

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE UM CICLO COMBINADO BRAYTON/RANKINE COM DOIS
REGENERADORES EM PARALELO

por

Jerônimo Tavares dos Santos

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, dezembro de 2013.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

ANÁLISE DE UM CICLO COMBINADO BRAYTON/RANKINE COM
DOIS REGENERADORES EM PARALELO

por

Jerônimo Tavares dos Santos

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
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Thamy Cristina Hayashi
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Pedro Barbosa Mello

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira

Prof. Dr. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 04 de dezembro de 2013.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a toda minha família, especialmente meus pais, Renê Souza dos Santos e Vera Lúcia Tavares dos Santos, pelo apoio incondicional;

ao meu orientador, Prof. Luiz Alberto Oliveira Rocha, pelo tempo dedicado a este trabalho;

ao Prof. Paulo Otto Beyer por todos ensinamentos no período em que fui bolsista;

a todos amigos que trilharam ao meu lado o caminho da engenharia;

e especialmente a Vanessa Gaboardi, minha fonte de inspiração.

SANTOS, J. T.; **Análise de um ciclo combinado Brayton/Rankine com dois regeneradores em paralelo**. 2013. 20 páginas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

RESUMO

Este trabalho apresenta uma configuração de dois regeneradores em paralelo para um ciclo de geração de potência Brayton/Rankine com potência de saída fixada em 100 MW. Sendo ar-padrão e água, os fluidos de trabalho considerados para os ciclos Brayton e Rankine, respectivamente. A adição desse regenerador em paralelo com o já existente nesse tipo de ciclo acarretou também na adição de uma turbina de segundo estágio no ciclo Rankine com reaquecimento. A modificação proposta tem como objetivo principal aumentar a eficiência térmica do ciclo combinado. Para analisar se a configuração proposta de fato alcança o objetivo desejado, foi feita uma modelagem termodinâmica e uma simulação numérica de dois casos: um ciclo Brayton/Rankine comum e outro com as alterações propostas. Ao final da simulação, os dois ciclos foram comparados. Conclui-se que a nova configuração proposta apresenta os seguintes benefícios: aumento da eficiência térmica ideal em 0,9%, aumento do título nas saídas das turbinas e redução em mais de 14% das vazões mássicas de vapor necessárias.

PALAVRAS-CHAVE: ciclo combinado, eficiência térmica, regeneradores, paralelo.

SANTOS, J.T.; **Analisis of a combined cycle Brayton/Rankine with two parallel regenerators**. 2013. 20 pages. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

ABSTRACT

This work presents a configuration of two regenerators in parallel for a power generation cycle Brayton/Rankine where the power output was 100 MW. The working fluids considered for the Brayton and Rankine cycles were standard air and water, respectively. The addition of this parallel regenerator with the already existing in this type of cycle also resulted in the addition of a second stage turbine in the reheat Rankine cycle. The goal of this proposal modification is to increase the thermal efficiency of the combined cycle. To examine if the proposal configuration actually achieves the desired goal it was performed a thermodynamic modeling and numerical simulation for two cases: a common Brayton/Rankine cycle and another, with the proposed changes. By the end of the simulation, the two cycles were compared. It was concluded that the new proposed configuration presents the following benefits: it increases the ideal thermal efficiency by 0,9%, increases the quality in the steam turbines output and reduces steam required mass flow-rate by 14%.

KEYWORDS: combined cycle, thermal efficiency, regenerators, parallel.

Sumário

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1.	Objetivos	1
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
3.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	1
3.1.	Ciclo Brayton	2
3.1.1.	Compressor.....	3
3.1.2.	Trocador de calor de aquecimento ou combustor.....	3
3.1.3.	Turbina a gás	3
3.1.4.	Trocador de calor de resfriamento.....	4
3.2.	Ciclo Rankine	4
3.2.1.	Bomba.....	4
3.2.2.	Caldeira.....	5
3.2.3.	Turbina a vapor	5
3.2.4.	Condensador.....	5
3.2.5.	Superaquecimento	6
3.2.6.	Reaquecimento	6
3.3.	Ciclo Combinado Brayton/Rankine	6
3.4.	Potência líquida de saída dos ciclos Brayton, Rankine e Combinado.....	7
3.5.	Eficiência térmica ideal.....	8
4.	APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA.....	8
5.	METODOLOGIA	9
6.	ANÁLISES E RESULTADOS	11
7.	CONCLUSÕES.....	15
8.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
9.	APÊNDICE A - EQUACIONAMENTO DO CICLO BRAYTON/RANKINE REFRERÊNCIA.....	16
10.	APÊNDICE B – EQUACIONAMENTO CONSIDERADOS REGENERADORES EM PARALELO	18

1. INTRODUÇÃO

Na atual matriz energética brasileira, ciclos de geração de potência, que transformam calor proveniente da queima de combustíveis fósseis em energia elétrica, apresentam um papel cada vez mais relevante, pois, apesar de a sociedade clamar por formas de produção de energia mais limpas, esses ciclos representam uma alternativa estratégica no suprimento energético em épocas de seca e também, um método relativamente barato de se instalar unidades de produção de potência, em um país em que a demanda por energia cresce a níveis superiores ao da capacidade de produção.

Dentro desse contexto, buscar alternativas para melhorar a eficiência desses ciclos se mostra extremamente importante, tanto do ponto de vista econômico, reduzindo-se o consumo de combustível, quanto do ponto de vista ambiental, reduzindo-se as emissões de poluentes na atmosfera.

Considerando a necessidade de utilização mais eficiente dos recursos energéticos disponíveis, o presente trabalho busca propor uma nova alternativa para se melhorar o rendimento do ciclo de potência combinado Brayton/Rankine.

1.1. Objetivos

O estudo visa modelar e simular numericamente um ciclo combinado de geração de potência Brayton/Rankine com uma configuração alternativa de regeneradores de calor, onde adiciona-se um regenerador em paralelo e uma turbina de segundo estágio no ciclo combinado.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O estudo de ciclo de ciclos combinados Brayton/Rankine, com o emprego de regeneradores tem merecido a atenção de pesquisadores.

Akiba et al., 1993, criaram três programas de computadores para calcular as propriedades termodinâmicas de fluidos de trabalho e avaliar a performance do ciclo combinado Brayton/Rankine. Diversos parâmetros do ciclo foram variados para se analisar seus efeitos na performance do ciclo combinado em plantas de potência. Segundo os autores deste artigo, os resultados obtidos de forma numérica, foram extremamente compatíveis com dados de plantas de potência em atividade.

Khaliq e Kaushik, 2004, aplicaram a segunda lei da termodinâmica em um ciclo de potência combinado Brayton/Rankine com reaquecimento da turbina a gás. Foram investigados os efeitos da pressão, temperatura, número de reaquecimentos e perda de pressão. Constatou-se que na câmara de combustão era destruída mais de 50% de toda a exergia destruída no ciclo e que a eficiência do ciclo e as máximas potências de saída eram encontradas a uma pressão média e eram incrementadas significativamente quando se utilizava dois estágios de reaquecimento. Entretanto, para mais de dois estágios de reaquecimento, a eficiência e a potência de saída ganhavam incrementos cada vez menores.

Bejan et al., 2012, constataram que o caminho para melhorar a eficiência de regeneradores, visando máxima transferência de calor e mínima perda de carga, era fazer com que as atuais estruturas de canais paralelos se transformassem em estruturas mais complexas, na forma de canais dendríticos, sendo que a forma de árvore se mostrou uma tendência de evolução.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Em um sistema de geração de potência, em que se usa o ciclo combinado Brayton/Rankine, vários dispositivos são utilizados para que se efetuem as trocas de calor e conversões de energia, visando transformar calor proveniente de uma determinada fonte, normalmente combustíveis fósseis, em trabalho útil.

No seguimento deste texto, estes ciclos e seus componentes serão abordados, mostrando-se o seu modelamento matemático, segundo [Moran e Shapiro, 2002]. Para simplificar esse modelamento, as seguintes hipóteses foram feitas:

- Sistema em regime permanente;
- Ar modelado como gás ideal, com coeficiente politrópico $k = 1,4$;
- Perdas de carga e de calor desprezíveis;
- Energias cinética e potencial desprezíveis;
- Bombas, compressores, turbinas e regeneradores são adiabáticos.

3.1. Ciclo Brayton

O ciclo Brayton é um sistema de potência com turbina a gás. Entretanto, fazendo-se uma análise idealizada, considera-se que o fluido de trabalho é o ar-padrão, ou simplesmente ar.

Normalmente, o ciclo Brayton utilizado em instalações de potência é formado por quatro elementos básicos, um compressor, um trocador de calor (onde o fluido de trabalho recebe calor), uma turbina e um segundo trocador de calor (onde ocorre rejeição de calor).

