



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

João Vinicius Monteiro Lima

**Modelagem Termodinâmica de uma Microturbina a Gás em Sistema Gas to Wire
com Regenerador**

Florianópolis
2025

João Vinicius Monteiro Lima

Modelagem Termodinâmica de uma Microturbina a Gás em Sistema Gas to Wire com Regenerador

Trabalho de Conclusão de Curso submetido ao curso de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal de Santa Catarina como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Edson Bazzo, Dr.Eng.

Coorientador: Ederson Sandrin, Me.Eng.

Florianópolis, 2025

Lima, João Vinicius Monteiro

Modelagem Termodinâmica de uma Microturbina a Gás em Sistema Gas to Wire com Regenerador / João Vinicius Monteiro Lima ; orientador, Edson Bazzo, coorientador, Ederson Sandrin, 2025.

54 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2025.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. termodinâmica. 3. Turbina a gás. 4. Energia. 5. Gás natural. I. Bazzo, Edson. II. Sandrin, Ederson. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

João Vinicius Monteiro Lima

Modelagem Termodinâmica de uma Microturbina a Gás em Sistema Gas to Wire com Regenerador

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de Engenheiro Mecânico e aprovado em sua forma final pelo Curso de Engenharia Mecânica

Florianópolis, 10 de Julho de 2025



Documento assinado digitalmente

Antonio Carlos Valdiero

Data: 21/08/2025 17:23:09-0300

CPF: ***.227.377-**

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

Prof. Antonio Carlos Valdiero, Dr.Eng
Coordenador do curso

Banca examinadora



Documento assinado digitalmente

Edson Bazzo

Data: 19/08/2025 08:30:21-0300

CPF: ***.407.089-**

Verifique as assinaturas em <https://v.ufsc.br>

Prof. Edson Bazzo, Dr.Eng
Orientador

Prof. Saulo Guths, Dr.Eng
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Thaís Doll Luz, Dra.Eng.
Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC

Florianópolis, 2025

Agradecimentos

Agradeço o suporte financeiro de *Financiadora de Estudos e Projetos* (FINEP), pelo grant #2450/22 e o suporte da minha família ao longo da graduação

Resumo

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um modelo numérico para simular o desempenho de um sistema Gas to Wire (GtW) baseado em uma microturbina a gás operando em ciclo Brayton com regenerador. O estudo considera a variação da carga elétrica e a composição do combustível, com foco na influência do dióxido de carbono, contaminante comum em reservas brasileiras de gás natural. A modelagem termodinâmica e foi implementada no software Engineering Equation Solver (EES), utilizando dados reais da microturbina Capstone C30 e misturas representativas da Bacia de Santos. A análise evidenciou que a redução de carga compromete a eficiência do sistema e intensifica as irreversibilidades, enquanto o aumento da concentração de CO_2 reduz o poder calorífico do combustível, eleva o consumo e impacta negativamente o desempenho global. Foram avaliados parâmetros como eficiência térmica, heat rate, razão ar/combustível, e número de Wobbe, permitindo uma caracterização detalhada do comportamento da microturbina em diferentes cenários operacionais. Os resultados indicam que o modelo é capaz de reproduzir com boa coerência o funcionamento do sistema e pode ser utilizado como ferramenta para o estudo e dimensionamento de aplicações GtW, especialmente em regiões offshore, contribuindo para o melhor aproveitamento do gás natural e para o avanço de soluções energéticas mais eficientes e sustentáveis.

Palavras-chave: Gas to Wire; Turbina a Gás; Energia; Ciclo Brayton; Carga Parcial; Simulação Termodinâmica.

Abstract

This work presents the development of a numerical model to simulate the performance of a Gas to Wire (GtW) system based on a gas microturbine operating in a Brayton cycle with a regenerator. The study considers the variation of the electrical load and the fuel composition, focusing on the influence of carbon dioxide, a common contaminant in Brazilian natural gas reserves. The thermodynamic modeling was implemented in Engineering Equation Solver (EES) software, using real data from the Capstone C30 microturbine and mixtures representative of gas reserves of the Santos Basin. The analysis showed that the load reduction compromises the efficiency of the system and intensifies irreversibilities, while the increase in the CO_2 concentration reduces the calorific value of the fuel, increases consumption and negatively impacts the overall performance. Parameters such as thermal efficiency, heat rate, air/fuel ratio and Wobbe number were evaluated, allowing a characterization of the microturbine behavior in different operational scenarios. The results indicate that the model is capable of reproducing the system's operation with good coherence and can be used as a tool for the study and dimensioning of GtW applications, contributing to the better use of natural gas and the advancement of more efficient and sustainable energy solutions.

Keywords: Gas to Wire; ;Gas Turbine; Energy; Brayton Cycle; Part Load; Thermodynamic Simulation.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Participação das energias renováveis na produção de eletricidade mundial em porcentagem. Fonte: [IEA 2024]	21
Figura 2 – Uso de GtW em gás natural em conjunto com usina eólica offshore. Fonte: [Gas 2022]	22
Figura 3 – Diagrama representativo do sistema	23
Figura 4 – Diagrama representativo do sistema com regenerador. Fonte: autoria própria (2025)	24
Figura 5 – Diagrama TS de um ciclo brayton ideal. Fonte: [Dincer 2018]	24
Figura 6 – Vazão mássica de combustível em função da carga para diferentes misturas. (Mistura 1 = 6% CO_2 Mistura 2 = 56% CO_2). Fonte: autoria própria (2025)	38
Figura 7 – Vazão mássica de combustível sem contaminantes por carga para cada mistura. (Mistura 1 = 6% CO_2 Mistura 2 = 56% CO_2). Fonte: autoria própria (2025)	38
Figura 8 – Vazão mássica de gases de exaustão por carga para cada mistura. (Mistura 1 = 6% CO_2 Mistura 2 = 56% CO_2). Fonte: autoria própria (2025)	39
Figura 9 – Eficiência do compressor por carga para cada mistura. (Mistura 1 = 6% CO_2 Mistura 2 = 56% CO_2). Fonte: autoria própria (2025)	40
Figura 10 – Eficiência da turbina por carga para cada mistura. (Mistura 1 = 6% CO_2 Mistura 2 = 56% CO_2). Fonte: Autoria Própria (2025)	40
Figura 11 – Razão de ar por combustível por carga para cada mistura. (Mistura 1 = 6% CO_2 Mistura 2 = 56% CO_2). Fonte: autoria própria (2025)	41
Figura 12 – Eficiência total do sistema por carga. Fonte: autoria própria (2025)	41
Figura 13 – Heat rate do sistema por carga. Fonte: autoria própria (2025)	42
Figura 14 – Número de Wobbe por fluxo mássico na turbina. Fonte: autoria própria (2025)	43
Figura 15 – Número de Wobbe por vazão mássica de comustível. Fonte: autoria própria (2025)	43
Figura 16 – Número de Wobbe por vazão mássica de comustível. Fonte: autoria própria (2025)	44

Lista de tabelas

Tabela 1	– Variáveis fornecidas pelo fabricante	27
Tabela 2	– Poder Calorífico Inferior dos combustíveis analisados	29
Tabela 3	– Relação entre carga e potência para a Capstone C30	32
Tabela 4	– Valores do fabricante para Capstone C30. Fonte: [Capstone 2008]	35
Tabela 5	– Dados retirados a partir dos dados da tabela 4	35
Tabela 6	– Dados de projeto da Capstone C30	37
Tabela 7	– Valores fornecidos pelo fabricante comparados com dados obtidos	37
Tabela 8	– Misturas de gás avaliadas	37

Lista de abreviaturas e siglas

C_P	Capacidade térmica a pressão constante [$kJ/(kg \times K)$]
C_V	Capacidade térmica a volume constante [$kJ/(kg \times K)$]
k	Coeficiente de expansão adiabática
c_i	Constantes adimensionais
m	Constante adimensional
pp	Constante adimensional
ρ	Densidade [kg/m^3]
η	Eficiência[%]
h	Entalpia [kJ/kg]
ea	Excesso de ar
f_m	Fração mássica
f_v	Fração volumétrica
y	Fração mássica para cada combustível
m_x	Massa [kg/kg]
M_x	Massa molar [kg/mol]
$\dot{W}$	Potência [kW]
PCI	Poder Calorífico inferior [kJ/kg]
PCS	Poder Calorífico Superior [kJ/kg]
p	Pressão [kPa]
R	Razão de compressão
$\dot{R}$	Razão de pressões
$\dot{\eta}$	Razão de eficiências
$\dot{G}_c$	Razão de vazões mássicas
$\dot{\mu}$	Razão das razões de compressão
T	Temperatura[K]
α	Variável para definição do fluxo mássico em carga parcial
$\dot{m}$	Vazão mássica [kg/s]

Sumário

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	Estrutura do trabalho	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1	Uso de fontes renováveis de energia no mundo	21
2.1.1	Uso e distribuição de gás natural no Brasil	21
2.2	Gas to Wire	22
2.3	Funcionamento de turbina a gás e ciclo brayton	23
2.4	Impacto do combustível no funcionamento de uma turbina a gás	25
2.4.1	Impacto de CO ₂ na operação de turbina a gás	25
2.5	Operação em carga parcial	26
3	MODELAGEM DO SISTEMA	27
3.1	Algoritmo de simulação	27
3.2	Caracterização e Cálculos Estequiométricos do Combustível	27
3.3	Cálculo do Ar e dos Gases de Combustão	30
3.4	Análise Termodinâmica do Sistema	30
3.5	Operação em Carga Parcial	32
3.5.1	Consumo de Combustível	32
3.5.2	Compressor Operando em Carga Parcial	33
3.5.3	Turbina Operando em Carga Parcial	34
3.5.3.1	Definição da Variável $\dot{\mu}$ - Razão dos Fluxos Mássicos em Carga Parcial	34
3.5.4	Equacionamento para a turbina em carga parcial	35
4	RESULTADOS	37
4.1	Diferentes misturas de combustível em diferentes cargas	37
5	CONCLUSÕES	45
	REFERÊNCIAS	47
	ANEXOS	49

1 Introdução

A produção de eletricidade é uma das bases do desenvolvimento econômico e social moderno. Atualmente, cerca de 20% da energia final consumida no mundo é na forma de eletricidade, e esse número tende a crescer com a digitalização da economia, a eletrificação de setores como o transporte e a necessidade de ampliar o acesso em regiões ainda pouco atendidas [IEA 2024]. Embora o avanço das fontes renováveis como a solar e a eólica tenha ganhado destaque nas últimas décadas, essas tecnologias ainda enfrentam limitações operacionais, principalmente por dependerem de condições climáticas e por não haver, atualmente, viabilidade técnica e econômica para o armazenamento de energia em larga escala [IRENA 2019]. Com isso, o gás natural se torna uma alternativa importante no processo de transição energética, funcionando como uma ponte entre o modelo fóssil tradicional e um futuro mais sustentável [EPE 2023].

Nesse cenário, os sistemas Gas to Wire (GtW) surgem como uma solução viável e estratégica para o aproveitamento de gás natural, especialmente o gás associado à produção de petróleo. O sistema GtW consiste em utilizar esse gás diretamente no local de extração para gerar eletricidade, evitando perdas do gás, queimado em chaminés (*flaring*) ou que precise ser transportado por grandes estruturas como gasodutos ou navios especializados. Essa abordagem é particularmente promissora em áreas *offshore*, como o pré-sal brasileiro, onde o aproveitamento do gás associado ainda enfrenta desafios logísticos e econômicos [ANP 2022]. Em vez de desperdiçar esse recurso, o sistema GtW permite gerar energia elétrica localmente, contribuindo para a segurança energética e para a redução das emissões globais. Contudo, o gás associado frequentemente contém contaminantes como o dióxido de carbono, que impacta diretamente o desempenho da turbina e seus parâmetros operacionais.

O objetivo geral deste trabalho é analisar o impacto da presença de CO_2 no combustível no desempenho de uma microturbina a gás em operação sob condições de carga parcial, considerando parâmetros termodinâmicos do ciclo Brayton com regenerador.

Objetivos específicos:

- Desenvolver um modelo matemático, termodinâmico do ciclo Brayton com regenerador;
- Validar o modelo com base em dados experimentais de fabricante da turbina Capstone modelo C30.
- Fornecer subsídios para avaliar o uso de GtW como alternativa de geração de energia elétrica em plataformas offshore.

A motivação para este estudo reside na busca por soluções mais eficientes e sustentáveis para o aproveitamento do gás natural disponível no país, alinhando-se aos esforços globais de transição energética.

1.1 Estrutura do trabalho

O Capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica, abordando o panorama do uso de gás natural, o conceito de GtW, o funcionamento de turbinas a gás, o ciclo Brayton e os efeitos de contaminantes como o CO_2 . O Capítulo 3 descreve a metodologia utilizada, incluindo a modelagem matemática e termodinâmica do sistema, além dos equacionamentos que regem o sistema. O Capítulo 4 apresenta os resultados obtidos por meio da simulação no software EES, analisando os parâmetros termodinâmicos em diferentes condições operacionais. Por fim, o Capítulo 5 traz as conclusões do trabalho e sugestões para estudos futuros.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Uso de fontes renováveis de energia no mundo

Em 2023 foi consumido o total de 24,3 TWh de eletricidade no mundo, um aumento de 2,2% com relação ao ano anterior [IEA 2022], esse número tende a aumentar com a digitalização da economia, expansão do uso de inteligência artificial e eletrificação da indústria e dos transportes. Entretanto gerar eletricidade hoje em dia ainda é, de maneira geral, danoso para o meio ambiente, sendo essa atividade responsável por cerca de 40% da emissão de gases de efeito estufa [Association 2024]. Entretanto, há um esforço conjunto da sociedade de reduzir a emissão de poluentes, com um forte avanço tecnológico e investimento em fontes alternativas de energia, as quais vêm aumentando sua presença aceleradamente. Até 2030 espera-se que mais de 45% da eletricidade gerada no mundo seja proveniente de fontes renováveis [IEA 2024]. A figura 1 mostra esse avanço.

