própria usina demonstram uma capacidade de alcançar 42% de eficiência energética, o que sugere o estudo de ciclos híbridos mais complexos para alcançar um desempenho ainda melhor.

A ferramenta planejamento de experimentos pela metodologia RSM se mostrou de grande utilidade para a análise simultânea da influência das variáveis operacionais sobre os indicadores de desempenho dos ciclos termodinâmicos. Os modelos obtidos apresentaram elevado grau de precisão na comparação das saídas observadas na simulação com as respostas previstas, permitindo assim a identificação dos parâmetros de maior relevância sobre cada um e contribuindo para a determinação

das condições mais favoráveis a depender do desejo da otimização. Além disso, a redução do número de simulações necessárias para a sua aplicação em comparação com abordagens tradicionais também se mostrou como uma vantagem significativa.

Os resultados obtidos reforçam que a hibridização entre ciclos Rankine e Brayton constitui uma estratégia promissora para elevar o aproveitamento energético das plantas WtE. Além do aumento da eficiência, o emprego dessa tecnologia favorece a melhor utilização do potencial energético disponível nos dois combustíveis e reduz os impactos ambientais que seriam gerados por uma alocação indevida do RSU.

Por fim, pode-se concluir que o modelo desenvolvido constitui uma boa ferramenta para estudos futuros, podendo abranger estudos com diferentes composições de RSU, condições operacionais e arranjos mais complexos de ciclos termodinâmicos para aplicação em WtE. Como perspectivas para trabalhos futuros, pode-se incluir análises econômicas e ambientais mais detalhadas, além de expandir o estudo exergético do ciclo da turbina a gás. Outro caminho possível é a aplicação desse método de otimização para outras configurações híbridas que envolvam fontes renováveis, buscando ampliar o potencial de aplicação da tecnologia WtE no contexto da transição energética.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABREMA. *Panorama dos resíduos sólidos no Brasil*. [S.l.]: Associação Brasileira de Resíduos e Meio Ambiente, 2024. Disponível em: [Panorama – ABREMA](#). Acesso em: 26 jun. 2026.
- BEZERRA, M. A. et al. *Response surface methodology (RSM) as a tool for optimization in analytical chemistry*. *Talanta*, vol. 76, ed. 5, pag 965-977, 2008.
- BIANCHI, M. et al. *Repowering Existing Under-utilizes WtE Power Plant With Gas Turbine*, *Energy Procedia*, vol. 61, pag. 238-241, 2014. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.11.1097>. Acesso em: 27 jun. 2026.
- BIJOS, Júlia CBF et al. *Methane liquid-gas phase distribution during anaerobic sludge digestion: a thermodynamic approach*. *Chemosphere*, v. 298, p. 134325, 2022. Disponível em:
- BORGNACKE, C; SONNTAG, R.E. *Fundamentos da Termodinâmica*. 8. ed. São Paulo: Blucher, 2013.
- BRANCHINI, L. *Advanced Waste-to-Energy Cycles*. Tese (Doutorado) — Bologna: Università di Bologna, 2012. Disponível em: [Tesi Dottorato Branchini.pdf](#). Acesso em: 26 jun. 2026.
- BRASIL. Lei nº12.305, de 2 de agosto de 2010. Dispõe sobre a instituição da Política Nacional dos Resíduos Sólidos. Brasília, DF, 2010. Disponível em: [L12305](#). Acesso em: 26 jun. 2026.
- CARNEIRO, M. L. N. M. *Análise termoeconômica e ambiental de uma usina de aproveitamento energético de resíduos sólidos urbanos – Estudo de caso da planta de Zabalgardi/Bilbao adaptada para a realidade brasileira*. Tese de Mestrado, PUC-Rio, Rio de Janeiro, RJ, 2015. Disponível em: <https://doi.org/10.17771/PUCRio.acad.26682>. Acesso em: 27 jun. 2026.
- CHIAVEGATTO, R. Comparação das eficiências energética e exergética de turbina a gás aeronáutica. PUC-Rio, Rio de Janeiro, RJ, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.17771/PUCRio.acad.45674>. Acesso em; 26 jun. 2026.
- COHEN, H.; ROGERS, G. F. C.; SARAVANAMUTTOO, H. I. H.; STRAZNICKY, P. V. *Gas Turbine Theory*. 7. ed. Harlow: Pearson, 2017.