No caso que será discutido neste texto, o ciclo é aberto, ou seja, após o ar-padrão passar pelo último elemento do ciclo, nesse caso o trocador de calor de rejeição, ele não volta ao compressor, primeiro componente do ciclo, e sim, é exaurido para a atmosfera. Um diagrama temperatura-entropia desse ciclo pode ser visto na figura 3.1, sendo o caso (a) um ciclo ideal e o caso (b), o mesmo ciclo, porém para o caso real, onde irreversibilidades são consideradas.

Abaixo, são listados os processos termodinâmicos que ocorrem com o fluido de trabalho, ao passar por cada componente do ciclo, considerando-se caso ideal.

Processo 1-2: Compressão isoentrópica por meio do compressor.

Processo 2-3: Ganho de calor pelo trocador de calor de aquecimento/combustor.

Processo 3-4: Expansão isoentrópica através da turbina.

Processo 4-5: Rejeição de calor através do trocador de calor de resfriamento.

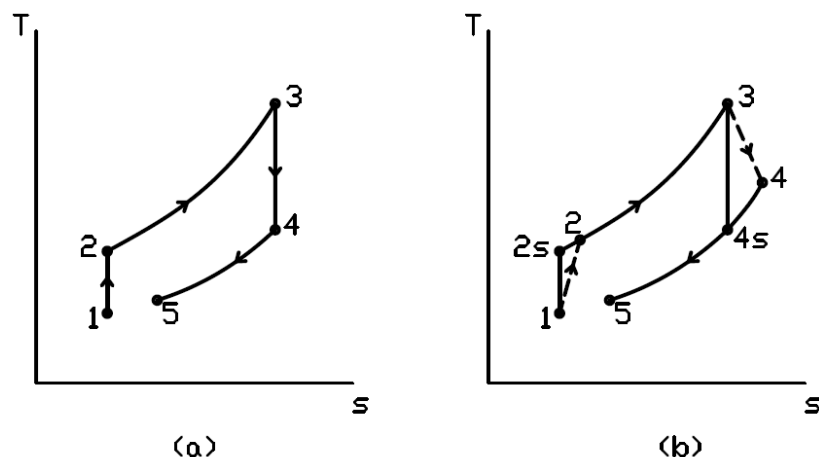


Figura 3.1. (a) Diagrama temperatura-entropia de um ciclo Brayton ideal e aberto. (b) Diagrama temperatura-entropia para um ciclo Brayton real, aberto.

3.1.1. Compressor

Esse componente tem a função de fornecer trabalho na forma de compressão ao fluido de trabalho, nesse caso o ar-padrão. Fazendo-se balanços de massa e energia em um volume de controle no compressor, chega-se a equação 3.1.

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}_a} = h_2 - h_1 \quad (3.1)$$

sendo \dot{W}_c/\dot{m}_a a potência por unidade de massa consumida pelo compressor em [kJ/kg] e h_1 e h_2 , respectivamente, as entalpias específicas do ar na entrada e na saída do compressor, em [kJ/kg].

Uma correção para o caso real, onde são consideradas as irreversibilidades, pode ser obtida através da equação 3.2, desde que seja conhecida a eficiência isoentrópica do compressor η_c , sendo h_{2s} a entalpia específica na saída do compressor para o caso ideal em [kJ/kg].

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.2)$$

3.1.2. Trocador de calor de aquecimento ou combustor

O trocador de calor de aquecimento é na maioria das vezes uma câmara de combustão, onde o ar comprimido é misturado a algum combustível para, logo após, ocorrer o processo de combustão, resultando no aquecimento desta mistura.

Apesar de nesta etapa o ar atmosférico ser misturado a outros componentes do combustível, para que se obtenha um equacionamento mais simplificado, continua-se considerando o fluido de trabalho como ar-padrão.

Um volume de controle no trocador de calor de aquecimento e balanços de massa e energia conduzem a equação 3.3.

$$\frac{\dot{Q}_{2-3}}{\dot{m}_a} = h_3 - h_2 \quad (3.3)$$

onde \dot{Q}_{2-3}/\dot{m}_a é o calor por unidade de massa entregue ao ar em [kJ/kg] e h_3 é a entalpia específica do ar-padrão na saída do combustor, em [kJ/kg].

3.1.3. Turbina a gás

Neste componente ocorre a expansão do fluido de trabalho e conseqüentemente a extração de trabalho, fazendo-se um volume de controle e balanços de massa e energia na turbina é obtida a equação 3.4. Uma correção para o caso real, onde é levada em consideração a eficiência isoentrópica da turbina, pode ser obtida através da equação 3.5.

$$\frac{\dot{W}_{ta}}{\dot{m}_a} = h_3 - h_4 \quad (3.4)$$

$$\eta_{ta} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.5)$$

sendo \dot{W}_{ta}/\dot{m}_a a potência por unidade de massa gerada na turbina em [kJ/kg], h_{4s} e h_4 , as entalpias específicas do ar na saída da turbina, para os casos ideal e real, respectivamente, em [kJ/kg] e η_{ta} a eficiência isoentrópica da turbina.

3.1.4. Trocador de calor de resfriamento

Nesse componente do ciclo ocorre a rejeição de calor, ou seja, nele é retirado calor do ar, antes que o mesmo seja exaurido para a atmosfera. Aplicando-se um volume de controle no trocador de calor de resfriamento e fazendo-se balanços de massa e energia, é obtida a equação 3.6.

$$\frac{\dot{Q}_{sai}}{\dot{m}_a} = h_4 - h_5 \quad (3.6)$$

sendo, \dot{Q}_{sai}/\dot{m}_a o calor por unidade de massa que é retirado do fluido de trabalho em [kJ/kg] e h_5 a entalpia específica na saída do combustor, em [kJ/kg].

3.2. Ciclo Rankine

O ciclo Rankine é um sistema de potência a vapor, quatro elementos básicos constituem o ciclo Rankine na sua forma mais simples, são eles: bomba, caldeira, turbina e condensador. Do ponto de vista do fluido de trabalho, ocorrem quatro processos, que, para o caso ideal são:

Processo 6-7: Ganho de calor ao passar pela caldeira.

Processo 7-8: Expansão isoentrópica através da turbina.

Processo 8-9: Rejeição de calor através do condensador.

Processo 9-6: Compressão isoentrópica por meio da bomba.

Na figura 3.2 (a), pode ser visto um exemplo deste ciclo ideal, onde são mostrados os processos que ocorrem com o fluido de trabalho com relação a sua curva de saturação, em função de um gráfico temperatura-entropia. Já na figura 3.2 (b), é mostrado o ciclo real, onde são consideradas irreversibilidades nos componentes do ciclo.

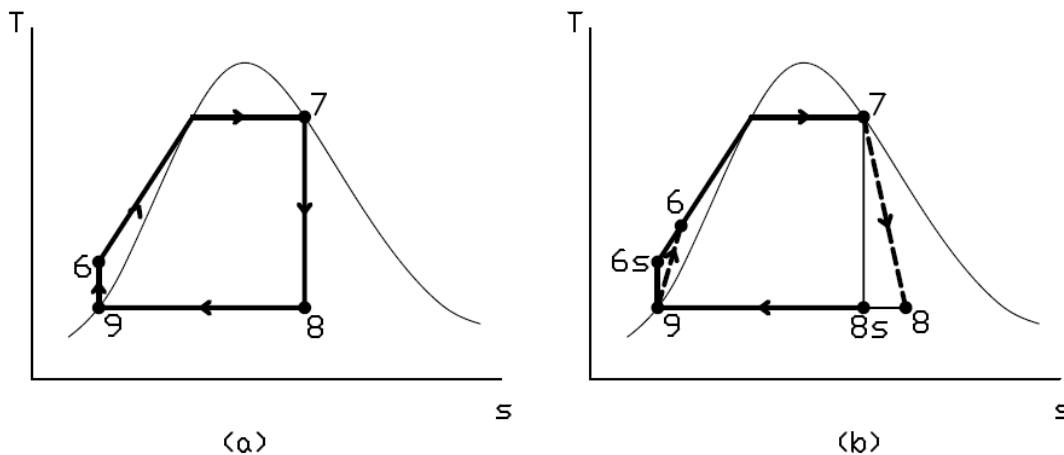


Figura 3.2. (a) Diagrama temperatura-entropia para um ciclo Rankine ideal. (b) Diagrama temperatura-entropia para um ciclo Rankine consideradas as irreversibilidades.

3.2.1. Bomba

Esse componente tem a função de bombear o líquido condensado com uma pressão mais elevada para dentro da caldeira. Fazendo-se os balanços de massa e energia em um volume de controle na bomba, é obtida a equação 3.7.