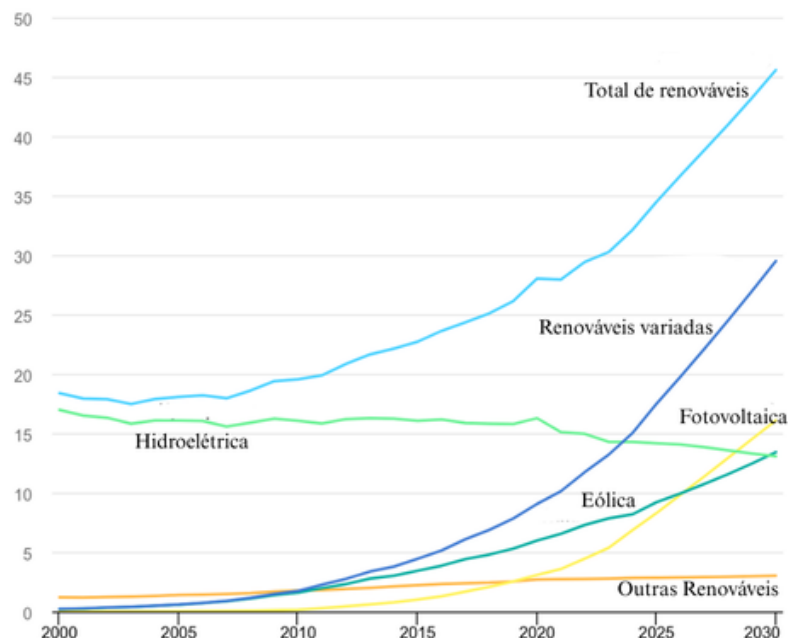


Figura 1 – Participação das energias renováveis na produção de eletricidade mundial em porcentagem.
Fonte: [IEA 2024]

Por mais positivo que seja o aumento da produção de energias renováveis, com a atual tecnologia, tais fontes ainda não são suficientemente confiáveis. Por dependerem principalmente de fatores climáticos, a produção de energia por fontes como solar ou eólica pode variar muito no decorrer de diferentes dias, e não há hoje em dia viabilidade para o armazenamento de eletricidade em larga escala [IRENA 2019].

2.1.1 Uso e distribuição de gás natural no Brasil

O Brasil é o país com a 36ª maior reserva comprovada de gás natural, com 487 km³ [IEA 2024], sendo, 23% em terra e 77% no mar [BNDES 2021]. Há duas principais regiões brasileiras onde se concentram grandes reservatórios de gás natural, na Floresta Amazônica e no pré-sal, neste último na forma de gás associado com petróleo. Em 2021, 67,5% da produção de gás natural do país foi proveniente da exploração no pré-sal, com possibilidade de expansão nos próximos anos [ANP 2022]. Há portanto

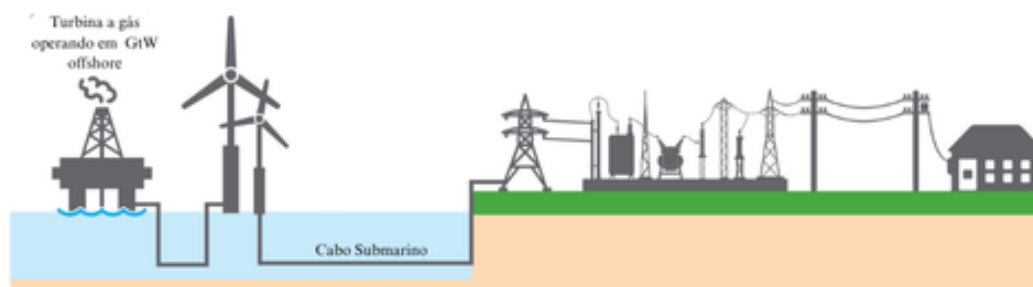


Figura 2 – Uso de GtW em gás natural em conjunto com usina eólica offshore. Fonte: [Gas 2022]

um grande potencial para o uso de gás natural no país, uma das possibilidades para sua utilização é apresentada na seção 2.2. A utilização de gás natural no Brasil foi em 2021 dividida principalmente entre aplicações industriais (50%), geração de energia em termelétricas (36%) e para veículos (7%).

No Brasil a utilização de gás natural vem crescendo, espera-se que até 2030 a produção nacional atinja 276 milhões de metros cúbicos por dia, sendo que em 2020 a produção era de cerca de 126 milhões de metros cúbicos por dia [energética 2020].

Diante dessa realidade, o uso do gás natural pode ser um aliado para garantir confiabilidade do fornecimento de energia. A principal vantagem do gás natural sobre demais combustíveis fósseis é a emissão de cerca de 50% menos CO_2 [Climate e Solutions 2020]. Portanto esse gás pode desempenhar um papel importante como combustível de transição entre as fontes não renováveis convencionais e as energias renováveis. Em momentos de oscilação da geração de energia, como em momentos com pouca velocidade de vento, ou durante a noite, para suprir a demanda o uso de gás natural é uma boa alternativa. A figura 2 ilustra a ideia do uso de gás natural em geração distribuída aliado à uma usina eólica offshore, o que garantiria o suprimento da demanda por eletricidade mesmo em momentos sem vento.

2.2 Gas to Wire

As reservas mundiais de gás natural ainda são subutilizadas, devido, dentre outros fatores, ao fato de ser um gás, o que dificulta ou encarece o transporte de maneira confiável por grandes distâncias [Brito et al. 2022]. Tais reservas muitas vezes se encontram em locais remotos ou de difícil acesso, aumentando os custos de captação e transporte do gás. É o caso de reservas localizadas em locais pouco habitados e principalmente em oceanos.

O termo gas to wire (GtW) é utilizado para descrever usinas em que a produção de energia se dá no mesmo local onde o gás é extraído, sem a necessidade de realizar o transporte do gás, podendo portanto apenas transportar a energia em forma de eletricidade. Com o atual desenvolvimento de tecnologias de transmissão de eletricidade offshore, o uso do GtW tornou-se evidenciado. Há no mundo grande exploração offshore de gás natural e petróleo, assim como há no Brasil, como mostrado na seção 2.1.1. O GtW se mostra portanto uma alternativa para a utilização do gás que seria desperdiçado, sendo queimado por flaring, além do transporte da energia gerada via GtW ser uma alternativa mais barata ao transporte por gasodutos [Anosike 2013].

Embora o GtW venha ganhando espaço como alternativa para geração de eletricidade, especialmente em regiões isoladas, no Brasil cerca de 1% da eletricidade provém de GtW. Dentre os usos atuais no Brasil destacam-se Azulão-Jaquatirica, em Roraima, Complexo Parnaíba no Maranhão e a Usina Marlim Azul no Rio de Janeiro. O projeto Azulão Jaquatirica é estratégico para a segurança energética do estado de Roraima, que antes do projeto ainda era dependia de usinas a diesel. O uso de GtW, além de reduzir

em 35% a emissão de gás carbônico, ainda barateou a energia no estado em 43% [Brito et al. 2022]. Já a usina Marlim Azul, que entrou em operação em novembro de 2023, se destaca por ser a primeira a produzir eletricidade com o gás natural proveniente do pré-sal [MME]. Com uma capacidade instalada de 565MW, Marlim Azul evidencia a capacidade e o potencial de gerar-se energia por GtW no pré-sal.

2.3 Funcionamento de turbina a gás e ciclo brayton

Turbinas a gás são máquina térmicas utilizadas para geração de energia desde pelo menos o final do século XVIII. Desde então sua presença tem crescido em diferentes aplicações na indústria. Seu princípio de funcionamento se baseia na conversão da energia química contida no combustível em energia cinética no eixo que gira acoplado ao gerador. Em 2023 cerca de 25% da eletricidade gerada no mundo foi proveniente da queima de gás natural em turbinas a gás [ENERGY 2024].

O ciclo brayton é amplamente utilizado para descrever o funcionamento de turbinas a gás, tendo sua primeira implementação realizada em 1870 nos Estados Unidos por George Brayton. O diagrama 3 ilustra os principais componentes desse ciclo termodinâmico.

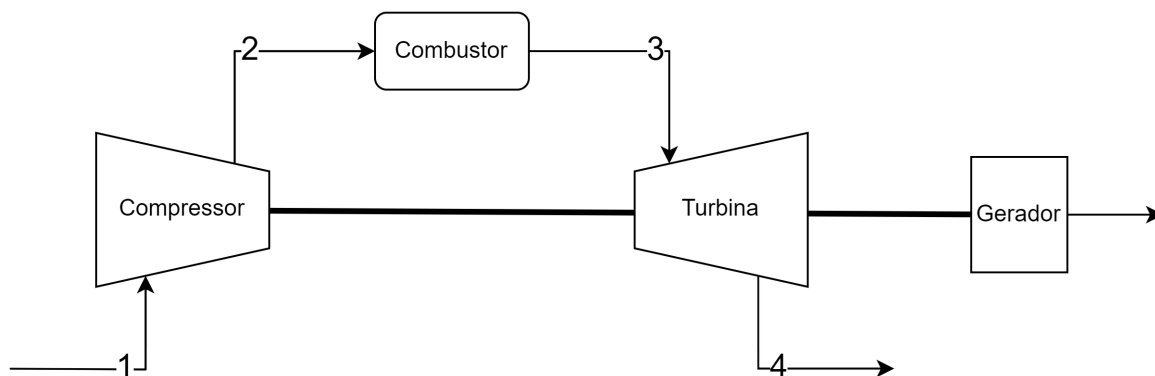


Figura 3 – Diagrama representativo do sistema

Entretanto, com o avanço do estudo sobre o ciclo brayton, várias alternativas ao ciclo padrão foram concebidas, com a intenção de aumentar a eficiência e diminuir o custo operacional. Uma dessas alternativas mais populares é a inclusão de um regenerador, como mostrado na figura 4. A turbina Capstone C30, analisada nesse trabalho é uma turbina com regenerador.

O regenerador atua recuperando parte do calor dos gases de exaustão, que seria desperdiçado, e o transfere para o ar comprimido antes da câmara de combustão. Isso aumenta a temperatura do ar antes da combustão, portanto diminui a quantidade de combustível necessária para atingir a temperatura requerida [Cengel 2011]. A imagem 5 mostra o ciclo TS do ciclo Brayton com regeneração.

Como é possível ver no diagrama 4, o sistema é aberto. O processo se inicia com o ar atmosférico entrando no compressor [1]. Após a compressão [2], o ar passa por um trocador de calor para aumentar sua temperatura por meio da troca com os gases quentes de exaustão da turbina. Seguindo para o combustor [3], são adicionados os combustíveis para serem queimados juntamente com o ar que já estava no sistema. Após a queima [4], a mistura se encontra com alta temperatura e alta pressão, portanto com muita energia que poderá ser aproveitada na turbina. Na turbina os gases são expandidos, o que diminui sua temperatura e pressão e transfere energia para o eixo que está conectado no gerador. Após a expansão [5] a mistura de ar e gases passa pelo trocador de calor supracitado, para aproveitar a energia remanescente para ser utilizada a fim de aquecer o ar após a compressão. Por fim, a mistura de gases é liberada na atmosfera [6].

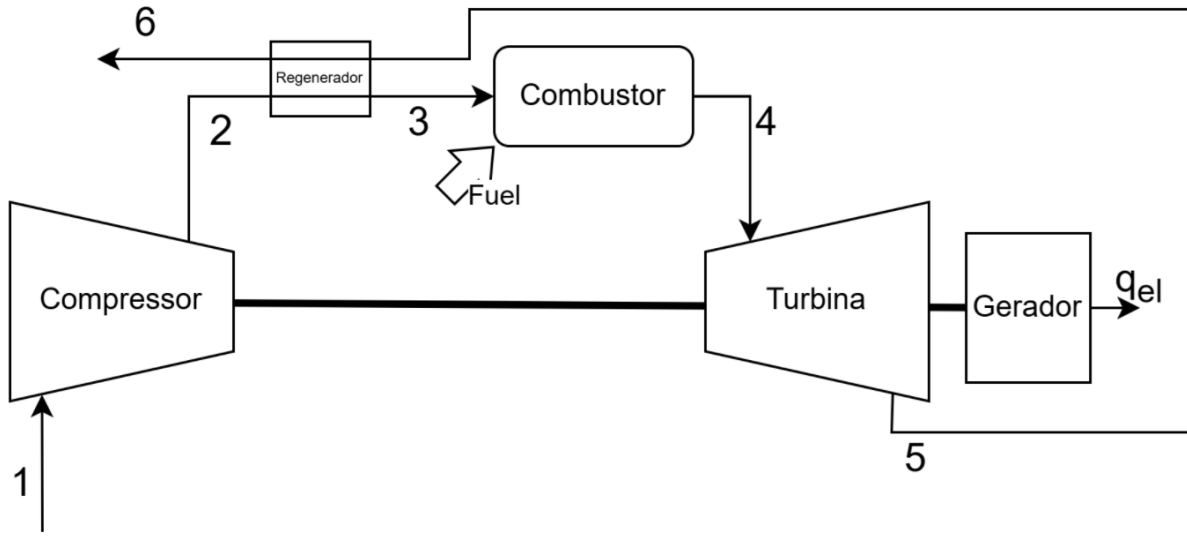


Figura 4 – Diagrama representativo do sistema com regenerador. Fonte: autoria própria (2025)

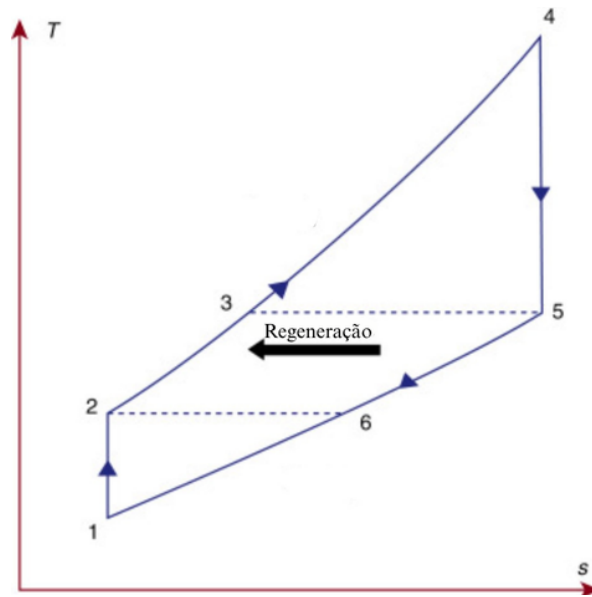


Figura 5 – Diagrama TS de um ciclo brayton ideal. Fonte: [Dincer 2018]

