

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA TURBINA DE GÁS CONSIDERANDO
DIFERENTES CONFIGURAÇÕES

por

Gabriel da Silva Neves

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, setembro de 2022

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

CIP - Catalogação na Publicação

Neves, Gabriel da Silva
ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA TURBINA DE GÁS
CONSIDERANDO DIFERENTES CONFIGURAÇÕES / Gabriel da
Silva Neves. -- 2022.
23 f.
Orientador: Andrés Armando Mendiburu Zevallos.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2022.

1. ciclos termodinâmicos. 2. turbina de gás. 3.
ciclo brayton. 4. hidrogênio. 5. rendimento térmico.
I. Zevallos, Andrés Armando Mendiburu, orient. II.
Titulo.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

GABRIEL DA SILVA NEVES

ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA TURBINA DE GÁS CONSIDERANDO
DIFERENTES CONFIGURAÇÕES

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Cirilo Sepp Bresolin
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de concentração: Energia e Fenômenos de Transporte

Orientador: Andres Armando Mendiburu Zevallos

Comissão de Avaliação:

Prof. Andres Armando Mendiburu Zevallos

Prof. Volnei Borges

Prof. Paulo Smith Schneider

Porto Alegre, setembro de 2022

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu pai, Airton Santos Neves, à minha Mãe, Marileide Souza da Silva Neves, ao meu irmão Vitor Natael da Silva Neves por sempre acreditarem em mim. E aos amigos do grupo “Mochila do Gustavo” pelo apoio e parceria de sempre.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA
MECÂNICA

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO – 2022

**ANÁLISE TERMODINÂMICA DE UMA TURBINA DE GÁS
OPERANDO COM CÂMARA DE COMBUSTÃO A PRESSÃO
CONSTANTE E SUAS VARIAÇÕES DE CONFIGURAÇÃO**

Gabriel da Silva Neves

e-mail: gsneves10@gmail.com

Resumo. O objetivo deste trabalho é analisar como o trabalho fornecido ao compressor, trabalho fornecido pela turbina, trabalho específico e rendimento térmico de um ciclo de Brayton simples, um ciclo de Brayton regenerativo e um ciclo de Brayton com regeneração, reaquecimento e inter-resfriamento se comportam quando o combustível utilizado é alterado, variando também a razão de compressão. No ciclo de combustão simples, ar atmosférico passa por um compressor, entra em uma câmara de combustão onde reage com o combustível em questão, passa por um diluidor onde é resfriado a 1400 K, que é a temperatura de entrada da turbina. Ao entrar na turbina os gases passam por um processo de expansão gerando trabalho. Para resolução dos produtos da combustão o método da minimização da energia de Gibbs é utilizado. A primeira mistura de combustível utilizada é composta apenas por metano, na segunda é adicionado hidrogênio e a terceira é composta apenas por hidrogênio. Para resolução do ciclo é utilizada uma rotina programada em Matlab. O ganho relativo devido à utilização de hidrogênio não foi perceptível com relação ao rendimento térmico, com um aumento máximo de 1,0%. Porém, com relação ao trabalho específico, houve um aumento de 100 % quando comparado com os combustíveis com menos hidrogênio, o mesmo ocorreu quando houve a utilização do inter-resfriamento e do reaquecimento.

Palavras-chave: turbina de gás, Brayton, hidrogênio, combustão e rendimento térmico

Thermodynamic analysis of a gas turbine operating with a constant pressure combustion chamber and its configuration variations

Abstract. The objective of this work is to analyze how the work supplied to the compressor, work supplied by the turbine, specific work and thermal efficiency of a simple Brayton cycle, a regenerative Brayton cycle and a Brayton cycle with regeneration, reheating and intercooling are behave when the fuel used is changed, also varying the compression ratio. In the simple combustion cycle, atmospheric air passes through a compressor, enters a combustion chamber where it mixes with the fuel in question, passes through a diluter where it is cooled to 1400 K, which is the turbine inlet temperature. When entering the turbine, the gases undergo an expansion process generating work. To solve the combustion products, the Gibbs energy minimization method is used. The first fuel mixture used is composed only of methane, in the second one is added hydrogen and the third is composed only of hydrogen. To solve the cycle, a routine programmed in Matlab is used. The relative gain due to the use of hydrogen was not notice in terms of thermal efficiency, with a maximum increase of 1.0%. However, regarding specific work, there was an increase of 100%.

Keywords: gas turbine, Brayton, Hydrogen, combustion, thermal efficiency

NOMENCLATURA

| Símbolos | Significado | Unidade |
|-------------|---|--|
| C | Átomo de carbono | [kg s ⁻¹] |
| CO | Monóxido de carbono | - |
| CO_2 | Dióxido de carbono | - |
| CH_4 | Metano | |
| \bar{c}_p | Calor específico molar a pressão constante | [kg s ⁻¹] |
| G | Energia livre de Gibbs | [J] |
| \bar{g} | Energia livre de Gibbs molar | [J mol ⁻¹] |
| H | Entalpia, átomo de hidrogênio | [J] |
| H_2 | Hidrogênio gasoso | - |
| H_2O | Água (vapor, exceto quando especificado ao contrário) | - |
| h | Entalpia específica mássica | [J kg ⁻¹] |
| \bar{h} | Entalpia molar | [J mol ⁻¹] |
| N | Átomo de nitrogênio | - |
| N_2 | Nitrogênio gasoso | - |
| n | Quantidade de espécie química | [mol] |
| O | Átomo de oxigênio | - |
| O_2 | Oxigênio gasoso | - |
| PCI | Poder calorífico inferior | [J kg ⁻¹] |
| $PCI\bar{}$ | Poder calorífico inferior molar | [J mol ⁻¹] |
| p | Pressão | [Pa] |
| R | Constante do gás | [J K ⁻¹ kg ⁻¹] |
| R | Constante universal dos gases perfeitos | [J K ⁻¹ mol ⁻¹] |
| r | Taxa de compressão | Adim. |
| \bar{s} | Entropia molar | [J K ⁻¹ mol ⁻¹] |

| | | |
|----------------------|--|-------------------------|
| T | Temperatura | [K] |
| W | Trabalho | [J] |
| w | Massa molar | [kg mol ⁻¹] |
| x | Quantidade de átomos de um elemento em uma molécula | - |
| Índices e subscritos | | |
| ar | Ar | |
| E | Elemento químico, exaustão | |
| F | Combustível | |
| I | Mistura de gases | |
| i | Espécie química, estado inicial | |
| o | Ar do compressor | |
| M | Mistura ar-produtos da combustão | |
| m | Espécie presente em mistura ar-produtos da combustão | |
| P | Produtos da combustão | |
| p | Espécie presente em produtos da combustão | |
| R | Reagentes da combustão | |
| r | Espécie presente em reagentes da combustão | |
| s | Propriedade referente a processo isentrópico | |
| Sobrescritos | | |
| o | Propriedade medida em estado de referência | |
| s | Valor estequiométrico | |
| Símbolos gregos | | |
| σ | Multiplicador de Lagrange | |
| η | Rendimento térmico | Adim. |
| η_C | Eficiência isentrópica do compressor | Adim. |
| η_T | Eficiência isentrópica da turbina | Adim. |
| ρ | Massa específica | [kg m ⁻³] |

| | | |
|--------------------------|---|-------|
| <i>vars</i> | Coeficiente estequiométrico do ar | [mol] |
| Abreviaturas e acrônimos | | |
| IUPAC | International Union of Pure and Applied Chemistry | |
| NASA | National Aeronautics and Space Administration | |
| NIST | National Institute of Standards and Technology | |