Conhecendo-se a eficiência isoentrópica da bomba pode-se fazer uma correção para o caso real através da equação 3.8.

$$\frac{\dot{W}_b}{\dot{m}_w} = h_6 - h_9 \quad (3.7)$$

$$\eta_b = \frac{h_{6s} - h_9}{h_6 - h_9} \quad (3.8)$$

onde \dot{W}_b/\dot{m}_w é a potência por unidade de massa consumida pela bomba em [kJ/kg], h_9 a entalpia específica do líquido saturado na entrada da bomba e h_{6s} e h_6 são as entalpias específicas do líquido comprimido na saída da bomba em [kJ/kg], para os casos ideal e real, respectivamente.

3.2.2. Caldeira

Através da caldeira é entregue calor ao fluido de trabalho, de modo que o mesmo passe do estado de líquido comprimido até o estado de vapor saturado. Considerando-se um volume de controle sobre toda a estrutura da caldeira e fazendo-se balanços de energia e massa, é obtida a equação 3.9.

$$\frac{\dot{Q}_{6-7}}{\dot{m}_w} = h_7 - h_6 \quad (3.9)$$

onde \dot{Q}_{6-7}/\dot{m}_w é o calor por unidade de massa entregue ao fluido de trabalho em [kJ/kg] e h_7 é a entalpia específica do vapor saturado na saída da caldeira, em [kJ/kg].

3.2.3. Turbina a vapor

Na turbina ocorre a expansão do vapor proveniente da caldeira. O vapor entra nesse componente a elevadas pressões e temperaturas e se expande gerando trabalho útil no eixo da turbina, saindo dela a pressões e temperaturas menores. Através de um balanço de massa e energia em um volume de controle na turbina, desconsiderando-se perdas, chega-se a equação 3.10.

A entalpia real do fluido de saída da turbina pode ser obtida caso se conheça a eficiência isoentrópica da mesma. Nesse caso, utiliza-se a equação 3.11.

$$\frac{\dot{W}_{tw}}{\dot{m}_w} = h_7 - h_8 \quad (3.10)$$

$$\eta_{tw} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8s}} \quad (3.11)$$

onde \dot{W}_{tw}/\dot{m}_w é a potência por unidade de massa gerada pela turbina em [kJ/kg] e h_8 e h_{8s} são as entalpias específicas do vapor na saída da turbina em [kJ/kg], para os casos real e ideal, respectivamente.

3.2.4. Condensador

No condensador ocorre rejeição de calor do fluido de trabalho proveniente da turbina na forma de vapor, ou mistura (vapor + líquido saturado), para um segundo fluido, chamado de fluido de arrefecimento. Como esse ciclo é fechado, essa etapa é essencial para que todo o vapor se transforme em líquido saturado e possa ser bombeado novamente para a caldeira.

Balanços de energia e massa através de um volume de controle no condensador levam a equação 3.12.

$$\frac{\dot{Q}_{8-9}}{\dot{m}_w} = h_8 - h_9 \quad (3.12)$$

onde \dot{Q}_{8-9}/\dot{m}_w é o calor por unidade de massa absorvido pelo condensador em [kJ/kg] e h_9 é a entalpia específica do vapor na saída do condensador, em [kJ/kg].

3.2.5. Superaquecimento

Apesar de não haver o impedimento de se ter vapor saturado na entrada da turbina, o mais indicado é que a turbina opere apenas com vapor. Logo, uma medida benéfica ao ciclo é entregar uma energia extra ao fluido de trabalho na saída da caldeira através da utilização de um gerador de vapor, passando-o para o estado de vapor superaquecido. Essa medida, além de ajudar a evitar um título muito baixo na saída da turbina, ainda eleva a eficiência térmica do ciclo.

Para fins de equacionamento, se considera que o gerador de vapor está dentro do volume de controle da caldeira, não se alterando em nada a formulação já descrita no item 3.2.2 deste trabalho.

3.2.6. Reaquecimento

O reaquecimento é uma modificação adicional usualmente utilizada em instalações de potência, nesse caso, o vapor não se expande diretamente até a pressão do condensador em um único estágio, pois é adicionada uma turbina de segundo estágio.

Sendo assim, o vapor se expande até uma pressão intermediária através da turbina do primeiro estágio chegando a um valor intermediário de pressão. A seguir, ele é reaquecido. Costumeiramente esse reaquecimento se dá através de um circuito que faz com que o vapor passe novamente pela caldeira, para somente então, passar por uma turbina de segundo estágio, quando a sua pressão diminui até o nível da pressão no condensador.

O equacionamento da turbina de segundo estágio é igual ao caso já demonstrado para apenas uma turbina, somente alterando-se as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho.

Representações dos efeitos do superaquecimento e do reaquecimento no ciclo Rankine podem ser visualizadas na figura 3.3, onde é mostrado um diagrama temperatura-entropia.

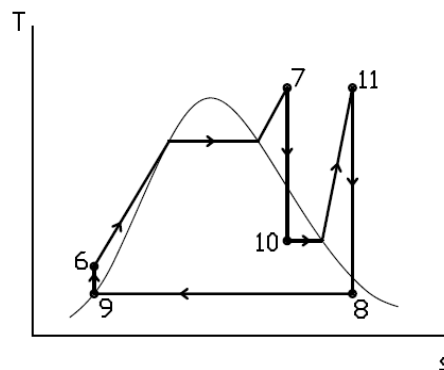


Figura 3.3 Diagrama temperatura-entropia para um ciclo Rankine ideal com superaquecimento e com reaquecimento.

3.3. Ciclo Combinado Brayton/Rankine

O ciclo combinado Brayton/Rankine, como o próprio nome já indica, é uma união dos ciclos Brayton e Rankine, de maneira a se aumentar a eficiência do conjunto, ou seja, o ciclo combinado possui uma eficiência maior do que cada um dos ciclos individualmente.

O que de fato ocorre, conforme é mostrado na figura 3.4, é que, ao invés de se ter uma caldeira para entregar calor ao fluido de trabalho do ciclo Rankine, se tem um regenerador,

cuja função é extrair calor proveniente do ar de exaustão da turbina do ciclo Brayton e entregá-lo ao fluido de trabalho do ciclo Rankine.

Comumente no ciclo combinado, se nomeia o ciclo Brayton como ciclo superior e o Rankine como inferior.

Fazendo-se um volume de controle no regenerador do ciclo combinado e aplicando-se balanços de massa e energia, é obtida a equação 3.13.

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} = \frac{h_4 - h_5}{h_7 - h_6} \quad (3.13)$$