Para um sistema com regenerador é importante perceber que na medida em que a taxa de compressão do sistema aumenta, a temperatura em [2] aumenta e a temperatura em [5] diminui, portanto, a utilização de regeneradores é mais adequada para sistemas com baixas taxas de compressão, onde a rejeição de calor após a turbina é maior [Goodarzi 2016]. A eficiência de um regenerador no ciclo Brayton pode ser calculada por meio da equação 2.1:

$$\eta_{regen} = 1 - \frac{T_1}{T_4} \times R_c^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.1)$$

Porém, uma turbina a gás real não consegue operar no ciclo brayton ideal. Durante as etapas de adição e rejeição de calor ocorre inevitavelmente uma perda de pressão e consequente aumento da entropia. No ciclo real a eficiência do compressor e da turbina são conforme equações 2.2 e 2.3, respectivamente:

$$\eta_c \approx \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (2.2)$$

$$\eta_t \approx \frac{h_{4s} - h_5}{h_{4a} - h_5} \quad (2.3)$$

2.4 Impacto do combustível no funcionamento de uma turbina a gás

O combustível tem grande impacto na performance, emissões de carbono, operabilidade e durabilidade de um sistema de turbina a gás [Burnes e Camou 2019]. Suas características afetam a combustão, a temperatura dos gases de escape, o rendimento térmico e a vida útil dos componentes. Propriedades como poder calorífico, composição química e teor de impurezas impactam a eficiência energética e contribuem para corrosão e formação de depósitos. Assim, a escolha do combustível interfere no desempenho, na manutenção e nos custos operacionais da turbina.

A presença de combustível de pouca qualidade pode ocasionar combustão incompleta, o que além de aumentar o consumo de combustível pode causar interação entre o combustível e as pás da turbina, causando erosão, *surface pitting* e por consequência perda da eficiência aerodinâmica, o que resulta em perda da capacidade de transformar energia [Rodrigues 2019]

Um contaminante comum de se encontrar em reservas de gás natural no Brasil é o sulfeto de hidrogênio, H_2S . [Souza et al. 2022]. Além de ser um gás tóxico, sua combustão pode gerar SO_2 ou SO_3 , substâncias que ao reagirem com a umidade atmosférica podem resultar em chuva ácida. Ademais, o sulfeto de hidrogênio pode reagir com outros contaminantes comumente encontrados em gás natural offshore, como sódio, potássio ou vanádio, gera sulfatos que são muito corrosivos [Igoe e Welch 2015].

Contaminantes como hidrogênio e monóxido de carbono entram em combustão com facilidade, portanto requerem uma criteriosa avaliação de segurança antes de seu uso, além de poder ocasionar flashbacks. Já a contaminação por água pode gerar ácidos durante o processo, ao reagir com outros contaminantes. A presença de água também favorece a proliferação de bactérias ao longo do sistema [Igoe e Welch 2015].

2.4.1 Impacto de CO_2 na operação de turbina a gás

É comum encontrar-se operações de turbinas com grande quantidade de CO_2 , entretanto por ser um gás inerte, atua como um diluente e acaba reduzindo a quantidade de poder calorífico do combustível, sendo necessário um sistema de combustível com capacidade de lidar com maiores volumes [Igoe e Welch 2015]. Além disso, a presença do gás carbônico como diluente no combustível reduz a temperatura da chama. Por conseguinte, diminui-se a combustão incompleta, e portanto a emissão de NO_x , que têm grande impacto na poluição atmosférica, e de CO , que é tóxico, também diminuem [Omidvarborna, Kumar e Kim 2015] [Kayadelen 2017].

O aumento do fluxo mássico na turbina aumenta o trabalho realizado no eixo, devido à adição de massa a ser expandida. Dentro da turbina, uma maior vazão mássica resulta em maiores velocidades de fluxo de gás, o que prejudica a troca de calor e pode diminuir a vida útil dos componentes. Portanto em operações com alto teor de CO_2 costuma-se diminuir a temperatura de entrada na turbina, o que deve reduzir a obtenção de energia [Igoe e Welch 2015]. Além disso, altas temperaturas podem causar a dissociação de CO_2 em oxigênio e monóxido de carbono, este último sendo tóxico para humanos e responsável por cerca de 6000 mortes ao ano no mundo devido à sua presença no ar atmosférico [Levy 2015].

A presença de grandes quantidades de gás inerte, como o dióxido de carbono, pode afetar negativamente o *startup* de turbinas a gás. Isso ocorre porque o CO_2 reduz a temperatura da chama e a reatividade da mistura combustível-ar, dificultando a ignição inicial e tornando o sistema mais suscetível a *flame-out* durante a aceleração até a condição de operação nominal [Liu et al. 2021]. Como alternativa, alguns sistemas consideram o uso de um combustível mais reativo, como gás natural puro ou diesel, durante a partida, antes da transição para a mistura com CO_2 [Ganjehkaviri et al. 2016].

2.5 Operação em carga parcial

Uma outra questão relevante a ser analisada no contexto desse estudo é a operação em carga parcial. A maioria das usinas de energia costuma operar em situações fora da projetada devido a mudanças na carga, nas condições ambientais ou em ambas [Zhang e Cai 2002]. Para a operação em Part Load existem três alternativas mais comuns de acordo com [Escalona et al. 2012]: variação do fluxo de combustível mantendo constante a razão ar/combustível, geometria variável do compressor para variação do fluxo de ar e variação da velocidade de rotação do eixo de alta pressão (em caso de operações multi eixo).

Na prática, operações em carga parcial podem utilizar mais de uma maneira de controle, dependendo do layout e características de cada planta.

Uma redução do fluxo de combustível, mantendo constante a razão ar/combustível vai diminuir a razão de compressão e o fluxo mássico passando pela turbina, o que reduz a eficiência do sistema e aumenta a temperatura dos gases de exaustão, o que por sua vez pode reduzir a vida útil dos componentes. Uma alternativa é diminuir o fluxo de combustível aumentando a razão ar/combustível, a fim de controlar e manter constante a temperatura do gases de exaustão.

3 Modelagem do sistema

3.1 Algoritmo de simulação

O modelo desenvolvido inclui uma análise termodinâmica do sistema utilizando-se da primeira lei em cada estágio. O modelo considera a composição do gás natural fornecido como combustível, determinando as características da combustão e a energia química disponível. Com base nessas informações, a ferramenta calcula o poder calorífico inferior (PCI), a proporção estequiométrica da mistura ar-combustível e os produtos da combustão. Adicionalmente, o modelo contempla a análise em condições de carga parcial, o que permite simular a operação da microturbina fora do ponto de projeto, refletindo o comportamento dinâmico do sistema em diferentes demandas energéticas.

O equacionamento foi implementado no software Engineering Equation Solver (EES). Por ser uma ferramenta voltada para a resolução de problemas de engenharia, o EES possui uma base de dados abrangente de substâncias e calcula automaticamente as principais propriedades termodinâmicas, reduzindo erros e otimizando o tempo de análise de sistemas termodinâmicos.

Para o sistema estudado, foram assumidas as seguintes hipóteses:

1. A reação química é completa no combustor;
2. A temperatura de exaustão da câmara de combustão é constante, inclusive em carga parcial;
3. Condições ambientais são pressão de $1atm(101kPa)$ e temperatura de $25^{\circ}C(298,15K)$.
4. O modelo assume que a turbina responde às demandas elétricas da rede, que é um valor de entrada;
5. O sistema opera em regime permanente;

Além disso, demais valores de entrada foram retiradas dos valores descritos em [Capstone 2008] são os mostradas na tabela 1:

Variável	Valor
$T_4[K]$	1097
$T_6[K]$	548
$\eta_c[\%]$	79
$\eta_t[\%]$	84.3
$\eta_{total}[\%]$	26
$R_c[-]$	3,64

Tabela 1 – Variáveis fornecidas pelo fabricante

3.2 Caracterização e Cálculos Estequiométricos do Combustível

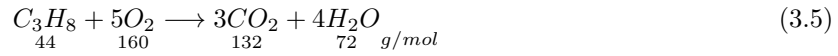
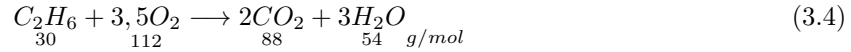
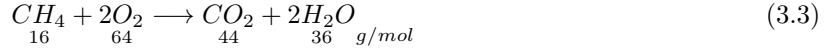
A composição elementar do gás natural a ser utilizado foi retirada de [Souza et al. 2022]. A partir das frações volumétricas do combustível foi calculada a fração mássica por meio da equação 3.1, sendo M_X a massa molar da molécula, ρ_{fuel} a densidade de todo o combustível em kg/m^3 e 22,4 o valor de massa molar $m^3/kmol$:

$$f_m^X = f_v^X \times \frac{M_X/22,4}{\rho_{fuel}} \quad (3.1)$$

Sendo a densidade ρ_{fuel} dada pela equação 3.2:

$$\rho_{fuel} = \frac{(f_v^{CH_4} \times 16) + (f_v^{C_2H_6} \times 30) + (f_v^{C_3H_8} \times 44) + (f_v^{CO_2} \times 44)}{22,4} \quad (3.2)$$

Em seguida, obtêm-se os coeficientes estequiométricos das reações de combustão para cada combustível:



A partir desses coeficientes é possível obter a massa dos produtos após a combustão de cada elemento do combustível em $kg/kmol$ de combustível, representados por m_X , os quais são metano, etano e propano, como mostrado nas equações abaixo:

$$m_{met} = M_{CO_2} \times 1 + M_{H_2O} \times 2 + M_{N_2} \times (3,76 \times 2) \quad (3.6)$$

$$m_{eta} = M_{CO_2} \times 2 + M_{H_2O} \times 3 + M_{N_2} \times (3,76 \times 3,5) \quad (3.7)$$

$$m_{prop} = M_{CO_2} \times 3 + M_{H_2O} \times 4 + M_{N_2} \times (3,76 \times 5) \quad (3.8)$$

Segue-se então para obter as frações mássicas dos produtos após a queima de cada um dos componentes do combustível, multiplicando o coeficiente estequiométrico pela massa molar de cada molécula do produto dividida pela massa molar de cada combustível

Frações mássicas dos produtos da combustão de metano:

$$y_{met,CO_2} = 1 \times \frac{M_{CO_2}}{m_{met}} \quad (3.9)$$

$$y_{met,H_2O} = 2 \times \frac{M_{H_2O}}{m_{met}} \quad (3.10)$$

$$y_{met,N_2} = (3,76 \times 2) \times \frac{M_{N_2}}{m_{met}} \quad (3.11)$$

Frações mássicas dos produtos da combustão de etano:

$$y_{eta,CO_2} = 2 \times \frac{M_{CO_2}}{m_{eta}} \quad (3.12)$$

$$y_{eta,H_2O} = 3 \times \frac{M_{H_2O}}{m_{eta}} \quad (3.13)$$

$$y_{eta,N_2} = (3,76 \times 3,5) \times \frac{M_{N_2}}{m_{eta}} \quad (3.14)$$

Frações mássicas dos produtos da combustão de propano:

$$y_{prop,CO_2} = 3 \times \frac{M_{CO_2}}{m_{prop}} \quad (3.15)$$

$$y_{prop,H_2O} = 4 \times \frac{M_{H_2O}}{m_{prop}} \quad (3.16)$$

$$y_{prop,N_2} = (3,76 \times 5) \times \frac{M_{N_2}}{m_{prop}} \quad (3.17)$$

A partir das frações mássicas reagentes para cada combustível é possível obter as frações mássicas para os gases de exaustão:

$$f_m^{CO_2} = f_m^{CH_4} \times y_{met,CO_2} + f_m^{C_2H_6} \times y_{eta,CO_2} + f_m^{C_3H_8} \times y_{prop,CO_2} \quad (3.18)$$

$$f_m^{H_2O} = f_m^{CH_4} \times y_{met,H_2O} + f_m^{C_2H_6} \times y_{eta,H_2O} + f_m^{C_3H_8} \times y_{prop,H_2O} \quad (3.19)$$

$$f_m^{N_2} = f_m^{CH_4} \times y_{met,N_2} + f_m^{C_2H_6} \times y_{eta,N_2} + f_m^{C_3H_8} \times y_{prop,N_2} \quad (3.20)$$

Portanto, podem-se calcular as massas de O_2 nos reagentes e de H_2O nos produtos por quilo de combustível. Como é mostrado nas equações 3.21 e 3.22, utilizam-se os coeficientes estequiométricos multiplicados pela fração entre a massa molar da molécula pela massa do combustível multiplicando pela fração mássica de cada molécula do combustível:

$$m_{O_2} = (2 \times \frac{M_{O_2}}{M_{CH_4}}) \times f_m^{CH_4} + (3,5 \times \frac{M_{O_2}}{M_{C_2H_6}}) \times f_m^{C_2H_6} + (5 \times \frac{M_{O_2}}{M_{C_3H_8}}) \times f_m^{C_3H_8} \quad (3.21)$$

$$m_{H_2O} = (2 \times \frac{M_{H_2O}}{M_{CH_4}}) \times f_m^{CH_4} + (3 \times \frac{M_{H_2O}}{M_{C_2H_6}}) \times f_m^{C_2H_6} + (4 \times \frac{M_{H_2O}}{M_{C_3H_8}}) \times f_m^{C_3H_8} \quad (3.22)$$

Em seguida pode-se definir O Poder Calorífico Inferior do combustível. Os diversos elementos que compõem o gás natural possuem valores tabelados, que foram retirados de [Engineeringtoolbox 2025]:

Molécula	PCI [kJ/kg]
CH_4	5000
C_2H_6	4780
C_3H_8	4640

Tabela 2 – Poder Calorífico Inferior dos combustíveis analisados

O PCI do gás natural pode então ser obtido por meio da multiplicação do PCI de cada componente do gás com sua respectiva fração mássica.:

$$PCI = f_m^{CH_4} \times PCI_{CH_4} + f_m^{C_2H_6} \times PCI_{C_2H_6} + f_m^{C_3H_8} \times PCI_{C_3H_8} \quad (3.23)$$

3.3 Cálculo do Ar e dos Gases de Combustão

Na sequência buscou-se definir a massa de ar e de ar em excesso para a operação conforme projeto. Define-se a razão da massa necessária de ar para cada unidade de massa de combustível.