SUMÁRIO

| | |
|---|-----------|
| 1. INTRODUÇÃO | 1 |
| 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 1 |
| 2.1. Reação global de combustão estequiométrica..... | 1 |
| 2.2. Poder calorífico inferior, poder calorífico inferior molar e entalpia | 2 |
| 2.3. Combustão a pressão constante e temperatura adiabática de chama..... | 2 |
| 2.4. Equilíbrio químico e minimização da energia livre de Gibbs | 2 |
| 2.5. Ciclo termodinâmico de turbina de gás com câmara de combustão a pressão constante... 3 | |
| 2.5.1. Compressor..... | 4 |
| 2.5.2. Inter-resfriamento..... | 5 |
| 2.5.3. Regenerador | 5 |
| 2.5.4. Câmara de combustão | 6 |
| 2.5.5. Diluidor | 6 |
| 2.6. Turbina | 6 |
| 2.5.7. Reaquecimento | 7 |
| 2.5.8. Rendimento Térmico..... | 7 |
| 3. ESTUDO DE CASO..... | 7 |
| 4. RESULTADOS..... | 8 |
| 4.1. Trabalho fornecido ao compressor | 8 |
| 4.2. Trabalho fornecido pela turbina | 10 |
| 4.3. Trabalho específico | 12 |
| 4.4. Rendimento térmico | 13 |
| 5. CONCLUSÃO | 14 |
| REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICAS | 15 |
| ANEXO 1 – TRABALHO LÍQUIDO PARA O CICLO 1..... | 16 |
| ANEXO 2 – TRABALHO LÍQUIDO PARA O CICLO 2..... | 16 |
| ANEXO 3 – TRABALHO LÍQUIDO PARA O CICLO 3..... | 16 |

1. INTRODUÇÃO

Turbinas de gás operando com câmaras de combustão são utilizadas em várias aplicações como em sistemas de propulsão e usinas de geração de energia elétrica. Geralmente tais turbinas funcionam com a queima querosene, diesel ou gás natural, porém tais combustíveis são danosos ao meio ambiente devido a emissão de gases como CO e NO_x causadores de grande parte da poluição atmosférica. GUPTA, REHMAN, SARVIYA (2010), fazem uma revisão dos biocombustíveis renováveis e apresentam alternativas para sua utilização em turbinas de gás. Também indicaram que o hidrogênio não emite gases poluentes como CO₂, SO_x, CO e HC, mas emite NO_x devido a mistura com ar a alta temperatura. Devido ao baixo número de poluentes, certa gama de alternativas para obtenção e possível potencial energético, o hidrogênio foi escolhido para ser adicionado a mistura de metano e terá seu rendimento térmico do ciclo analisado.

Entende-se que o rendimento térmico de um ciclo de Brayton é um importante fator a ser analisado pois os custos de operação são afetados por esse comportamento. Gordon e Huleihill (1992) apresentaram uma análise de um ciclo Brayton simples, não regenerativo, e chegaram à conclusão de que os pontos de operação de maior rendimento e maior potência ficam relativamente perto.

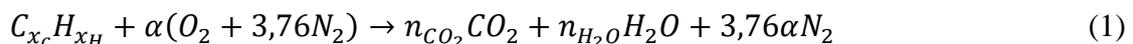
Hernández(1995), estendeu o estudo para o ciclo Brayton regenerativo. Vecchiarelli et al.(1997), indicaram que ao adicionar duas fontes de calor ao invés de uma, poderia significar um aumento no rendimento térmico do ciclo de mais de 4% comparado a ciclos convencionais. Eles também estudaram uma câmara de combustão na qual a adição de calor é próxima de um processo isotérmico. Porém, nenhum dos trabalhos apresenta uma análise comparativa da influência dos combustíveis no rendimento térmico final do ciclo.

Poucos são os estudos sobre a utilização de hidrogênio como combustível de turbinas a gás. Assim o presente trabalho pretende, para três diferentes arquiteturas, turbina a gás(ciclo 1), ciclo Brayton regenerativo (ciclo 2) e ciclo Brayton com regeneração, inter-resfriamento e reaquecimento(ciclo 3), utilizando três misturas diferentes como combustível; 100% metano, 50% metano e 50% hidrogênio e 100% hidrogênio, verificar o trabalho fornecido ao compressor, o trabalho fornecido pela turbina, o trabalho específico e o rendimento térmico do ciclo. É esperado que, quanto mais hidrogênio houver na mistura de combustível, maior será o rendimento térmico e maior será o trabalho específico.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. Reação global de combustão estequiométrica

Segundo TURNS (2011), a reação global de combustão estequiométrica, é a reação que representa a quantidade necessária de mistura de ar para queimar uma certa quantidade de combustível. A reação global estequiométrica de um combustível hipotético C_{x_c}H_{x_H} é representada pela Eq. 1.



Onde x_c e x_H são as quantidades de átomos de carbono e de hidrogênio presentes no combustível respectivamente. E n_{CO_2} e n_{H_2O} são o número de mols de CO₂ e de H₂O nos produtos. O termo que multiplica a parcela de oxigênio e nitrogênio é o coeficiente de ar estequiométrico. Para simplificar a resolução do problema proposto, a composição do ar

é dada por 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio. Assim para cada mol de oxigênio há 3,76 mol de nitrogênio, então há 4,76 mol de ar.

2.2. Poder calorífico inferior, poder calorífico inferior molar e entalpia

O poder calorífico inferior pode ser definido como o quociente da diferença de entalpias do produto e do reagente pela massa molar de combustível, em uma reação de combustão completa, a 25°C e 1 atm. Importante ressaltar que, se tratando de poder calorífico inferior, deve ser considerado que a água esteja em estado gasoso. A Eq. 2 apresenta o poder calorífico inferior para uma reação qualquer.

$$PCI = \frac{H_R - H_P}{w} \quad (2)$$

Onde H_p é o somatório das entalpias do produto e H_R o somatório das entalpias do reagente, em J. E w é massa molar de combustível. A entalpia possui duas parcelas, a primeira é a entalpia de formação \bar{h}_o em J/mol, é dada em condições de estado padrão. A segunda é a entalpia sensível $\Delta\bar{h} = \Delta\bar{h}(T)$, em J/mol, que é medida na temperatura de trabalho.

2.3. Combustão a pressão constante e temperatura adiabática de chama

Dois são os tipos de chama adiabática que podem ser definidas. Temperatura adiabática de chama a pressão constante e temperatura adiabática de chama a volume constante. Como no caso estudado a mistura de combustível-ar queima a pressão constante a entalpia padrão dos reagentes igualada a entalpia dos produtos resulta na Eq. 3.

$$\sum_r^R n_r * (\bar{h}_r^\circ \Delta\bar{h}(Tr)) = \sum_p^P n_p * (\bar{h}_p^\circ \Delta\bar{h}(Tp)) \quad (3)$$

A temperatura adiabática de chama a pressão constante é dada resolvendo a equação 4 para a temperatura dos produtos. Em conceitos físicos a temperatura adiabática de chama é a temperatura na qual há o equilíbrio termodinâmico entre produtos e reagentes em uma reação de combustão.

2.4. Equilíbrio químico e minimização da energia livre de Gibbs

Segundo TURNS (2011), em processos de combustão de altas temperaturas, os produtos da combustão não são representados pela reação estequiométrica apresentada na Equação 2. Pois, a maioria das espécies químicas tende a se dissociar produzindo uma gama de espécies menores. Para prever a dissociação e encontrar as espécies químicas resultantes do produto da combustão foi utilizado o método da minimização da energia livre de Gibbs. Para uma mistura de combustível qualquer a energia livre de Gibbs é representada pela Equação 4.

$$G = \sum_p^P n_r * [\bar{g}_T^\circ + RT * \ln \frac{P}{P^\circ}] \quad (4)$$

Onde \bar{g}_T° , em J/mol, é a energia molar de Gibbs e n_r , em mol, é a fração molar de cada espécie química constituinte na mistura.

Para realizar a minimização da energia livre de Gibbs é utilizado o método dos multiplicadores de Lagrange. Para cada espécie química p , de formulação química C_xH_y a Equação 5 apresenta a minimização da energia livre de Gibbs.