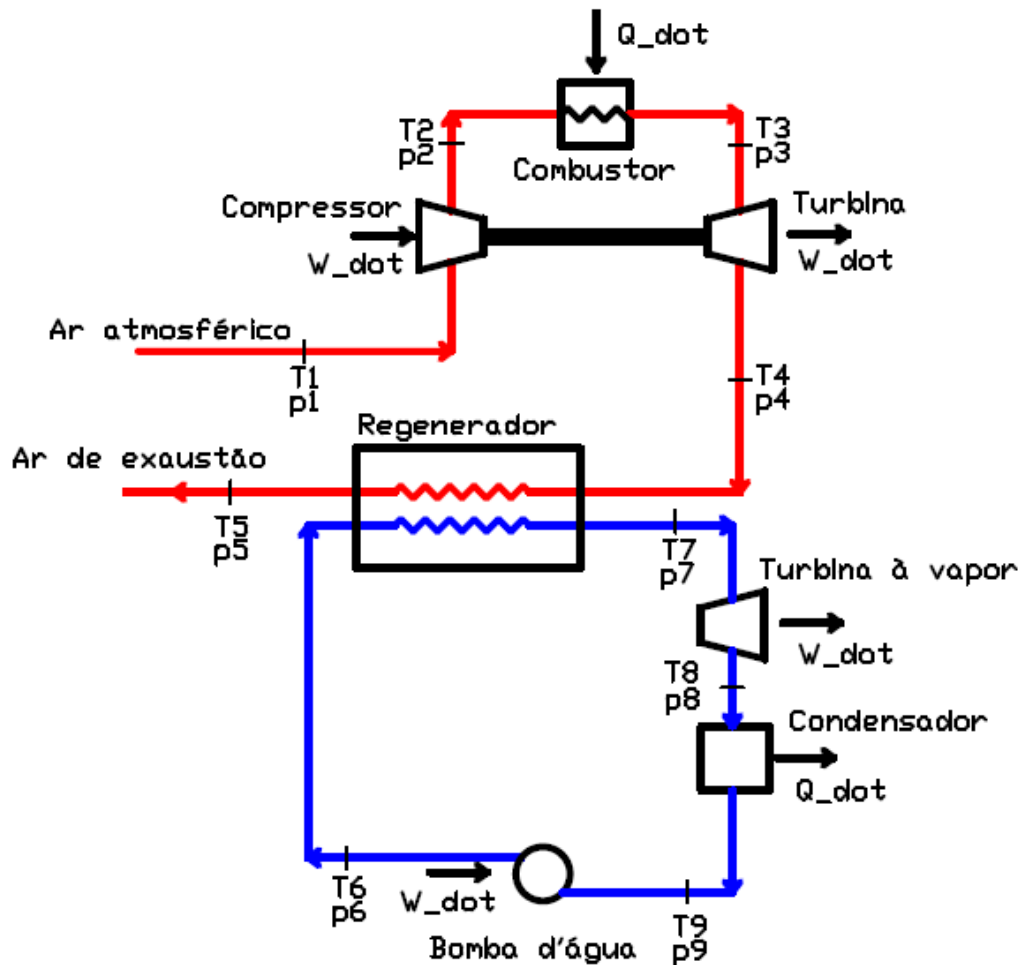


Figura 3.4. Representação de um ciclo combinado Brayton/Rankine comum

3.4. Potência líquida de saída dos ciclos Brayton, Rankine e Combinado.

Nestes ciclos de potência, a potência líquida de saída é considerada como sendo a diferença entre as potências geradas pelas turbinas descontando-se a potência utilizada pelos elementos de elevação da pressão dos fluidos de trabalho, compressores no ciclo Brayton e bombas no ciclo Rankine. Já para o ciclo combinado, a potência líquida de saída é a soma das potências líquidas de cada um dos ciclos separadamente.

Logo, fazendo-se esses balanços potência nestes três ciclos, são obtidas as equações 3.14, 3.15 e 3.16, respectivamente, para os ciclos Brayton, Rankine e Combinado.

$$\dot{W}_a = \dot{W}_{ta} - \dot{W}_c \quad (3.14)$$

$$\dot{W}_w = \dot{W}_{tw} - \dot{W}_b \quad (3.15)$$

$$\dot{W}_t = \dot{W}_a + \dot{W}_w \quad (3.16)$$

onde \dot{W}_t é a potência líquida total obtida no ciclo combinado em [kW].

3.5. Eficiência térmica ideal

A eficiência térmica ideal é definida como o trabalho líquido total produzido por um determinado ciclo de potência dividido pelo calor externo que foi entregue a ele. Aplicando-se essa definição ao ciclo combinado, é obtida a equação 3.17.

$$\eta_{tcc} = \frac{\dot{W}_t}{\dot{Q}_{2-3}} \quad (3.17)$$

onde η_{tcc} é a eficiência térmica ideal do ciclo combinado Brayton/Rankine comum.

4. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Conforme citado anteriormente, a utilização de ciclos combinados Brayton/Rankine representa uma grande melhora na eficiência de plantas de geração de potência se comparado à utilização desses mesmos ciclos de forma isolada. Entretanto, devido à necessidade constante de se melhorar o rendimento desse tipo de sistema, até mesmo o ciclo combinado deve ser estudado mais a fundo e novas soluções para aumentar sua eficiência devem ser propostas.

Assim sendo, é sugerida uma nova configuração para este ciclo. Nela se buscará o aumento de eficiência através da inserção de um regenerador extra e de uma turbina de segundo estágio, utilizando-se do conceito de reaquecimento para o ciclo Rankine.

Foi proposto que esse regenerador extra ficaria em paralelo com o já existente, conforme figura 4.1, ou seja, o ar quente proveniente da turbina a gás (em vermelho na figura 4.1) se dividiria em dois fluxos à mesma temperatura, um deles passaria pelo regenerador 1 e seria destinado a aquecer o vapor de entrada da turbina de primeiro estágio; a esse fluxo se deu o nome \dot{m}_{4a} . Já o segundo fluxo, seria destinado a reaquecer o vapor de saída da turbina do primeiro estágio através do regenerador 2; a esse fluxo se deu o nome de \dot{m}_{4b} . Tanto \dot{m}_{4a} , quanto \dot{m}_{4b} , são considerados em [kg/s].

É importante ressaltar que apesar de terem sido adicionados mais dois pontos ao ciclo Brayton, continuou-se a considerar eles como pontos 4 e 5, isso pôde ser feito, porque além do ar entrar a mesma temperatura em ambos regeneradores, também foi considerado que ele sairia à mesma temperatura.

Conforme mostrado na figura 4.1, foram adicionados os pontos 10 e 11 na parte do ciclo Rankine, decorrente da adição do reaquecimento. Logo, surgiu a necessidade de se fazer volumes de controle e balanços de massa, energia e potência nos componentes adicionados (regenerador 2 e turbina de segundo estágio), a partir destes procedimentos, as equações 4.1 a 4.8 foram adicionadas ao sistema. Pode-se reparar que muitas das equações 4.1 a 4.8 são correções das equações 3.10, 3.11, 3.13 e 3.15 que foram retiradas do sistema que modela o caso com regeneradores em paralelo.

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{4a}} = \frac{h_4 - h_5}{h_7 - h_6} \quad (4.1)$$

$$\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{4b}} = \frac{h_4 - h_5}{h_{11} - h_{10}} \quad (4.2)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{4a} + \dot{m}_{4b} \quad (4.3)$$

$$\frac{W_{wa}}{\dot{m}_w} = h_7 - h_{10} \quad (4.4)$$

$$\frac{\dot{W}_{wb}}{\dot{m}_w} = h_{11} - h_8 \quad (4.5)$$

$$\eta_{twa} = \frac{h_7 - h_{10s}}{h_7 - h_{10s}} \quad (4.6)$$

$$\eta_{twb} = \frac{h_{11} - h_8}{h_{11} - h_{8s}} \quad (4.7)$$

$$\dot{W}_w = \dot{W}_{wa} + \dot{W}_{wb} - \dot{W}_b \quad (4.8)$$

onde \dot{W}_{wa} e \dot{W}_{wb} são, respectivamente, as potências produzidos pelas turbinas de primeiro e segundo estágio em [kW], h_{10} e h_{10s} as entalpias específicas na saída da turbina de primeiro estágio do ciclo inferior e h_{11} a entalpia específica de entrada do vapor na turbina de segundo estágio, todas em [kJ/kg].

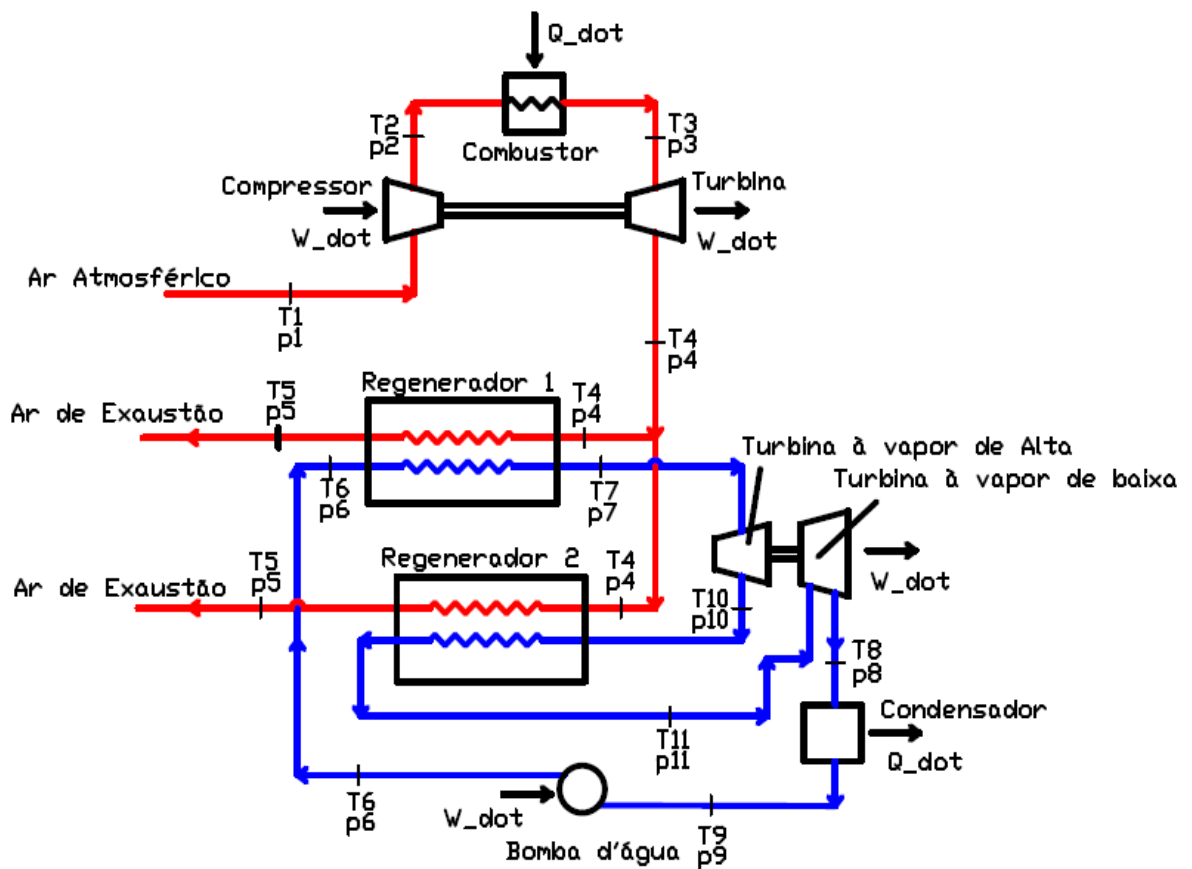


Figura 4.1. Representação do ciclo combinado Brayton/Rankine estudado, com regeneradores em paralelo.