- CONSONNI, S. et al. *Municipal Solid Waste to Energy Technology, Encyclopedia of Sustainable Technologies*, Elsevier, pages 389-401, 2017. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-409548-9.10105-8>. Acesso em: 8 mar. 2026.
- COOK, E.; IONKOVA, K. et al. *What a Waste 3.0: Global Snapshot of Solid Waste Management toward Circularity until 2050*. World Bank Group, 2026. Disponível em: [What a Waste 3.0](#). Acesso em: 26 jun. 2026.
- ÇENGEL, Y; BOLES, M.A. *Termodinâmica*. 7. Ed. Traduzida para o espanhol. México, D.F., 2012.
- EBOH, F. C. et al. *Evaluating improvements in a waste-to-energy combined heat and power plant*, vol.14, pp. 100476, 2019. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X19301649>. Acesso em: 26 jun. 2026.
- FURTADO, L. A. et al. Design and Performance of hybrid waste-to-energy plants for valorization of municipal solid waste and landfill gas. Documento restrito de circulação interna. PUC-Rio, Rio de Janeiro, 2026.
- GICQUEL, R. Combustion. Material didático do ThermoOptim. Paris: Mines Paris – PSL, 2016. Disponível em: [ThermoOptim – Combustion \(PDF\)](#). Acesso em: 25 jun. 2026.
- HAMILTON, Doug; ZHANG, Hailin. *Solids Content of Wastewater and Manure*. Stillwater: Oklahoma Cooperative Extension Service, Oklahoma State University, 2016. (Fact Sheet BAE-1759). Disponível em: [Solids Content of Wastewater and Manure](#). Acesso em: 27 jun. 2026.
- IAPWS. Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam., 2007. Disponível em: [R7-97\(2012\): Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam](#). Acesso em: 26 jun, 2026.
- KHAN, A.H et al. *Municipal solid waste generation and the current state of waste-to-energy potential: State of art review*. Energy Conversion and Management, vol. 267, p. 115905, 2022. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890422007014>. Acesso em 26 jun. 2026.
- KHAN, M.S. et al. *Waste to energy incineration technology: Recent development under climate change scenarios*. *Waste Management & Research: The Journal for a*

Sustainable Circular Economy Res, vol. 40, no. 12, pp. 1708–1729, 2022. Disponível em: [10.1177/0734242X221105411](https://doi.org/10.1177/0734242X221105411). Acesso em: 26 jun. 2026

LOBATO, M. L. C., Desenvolvimento de um simulador para hibridização de uma planta de incineração de resíduos com energia solar heliotérmica. Projeto de graduação, PUC-Rio, Rio de Janeiro-RJ, 2021. Disponível em: <https://doi.org/10.17771/PUCRio.acad.53613>. Acesso em: 27 jun. 2026.

LUGO-LEYTE, R; ZAMORA-MATA, J.M. et al. *Methodology to determine the appropriate amount of excess air for the operation of a gas turbine in a wet environment*, *Energy*, vol. 35, ed. 2, pag 550-555, 2010. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.10.023>. Acesso em: 28 jun. 2026.

McBRIDE, B. J.; GORDON, S.; RENO, M. A. *Coefficients for Calculating Thermodynamic and Transport Properties of Individual Species*. NASA Technical Memorandum 4513 (NASA TM-4513), 1993. Disponível em: https://combustion.berkeley.edu/gri-mech/nasa_plnm.html. Acesso em: 26 jun. 2026.

McPHAIL, A. et al. *Environmental, Economic and Energy Assessment of the Ultimate Analysis and Moisture Content in a Parallel Co-combustion Process*, *Energy & Fuels*, 2014 vol. 28, ed. 2, pag.1453-1462,2014. Disponível em: <https://doi.org/10.1021/ef401373n>. Acesso em: 27 jun. 2026.

MUKHERJEE, C. et al. *A review on municipal solid waste-to-energy trends in the usa*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 119, pp. 109512, 2020. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.109512>. Acesso em: 26 jun. 2026.

ONU. *Transforming our world: the 2030 agenda for sustainable development*. United Nations, 2015. Disponível em: [Transforming our world: the 2030 Agenda for Sustainable Development | Department of Economic and Social Affairs](https://www.un.org/sustainabledevelopment/). Acesso em 26 jun. 2026.