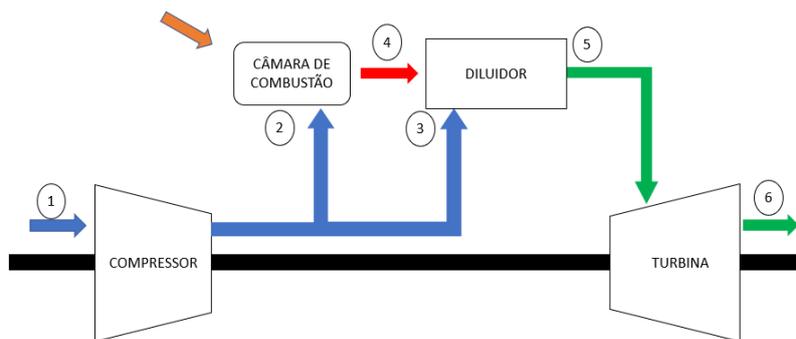
$$\frac{\bar{g}_T^\circ}{RT} + \ln \frac{n_p}{n_p} + \ln \frac{p^p}{p^o} + 1 - \sigma C - \sigma H = 0 \quad (5)$$

Onde σC e σH são os multiplicadores de Lagrange para carbono e hidrogênio respectivamente.

2.5. Ciclo termodinâmico de turbina de gás com câmara de combustão a pressão constante

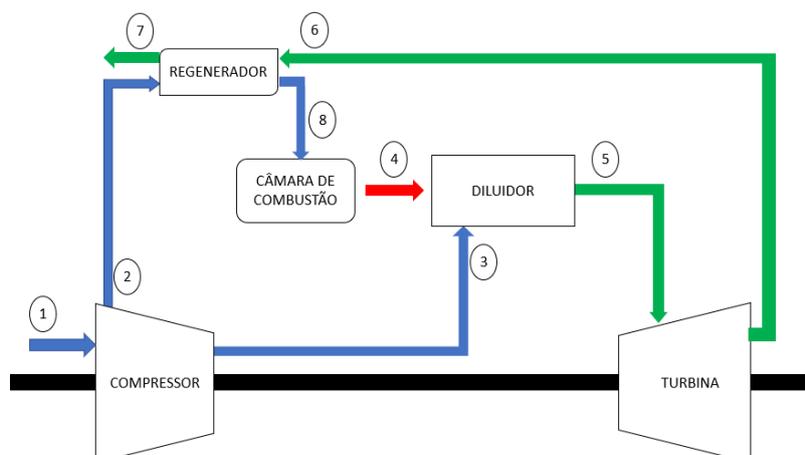
Turbinas de gás geralmente são representadas pelo ciclo de Brayton aberto, onde os gases são descarregados diretamente na atmosfera. O primeiro ciclo a ser analisado no presente trabalho é o ciclo Brayton simples representado na Fig.1. Ar entra em um compressor, com uma pressão P_b , uma temperatura T_i . O compressor possui uma eficiência isentrópica $effc$ e uma razão de compressão rc . O ar escoa até a câmara de combustão onde reage com o combustível especificado. Devido a altas temperaturas passa por um diluidor onde o fluido advindo da câmara de combustão se mistura novamente com o ar (vindo do compressor) para que haja resfriamento e atingir a temperatura de entrada da turbina. Ao sair do diluidor a mistura entra na turbina, onde ocorre o processo de expansão, gerando trabalho. A Fig. 1 apresenta o esquema de funcionamento de um ciclo Brayton simples, que será chamado de ciclo 1.

Fig.1 – Esquema de funcionamento do ciclo 1



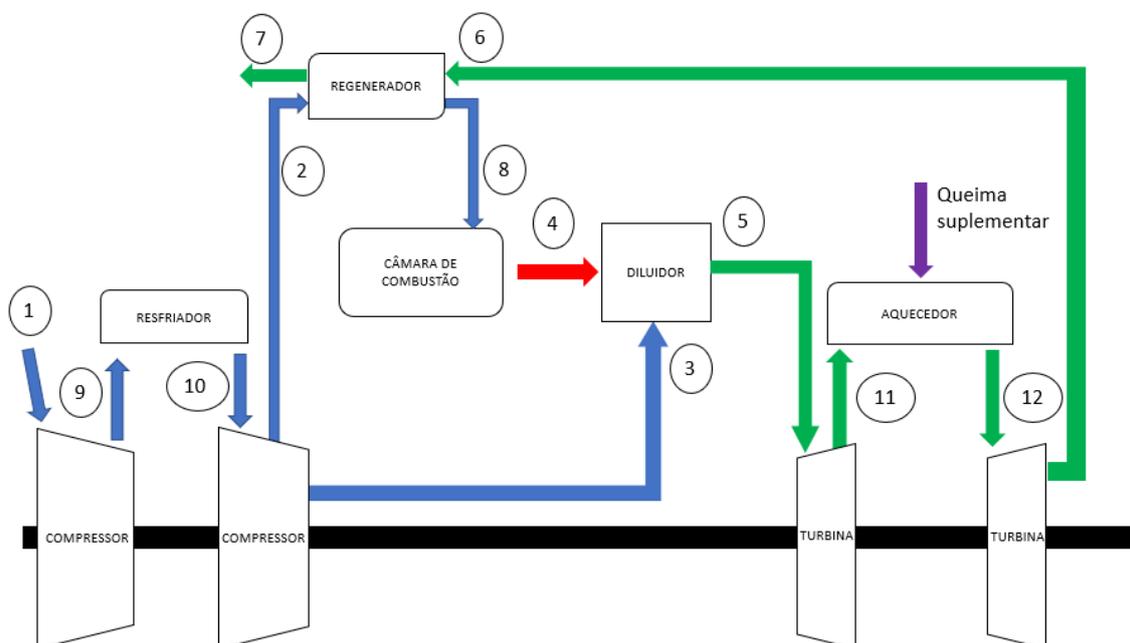
O segundo ciclo a ser analisado é o ciclo de Brayton regenerativo. Aqui, há adição de um regenerador para reaquecer os gases que saem do compressor utilizando os gases de exaustão da turbina. A Fig.2 apresenta o esquema de funcionamento do ciclo de Brayton regenerativo, que será chamado de ciclo 2.

Fig.2 – Esquema de funcionamento do ciclo 2



O terceiro ciclo a ser analisado é o ciclo de Brayton contendo regeneração, inter-resfriamento e reaquecimento. Segundo SHAPIRO (2009), utilizando compressão por dois estágios com inter-resfriamento e expansão por dois estágios e reaquecimento, em conjunto com um regenerador, há grande potencial para aumentar o rendimento térmico do ciclo. A Fig.3 apresenta o esquema de funcionamento do ciclo de Brayton com regeneração, inter-resfriamento e reaquecimento, que será chamado de ciclo 3.

Fig. 3 – Esquema de funcionamento do ciclo 3.



2.5.1. Compressor

Ar entra no compressor a uma temperatura ambiente T_i (K) uma pressão P_i (Pa) e sai uma temperatura real T_f (K), e uma pressão P_f (Pa) representada na Eq. 6.

$$p_f = p_i * rc \quad (6)$$

A eficiência isentrópica de um compressor é dada pelo quociente da diferença entre entalpia molar isentrópica e entalpia molar inicial pela diferença da entalpia molar final e entalpia molar inicial. A Eq. 7 apresenta a eficiência isentrópica para um determinado compressor.

$$effc = \frac{\bar{h}_{fs} - \bar{h}_i}{\bar{h}_f - \bar{h}_i} \quad (7)$$

A entalpia molar isentrópica é dada pela temperatura final isentrópica T_{fs} , em K, que pode ser obtida calculando a entropia molar final. A Eq.8 apresenta a entropia molar final, em J/K.mol.

$$\bar{s}_{fs}^o = \bar{s}_i^o + \bar{R} * \ln \frac{p_f}{p_i} \quad (8)$$

O trabalho em J, é dado pelo produto da quantidade de ar pela diferença das entalpias molar final e inicial, representado na Eq. 9.

$$W_c = n_i * (\bar{h}_f - \bar{h}_i) \quad (9)$$

Para os ciclo 1 e 2, f é dado pelo estado 2 ou 3, pois possuem mesma temperatura e pressão, e i pelo estado 1. Para o ciclo 3, no primeiro compressor f é dado pelo estado 9, e i é dado pelo estado 1. Para o segundo compressor f é dado pelo estado 2 e i é dado pelo estado 10.