5. METODOLOGIA

A metodologia empregada foi a modelagem termodinâmica, utilizando-se das equações anteriormente descritas neste trabalho, a simulação numérica e a comparação entre os resultados obtidos para dois sistemas, sendo um desses sistemas um caso base, onde foi considerado um ciclo combinado igual ao da figura 3.4 e um segundo caso, no qual se utilizou o ciclo da figura 4.1.

Nesse segundo caso, foram considerados os mesmos dados de entrada do caso base, porém foram adicionadas as mudanças decorrentes da inserção do regenerador em paralelo e da turbina de segundo estágio.

Fez-se essa consideração, de que os dados de entrada do caso base deveriam ser mantidos, para se ter uma comparação fiel entre os dois casos, uma vez que alterações nas propriedades termodinâmicas dos fluidos utilizados, ou na eficiência dos componentes do ciclo, poderiam acarretar em disparidades na comparação.

Os sistemas de equações algébricas não lineares foram resolvidos utilizando o software Interactive Thermodynamics (IT) e as propriedades termodinâmicas dos fluidos envolvidos, ar-padrão e água, foram obtidas na biblioteca do programa. O equacionamento utilizado pode ser visto nos apêndices A (ciclo base) e B (ciclo com alterações propostas) deste trabalho.

O programa IT possui uma análise de resíduos, ou seja, após resolver as equações não lineares, o programa informa os resíduos numéricos em cada equação do sistema. Isso é interessante para que se possa validar a solução obtida. No presente trabalho todas as equações tiveram resíduos inferiores a 10^{-26} , podendo se considerar que erros numéricos não influenciaram nos resultados.

De fato, os fatores que mais podem levar a modelagem desenvolvida neste trabalho a se distanciar da realidade, são as hipóteses citadas na fundamentação teóricas deste texto. Foram elas: Sistema em regime permanente; Ar modelado como gás ideal, com coeficiente politrópico $k = 1,4$; Perdas de carga e de calor desprezíveis; Energias cinética e potencial desprezíveis; Bombas, compressores, turbinas e regeneradores são adiabáticos.

Porém, não será analisado o quanto essas considerações afastam o modelo utilizado da realidade.

Na figura 3.4 podem ser vistos os pontos considerados no ciclo Brayton/Rankine comum, ao passo que na figura 4.1, se pode visualizar os pontos adicionados devido às modificações proposta, pontos 10 e 11, lembrando que os pontos 4 e 5 do ciclo Brayton foram considerados os mesmos.

As propriedades termodinâmicas utilizadas para compor o caso base, bem como as eficiências dos componentes do ciclo e a potência líquida de saída, podem ser vistas na tabela 5.1. Conforme dito anteriormente, se considerou os mesmos valores para o caso proposto. Dessa forma, os únicos pontos em que havia algum grau de liberdade no ciclo, eram os pontos 10 e 11, pontos que foram adicionados posteriormente.

Tabela 5.1 Propriedades termodinâmicas, eficiências e potência total considerada para o caso base.

Variável	Valor	Unidade
T_1	300	K
p_1	100	kPa
T_3	1.400	K
p_3	1.200	K
p_4	100	kPa
T_5	480	K
p_5	100	kPa
T_7	673	K
p_7	8.000	kPa
p_8	8	kPa
p_9	8	kPa
\dot{W}_t	100.000	kW
η_c	0,84	
η_{ta}	0,88	
η_{tw}	0,9	
η_b	0,8	

Entretanto, foi considerado que a temperatura pós-reaquecimento T11, seria igual a 673 [K], ou seja, igual a temperatura T7, (temperatura de saída do vapor do regenerador para o caso base). Essa consideração foi feita para que pudesse se considerar que, tanto o regenerador do caso base, quanto os regeneradores do caso proposto, tinham a mesma capacidade.

Sendo assim, após aplicar a condição de que T11 seria igual T7, a única variável termodinâmica que continuou livre para que se testasse a sua influência no ciclo com regeneradores em paralelo foi a pressão no ponto 10, ou seja, a pressão intermediária entre os estágios das turbinas a vapor. Vale lembrar que as pressões nos pontos 10 e 11 são consideradas iguais.

Modelado o equacionamento do ciclo com regeneradores em paralelo, variou-se os valores de pressão no ponto 10 de 400 a 1500 kPa, tomando-se intervalos de 100kPa. Assim, obteve-se as respostas do ciclo nessa faixa de pressão. Os valores obtidos com essa análise foram então comparados com os obtidos ao se considerar o ciclo básico

É importante ressaltar que se escolheu esse intervalo de pressões porque o título na saída da turbina de primeiro estágio do ciclo inferior, sempre ficava dentro da região de saturação. Valores de pressão acima de 1500 kPa, ou seja, na região de vapor superaquecido, também foram analisados. Entretanto, em vista da eficiência do ciclo não se elevar consideravelmente e o título na saída da turbina de segundo estágio diminuir bruscamente, ficando abaixo de 90%, esses resultados foram descartados e suprimidos deste texto.

6. ANÁLISES E RESULTADOS

Aplicada a metodologia descrita anteriormente e resolvidos os sistemas de equações, foram obtidos os diversos parâmetros de importância dos ciclos estudados. Considerou-se que os parâmetros que deveriam ser comparados seriam: eficiência, vazões mássicas, potência nas turbinas, títulos nas saídas das turbinas a vapor e calor externo entregue ao ciclo.

Os resultados obtidos para os parâmetros mais relevantes do caso base são demonstrados na tabela 6.1.

Tabela 6.1 Principais resultados obtidos na simulação do caso base

Variável	Valor	Unidade
\dot{m}_a	239,8	kg/s
\dot{m}_w	30,44	kg/s
η_{tcc}	0,4939	
\dot{Q}_{23}	202.500	kW
\dot{W}_a	6,89E+04	kW
\dot{W}_w	3,11E+04	kW
x_8	0,8034	

Já os resultados obtidos para o caso de regeneradores em paralelo, podem ser vistos através dos gráficos contidos nas figuras 6.1, 6.2, 6.3, 6.4 e 6.5.

Como pode ser visto na figura 6.1, com a elevação da pressão no ponto 10, houve um acréscimo de eficiência térmica do ciclo combinado, começando em 49,46% para a pressão de 400 [kPa], chegando a 49,84% para a pressão de 1.500 [kPa].

Também pode-se concluir, comparando-se os resultados da figura 6.1 com a tabela 6.1, que o ciclo proposto se mostrou mais eficiente que o caso base, podendo essa diferença de eficiência térmica chegar a 0,45% na melhor das hipóteses. Analisando por outra ótica, isso significa que o ciclo base se convertido em um ciclo com regeneradores em paralelo teria sua eficiência aumentada em 0,91%.