OUMAUROU, M. B; ABUBAKAR, A. B.; ABUBAKAR, S. *Municipal Solid Waste Incinerator Design: Basic Principles*, *Renewable and Sustainable Energy*, vol.6, ed. , pag. 11-19, 2018. Disponível em: [Municipal Solid Waste Incinerator Design: Basic Principles](#). Acesso em: 28 jun. 2026.

PAN, P. et al. *Thermodynamic and economic analyses of a new waste-to-energy system incorporated with a biomass-fired power plant*. *Energies*, vol. 13, no. 17, p. 4345, 2020. Disponível em: <https://doi.org/10.3390/en13174345>. Acesso em: 26 jun. 2026.

- NAG, P. K. *Power Plant Engineering*. 4. ed. New Delhi: McGraw-Hill Education, 2014.
- ROGOFF, Marc J.; SCREVE, Francois. *Waste-to-Energy: Technologies and Project Implementation*. 3. ed. Amsterdam: Elsevier, 2019.
- SINGH, K.; HACHEM-VERMETTE, C. *Influence of mixed-use neighborhood developments on the performance of waste-to-energy chp plant*. *Energy*, vol. 189, pp. 116172, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116172>. Acesso em: 26 jun. 2026.
- SZARGUT, J. *Exergy Method: Technical and Ecological Applications*. WIT Press, Southampton, Inglaterra 2005.
- URNS, S.R; HAWORTH, D.C. *An Introduction to Combustion: Concepts and Applications*. 3.ed. New York: McGraw-Hill, 2012.
- UDOMSRI, S. et al. *Economic assessment and energy model scenarios of municipal solid waste incineration and gas turbine hybrid dual-fueled cycles in Thailand*, *Waste Management*, vol. 30, Issue 7, pages 1414-1422, 2010. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0956053X10000954>. Acesso em 26 jun. 2025.
- URE BARUERI. HOME. Disponível em: urebarueri.com.br. Acesso em: 29 jun. 2026.
- DOE, UNITED STATES DEPARTMENT OF ENERGY. *How Gas Turbine Power Plants Work*. Washington, DC: U.S. Department of Energy, [s.d]. Disponível em: [How Gas Turbine Power Plants Work](#). Acesso em: 28 jun. 2026.
- ZHANG, H. et al. *Estimating source strengths of hcl and so2 emissions in the flue gas from waste incineration*. *J. Environ. Sci.-China*, vol. 75, pp. 370–377, 2019. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.jes.2018.05.019>. Acesso em: 26 jun. 2026.

APÊNDICE A

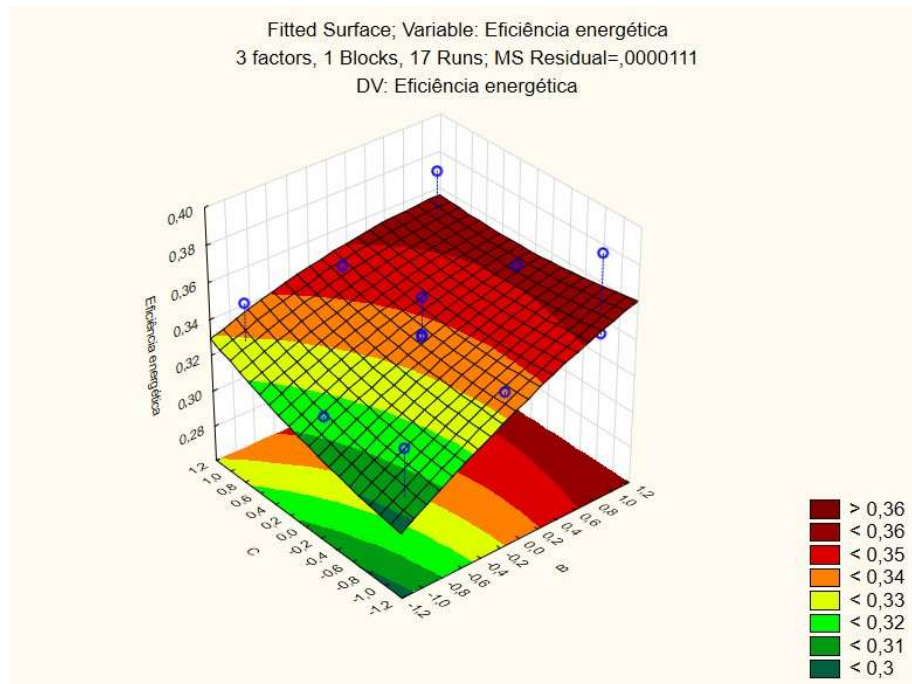


Figura A 1 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência exergética do ciclo Rankine em função dos fatores B e C. Fonte: o autor (2026).