2.5.2. Inter-resfriamento

Quando há inter-resfriamento é importante que o ar seja resfriado a temperatura de entrada do primeiro compressor para que o processo se aproxime da compressão isotérmica. Para que haja a minimização do trabalho os compressores devem funcionar sob a mesma razão de compressão.

O trabalho resultante fornecido aos compressores quando houver inter-resfriamento será a soma do trabalho fornecido para o compressor 1 com o trabalho fornecido para o compressor 2, representados na Eq. 10.

$$Wc_t = Wc_1 + Wc_2 \quad (10)$$

2.5.3. Regenerador

O regenerador é adicionado ao ciclo para reaquecer os gases de saída do compressor utilizando as temperaturas de exaustão da turbina. A efetividade térmica de um regenerador é dada pela Eq. 12.

$$e = \frac{T_8 - T_2}{T_6 - T_2} \quad (11)$$

Onde T_8 , em K é a temperatura de saída do regenerador em direção à câmara de combustão. T_2 é a temperatura de saída do compressor, em K. E T_6 é temperatura de saída da turbina, em K.

2.5.4. Câmara de combustão

Na câmara de combustão ocorre o processo de combustão a pressão constante. Uma fração de ar advinda do compressor, n_{oc} , em mol entra na câmara de combustão. Uma quantidade de combustível, n_{of} , em mol também entra na câmara de combustão. A fração de ar, e a fração de combustível devem estar sob a mesma pressão p_1 .

2.5.5. Diluidor

Devido ao produto da combustão sair da câmara a uma temperatura elevada, é necessário resfriar a mistura para que não haja nenhum comprometimento dos componentes da turbina. Assim, o diluidor recebe uma fração de ar do compressor $n_{o,d}$, em mol. E realiza a mistura com os produtos da combustão. A fração de ar advinda do compressor necessária para resfriar os gases-produto é representada na Eq. (12).

$$n_{o,d} = \frac{n_p * (\bar{h}_{p,5} - \bar{h}_{p,4})}{(\bar{h}_{o,d,5} - \bar{h}_{o,d,3})} \quad (12)$$

2.6. Turbina

A eficiência isentrópica de uma turbina é dada pelo quociente da diferença entre entalpia molar inicial e a entalpia molar final, pela diferença da entalpia molar inicial e entalpia molar final isentrópica. A equação (13) apresenta a eficiência isentrópica para uma determinada turbina.

$$eff_t = \frac{\bar{h}_i - \bar{h}_f}{\bar{h}_i - \bar{h}_{fs}} \quad (13)$$

A entalpia molar isentrópica é dada pela temperatura final isentrópica T_{fs} , em K. Que pode ser obtida calculando a entropia molar final. A equação (14) apresenta a entropia molar final, em J/K.mol.

$$\bar{s}_{fs}^o = \bar{s}_i^o + \bar{R} * \ln \frac{p_i}{p_f} \quad (14)$$

O trabalho em J, é dado pelo produto da quantidade de ar que entra na turbina n_m , em mol, pela diferença das entalpias molar inicial e final. A equação (15), apresenta o trabalho fornecido por uma turbina.

$$W_T = n_M * (\bar{h}_i - \bar{h}_f) \quad (15)$$

Para os ciclo 1 e 2, f é dado pelo estado 6 e i pelo estado 5. Para o ciclo 3, na primeira turbina f é dado pelo estado 11, e i é dado pelo estado 5. Para a segunda turbina f é dado pelo estado 6 e i é dado pelo estado 12.

2.5.7. Reaquecimento

Quando há reaquecimento é importante que o ar, após passar pelo primeiro estágio da turbina, seja aquecido a uma temperatura próxima a temperatura de entrada na expansão, para que o processo se aproxime da expansão isotérmica.

O trabalho resultante fornecido pela turbina, quando houver reaquecimento, será a soma do trabalho fornecido pela turbina 1 com o trabalho fornecido pela turbina 2, representada na Eq. 16.

$$Wt_t = Wt_1 + Wt_2 \quad (16)$$

O calor necessário para realizar o reaquecimento advém da queima suplementar de combustível.

2.5.8. Rendimento Térmico

O rendimento térmico do ciclo é apresentado na equação 17. Onde \dot{Q}_{aq} é o calor adicionado para realizar o reaquecimento.

$$\eta = \frac{Wt_t - Wc_t}{(n_F \cdot PCI) + (\dot{Q}_{aq})} \quad (17)$$

3. ESTUDO DE CASO

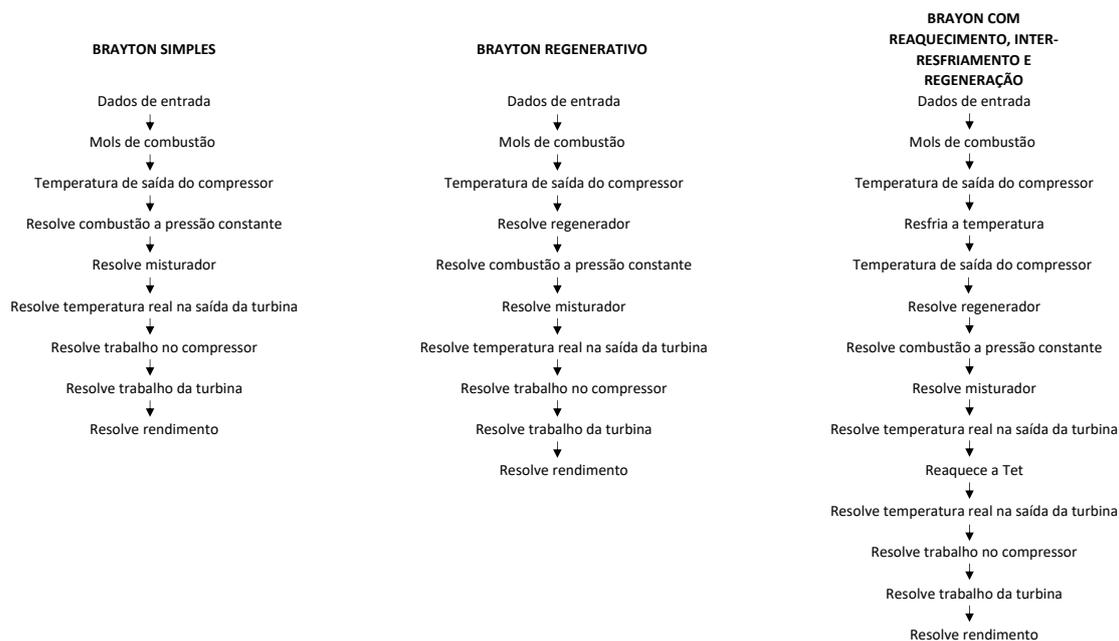
Os parâmetros que foram analisado no presente trabalho são trabalho fornecido ao compressor Wc , trabalho fornecido pela turbina Wt , trabalho específico e rendimento térmico η . Cada um desses parâmetros foi obtido de três ciclos diferentes; ciclo Brayton simples (ciclo 1), ciclo Brayton regenerativo (ciclo 2) e ciclo Brayton com inter-resfriamento, reaquecimento e regeneração (ciclo 3). A Tab. 1 apresenta os combustíveis a serem utilizados, suas respectivas identificações e massa molar.

Tabela 1 – Combustíveis utilizados

| i | Mistura | Massa[g] |
|----|--|----------|
| 1 | 100% CH ₄ | 16 |
| 19 | 50% CH ₄ 50% H ₂ | 9 |
| 20 | 100% H ₂ | 2 |

Para cada caso foram obtidos os dados mencionados variando a razão de compressão rc entre 10 e 40. A temperatura de entrada na turbina T_5 é 1400K, valor aceitável, segundo Shapiro (2009), pois quando utilizado valores muito acima do especificado passa a ser necessário utilizar materiais mais resistentes na construção da turbina. A temperatura de entrada do ar no compressor é de $T_1 = 298,15K$. A eficiência isentrópica do compressor e a efetividade do regenerador são 0,85, já eficiência isentrópica da turbina é 0,9, valores típicos para esses equipamentos segundo (SOUZA, 2017) e Shapiro (2009). O esquema para resolução dos ciclos de combustão é apresentado na Fig.4. Para obtenção das propriedades térmicas de determinadas espécies químicas, foram utilizados os coeficientes Nasa Gleen , Gordon et al(2002).