Define-se conforme equação 3.24 a massa estequiométrica de ar necessária para a queima, em $kg_{ar}/kg_{combustivel}$. Multiplica-se a vazão mássica de oxigênio com a porcentagem mássica dessa molécula no ar atmosférico, que foi considerada 23,15% [Randall 2019].

$$m_{ar}^{st} = \frac{m_{O_2}}{23,15\%} \quad (3.24)$$

Já na equação 3.25 define-se a razão R_{ar} entre ar e combustível no sistema, sendo $\dot{m}_{ar}$ e $\dot{m}_{fuel}$ respectivamente as vazões mássicas de ar e de combustível adentrando o sistema em kg/s :

$$R_{ar} = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{fuel}} \quad (3.25)$$

O excesso de ar para o processo é então dado pela equação 3.26, onde m_{ar}^{st} é a massa estequiométrica de ar para o combustível em $kg_{ar}/kg_{combustivel}$:

$$ea = \frac{R_{ar}}{m_{ar}^{st}} \quad (3.26)$$

Tendo-se então o PCI calculado, a potência a ser gerada pelo sistema e a eficiência do sistema, que foi definida na tabela 1, pode-se obter o fluxo mássico de combustível pela equação 3.27:

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{\dot{W}_{gt}}{\eta_{total} \times PCI} \quad (3.27)$$

Para obter-se a massa de ar e de gases de exaustão utiliza-se uma equação semelhante, que depende das entalpias nos estados 1, 2, 4 e 5, que será calculado posteriormente:

$$\dot{W}_{gt} = \eta_{total} \times (\dot{m}_g \times (h_4 - h_5)) + (\dot{m}_{ar} \times (h_1 - h_2)) \quad (3.28)$$

Além disso, para solucionar o sistema de equações é necessário também considerar o fato de que o fluxo mássico dos gases de exaustão é proveniente da soma entre o fluxo de ar e o de combustível, conforme a equação 3.29:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{fuel} \quad (3.29)$$

3.4 Análise Termodinâmica do Sistema

Para o estado 1 foi considerada a condição ambiental:

- $T_1 = 25^\circ C$
- $P_1 = 101kPa$

A pressão no estado 2 é definida a partir da razão de compressão do compressor, R_C , como mostrado na equação 3.30:

$$P_2 = P_1 \times R_c \quad (3.30)$$

Para definir-se a temperatura no estado 2 inicia-se definindo-se os calores específicos C_P e C_V por meio da soma de termos de fração mássica dos produtos multiplicado por seus calores específicos para o estado 2 a fim de obter o coeficiente de expansão adiabática, k :

$$k = \frac{C_P}{C_V} \quad (3.31)$$

Em posse do coeficiente k foi possível obter a temperatura no estado 2 por meio das equações 3.32 e 3.33:

$$\frac{T_{s,2}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.32)$$

$$\eta_c = \frac{T_{s,2} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.33)$$

Sendo o valor de η_c 79%, conforme mostrado em 1:

A partir da temperatura e pressão no estado 2 é possível definir a entalpia nesse estado.

Na sequência do modelo define-se o estado 4. A temperatura 4 foi retirada de 1. Para a pressão do estado 4 considerou-se uma perda de 5% na câmara de combustão, portanto:

$$P_4 = P_3 \times 95\% \quad (3.34)$$

Por sua vez a pressão no estado 3 é definida levando em consideração a perda de pressão no regenerador, que é de 5,01%, conforme [Capstone 2008], portanto

$$P_3 = P_2 \times 94,9\% \quad (3.35)$$

Já a entalpia no estado 3 pode ser definida por meio da equação 3.36:

$$\dot{m}_{ar} \times h_3 + \dot{m}_{fuel} \times PCI = \dot{m}_g \times h_4 \quad (3.36)$$

Em seguida é possível calcular os valores de entalpia no estado 6, que é no qual ocorre a exaustão. É definido em [Capstone 2006] que a temperatura de exaustão é de 275°C. Além disso foi considerada pressão de saída dos gases como igual à pressão atmosférica. Em posse desses dados, e junto dos dados de composição dos gases de exaustão, definidos na seção 3.2, é possível obter-se a entalpia no estado 6 por meio da soma das entalpias provenientes de cada molécula dos gases de exaustão:

$$h_6 = h_6^{N_2} \times f_m^{N_2} + h_6^{H_2O} \times f_m^{H_2O} + h_6^{CO_2} \times f_m^{CO_2} \quad (3.37)$$

Em posse dos dados de temperatura e pressão no estado 6 é possível obter-se os mesmos no estado 5. Levando em consideração a supracitada perda de pressão no regenerador:

$$P_5 = P_6 \times 105,1\% \quad (3.38)$$

E a temperatura T_5 vem da equação 3.39:

$$T_5 = T_4 \times \left(1 - \eta_t + \eta_t \times \frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{k_4 - 1}{k_4}} \quad (3.39)$$

Sendo o coeficiente k_4 definido de maneira similar ao k definido na equação 3.31, porém para o estado 4, após a combustão. Portanto é necessário definirem-se os calores específicos C_P e C_V por meio da soma de termos de fração mássica dos produtos vezes seus calores específicos para o estado 4:

$$C_{P,4} = f_m^{CO_2} \times C_{P,CO_2}^4 + f_m^{H_2O} \times C_{P,H_2O}^4 + f_m^{O_2} \times C_{P,O_2}^4 + f_m^{N_2} \times C_{P,N_2}^4 \quad (3.40)$$

$$C_{V,4} = f_m^{CO_2} \times C_{V,CO_2}^4 + f_m^{H_2O} \times C_{V,H_2O}^4 + f_m^{O_2} \times C_{V,O_2}^4 + f_m^{N_2} \times C_{V,N_2}^4 \quad (3.41)$$

$$k_4 = \frac{C_{P,4}}{C_{V,4}} \quad (3.42)$$

A partir da temperatura e pressão no estado 5 é possível obter-se a entalpia. Por fim pode-se retornar a equação 3.28 e obter as vazões mássicas dos gases. Tais vazões são calculadas em função da potência que será extraída do sistema

3.5 Operação em Carga Parcial

Para a estimativa do desempenho da turbina em condições de carga parcial, adotou-se o método descrito por [Arsalis 2019] e por [Zhang e Cai 2002]. Esse procedimento define variáveis adimensionais baseadas na razão entre determinados parâmetros operacionais da turbina sob carga parcial e os correspondentes valores em condição de projeto (100% da carga). A partir dos dados de projeto da turbina, é possível calcular tais razões e, conseqüentemente, determinar seu comportamento em regimes fora do ponto de projeto. Utiliza-se como input a potência $\dot{W}_{gt}$, que é proporcional à carga utilizada. A equação 3.43 é utilizada como exemplo:

$$Razao_{variavel} = \frac{Variavel_{parc}}{Variavel_{des}} \quad (3.43)$$

Para o estudo foram realizados testes com as cargas mostradas na tabela 3, já que de acordo com [Arsalis 2019] o método apresenta grande imprecisão para valores de carga abaixo de 60%.

Carga [%]	Potência $\dot{W}_{gt}$ [kW]
50	15
60	18
70	21
80	24
90	27
100	30

Tabela 3 – Relação entre carga e potência para a Capstone C30

3.5.1 Consumo de Combustível

Para a obtenção do fluxo mássico de combustível inicia-se com a razão $\dot{G}_f$, que é definida pela equação 3.44:

$$\dot{G}_f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_f^{des}} \quad (3.44)$$

Tendo em vista que a quantidade de combustível necessária depende da energia requerida pelo sistema, a razão $\dot{G}_f$ é definida pela equação 3.45:

$$\dot{G}_f = 0,288 + 0,624 \times \dot{W}_{gt} + 0,088 \times \dot{W}_{gt}^2 \quad (3.45)$$

3.5.2 Compressor Operando em Carga Parcial

A razão de eficiência do ciclo é dada pela razão entre a eficiência da carga parcial e a de design, como vê-se em 3.46. Tal razão é calculada a partir da equação 3.47:

$$\dot{\eta}_{gt} = \frac{\eta_{gt}}{\eta_{gt}^{des}} \quad (3.46)$$

$$\dot{\eta}_{gt} = 3,18 \times \dot{W}_{gt} - 4,69 \times \dot{W}_{gt}^2 + 3,69 \times \dot{W}_{gt}^3 - 1,18 \times \dot{W}_{gt}^4 \quad (3.47)$$

Sendo o valor de $\dot{W}_{gt}$ definido por 3.48:

$$\dot{W}_{gt} = \frac{W_{gt}}{W_{gt}^{des}} \quad (3.48)$$

Para definir-se a razão de eficiência para o compressor e a turbina utilizam-se as razões de compressão para o compressor e a turbina, são definidos por 3.49 e 3.50 respectivamente:

$$R_c = \frac{P_2}{P_1} \quad (3.49)$$

$$R_t = \frac{P_5}{P_4} \quad (3.50)$$

A razão da razão de compressão é definida conforme 3.51. Para simplificar o equacionamento a razão é a mesma para o compressor e a turbina, conforme é sugerido por [Zhang e Cai 2002]:

$$\dot{R}_p = \frac{R_p}{R_p^{des}} \quad (3.51)$$

A razão dos valores de eficiência em projeto e em carga parcial é mostrada em 3.52:

$$\dot{\eta}_c = \frac{\eta_c}{\eta_c^{des}} \quad (3.52)$$

$$\dot{n}_t = \frac{n_t}{n_t^{des}} \quad (3.53)$$

Para o cálculo dessa razão são utilizados os valores de rotação do eixo do sistema, que são calculados por 3.53. Para a turbina estudada o eixo do compressor e da turbina é o mesmo, portanto $\dot{n}_c = \dot{n}_t$:

A partir dos valores de rotação pode-se definir a razão do fluxo mássico passando pelo compressor pela equação 3.54. Os valores de T_1 e p_1 são os mesmos para a condição de design e condição de carga parcial, já que são valores da atmosfera:

$$\dot{G}_c = \frac{\dot{m}_c \times \frac{\sqrt{T_1}}{p_1}}{\dot{m}_c^{des} \times \frac{\sqrt{T_1}}{p_1}} \quad (3.54)$$

Assim, é possível calcular o valor de $\dot{R}_p$ e de $\dot{\eta}_c$:

$$\dot{R}_p = c_1 \times \dot{G}_c^2 + c_2 \times \dot{G}_c + c_3 \quad (3.55)$$

$$\dot{\eta}_c = (1 - c_4 \times (1 - \dot{n}_c)^2) \times \frac{\dot{n}_c}{\dot{G}_c} \times \left(2 - \frac{\dot{n}_c}{\dot{G}_c}\right) \quad (3.56)$$

Sendo que as constantes c_1, c_2 e c_3 são funções da velocidade de rotação do eixo, por meio das equações:

$$c_1 = \frac{\dot{n}_c}{DEN} \quad (3.57)$$

$$c_2 = \frac{p - 2 \times m \times \dot{n}_c^2}{DEN} \quad (3.58)$$

$$c_3 = -\frac{p \times m \times \dot{n}_c - m^2 \times \dot{n}_c^3}{DEN} \quad (3.59)$$

E a variável DEN é definida como:

$$DEN = p \times \left(1 - \frac{m}{\dot{n}_c} + \dot{\eta}_c\right) \times (\dot{n}_c - m)^2 \quad (3.60)$$

Os valores para as demais constantes são baseados no sugerido em [Wang, Cai e Zhang 2004] para microturbinas:

- $m = 1,06$
- $p = 0,36$
- $c_4 = 0,3$

3.5.3 Turbina Operando em Carga Parcial

3.5.3.1 Definição da Variável $\dot{\mu}$ - Razão dos Fluxos Mássicos em Carga Parcial

Para definirem-se as vazões mássicas na turbina utiliza-se a equação 3.61. A equação relaciona os valores de vazão mássica de design e vazão mássica real para o compressor e a turbina:

$$\dot{\mu} = \frac{\frac{\dot{m}_t}{\dot{m}_t^{des}}}{\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_c^{des}}} \quad (3.61)$$

Carga	Exhaust mass flow rate [lb/s]	Fuel Flow Energy [Btu/hr $\times$ LHV]
50%	0,47	220000
60%	0,52	253000
70%	0,56	286000
80%	0,6	320000
90%	0,64	357000
100%	0,68	394000

Tabela 4 – Valores do fabricante para Capstone C30. Fonte: [Capstone 2008]

Para definir-se $\dot{\mu}$ utilizam-se os valores fornecidos pelo fabricante em [Capstone 2008]. Os valores retirados do estão mostrados na 4:

A partir da terceira coluna da tabela 4 é possível definir a vazão mássica de combustível. Para tal, retira-se de [Engineeringtoolbox 2025] o valor de PCS para o metano em $\frac{Btu}{lb}$, portanto para obter a vazão de combustível segue-se conforme equação 3.62:

$$\frac{PCS[Btu/lb]}{FuelFlowEnergy[Btu/(hr \times LHV)]} = \dot{m}_{fuel}[lb/s] \quad (3.62)$$

$$P_6 = P_1 = P_{atm} \quad (3.63)$$

Na sequência converte-se o valor de $\dot{m}_{fuel}[lb/s]$ para $\dot{m}_{fuel}[kg/s]$. Assim é possível definir os valores de $\dot{m}_t$ e $\dot{m}_c$ pela equação 3.64:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_c + \dot{m}_{fuel} \quad (3.64)$$