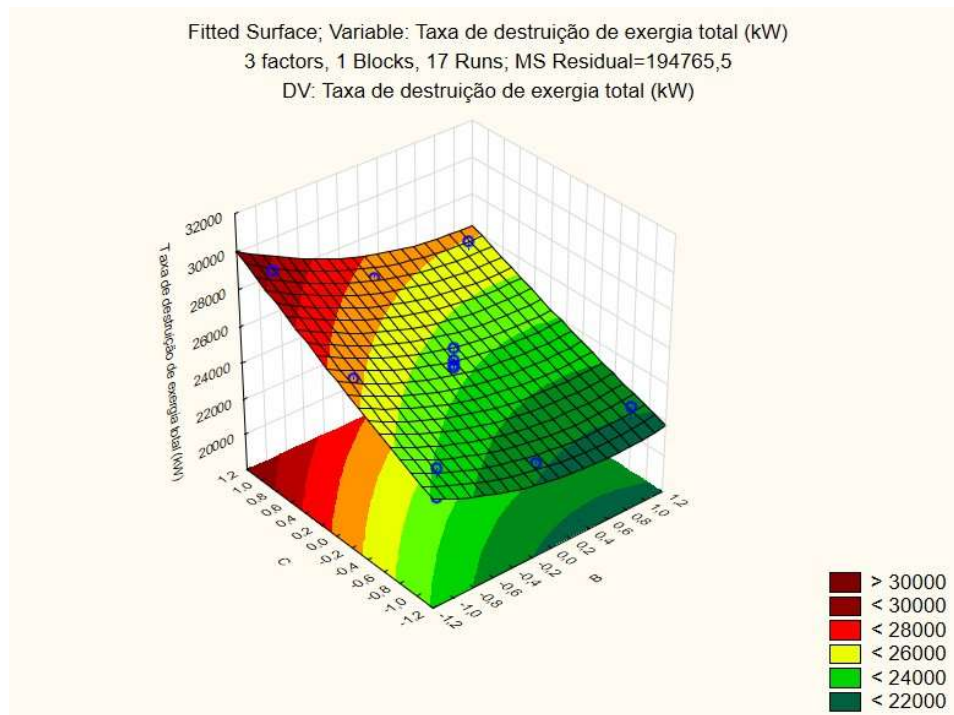


Figura A 2 - Superfície gerada pelo RSM para taxa de destruição de exergia total do ciclo

Rankine em função dos fatores B e C. Fonte: o autor (2026).