Figura 4 – Esquema da ordem de ações para resolução dos ciclos de combustão



Para o ciclo Brayton simples os dados de entrada são submetidos ao script principal programado em Matlab, a segunda etapa é composta pelo cálculo dos mols de combustão. Após, é resolvida a temperatura real na saída do compressor. Depois disso, é resolvida a combustão à pressão constante. A quinta etapa é composta pela resolução dos mols de diluição no misturador. Depois, a temperatura real na saída da turbina é obtida. As três últimas etapas compõem o cálculo do trabalho fornecido ao compressor, o trabalho fornecido pela turbina e o rendimento térmico do ciclo.

Para o ciclo regenerativo, é adicionada uma nova etapa após o cálculo da temperatura de saída do compressor, é a etapa de cálculo da temperatura de entrada da câmara de combustão. Importante ressaltar que para a resolução do regenerador é utilizada a temperatura de saída da turbina, obtida no ciclo de Brayton simples.

Para o ciclo que contém reaquecimento, inter-resfriamento e regeneração foram adicionados mais um estágio de compressão com resfriamento. E mais um estágio de expansão com reaquecimento.

O equacionamento para resolução das variáveis é encontrado no capítulo 2.

4. RESULTADOS

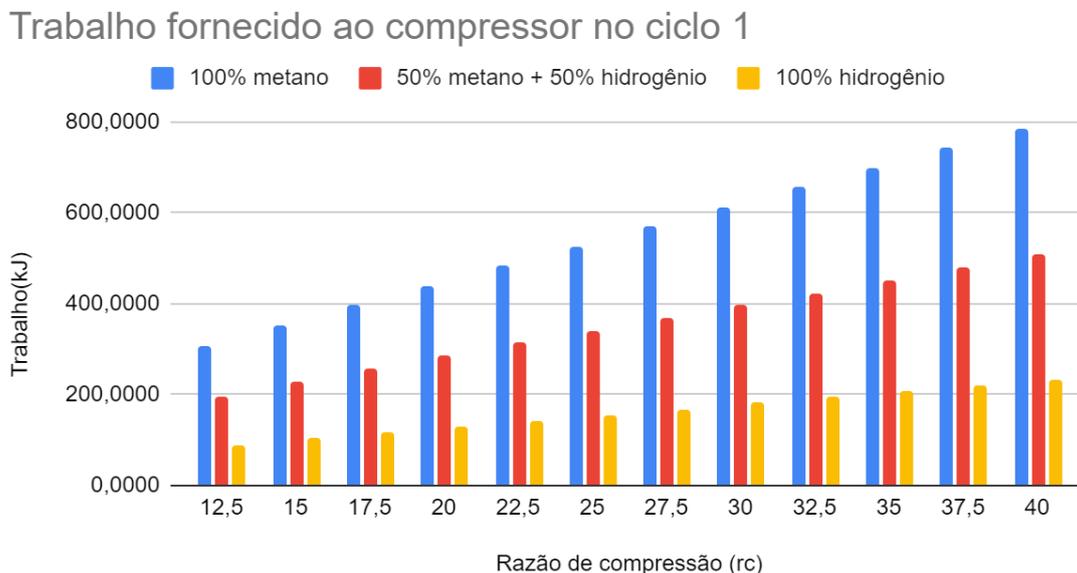
Após aplicação das rotinas computacionais são obtidos os resultados apresentados e comentados a seguir. São eles: trabalho do compressor, trabalho da turbina, trabalho específico e rendimento térmico.

4.1. Trabalho fornecido ao compressor

O trabalho fornecido ao compressor, quando analisado o ciclo de Brayton simples, apresenta variações significativas. Quando o combustível utilizado é composto majoritariamente de metano, o trabalho fornecido ao compressor, para uma mesma razão de compressão é significativamente maior, do que quando há mistura de gás hidrogênio

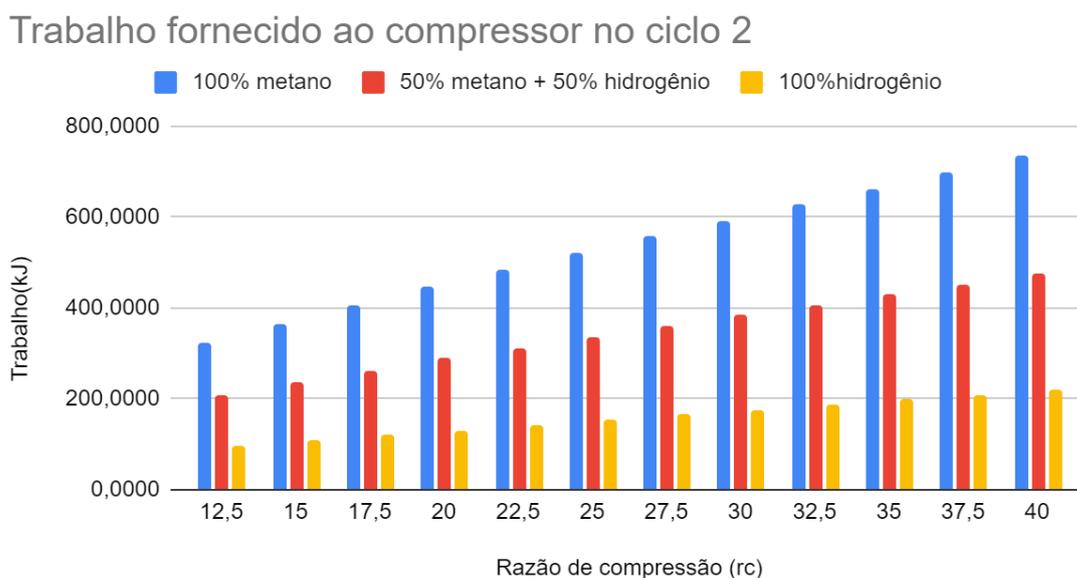
no combustível ou quando há somente hidrogênio. A Fig. 5 apresenta a variação do trabalho fornecido ao compressor no ciclo 1 (Brayton simples).

Figura 5 – Trabalho fornecido ao compressor no ciclo 1



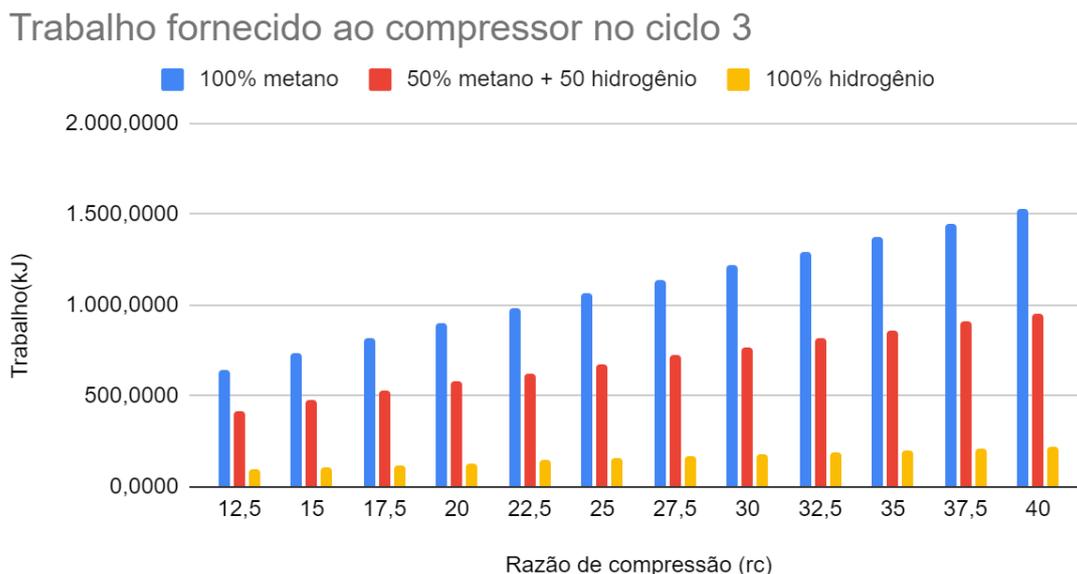
Da mesma maneira, quando analisado o ciclo com regeneração, percebe-se que há uma leve diminuição no trabalho fornecido ao compressor para razões de compressão menores que 22,5. E outra vez, nota-se que quando há aumento de hidrogênio na mistura, o trabalho fornecido ao compressor é significativamente menor, quando comparado às misturas contendo metano. A Fig. 6 mostra a variação do trabalho fornecido ao compressor para diferentes razões de compressão alterando a mistura de combustível no ciclo 2.