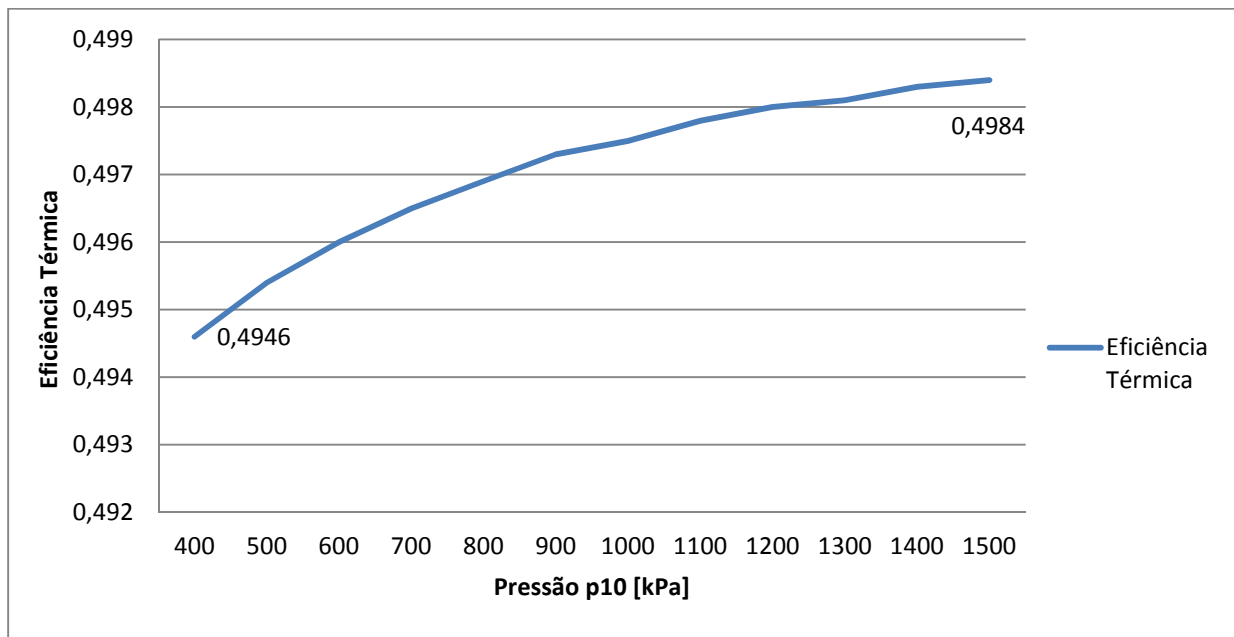


Figura 6.1. Gráfico da variação da eficiência térmica ideal do ciclo com regeneradores em paralelo em função da variação da pressão no ponto 10.

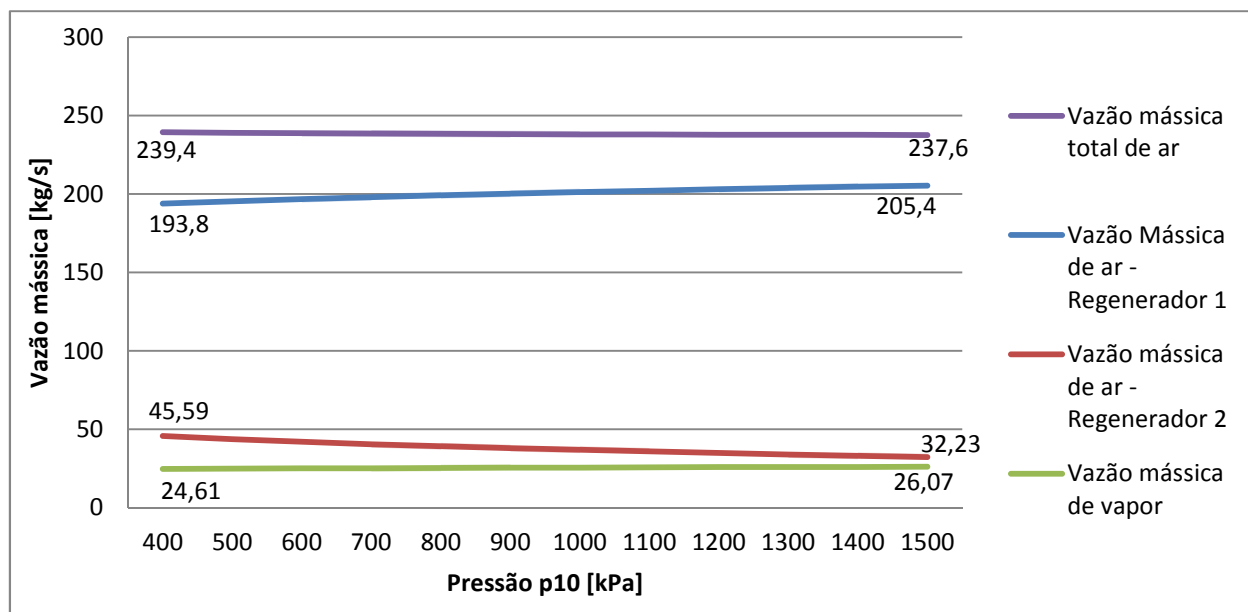


Figura 6.2 Gráfico da variação das vazões mássicas dos fluidos de trabalho em função da variação da pressão no ponto 10, para o caso de regeneradores em paralelo.

O gráfico mostrado na figura 6.2, revela que será necessária uma menor vazão mássica de ar para o caso em que são utilizados regeneradores em paralelo, principalmente para pressões próximas a 1500 [kPa] no ponto 10.

Também pôde-se perceber que, a medida que a pressão p10 aumenta, a vazão mássica de ar que passa pelo regenerador 1 também se eleva, enquanto que para o regenerador 2 há uma redução da vazão mássica de ar. Esse resultado é compreensível, uma vez que se a pressão intermediária entre os estágios das turbinas a vapor, p10, aumenta, menos energia é necessária no segundo regenerador para elevar o fluido de trabalho até as propriedades consideradas no ponto 11.

Pode-se notar que essa energia excedente que deixa de passar no segundo regenerador é utilizada principalmente no primeiro regenerador, onde uma vazão mássica de líquido comprimido, crescente em relação ao aumento de p_{10} , tem que ser transformada em vapor superaquecido.

Ainda com relação a figura 6.2, é possível perceber que a vazão mássica de vapor aumenta gradativamente com o aumento de p_{10} . Entretanto, se comparado com o caso base, mesmo para a maior p_{10} estudada, a vazão mássica de vapor se reduz bastante para o caso de regeneradores em paralelo, sendo no pior dos casos, 14,3 % menor que a vazão mássica de vapor do caso base. Essa redução tem o benefício de se ter instalações mais enxutas.

Analisando-se os gráficos das figuras 6.2 e 6.3 em conjunto, pode-se ver que, como era de se esperar, a redução da vazão total de ar foi consequência da redução de calor externo fornecido ao ciclo, que pode ser notada na figura 6.3.

Comparando-se o melhor caso do ciclo com regeneradores em paralelo e o caso base, obteve-se uma redução de aproximadamente 0,9% de calor entregue ao ciclo e de vazão mássica de ar quando se utilizava a configuração proposta.

Se for considerado que as proporções de mistura para combustão, ar mais combustível, são iguais em ambos os casos, essa redução de aproximadamente 0,9% constatada para vazão total de ar e para calor entregue ao ciclo, significaria uma redução no consumo de combustível também igual a 0,9%. Se ainda for considerado que uma instalação de potência pode permanecer ativa por mais de 20 anos, a longo prazo, uma grande quantidade de combustível pode ser economizada.

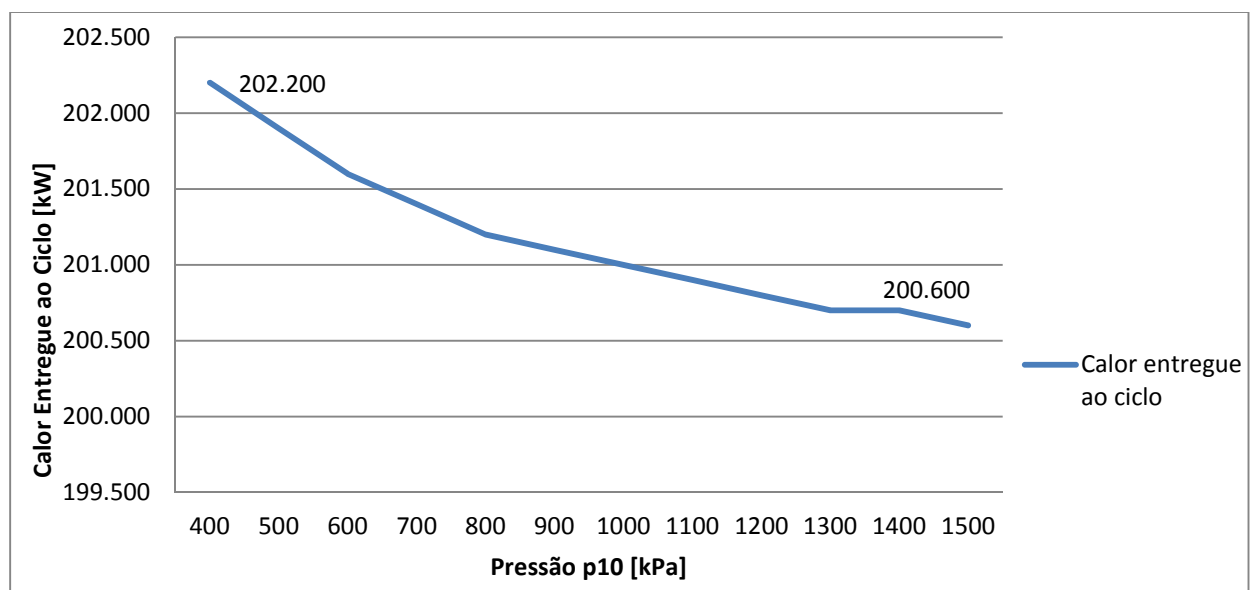


Figura 6.3 Gráfico da variação do calor externo entregue ao ciclo em função da variação da pressão no ponto 10, ciclo com regeneradores em paralelo.