Com esses dados é possível montar a tabela 5, que mostra os dados obtidos a partir dos dados fornecidos pelo fabricante:

Carga[%]	$\dot{m}_t[kg/s]$	$\dot{m}_{fuel}[kg/s]$	$\dot{m}_c[kg/s]$
50	0,2143	0,0013	0,2130
60	0,2371	0,0015	0,2356
70	0,2553	0,0017	0,2536
80	0,2735	0,0019	0,2716
90	0,2918	0,0021	0,2897
100	0,3100	0,0023	0,3077

Tabela 5 – Dados retirados a partir dos dados da tabela 4

Percebe-se que na tabela estão inclusos todos os valores necessários para obter $\dot{\mu}$. Utilizando o MS Excel é possível obter uma equação polinomial para obter-se o valor de $\dot{\mu}$ em função da carga. A equação obtida foi 3.65. Com essa equação e os valores de vazão de design é possível definir os valores de $\dot{m}_t$ e $\dot{m}_c$ para cada carga utilizando a equação 3.61:

$$\dot{\mu} = 0,000002 \times (i^3) - 0,00004 \times (i^2) + 0,0005 \times i + 0,9984 \quad (3.65)$$

3.5.4 Equacionamento para a turbina em carga parcial

Assim como foi definida para o compressor, a razão de eficiência em carga parcial e em design para a turbina é definida como na equação 3.66:

$$\dot{\eta}_t = \frac{\eta_t}{\eta_{t,des}} \quad (3.66)$$

E tal razão pode ser calculada como mostrado na equação 3.67:

$$\dot{\eta}_t = (1 - t \times (1 - \dot{n}_t)^2) \times \frac{\dot{n}_t}{\dot{G}_t} \times \left(2 - \frac{\dot{n}_t}{\dot{G}_t}\right) \quad (3.67)$$

Sendo que o valor da constante t foi definido como 0,3, conforme sugerido por [Zhang e Cai 2002]:

Em seguida define-se a razão $\dot{G}_f$, que representa a razão da vazão mássica na turbina em carga parcial pela de design:

$$\dot{G}_t = \frac{\dot{m}_t \times \frac{\sqrt{T_4}}{p_4}}{\dot{m}_t^{des} \times \frac{\sqrt{T_{4,des}}}{p_{4,des}}} \quad (3.68)$$

Sendo que, definiu-se T_4 como constante e igual a $T_{4,des}$, tendo em vista que o estado 4, de saída da câmara de combustão, é a temperatura mais alta que o sistema atinge. A variação desse valor no código poderia resultar em um aumento da temperatura, já que assim a eficiência do sistema aumentaria. Entretanto, um aumento da temperatura não deve ser fisicamente possível, já que turbinas já costumam ser fabricadas para trabalhar em valores próximo ao limite de temperatura em que o material conserva sua integridade e suas propriedades [Mendoza, Lin e Jiang 2015]. Sendo a condição analisada para uma operação com contaminação por dióxido de carbono o aumento de temperatura também poderia causar aumento da emissão de NO_x e CO , como explicado na seção 2.4.1.

A razão entre as massas de gases de exaustão em carga parcial e em design é calculada pela equação 3.69:

$$\frac{\dot{m}_t}{\dot{m}_{t,des}} = \alpha \times \sqrt{\frac{T_{4,des}}{T_4}} \times \sqrt{\frac{R_t^2 - 1}{R_{t,des}^2 - 1}} \quad (3.69)$$

Sendo α definido em função da velocidade de rotação do eixo da turbina:

$$\alpha = \sqrt{1,4 - 0,4 \times (\dot{n}_t)} \quad (3.70)$$

4 Resultados

Para a avaliação dos resultados foi utilizado como referência os valores de projeto para a Capstone C30, definidos em [Capstone 2008] e apresentados na tabela 6.

Potência [kW]	30,9
Eficiência total[%]	26,1
Vazão na turbina [kg/s]	0,31
T_4 [K]	1097
T_6 [K]	866

Tabela 6 – Dados de projeto da Capstone C30

Já a tabela 7 compara alguns dos valores obtidos no trabalho com os valores estipulados por [Capstone 2008] e [Capstone 2006] e apresenta o erro obtido para cada variável.

Variável	Capstone	Calculado	Erro[%]
$\dot{m}_g$ [kg/s]	0,31	0,312	0,65
$\dot{m}_{fuel}$ [kg/s]	0,002521	0,002315	8,17
Razão ar/combustível	122	133	9,4
T_3 [K]	807	788,8	2,26
T_5 [K]	866	871,7	0,66

Tabela 7 – Valores fornecidos pelo fabricante comparados com dados obtidos

4.1 Diferentes misturas de combustível em diferentes cargas

Para a obtenção dos resultados iniciou-se definindo diferentes misturas de combustível com diferentes proporções de gás carbônico e metano. Foram utilizados dados de amostras de gases presentes na bacia de Santos, disponíveis em [Souza et al. 2022]. Avaliaram-se 6 misturas de combustíveis diferentes. As porcentagens volumétricas da composição de cada uma das misturas de gás utilizadas para avaliação dos resultados são apresentadas na tabela 8

Mistura	1	2	3	4	5	6
CH_4	91%	81%	71%	61%	51%	41%
C_2H_6	8%	8%	8%	8%	8%	8%
C_3H_8	1%	1%	1%	1%	1%	1%
CO_2	0%	10%	20%	30%	40%	50%

Tabela 8 – Misturas de gás avaliadas

Em seguida são apresentados os resultados obtidos por meio do modelo numérico desenvolvido em EES.

Avaliou-se como as diferentes cargas e misturas impactam o consumo de combustível do sistema, conforme apresentado na Figura 6. Observa-se que, conforme o aumento da carga da turbina, há um crescimento progressivo na vazão mássica de combustível. Isso ocorre pois cargas mais elevadas exigem maior geração de energia, demandando, conseqüentemente, mais combustível para sustentar a queima e manter o equilíbrio energético do sistema.

Além disso, na medida em que as misturas de combustível têm maior porcentagem de gás carbônico é necessária uma maior quantidade de combustível para se extrair a energia necessária do sistema. Isso

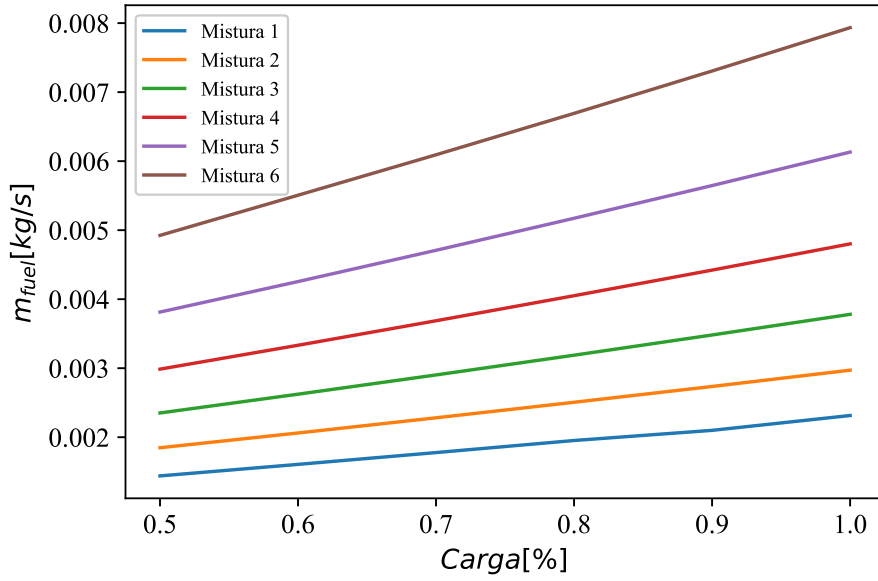


Figura 6 – Vazão mássica de combustível em função da carga para diferentes misturas. (Mistura 1 = 6% CO_2 Mistura 2 = 56% CO_2). Fonte: autoria própria (2025)

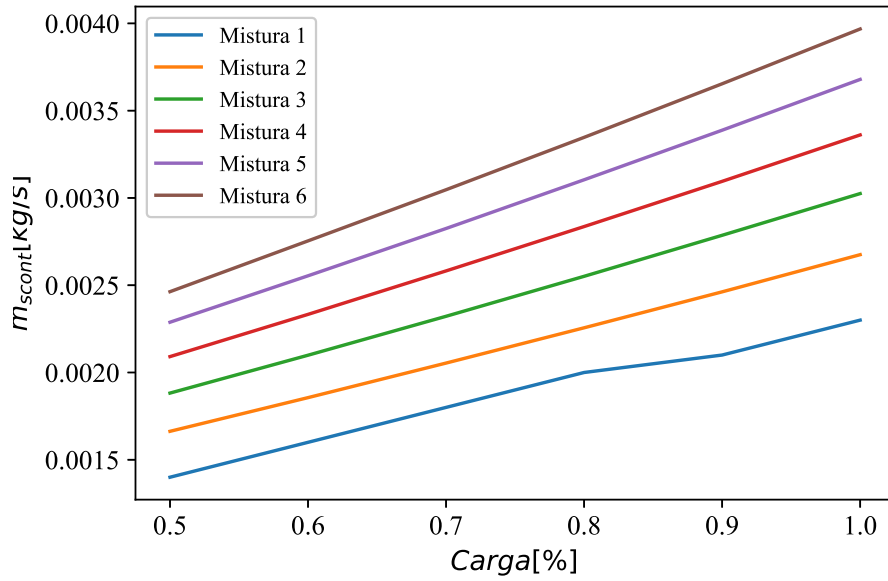


Figura 7 – Vazão mássica de combustível sem contaminantes por carga para cada mistura. (Mistura 1 = 6% CO_2 Mistura 2 = 56% CO_2). Fonte: autoria própria (2025)

ocorre, principalmente devido ao gás carbônico na composição ser inerte, portanto não colabora com energia por meio da sua queima. Ademais, conforme foi discutido na seção 2.4.1, o CO_2 age como um diluente, o que diminui o valor do poder calorífico do combustível, que resulta em uma maior vazão mássica do mesmo para manter a potência requerida, conforme percebe-se pela equação 3.27. A figura 7 mostra as vazões mássicas apenas dos componentes não inertes do combustível (metano, etano e propano). É possível perceber que a diferença entre as diferentes misturas é muito menor do que as da figura 6, mas ainda existem, o que demonstra o impacto do CO_2 no poder calorífico.

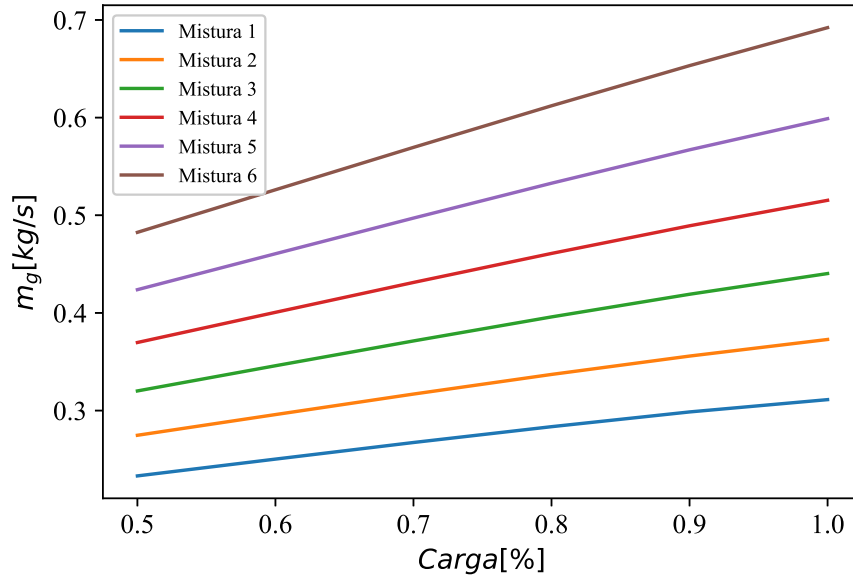


Figura 8 – Vazão mássica de gases de exaustão por carga para cada mistura. (Mistura 1 = 6% CO_2 Mistura 2 = 56% CO_2). Fonte: autoria própria (2025)

A figura 8 mostra os valores das vazões mássicas dos gases de exaustão obtidas. É perceptível que a composição do combustível tem grande impacto nesse valor, com a composição 6 apresentando um valor 77,4% maior que a composição 1 a plena carga. Tal variação é esperada e deve ser levada em consideração para o projeto de sistemas com capacidade para lidar com maiores volumes.

As figuras 9 e 10 respectivamente, a variação da eficiência isentrópica do compressor e da turbina em função da carga para diferentes misturas. Esses resultados foram obtidos por meio das equações 3.52 e 3.66. Como a eficiência de cada componente é definida como uma condição de contorno (conforme descrito na Seção 3.1), ela se mantém constante em carga nominal, independentemente da mistura utilizada. No entanto, como a temperatura de entrada da turbina T_4 foi fixada para todas as cargas e a temperatura de saída da turbina varia com a carga — o que também é observado em [Capstone 2008], a eficiência isentrópica da turbina diminui.

Com a redução da carga, a razão de compressão do compressor diminui, o que reduz a temperatura de saída do compressor T_2 e, por consequência, sua eficiência isentrópica. Além disso, as equações mencionadas dependem do fluxo mássico que atravessa os componentes, o qual varia significativamente com a carga, como evidenciado na Figura 8. Essas mudanças combinadas explicam a variação observada na eficiência dos componentes fora da condição de projeto.