Figura 6 – Trabalho fornecido ao compressor no ciclo 2



Porém quando há inter-resfriamento o trabalho fornecido ao compressor se mostrou maior, o que em um primeiro momento parece um equívoco, já que utilizando pressões equivalentes o inter-resfriamento e a compressão por dois estágios tendem a diminuir o trabalho fornecido ao compressor. Porém vale ressaltar que se optou por manter a mesma razão de compressão nos dois compressores, o que causa uma elevação no trabalho fornecido ao compressor pois há um aumento da pressão de saída no segundo estágio. A Fig. 7 apresenta a variação do trabalho fornecido ao compressor para diferentes razões de compressão e para diferentes tipos de mistura como combustível no ciclo 3.

Figura 7 – Trabalho fornecido ao compressor no ciclo 3



4.2. Trabalho fornecido pela turbina

Para os três ciclos aqui estudados, alguns pontos importantes podem ser ressaltados, percebe-se que o produto dos gases de combustão é crucial pois quando o combustível utilizado foi a mistura de número 20 (100% H₂), as menores taxas de trabalho fornecido foram obtidas. A Fig. 8 apresenta a variação de trabalho fornecido pela turbina no ciclo 1 alternando a mistura de combustível e variando a razão de compressão.

A adição do regenerador trouxe um pequeno aumento no trabalho fornecido pela turbina para razões de compressão abaixo de 22,5, em virtude de que as temperaturas de saída do compressor são menores que as de exaustão da turbina. Quando a temperatura de saída do compressor supera, em valores absolutos, a temperatura de exaustão da turbina, o regenerador começa a perder sua finalidade, e o calor tende a fluir em sentido contrário. A Fig 9 apresenta o trabalho fornecido pela turbina no ciclo 2 variando a razão de compressão e a mistura utilizada como combustível.

Quando há expansão por dois estágios e reaquecimento verifica-se que o trabalho fornecido pela turbina quase dobra. Isso ocorre pois, quando há adição de mais estágios de expansão, o processo tende a se aproximar de uma expansão isotérmica. A Fig. 10 apresenta o trabalho fornecido pela turbina no ciclo 3 para diferentes misturas de combustível variando a razão de compressão.

Figura 8 – Trabalho fornecido pela turbina no ciclo 1

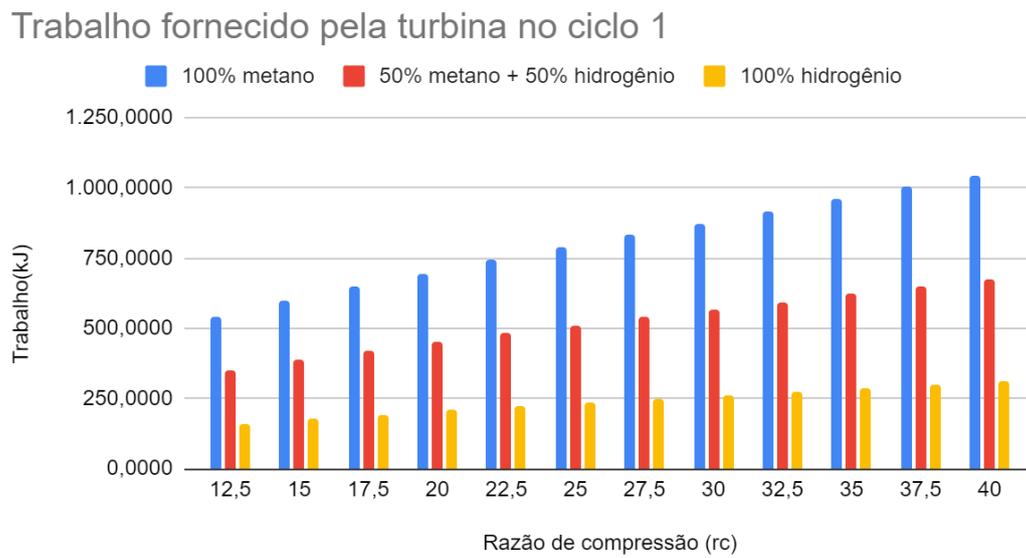


Figura 9 – Trabalho fornecido pela turbina no ciclo 2

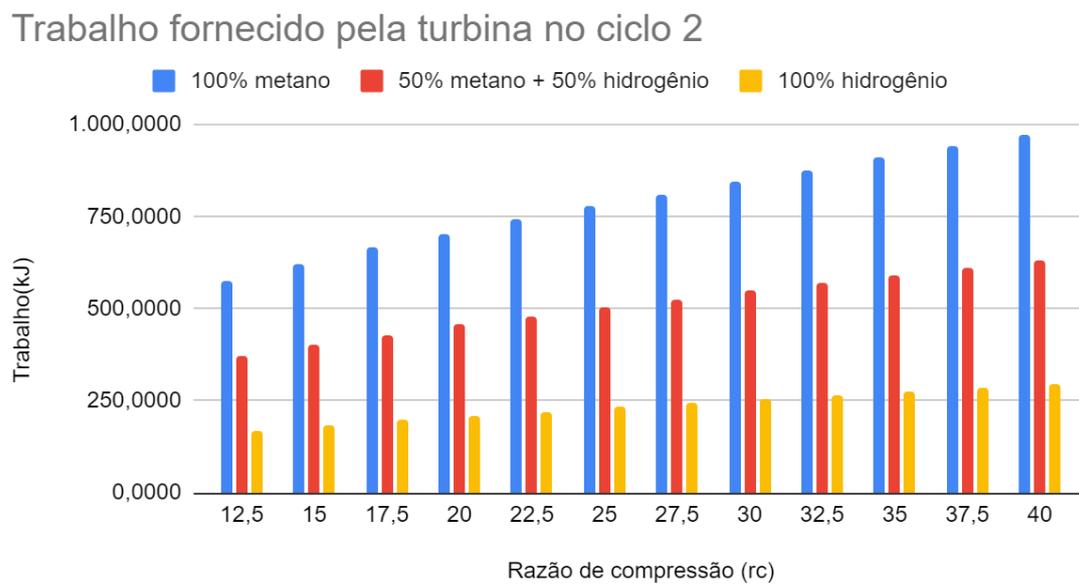
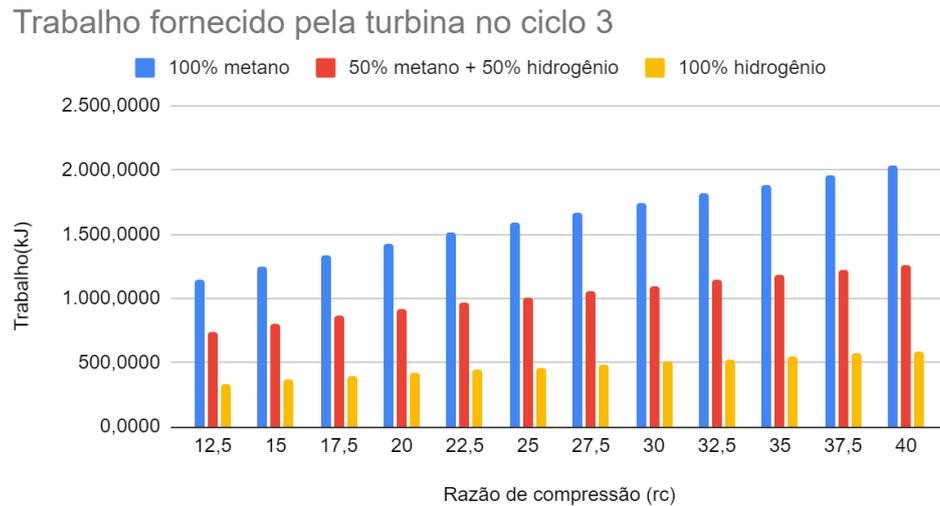


Figura 10 – Trabalho fornecido pela turbina no ciclo 3



4.3. Trabalho específico

Realizando um paralelo entre a quantidade de trabalho líquido produzida pelos ciclos (anexos 1,2 e 3), e a massa molar das misturas de combustíveis, pode ser obtida a quantidade de trabalho por grama de combustível utilizado. A Tab. 2 apresenta os valores de trabalho líquido produzido por grama de combustível utilizada para os três ciclos e as diferentes misturas de combustível.