Pode-se visualizar no gráfico da figura 6.4, que os títulos resultantes para o caso em que foram simulados regeneradores em paralelo, se mostraram mais adequados do que para o caso base. Essa melhoria era esperada, uma vez que, com a adição de um regenerador, se adicionou também um processo de reaquecimento ao ciclo.

Esse aumento do título, passando de 80,34% do caso base, para um mínimo de 91,51% no caso de regeneradores em paralelo, significa um desgaste menor nas turbinas a vapor, uma vez que essas são projetadas para trabalharem preferencialmente com vapor, sendo o líquido danoso para elas.

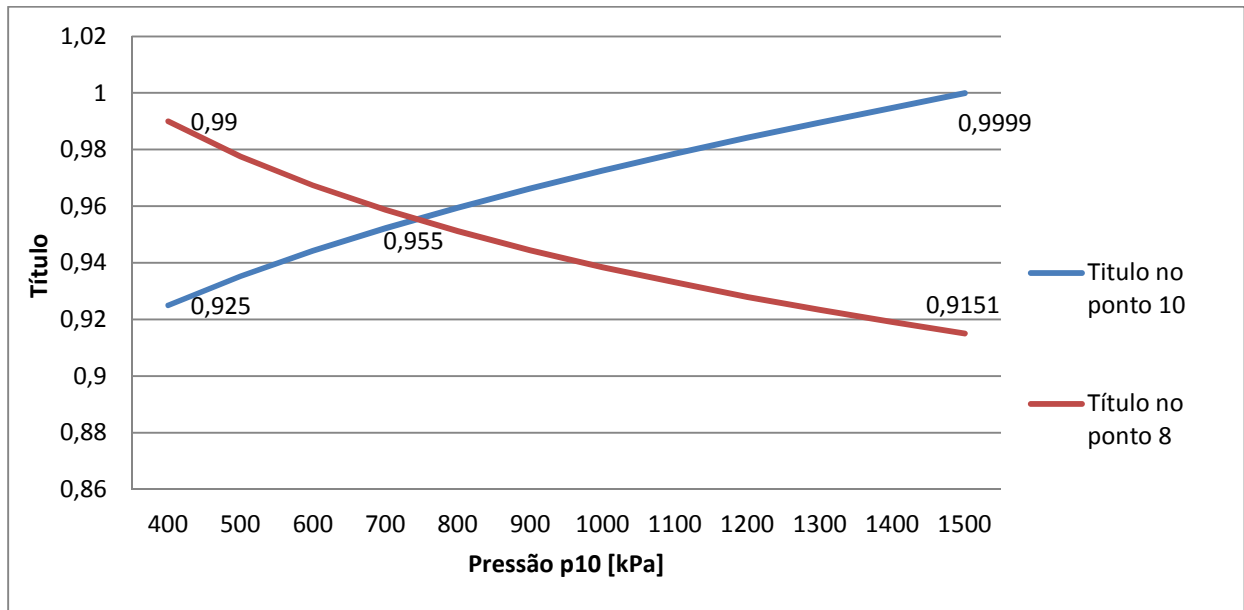


Figura 6.4 Gráfico da variação dos títulos nas saídas das turbinas de primeiro e segundo estágio em função da variação da pressão no ponto 10, sendo curva em azul, título na saída da turbina do primeiro estágio e curva em vermelho, título na saída do segundo estágio.

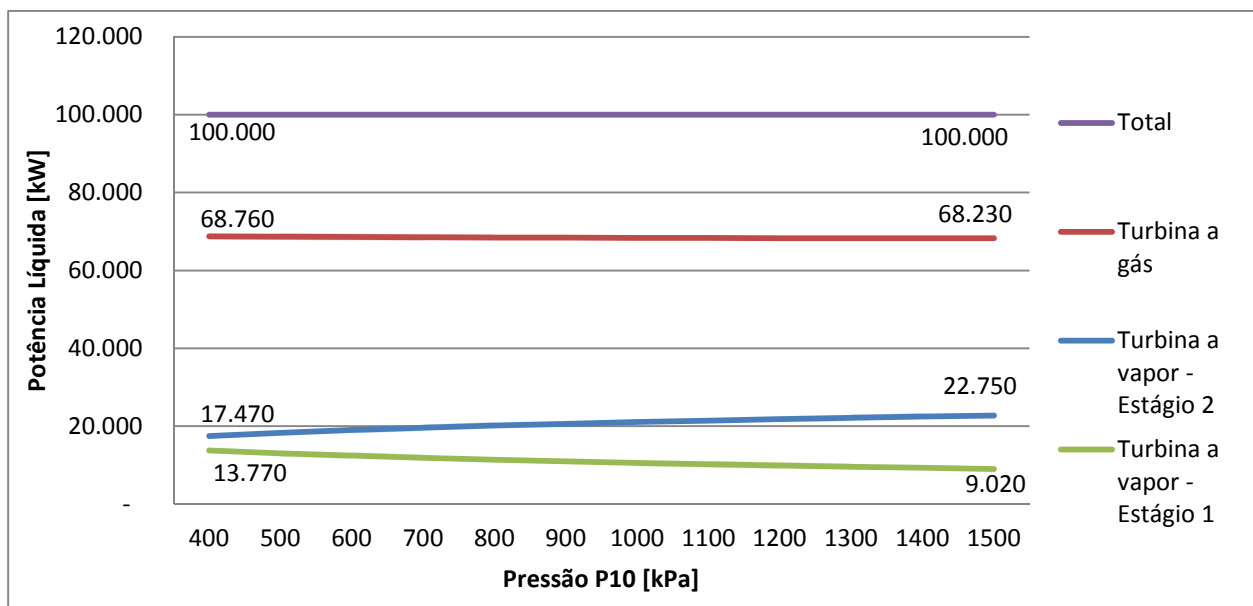


Figura 6.5 Gráfico da variação da potência líquida nas diferentes turbinas do ciclo combinado em função da variação da pressão no ponto 10, ciclo com regeneradores em paralelo.

Analisando-se o gráfico da figura 6.5, verificou-se que a potência gerada pela turbina a gás se reduziu. Porém, uma vez que foi constatado um aumento da eficiência do ciclo combinado, esse resultado já era esperado, pois todo o calor proveniente de fontes externas que entra no ciclo combinado, entra através do ciclo superior e, uma vez que as propriedades termodinâmicas do ar foram fixadas, se uma menor massa de ar ingressa no ciclo, uma menor potência será gerada por ele.

Entretanto, pode-se perceber que as turbinas do ciclo Rankine compensaram a redução de potência da turbina a gás. Principalmente no segundo estágio, onde a potência produzida se elevou na medida em que se aumentavam às pressões, esse resultado também era esperado,

já que ao se aumentar a pressão no ponto 10, se reduziu a energia removida do fluido de trabalho na turbina de primeiro estágio e se aumentou a reserva de energia para a turbina de segundo estágio.

7. CONCLUSÕES

Através do presente trabalho pode-se concluir que a utilização de regeneradores em paralelo em ciclos combinados Brayton/Rankine, pode trazer diversos benefícios.

Como principal benefício se tem uma melhora na eficiência do ciclo, o que reduz significativamente o desperdício de energia, acarretando em menor consumo de combustível, além de reduzir a poluição proveniente da queima de combustíveis fósseis.

Além disso, conforme constatado, a vazão mássica de vapor se reduziu em 14,3%, o que abre a possibilidade de se ter sistemas mais enxutos e baratos, uma vez que, considerada uma determinada potência demandada, todos os componentes do ciclo poderiam ser reduzidos, ou, por outra ótica, para um mesmo tamanho de instalação, mais potência poderia ser obtida.

A utilização de um regenerador extra agregou o processo de reaquecimento ao ciclo Rankine. Essa medida se mostrou extremamente benéfica do ponto de vista de redução de desgaste das turbinas a vapor, pois o título da mistura nas saídas das turbinas se elevou. Sendo assim, as turbinas poderiam trabalhar com menor presença de líquido.