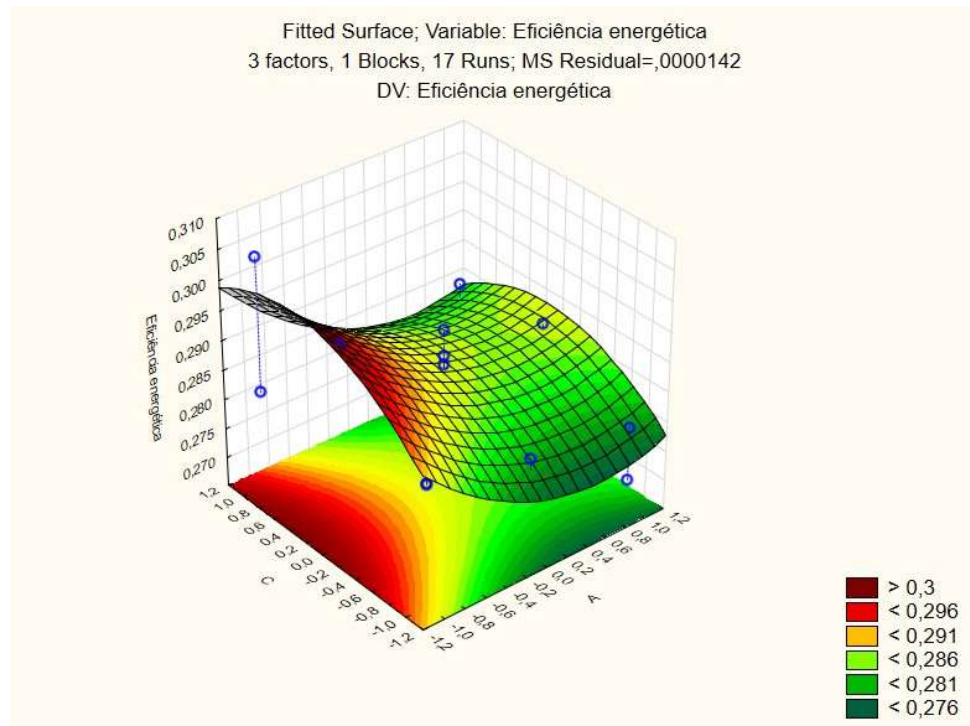


Figura A 3 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência energética do ciclo híbrido em função dos fatores A e C. Fonte: o autor (2026).

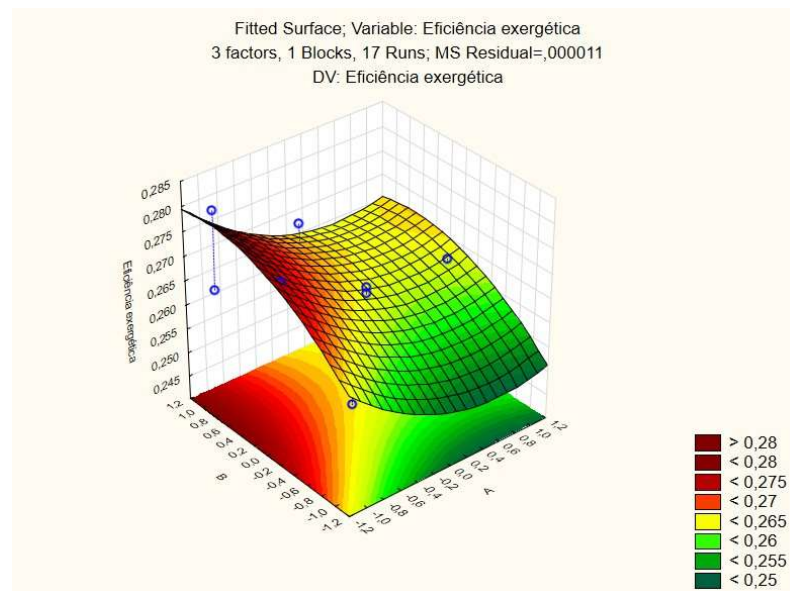


Figura A 4 - Superfície gerada pelo RSM para eficiência exergética do ciclo híbrido em função dos fatores A e B. Fonte: o autor (2026).

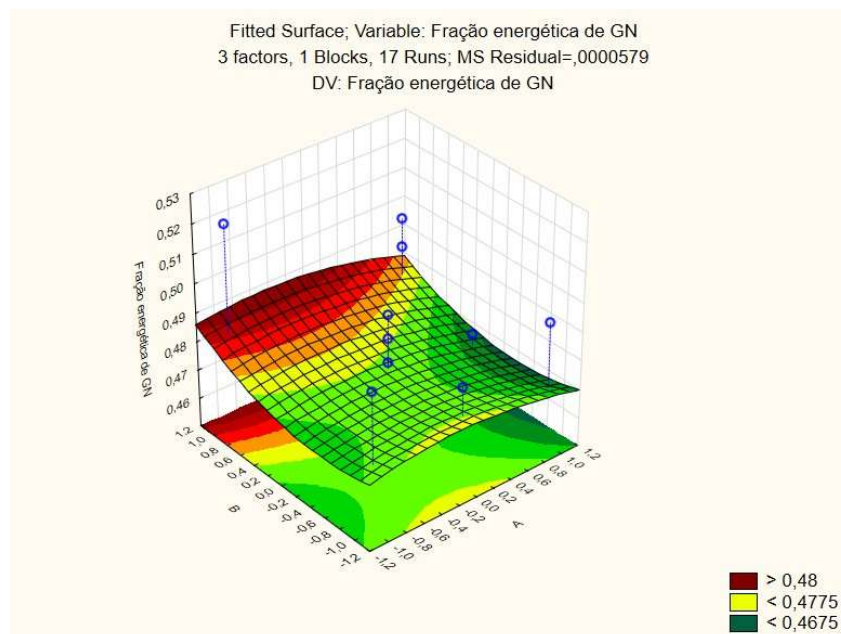


Figura A 5 - Superfície gerada pelo RSM para fração energética do gás natural do ciclo híbrido em função dos fatores A e B. Fonte: o autor (2026).