Tabela 2- Trabalho específico

| rc | Ciclo 1 | | | Ciclo 2 | | | Ciclo 3 | | |
|------|----------|------------------|---------|----------|------------------|---------|----------|------------------|---------|
| | 100% CH4 | 50% CH4 + 50% H2 | 100% H2 | 100% CH4 | 50% CH4 + 50% H2 | 100% H2 | 100% CH4 | 50% CH4 + 50% H2 | 100% H2 |
| 10 | 14,0 | 16,2 | 33,7 | 15,2 | 17,5 | 36,1 | 30,0 | 35,0 | 72,2 |
| 12,5 | 14,8 | 17,1 | 35,7 | 15,7 | 18,1 | 37,6 | 31,3 | 36,3 | 75,1 |
| 15 | 15,3 | 17,7 | 37,1 | 16,0 | 18,5 | 38,5 | 32,1 | 37,0 | 76,9 |
| 17,5 | 15,7 | 18,2 | 38,1 | 16,2 | 18,7 | 39,0 | 32,6 | 37,4 | 78,0 |
| 20 | 16,0 | 18,5 | 38,8 | 16,2 | 18,8 | 39,2 | 32,9 | 37,5 | 78,5 |
| 22,5 | 16,2 | 18,8 | 39,4 | 16,2 | 18,7 | 39,3 | 33,0 | 37,5 | 78,7 |
| 25 | 16,3 | 18,9 | 39,7 | 16,1 | 18,7 | 39,3 | 33,0 | 37,3 | 78,6 |
| 27,5 | 16,4 | 19,0 | 39,9 | 16,0 | 18,6 | 39,1 | 32,9 | 37,1 | 78,3 |
| 30 | 16,4 | 19,0 | 40,0 | 15,9 | 18,4 | 38,9 | 32,7 | 36,8 | 77,8 |
| 32,5 | 16,4 | 19,0 | 40,1 | 15,7 | 18,2 | 38,6 | 32,5 | 36,4 | 77,2 |
| 35 | 16,4 | 19,0 | 40,0 | 15,5 | 18,0 | 38,3 | 32,2 | 36,0 | 76,5 |
| 37,5 | 16,3 | 18,9 | 39,9 | 15,3 | 17,8 | 37,8 | 31,9 | 35,5 | 75,7 |
| 40 | 16,2 | 18,8 | 39,6 | 15,1 | 17,5 | 37,4 | 31,5 | 35,0 | 74,8 |

Nota-se que para a mistura rica em hidrogênio a quantidade de trabalho produzido por grama de combustível foi, na grande parte dos casos, o dobro de quando foram utilizadas

misturas contendo metano. Isso se deve ao fato do grande potencial energético do hidrogênio em comparação com outros tipos de mistura.

4.4. Rendimento térmico

Houve um ganho em média de 1% de rendimento térmico, quando utilizado a mistura composta apenas por hidrogênio como combustível. Por outro lado, quando utilizado regenerador, em relação ao ciclo Brayton simples, o rendimento térmico é maior para razões de compressão menores que 22,5. Quando utilizado o ciclo 3, que contém inter-resfriamento, regeneração e reaquecimento, o rendimento térmico dobra em relação aos ciclos 1 e 2. A Tab. 3 apresenta os valores de rendimento térmico do ciclo para as diferentes razões de compressão, nos diferentes ciclos analisados e com as variadas misturas de combustíveis.

Tabela 3 – Rendimento térmico

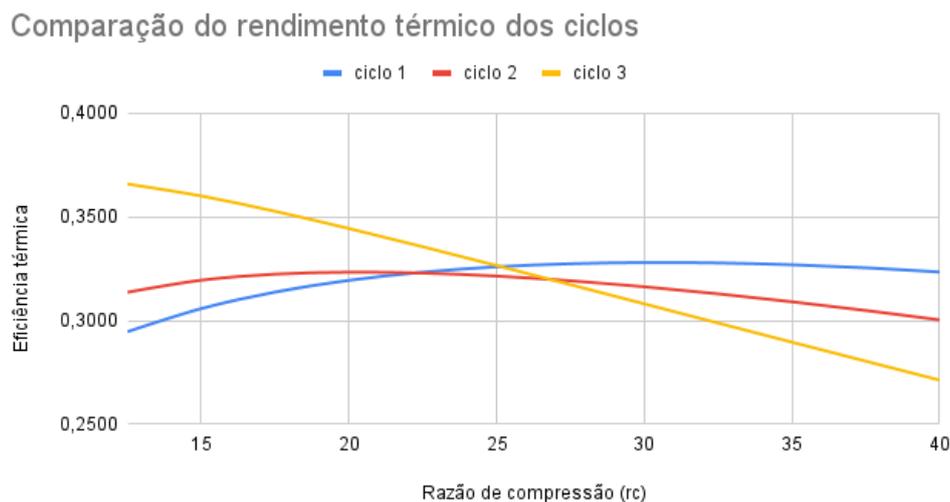
| rc | Ciclo 1 | | | Ciclo 2 | | | Ciclo 3 | | |
|------|----------|------------------|---------|----------|------------------|---------|----------|------------------|---------|
| | 100% CH4 | 50% CH4 + 50% H2 | 100% H2 | 100% CH4 | 50% CH4 + 50% H2 | 100% H2 | 100% CH4 | 50% CH4 + 50% H2 | 100% H2 |
| 10 | 27,86% | 27,84% | 27,89% | 30,32% | 30,18% | 29,87% | 36,83% | 36,78% | 36,69% |
| 12,5 | 29,46% | 29,45% | 29,53% | 31,36% | 31,26% | 31,07% | 36,57% | 36,56% | 36,60% |
| 15 | 30,57% | 30,57% | 30,69% | 31,94% | 31,88% | 31,80% | 36,00% | 36,01% | 36,16% |
| 17,5 | 31,37% | 31,37% | 31,52% | 32,23% | 32,20% | 32,23% | 35,26% | 35,30% | 35,54% |
| 20 | 31,93% | 31,95% | 32,13% | 32,33% | 32,32% | 32,46% | 34,43% | 34,50% | 34,81% |
| 22,5 | 32,33% | 32,35% | 32,56% | 32,29% | 32,31% | 32,54% | 33,55% | 33,64% | 34,01% |
| 25 | 32,59% | 32,61% | 32,85% | 32,14% | 32,19% | 32,50% | 32,65% | 32,75% | 33,18% |
| 27,5 | 32,73% | 32,77% | 33,03% | 31,91% | 31,99% | 32,38% | 31,73% | 31,85% | 32,32% |
| 30 | 32,79% | 32,83% | 33,12% | 31,62% | 31,72% | 32,19% | 30,80% | 30,94% | 31,45% |
| 32,5 | 32,77% | 32,82% | 33,13% | 31,28% | 31,40% | 31,94% | 29,88% | 30,02% | 30,57% |
| 35 | 32,68% | 32,74% | 33,08% | 30,90% | 31,04% | 31,64% | 28,96% | 29,11% | 29,69% |
| 37,5 | 32,54% | 32,60% | 32,96% | 30,48% | 30,64% | 31,30% | 28,04% | 28,20% | 28,81% |
| 40 | 32,34% | 32,40% | 32,79% | 30,03% | 30,21% | 30,92% | 27,13% | 27,30% | 27,93% |

A Fig 11 apresenta a comparação dos rendimentos térmicos de todos os ciclos analisados utilizando metano como mistura de combustível. É nítido que, para menores razões de compressão, o ciclo que apresenta maior rendimento é o de número 3. Porém quanto maior as taxas de compressão, a vantagem do ciclo 3 começa a deixar de existir, pois como existe o regenerador nesse ciclo, a temperatura de saída do compressor começa a se igualar com a temperatura de saída dos gases de exaustão.