A figura 11 mostra a razão entre ar combustível inseridos no sistema, ou seja, $\frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{fuel}}$. Para microturbinas é esperado que esse valor fique acima de 100. Para a Capstone C30 o valor fornecido pelo fabricante e definido em [Capstone 2008] é de 132 nas condições de projeto. Como é possível observar, na medida em que a mistura de combustível torna-se mais rica em gás carbônico a razão diminui. Isso ocorre pois, além de a massa de combustível aumentar, a presença do CO_2 como gás inerte cumpre parte do papel do ar de gerar trabalho na turbina.

A figura 12 mostra a variação da eficiência total do sistema pela carga. Percebe-se que na medida em que a carga diminui a eficiência também diminui, o que era esperado por [Wang, Cai e Zhang 2004], além de ser condizente com os valores do fabricante, que também são mostrados no gráfico.

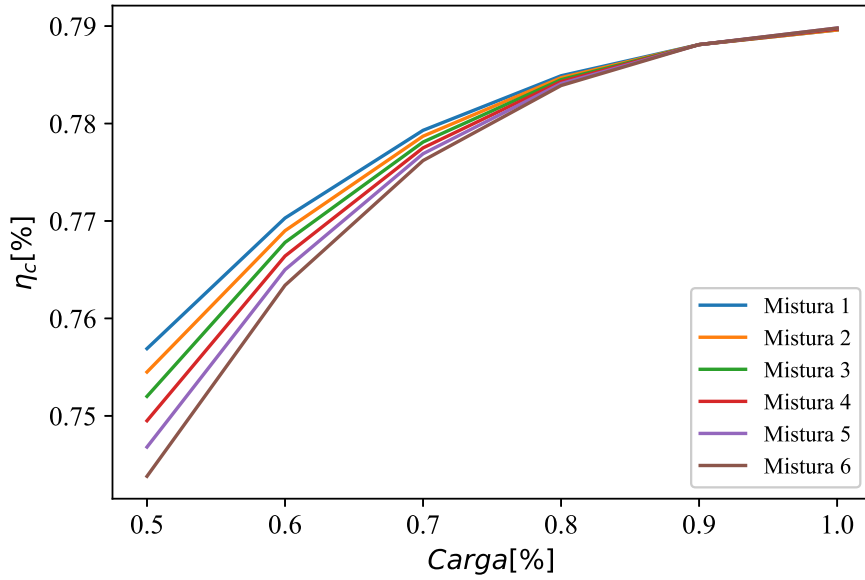


Figura 9 – Eficiência do compressor por carga para cada mistura.
(Mistura 1 = 6% CO_2 Mistura 2 = 56% CO_2). Fonte: autoria própria (2025)

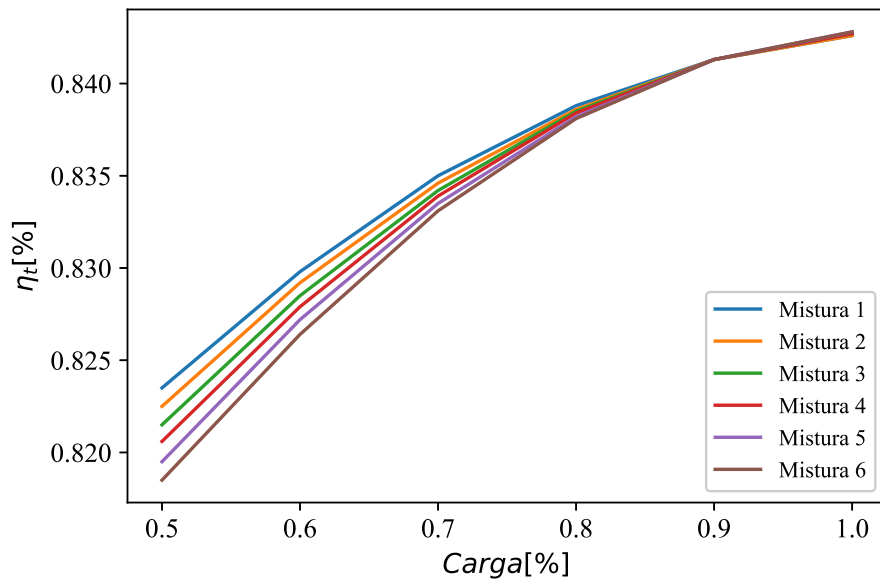


Figura 10 – Eficiência da turbina por carga para cada mistura.
(Mistura 1 = 6% CO_2 Mistura 2 = 56% CO_2). Fonte: Autoria Própria (2025)

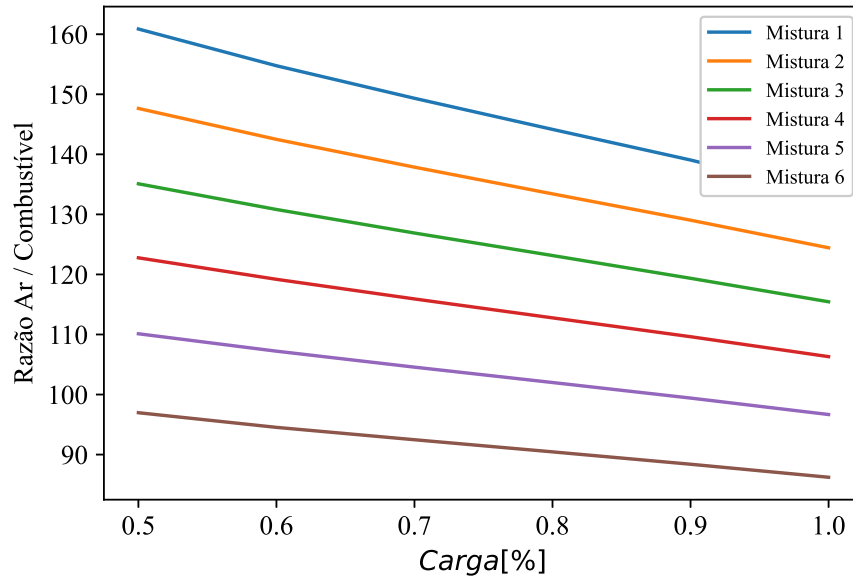


Figura 11 – Razão de ar por combustível por carga para cada mistura.
(Mistura 1 = 6% CO_2 Mistura 2 = 56% CO_2). Fonte: autoria própria (2025)

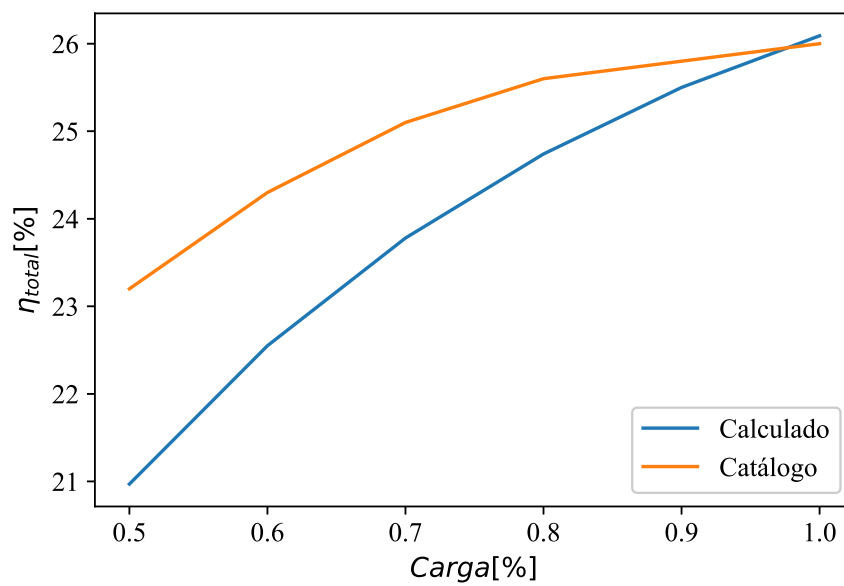


Figura 12 – Eficiência total do sistema por carga. Fonte: autoria própria (2025)

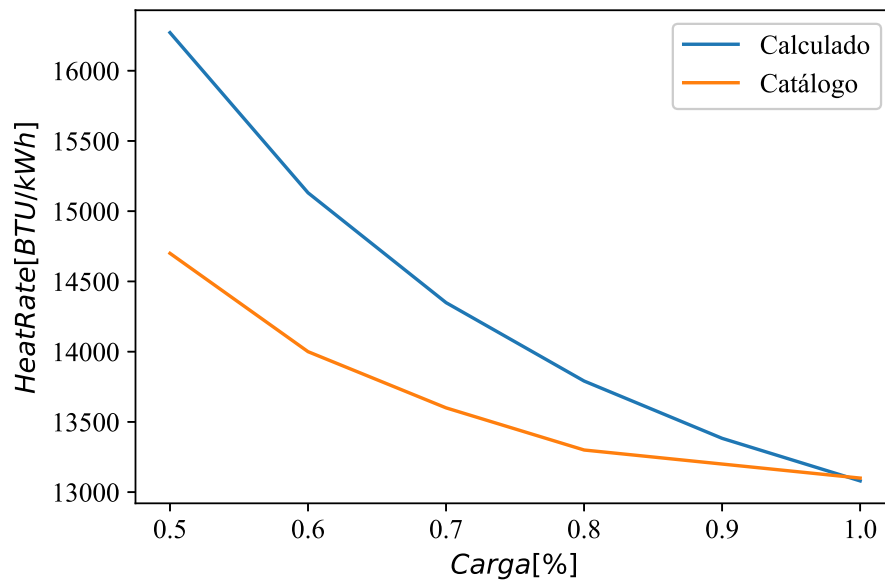


Figura 13 – Heat rate do sistema por carga. Fonte: autoria própria (2025)

Também foi analisado o heat rate do sistema, que é uma variável que permite visualizar quantos kWh de energia é possível produzir por kJ introduzido ao sistema. É um valor inversamente proporcional à eficiência total do sistema e é muito utilizado na indústria devido à sua capacidade de medir o desempenho do sistema. A figura 13 mostra os valores obtidos para o heat rate e os valores fornecidos pelo fabricante.

Outro parâmetro muito importante na análise de combustíveis para turbinas a gás é o índice de Wobbe. O índice de Wobbe representa a energia que o combustível pode transferir ao ser queimado levando em consideração o orifício pelo qual o gás passa para entrar na câmara de combustão. Portanto, gases com o mesmo número de Wobbe vão gerar a mesma quantidade de energia quando utilizados no mesmo sistema. É evidente que análises do número de Wobbe são uma ferramenta importante para a comparação do funcionamento de diferentes turbinas. No entanto, neste trabalho essa avaliação não é aprofundada, uma vez que o aprofundamento no estudo do índice de Wobbe não constitui o foco principal da pesquisa. A imagem 14 mostra como o número de Wobbe varia com a vazão mássica na turbina.

Já a figura 15 mostra como o fluxo mássico de combustível varia com o número de Wobbe.

Por sua vez na figura 16 mostra-se a relação entre número de Wobbe e o calor recuperado pelo regenerador.

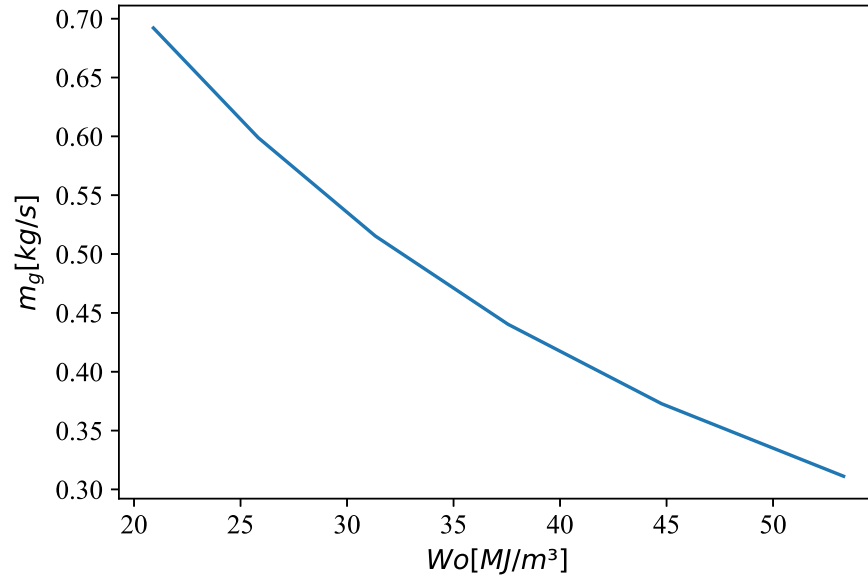


Figura 14 – Número de Wobbe por fluxo mássico na turbina. Fonte: autoria própria (2025)

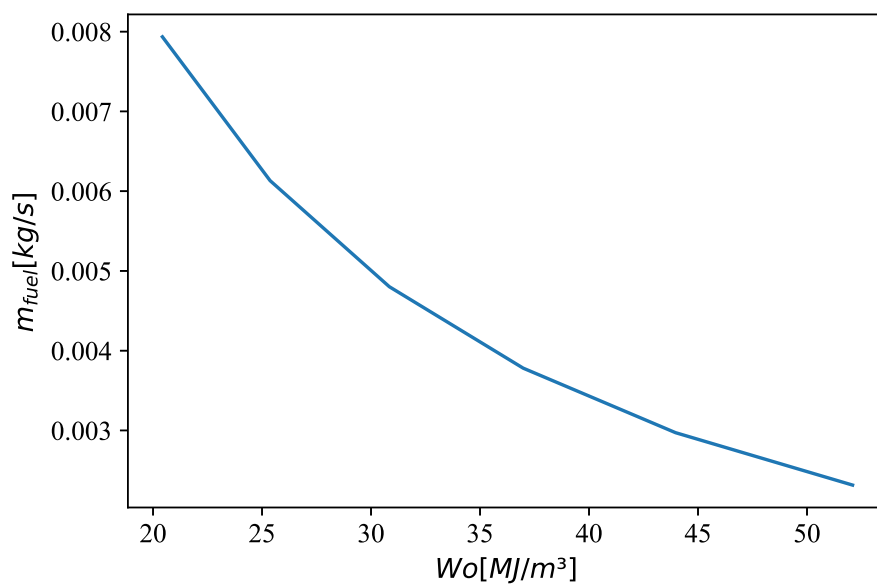


Figura 15 – Número de Wobbe por vazão mássica de combustível. Fonte: autoria própria (2025)