Importante ressaltar que no ciclo 3, se não houvesse regenerador, a eficiência não necessariamente iria aumentar, pois no processo de reaquecimento há adição de uma parcela de calor que antes não era contabilizada. Porém, quando utilizada a expansão por dois estágios e reaquecimento, a temperatura de saída dos gases de exaustão é maior do que nos ciclos 1 e 2, aumentando o potencial de regeneração do ciclo. É o que ocorre na Figura 11, onde para razões de compressão baixas o potencial de regeneração do ciclo 3 é maior do que nos ciclos 1 e 2. Ou seja, o regenerador mostra-se como o responsável pelo aumento das eficiências térmicas dos ciclos 2 e 3, e à medida que a razão de

compressão aumenta o potencial de regeneração diminui, contribuindo para a queda da eficiência do ciclo 3.

Fig.11 – Comparação entre os rendimentos térmico dos ciclos 1, 2 e 3 utilizando metano.



5. CONCLUSÃO

A comparação entre os resultados do modelo computacional obtidos para os ciclos Brayton simples, Brayton com regeneração e Brayton com inter-resfriamento, regeneração e reaquecimento mostram que o comportamento do rendimento térmico quando adicionado regenerador ao ciclo simples é situacional. Para razões de compressão acima de 22,5, o regenerador perde a sua finalidade, pois a temperatura de saída da compressão começa a se igualar a temperatura de saída da turbina.

Quando adicionado hidrogênio na mistura de combustíveis, o trabalho necessário a ser fornecido para o compressor foi diminuído em 70% em relação a mistura composta apenas por metano. Porém, deve se comentar que o trabalho fornecido pela turbina também diminuiu. De maneira geral, há ganhos de rendimento térmico quando há adição de hidrogênio na mistura de combustíveis.

Seu potencial energético, quando comparado a misturas contendo metano é maior, fato que é comprovado pela quantidade de trabalho produzido por grama de mistura. Ou seja, conforme foi sendo adicionado hidrogênio à mistura houve um aumento de cerca de 100% na quantidade de trabalho produzido por grama de combustível. No melhor dos casos tendo dobrado o trabalho específico. Porém a diminuição de trabalho fornecido pela turbina requer uma análise mais específica do caso em questão.

Já plantas de turbinas a gás que funcionam com inter-resfriamento, reaquecimento e regeneração se mostraram alternativas mais eficazes, a razão de compressão menores que 25, quando comparadas ao ciclo Brayton simples, tanto em questão de rendimento térmico, quanto na produção de trabalho pela turbina. O rendimento térmico no melhor dos casos teve um aumento de 9% quando comparado ao ciclo 1.

Há outras formas de abordar o problema, a primeira delas seria aumentar a quantidade de combustíveis analisados, e verificar os seus efeitos sob as propriedades térmicas do ciclo, bem como estudar a variação do consumo específico e do trabalho específico. Além

disso, adicionar mais estágios de compressão e de expansão para verificar possíveis aumentos de rendimento térmico.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICAS

GUPTA; REHMAN; SARVIYA. Bio Fuels of the Gas Turbine: a review. **RENEWABLE AND SUSTAINABLE ENERGY REVIEWS**. v. 14. p. 2946-2955, dezembro, 2010.

GORDON, J; HULEIHILL, M; SARVIYA. General performance and characteristics of real heat engines. **JOURNAL OF APPLIED PHYSICS**. v. 72. p. 829, 1992.

HERNANDEZ et al. Power and efficiency in a regenerative gas turbine. **INTERNATIONAL JOURNAL OF ENERGY RESEARCH** . v. 28. n. 10, 1995.

VECHIARELLI et al. Analysis of a concept for increasing the efficiency of a brayton cycle via isothermal heat addition. **JOURNAL OF PHYSICS D: APPLIED PHYSICS** . v. 21. n. 2, p 113-127, fevereiro, 1997.

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R.E.; VAN WYLEN, G. J. **Fundamentos da Termodinâmica**: Tradução da 5ª edição americana. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

CARVALHO JR., J. A. et al. **Combustão aplicada**. 1. ed. Florianópolis: EdUFSC, 2018.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

DE SOUZA, Z. **Plantas de Geração Térmica a Gás**: Turbina a Gás, Turbocompressor,

GORDON, S.; MCBRIDE, B. J.; ZEHE, M. J. **NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species**. Washington D.C.: NASA, 2002.

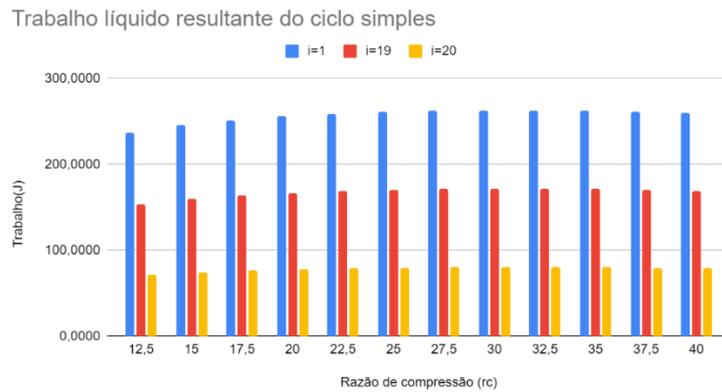
IUPAC. Notation for states and processes, significance of the word standard in chemical thermodynamics, and remarks on commonly tabulated forms of thermodynamic functions. **Pure & Applied Chemistry**, [s. l.], v. 54, n. 6, p. 1239–1250, 1982. Disponível em: <<http://media.iupac.org/publications/pac/1982/pdf/5406x1239.pdf>>

NIST. JANAF Thermochemical Tables. 2. ed. Gaithersburg: National Bureau of Standards, 1971.

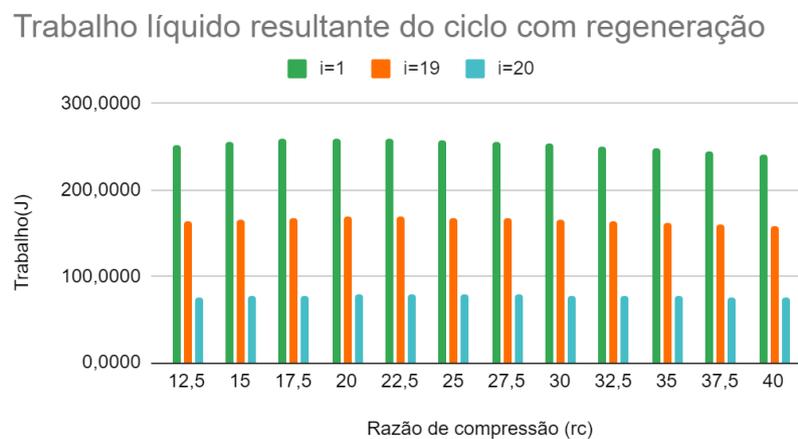
SAAD, M. A. **Compressible Fluid Flow**. 2. ed. Hoboken: Prentice Hall, 1992.

URNS, S. **An Introduction to Combustion**: Concepts and Applications. 3. ed. New York: McGraw-Hill, 2012.

ANEXO 1 – TRABALHO LÍQUIDO PARA O CICLO 1



ANEXO 2 – TRABALHO LÍQUIDO PARA O CICLO 2



ANEXO 3 – TRABALHO LÍQUIDO PARA O CICLO 3