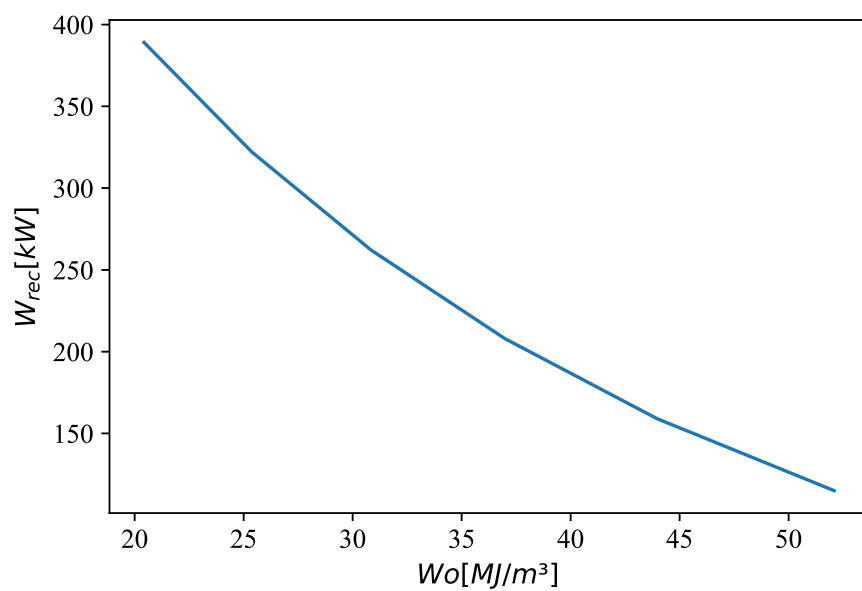


Figura 16 – Número de Wobbe por vazão mássica de combustível. Fonte: autoria própria (2025)

5 Conclusões

O presente trabalho teve como objetivo avaliar o desempenho de uma microturbina a gás Capstone C30 submetida a diferentes condições operacionais, com destaque para o funcionamento em carga parcial e o uso de combustíveis com diferentes teores de dióxido de carbono. Para isso, foi desenvolvido um modelo computacional no software EES, que permitiu simular o comportamento do ciclo termodinâmico de forma detalhada, considerando os aspectos energéticos.

Os resultados obtidos demonstraram que a eficiência do sistema é afetada pela redução da carga, sendo observado um decréscimo significativo em regimes de operação parcial. A presença de CO_2 nas misturas de gás natural também impactou negativamente o desempenho, principalmente devido ao seu papel como gás inerte, que reduz o poder calorífico do combustível e aumenta o volume de gases de exaustão.

O estudo realizado aponta para a viabilidade da utilização de gases associados para a produção de energia por meio de gas to wire. No Brasil a principal possibilidade de utilização dessa energia seria com os gases provenientes da exploração do pré-sal. Para tal exploração, é necessário investimento em infraestrutura para se gerar energia nas plataformas offshore, podendo-se utilizar das plataformas de petróleo já existentes. Além disso seria necessário monitoramento dos possíveis contaminantes provenientes desse gás associado e seus respectivos efeitos na operação da turbina.

No contexto do assunto estudado, há muitas possibilidades de futuros trabalhos, realizando diferentes análises. Por exemplo, estudo da utilização do gás associado em conjunto com cogeração, sua utilização em ciclos combinados. Dada a alta concentração de gás carbônico nas reservas de gás associado no Brasil, é interessante a análise de realizar a captura desse carbono. Ainda se tratando de Brasil, falta uma robusta análise econômica sobre a implementação de sistemas GtW.

Conclui-se, portanto, que o uso de regeneração térmica e o controle adequado das condições de operação são fundamentais para garantir o melhor aproveitamento energético de microturbinas em contextos reais, especialmente quando operando com combustíveis contaminados. A ferramenta desenvolvida mostrou-se eficaz na simulação e análise do sistema, apresentando um valor de erro baixo, podendo ser empregada para estudar outras configurações e combustíveis alternativos, contribuindo para o avanço de soluções energéticas mais eficientes e sustentáveis.

Referências

- ANOSIKE, N. B. Technoeconomic evaluation of flared natural gas reduction and energy recovery using gas-to-wire scheme. Cranfield University, 2013. Citado na página 22.
- ANP. [S.l.: s.n.], 2022. DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. Citado 2 vezes nas páginas 19 e 21.
- ARSALIS, A. Thermodynamic modeling and parametric study of a small-scale natural gas/hydrogen-fueled gas turbine system for decentralized applications. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Elsevier, v. 36, p. 100560, 2019. Citado na página 32.
- ASSOCIATION, W. N. *Carbon Dioxide Emissions From Electricity*. 2024. Disponível em: <<https://world-nuclear.org/information-library/energy-and-the-environment/carbon-dioxide-emissions-from-electricity>>. Citado na página 21.
- BNDES. *Gás Natural*. 2021. Disponível em: <<https://hubdeprojetos.bndes.gov.br/pt/setores/Gas-Natural>>. Citado na página 21.
- BRITO, T. L. F. et al. A review of gas-to-wire (gtw) projects worldwide: State-of-art and developments. *Energy Policy*, Elsevier, v. 163, p. 112859, 2022. Citado 2 vezes nas páginas 22 e 23.
- BURNES, D.; CAMOU, A. Impact of fuel composition on gas turbine engine performance. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, American Society of Mechanical Engineers, v. 141, n. 10, p. 101006, 2019. Citado na página 25.
- CAPSTONE. *Technical Reference Capstone Model C30 Performance*. [s.n.], 2006. Disponível em: <<https://globalmicroturbine.com/search/c30/technical-reference-capstone-model-c30-performance-001.html>>. Citado 2 vezes nas páginas 31 e 37.
- CAPSTONE. *Advanced MicroTurbine System (AMTS) -C200 MicroTurbine -Ultra-Low Emissions MicroTurbine*. [S.l.: s.n.], 2008. Citado 6 vezes nas páginas 13, 27, 31, 35, 37 e 39.
- CENGEL, Y. A. *Thermodynamics: an engineering approach*. [S.l.]: McGraw-Hill, 2011. Citado na página 23.
- CLIMATE, C. for; SOLUTIONS, E. 2020. Disponível em: <<https://www.c2es.org/content/natural-gas/>>. Citado na página 22.
- DINCER, I. *Comprehensive energy systems*. [S.l.]: Elsevier, 2018. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 24.
- ENERGY, T. S. *Gas turbines: what outlook in energy transition?* 2024. Disponível em: <<https://thundersaidenergy.com/2024/11/07/gas-turbines-what-outlook-in-energy-transition/>>. Citado na página 23.
- ENERGÉTICA, E. de pesquisa. Monetização de gás natural offshore no brasil. *Nota Técnica*, 2020. Citado na página 22.
- ENGINEERINGTOOLBOX, E. *Higher Lower calorific values of common fuels: Reference data*. 2025. Disponível em: <https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-higher-calorific-values-d_169.html>. Citado 2 vezes nas páginas 29 e 35.
- EPE, E. D. P. E. *Plano Decenal de Expansão de Energia 2032*. 2023. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/Plano-Decenal-de-Expansao-de-Energia-2032>>. Citado na página 19.
- ESCALONA, J. M. D. et al. Part-load analysis of gas turbine & orc combined cycles. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 36, p. 63–72, 2012. Citado na página 26.
- GANJEHKAVIRI, A. et al. On the optimization of energy systems: Results utilization in the design process. *Applied Energy*, v. 178, p. 587–599, 2016. ISSN 0306-2619. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261916308704>>. Citado na página 26.

- GAS, A. O. t. U. K. O. . *Gas-to-Wire: UK SNS EIS*. [S.l.]: The National Archives, 2022. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 22.
- GOODARZI, M. Usefulness analysis on regenerator and heat exchanger in brayton & inverse brayton cycles at moderate pressure ratio operation. *Energy Conversion and Management*, Elsevier, v. 126, p. 982–990, 2016. Citado na página 24.
- IEA. *Renewables*. 2024. Disponível em: <<https://www.iea.org/energy-system/renewables>>. Citado 3 vezes nas páginas 11, 19 e 21.
- IEA, I. E. A. *Data tables – Data Statistics*. International Energy Association - IEA, 2022. Disponível em: <<https://web.archive.org/web/20220119020034/https://www.iea.org/data-and-statistics/data-tables>>. Citado na página 21.
- IGOE, B. M.; WELCH, M. J. Impact of fuel contaminants on gas turbine peration. In: *21st Symposium of the Industrial Application of Gas Turbines Committee, Banaff, Alberta, Canada*. [S.l.: s.n.], 2015. Citado na página 25.
- IRENA, I. R. E. A. *SMART CHARGING FOR ELECTRIC VEHICLES*. [S.l.: s.n.], 2019. Citado 2 vezes nas páginas 19 e 21.
- KAYADELEN, H. K. Effect of natural gas components on its flame temperature, equilibrium combustion products and thermodynamic properties. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Elsevier, v. 45, p. 456–473, 2017. Citado na página 25.
- LEVY, R. J. Carbon monoxide pollution and neurodevelopment: a public health concern. *Neurotoxicology and teratology*, Elsevier, v. 49, p. 31–40, 2015. Citado na página 25.
- LIU, Y. et al. Effects of co2 and n2 dilution on the combustion characteristics of h2/co mixture in a turbulent, partially premixed burner. *ACS omega*, ACS Publications, v. 6, n. 24, p. 15651–15662, 2021. Citado na página 26.
- MENDOZA, E.; LIN, T.; JIANG, X. Reduction of gas turbine exhaust temperature limit due to hrsg limitations by change on control curve to optimize plant operation and performance. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. [S.l.], 2015. v. 56673, p. V003T20A016. Citado na página 36.
- MME. *Primeira Usina a USAR gás natural do Pré-Sal Entra em Operação*. Disponível em: <<https://www.gov.br/mme/pt-br/assuntos/noticias/primeira-usina-a-usar-gas-natural-do-pre-sal-entra-em-operacao>>. Citado na página 23.
- OMIDVARBORNA, H.; KUMAR, A.; KIM, D.-S. Nox emissions from low-temperature combustion of biodiesel made of various feedstocks and blends. *Fuel Processing Technology*, Elsevier, v. 140, p. 113–118, 2015. Citado na página 25.
- RANDALL, D. *The Composition of Air*. [S.l.]: Colorado, EUA, 2019. Citado na página 30.
- SOUZA, I. V. et al. Geochemical characterization of natural gases in the pre-salt section of the santos basin (brazil) focused on hydrocarbons and volatile organic sulfur compounds. *Marine and Petroleum Geology*, Elsevier, v. 144, p. 105763, 2022. Citado 3 vezes nas páginas 25, 27 e 37.
- WANG, W.; CAI, R.; ZHANG, N. General characteristics of single shaft microturbine set at variable speed operation and its optimization. *Applied thermal engineering*, Elsevier, v. 24, n. 13, p. 1851–1863, 2004. Citado 2 vezes nas páginas 34 e 39.
- ZHANG, N.; CAI, R. Analytical solutions and typical characteristics of part-load performances of single shaft gas turbine and its cogeneration. *Energy Conversion and Management*, Elsevier, v. 43, n. 9-12, p. 1323–1337, 2002. Citado 4 vezes nas páginas 26, 32, 33 e 36.

Anexos

```

1: P[1]=101,325
2: HR=13800 [kJ/(kW*h)]
3: eta_el =3600[h] /(HR)
4: W_dot_gt=30[kW]
5: LHV_fuel=415000[kJ/h]
6: r_P_1=3,64
7: eta_c=0,79
8: eta_t=0,843
9:
10: "Composição do Gás natural em fração volumétrica"
11: f_v[1] = 0,84
12: f_v[2] = 0,08
13: f_v[3] = 0,02
14: f_v[4] = 0,06
    "Carbono"
15:
16: "Reações:"
17: "CH4 + a[1] * ( O2 + 3,76 N2) = a[2] * CO2 + a[3] * H2O + a[4] * N2"
18: a[2] = 1
19: a[3] = 4 / 2
20: a[1] * 2 = a[2] * 2 + a[3] * 1
21: a[1] * 3,76 = a[4] * 1
22:
23: "C2H6 + b[1] * ( O2 + 3,76 N2) = b[2] * CO2 + b[3] * H2O + b[4] * N2"
24: b[2] = 2 * 1
25: b[3] = 6 / 2
26: b[1] * 2 = b[2] * 2 + b[3] * 1
27: b[1] * 3,76 = b[4] * 1
28:
29: "C3H8 + c[1] * ( O2 + 3,76 N2) = c[2] * CO2 + c[3] * H2O + c[4] * N2"
30: c[2] = 3 * 1
31: c[3] = 8 / 2
32: c[1] * 2 = c[2] * 2 + c[3] * 1
33: c[1] * 3,76 = c[4] * 1
34:
35: "Massa molar:"
36: mm_CH4 = molarmass(CH4)
37: mm_C2H6 = molarmass(C2H6)
38: mm_C3H8 = molarmass(C3H8)
39: mm_CO2 = molarmass(CO2)
40: mm_O2 = molarmass(O2)
41: mm_N2 = molarmass(N2)
42: mm_H2O = molarmass(Water)
43: mm_Air = molarmass(Air_ha)
44:
45: "Entalpias de Formação:"
46: h_f[CH4] = enthalpy_formation(CH4)
47: h_f[C2H6] = enthalpy_formation(C2H6)
48: h_f[C3H8] = enthalpy_formation(C3H8)
49: h_f[CO2] = enthalpy_formation(CO2)
50: h_f[O2] = enthalpy_formation(O2)
51: h_f[H2O] = enthalpy_formation(H2O)
52:
53: "Calculo densidade do Gás natural:"
54: rho_GN = ( (mm_CH4 * f_v[1]) + (mm_C2H6 * f_v[2]) + (mm_C3H8 * f_v[3]) + (mm_CO2 * f_v[4]) ) / 22,4
55:
56: "Conversão para fração mássica"
57: f_m[1] = ((mm_CH4 / 22,4) / rho_GN) * f_v[1]
58: f_m[2] = ((mm_C2H6 / 22,4) / rho_GN) * f_v[2]
59: f_m[3] = ((mm_C3H8 / 22,4) / rho_GN) * f_v[3]
60: f_m[4] = ((mm_CO2 / 22,4) / rho_GN) * f_v[4]

```

"Metano"

"Etano"

"Propano"

"Dióxido de

```

61:
62: "Frações mássicas dos gases de exaustão:"
63: m_m = mm_CO2 * a[2] + mm_H2O * a[3] + mm_N2 * a[4]
64: m_e = mm_CO2 * b[2] + mm_H2O * b[3] + mm_N2 * b[4]
65: m_p = mm_CO2 * c[2] + mm_H2O * c[3] + mm_N2 * c[4]
66:
67: y_m_CO2 = a[2] * mm_CO2 / m_m
68: y_m_H2O = a[3] * mm_H2O / m_m
69: y_m_N2 = a[4] * mm_N2 / m_m
70:
71: y_e_CO2 = b[2] * mm_CO2 / m_e
72: y_e_H2O = b[3] * mm_H2O / m_e
73: y_e_N2 = b[4] * mm_N2 / m_e
74:
75: y_p_CO2 = c[2] * mm_CO2 / m_p
76: y_p_H2O = c[3] * mm_H2O / m_p
77: y_p_N2 = c[4] * mm_N2 / m_p
78:
79: f_m|CO2 = f_m[1] * y_m_CO2 + f_m[2] * y_e_CO2 + f_m[3] * y_p_CO2 + f_m[4]
80: f_m|H2O = f_m[1] * y_m_H2O + f_m[2] * y_e_H2O + f_m[3] * y_p_H2O
81: f_m|N2 = f_m[1] * y_m_N2 + f_m[2] * y_e_N2 + f_m[3] * y_p_N2
82: f_m = f_m|CO2 + f_m|H2O + f_m|N2
83:
84: "Massa de O2"
85: m_O2 = (a[1] * mm_O2 / mm_CH4) * f_m[1] + (b[1] * mm_O2 / mm_C2H6) * f_m[2] + (c[1] * mm_O2 / mm_C3H8) * f_m[3]
86:
87: "Massa de H2O"
88: m_H2O = (a[3] * mm_H2O / mm_CH4) * f_m[1] + (b[3] * mm_H2O / mm_C2H6) * f_m[2] + (c[3] * mm_H2O / mm_C3H8) * f_m[3]
89:
90: "Massa estequiométrica de ar:"
91: m_ar|st = 100 / 23,15 * m_O2
92:
93: "Calculo poder calorífico Inferior - PCI:"
94: "PCS:"
95: h_c|CH4 = ((a[2] * mm_CO2 * h_f|CO2 + a[3] * mm_H2O * h_f|H2O) - (h_f|CH4 * mm_CH4 + a[1] * mm_O2 * h_f|O2)) / mm_CH4
96: h_c|C2H6 = ((b[2] * mm_CO2 * h_f|CO2 + b[3] * mm_H2O * h_f|H2O) - (h_f|C2H6 * mm_C2H6 + b[1] * mm_O2 * h_f|O2)) / mm_C2H6
97: h_c|C3H8 = ((c[2] * mm_CO2 * h_f|CO2 + c[3] * mm_H2O * h_f|H2O) - (h_f|C3H8 * mm_C3H8 + c[1] * mm_O2 * h_f|O2)) / mm_C3H8
98:
99: PCS[1] = higherheatingvalue(CH4)
100: PCS[2] = higherheatingvalue(C2H6)
101: PCS[3] = higherheatingvalue(C3H8)
102: PCS = f_m[1] * PCS[1] + f_m[2] * PCS[2] + f_m[3] * PCS[3]
103: PCI = PCS - 2440 * m_H2O
104:
105: "Cálculo do coeficiente k[1]"
106: cp[1]=cp(Air_ha;T=T[1];P=P[1])
107: cv[1]=cv(Air_ha;T=T[1];P=P[1])
108: k[1] = cp[1] / cv[1]
109:
110: "Estado 1"
111: T[1]=237,15+15
112: s[1] = entropy(Air_ha;T=T[1];P=P[1])
113: h[1] = enthalpy(Air_ha;T=T[1];P=P[1])
114:
115: "Estado 2"
116: P[2]=r_P_1 * P[1]

```

```

117: T_s[2] / T[1] = (P[2] / P[1]) ^ ( (k[1]-1) / k[1])
118: eta_c = (T_s[2] - T[1]) / (T[2] - T[1])
119: h[2]=enthalpy(Air_ha;T=T[2];P=P[2])
120: s[2]=entropy(Air_ha;T=T[2];P=P[2])
121:
122: "Estado 3"
123: P[3]=P[2]*0,949
124: m_dot_cd * h[3] + m_dot_fd * PCI = m_dot_td * h[4] {limite temperatura material}
125: T[3] = temperature(Air_ha; P=P[3]; h=h[3])
126: s[3]=entropy(Air_ha;T=T[3];P=P[3])
127:
128: "estado 4"
129: P[4]=P[3]*0,95
130: T[4]=1097
131: s[4]=entropy(Air_ha;T=T[4];P=P[4])
132: h[4]=enthalpy(Air_ha;T=T[4];P=P[4])
133:
134: "Estado 6"
135: T[6] = 275 + 273
136: P[6] = P[1]
137: h_bar_N2[6] = enthalpy(Nitrogen; T=T[6]; P=P[6])
138: h_bar_O2[6] = enthalpy(Oxygen; T=T[6]; P=P[6])
139: h_bar_CO2[6] = enthalpy(CarbonDioxide; T=T[6]; P=P[6])
140: h_bar_H2O[6]=enthalpy(Water;T=T[6];P=P[6])
141: s[6]=entropy(Air_ha;T=T[6];P=P[6])
142:
143: H[6]= h_bar_N2[6]* f_m|N2+h_bar_H2O[6]*f_m|H2O+h_bar_O2[6]*f_m|CO2+h_bar_CO2[6]*f_m|CO2
144:
145: "estado 5"
146: p[5]=p[6] + (p[6] * 0,0501)
147: T[4] = T[5] / ( 1 - eta_t + eta_t * ((P[5] / P[4]) ^ ((k[2] - 1)/k[2]))))
148: h[5] = enthalpy(Air_ha; T=T[5];P=P[5])
149: s[5] = entropy(Air_ha; T=T[5]; P=P[5])
150:
151: Tm = (T[4] + T[6]) / 2
152: Pm = P[4]
153: cp[2] = f_m|CO2 * cp(CarbonDioxide;T=Tm;P=Pm) + f_m|H2O * cp(Water;T=Tm;P=Pm) + f_m|N2 * cp(Nitrogen;T=Tm;P=Pm)
154: cv[2] = f_m|CO2 * cv(CarbonDioxide;T=Tm;P=Pm) + f_m|H2O * cv(Water;T=Tm;P=Pm) + f_m|N2 * cv(Nitrogen;T=Tm;P=Pm)
155: k[2] = cp[2]/cv[2]
156:
157: W_dot_gt = PCI * eta_el * m_dot_fd
158: W_dot_gt = m_dot_td * (h[4] - h[5]) - m_dot_cd * (h[2] - h[1])
159: m_dot_td=m_dot_fd+m_dot_cd
160:
161: s_amb=s[1]
162: h_amb=h[1]
163: T_amb=T[1]
164:
165: ex_spec[1] = (h[1] - h_amb) - T_amb * (s[1] - s_amb)
166: ex[1] = m_dot_cd * ex_spec[1]
167:
168: ex_spec[2] = (h[2] - h_amb) - T_amb * (s[2] - s_amb)
169: ex[2] = m_dot_cd * ex_spec[2]
170:
171: ex_spec[3] = (h[3] - h_amb) - T_amb * (s[3] - s_amb)
172: ex[3] = m_dot_cd * ex_spec[3]
173:
174: ex_spec[4] = (h[4] - h_amb) - T_amb * (s[4] - s_amb)

```

```

175: ex[4] = m_dot_c[d] * ex_spec[4]
176:
177: ex_spec[5] = (h[5] - h_amb) - T_amb * (s[5] - s_amb)
178: ex[5] = m_dot_c[d] * ex_spec[5]
179:
180: ex_spec[6] = (h[6] - h_amb) - T_amb * (s[6] - s_amb)
181: ex[6] = m_dot_c[d] * ex_spec[6]
182:
183: Ex_destr_compressor = ex[1] - ex[2]
184: Ex_destr_reg = (ex[5] - ex[3]) - (ex[2] - Ex[6])
185: Ex_combust_fuel = m_dot_f[d] * PCI
186: Ex_destr_combustor = Ex_combust_fuel + ex[3] - ex[4]
187: Ex_destr_turbina = ex[4] - ex[5]
188:
189: eta_ex = W_dot_gt / Ex_combust_fuel
190:
191:
192: "IPart Load"
193: n_c[d] = 96000 "Rotação em RPM"
194:
195: W_dot[1..10] = [0,10; 0,20; 0,30; 0,40; 0,50; 0,60; 0,70; 0,80; 0,9; 1]
196: i = 5
197:
198: mu_dot = ( m_dot_t[o[i]] / m_dot_t[d] ) / ( m_dot_c[o[i]] / m_dot_c[d] )
199: mu_dot = 2*10^(-6)*(i^3) - 4*10^(-5)*(i^2) + 0,0005*i + 0,9973
200:
201: {Constantes;}
202: m = 1,8
203: pp = 1,8
204: c_4 = 0,3
205: t = 0,3
206:
207: phi = 1
208:
209: c_1[i] = n_dot_c[i] / ( pp * (1 - m / n_dot_c[i]) + n_dot_c[i] * (n_dot_c[i] - m)^2 )
210: c_2[i] = ( pp - 2 * m * n_dot_c[i]^2 ) / ( pp * (1 - m / n_dot_c[i]) + n_dot_c[i] * (n_dot_c[i] - m)^2 )
211: c_3[i] = - ( pp * m * n_dot_c[i] - m^2 * n_dot_c[i]^3 ) / ( pp * (1 - m / n_dot_c[i]) + n_dot_c[i] * (n_dot_c[i] - m)^2 )
212:
213: {Part-load velocidade de eixo constante;}
214: eta_dot[i] = 3,18 * W_dot[i] - 4,69 * W_dot[i]^2 + 3,69 * W_dot[i]^3 - 1,18 * W_dot[i]^4
215: eta_dot[i] = eta[o[i]] / eta_el
216: W_dot[i] = W_dot[o[i]] / W_dot_gt
217: G_dot_ff[i] = 0,288 + 0,624 * W_dot[i] + 0,088 * W_dot[i]^2
218: G_dot_ff[i] = m_dot_f[o[i]] / m_dot_f[d]
219:
220: {Equações de equilíbrio;}
221: R_dot_t[i] = phi * R_dot_c[i]
222: m_dot_f[o[i]] = m_dot_t[o[i]] - m_dot_c[o[i]]
223: n_t[o[i]] = n_c[o[i]]
224: n_t[d] = n_c[d]
225: n_dot_t[i] = n_t[o[i]] / n_t[d]
226: n_dot_c[i] = n_c[o[i]] / n_c[d]
227:
228: {Equações para o Compressor;}
229: R_dot_c[i] = c_1[i] * G_dot_c[i]^2 + c_2[i] * G_dot_c[i] + c_3[i]
230: G_dot_c[i] = (m_dot_c[o[i]] * sqrt(T[1]) / P[1]) / (m_dot_c[d] * sqrt(T[1]) / P[1])
231: eta_dot_c[i] = (1 - c_4 * (1 - n_dot_c[i])^2) * (n_dot_c[i] / G_dot_c[i]) * (2 - n_dot_c[i] / G_dot_c[i])
232: eta_dot_c[i] = eta_c[o[i]] / eta_c
233: {Razão de compressão;}
234: R_c[d] = P[2] / P[1]

```

235: $R_{c|o[i]} = P_{2[i]} / P[1]$
236: $R_{dot_c[i]} = R_{c|o[i]} / R_{c|d}$
237:
238: *{Equações para a Turbina:}*
239: $(m_{dot_t|o[i]} / m_{dot_t|d}) = \alpha[i] * \sqrt{T[4] / T[4]} * \sqrt{(R_{t|o[i]}^2 - 1) / (R_{t|d}^2 - 1)}$
240: $\alpha[i] = \sqrt{1,4 - 0,4 * n_{t|o[i]} / n_{t|d}}$
241: $\eta_{dot_t[i]} = (1 - t * (1 - n_{dot_t[i]})^2) * (n_{dot_t[i]} / G_{dot_t[i]}) * (2 - n_{dot_t[i]} / G_{dot_t[i]})$
242: $G_{dot_t[i]} = (m_{dot_t|o[i]} * \sqrt{T[4]} / P_{4[i]}) / (m_{dot_t|d} * \sqrt{T[4]} / P[4])$
243: $\eta_{dot_t[i]} = \eta_{t|o[i]} / \eta_t$
244: *{Razão de exaustão:}*
245: $R_{t|d} = P[4] / P[5]$
246: $R_{t|o[i]} = P_{4[i]} / P[5]$
247: $R_{dot_t[i]} = R_{t|o[i]} / R_{t|d}$
248:
249: $q_{in[i]} * m_{dot_t|o[i]} = PCl * m_{dot_f|o[i]}$
250: $HR[i] = ((q_{in[i]} * m_{dot_t|o[i]}) / (W_{dot_o[i]})) * 3600$ " Heat rate (kJ/(kW*h))"
251: $\eta_{el[i]} = W_{dot_o[i]} / (q_{in[i]} * m_{dot_t|o[i]})$