Como principais desvantagens de se aplicar as medidas propostas neste trabalho em uma instalação de geração de potência, podem ser citadas: a introdução de uma turbina de segundo estágio, a introdução de um segundo regenerador, de sistemas de automação que controlem a divisão dos fluxos de ar, além de um possível aumento no comprimento de tubulações de ar e vapor.

Ficou comprovado neste trabalho que a utilização de regeneradores em paralelo é uma boa alternativa para se elevar a eficiência térmica de plantas de geração de potência. Entretanto, uma análise exergética e uma análise econômica seriam necessárias para comprovar, de forma mais ampla, se a utilização do sistema proposto é de fato vantajosa, podendo as análises citadas serem temas interessantes para futuros trabalhos.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Adrian Bejan, Sylvie Lorente e Deok-Hong Kang, "Constructual design of regenerators", *International Journal of Energy Research*, vol. 37, 2012.

Akiba Masashi, Thany Emad A. e Tomizawa Masao "A study of high-accuracy calculations of combined Brayton/Rankine cycles for power generation", *JSME International Journal, Serie B*, Vol. 36, No 1, 1993.

Khaliq A. e Kaushik S.C.. "Second-law based thermodynamis analysis of Brayton/Rankine combined power cycle with reheat", *Applied energy*, vol. 78, 2004

Michael J. Moran e Howard Shapiro "Princípios da Termodinâmica para Engenharia", 4ª ed., LTC Editora S.A., 2002.

9. APÊNDICE A - EQUACIONAMENTO DO CICLO BRAYTON/RANKINE REFERÊNCIA

/*

Caso Base

Hipóteses:

1. Regime permanente.
2. Ar modelado como gás ideal, com $k = 1.4$.
3. Perdas de carga são desprezíveis
4. Energia cinética e potencial são desprezadas
5. Adiabático

Análise:

*/

//dados de entrada

```
nc= 0.84
nta = 0.88
ntw = 0.9
nb = 0.8
T1 = 300
p1 = 100
T3 = 1400
p3 = 1200
p4 = 100
T5 = 480
p5 = 100
T7 = 673
p7 = 8000
p8 = 8
p9 = 8
Wt = 100000
```

//solução

```
// Compressor
h1 = h_T("Air",T1)
s1 = s_Tp("Air",T1,p1)
//Isoentropico
p2=p3
s2s = s1
s2s = s_Tp("Air",T2s,p2)
h2s = h_T("Air",T2s)
// Correção para real
nc * (h2 - h1) = (h2s - h1)
T2 = T_h("Air",h2)
// Combustor
h3 = h_T("Air",T3)
// Turbina a gás
```

```

s3s = s_Tp("Air",T3,p3)
s4s = s3s
s4s = s_Tp("Air",T4s,p4)
h4s = h_T("Air",T4s)
//Correção para caso real
nta = (h3 - h4)/(h3- h4s)
T4 = T_h("Air",h4)
//Ar de Exautão
h5 = h_T("Air",T5)
//Vapor de entrada da caldeira
h7 = h_PT("Water/Steam", p7, T7)
s7 = s_PT("Water/Steam", p7, T7)
//Turbina a Vapor
s8s = s7
x8s = x_sP("Water/Steam", s8s, p8)
h8s = hsat_Px("Water/Steam", p8, x8s)
//correção
ntw = (h7 - h8) / ( h7 - h8s)
h8 = hsat_Px("Water/Steam", p8, x8)
s8 = ssat_Px("Water/Steam", p8, x8)
T8 = T_Ph("Water/Steam", p8, h8)
//Saída do Condensador
h9 = hsat_Px("Water/Steam", p9, 0)
s9 = ssat_Px("Water/Steam", p9, 0)
T9 = T_Ph("Water/Steam", p9, h9)
//Bomba
//h6 é h9 + trabalho de bombeio ou seja h9 + v8(p6 - p9)
p6 = p7
v9 = v_PT("Water/Steam", p9, T9)
h6s = h9 + v9*(p6 - p9)
nb*(h6 - h9) = (h6s - h9)
s6 = s_Ph("Water/Steam", p6, h6)
//Regenerador
mw/ma = (h4 - h5)/(h7-h6)
// Balanço de potência
Wa = ma*((h3-h4)-(h2-h1)) //kW
Ww = mw*((h7-h8)-(h6-h9)) // kW
Wt = Wa + Ww
// Potências na bomba e compressor
WdotCP = mw * (h6 - h9) // bomba [kW]
Wdotc = ma * (h2 - h1) // Compressor [kW]
// Calor que entra no combustor
Qdotin = ma * (h3 - h2) //kW
//Eficiência térmica do ciclo combinado
ntcc = (Ww +Wa)/(Qdotin) // kW

```

10. APÊNDICE B – EQUACIONAMENTO CONSIDERADOS REGENERADORES EM PARALELO

```
/*
REGENERADORES EM PARALELO
*****
```

Hipóteses:

1. Regime permanente.
2. Ar modelado como gas ideal, com $k = 1.4$.
3. Perdas de carga são desprezíveis
4. Energia cinética e potencial são desprezadas
5. Adiabático

Análise:

```
*/

//dados de entrada

nc= 0.84
nta = 0.88
ntw = 0.9
nb = 0.8
T1 = 300
p1 = 100
T3 = 1400
p3 = 1200
p4 = 100
T5 = 480
p5 = 100
T7 = 673
p7 = 8000
p8 = 8
p9 = 8
Wt = 100000
```

//solução

```
// Compressor
h1 = h_T("Air",T1)
s1 = s_Tp("Air",T1,p1)
//Isoentropico
p2=p3
s2s = s1
s2s = s_Tp("Air",T2s,p2)
h2s = h_T("Air",T2s)
// Correção para real
nc * (h2 - h1) = (h2s - h1)
T2 = T_h("Air",h2)
// Combustor
h3 = h_T("Air",T3)
```



```

// Turbina
s3s = s_Tp("Air",T3,p3)
s4s = s3s
s4s = s_Tp("Air",T4s,p4)
h4s = h_T("Air",T4s)
//Correção para caso real
nta = (h3 - h4)/(h3- h4s)
T4 = T_h("Air",h4)
//Propriedades de saída do ar
h5 = h_T("Air",T5)
//Propiedades do vapor na entrada da turbina a vapor
h7 = h_PT("Water/Steam", p7, T7)
s7 = s_PT("Water/Steam", p7, T7)
//Turbina a vapor 1
//Considerando expansão isentropica
s10s = s7
//Saída do primeiro estágio da turbina
//Ponto 10 na região saturada
//Pressão intermediária
p10 = 700
x10s = x_sP("Water/Steam", s10s, p10)
h10s = hsat_Px("Water/Steam", p10, x10s)
//correção
ntw = (h7 - h10) / ( h7 - h10s)
x10 = x_hP("Water/Steam", h10, p10)
s10 = ssat_Px("Water/Steam", p10, x10)
T10 = Tsat_P("Water/Steam", p10)
p11 = p10
T11 = 673
h11 = h_PT("Water/Steam", p11, T11)
s11 = s_PT("Water/Steam", p11, T11)
//Turbina a vapor 2
//Saída do segundo estágio da turbina
s8s = s11
//caso 1 - ponto 8 mistura
// expansão isoentrópica
x8s = x_sP("Water/Steam", s8s, p8)
h8s = hsat_Px("Water/Steam", p8, x8s)
//correção
ntw*(h11 - h8s) = (h11 - h8)
x8 = x_hP("Water/Steam", h8, p8)
s8 = ssat_Px("Water/Steam", p8, x8)
T8 = Tsat_P("Water/Steam", p8)
//Saída do condensador
hsat9 = hsat_Px("Water/Steam", p9, 0)
ssat9 = ssat_Px("Water/Steam", p9, 0)
T9 = T_Ph("Water/Steam", p9, hsat9)
//Bomba
//h6 é h9 + trabalho de bombeio ou seja h9 + v8(p6 - p9)
p6 = p7
v9 = vsat_Px("Water/Steam", p9, 0)
h6s = hsat9 + v9*(p6 - p9 )

```

```
nb*(h6 - hsat9) = (h6s - hsat9)
s6 = s_Ph("Water/Steam", p6, h6)
// Regeneradores
mw*(h7 - h6) = m4a*(h4 - h5)
mw*(h11 - h10) = m4b*(h4 - h5)
m4a + m4b = ma
y = mw/ma
// Balanço de potência
Wa = ma*((h3-h4)-(h2-h1)) //kW
Ww = Ww_a + Ww_b - Wb
Ww_a = mw*(h7-h10)
Ww_b = mw*(h11-h8)
Wb = mw*(h6-hsat9) // kW
Wt = Wa + Ww
// Potências na bomba e compressor
WdotCP = mw * (h6 - hsat9) // bomba [kW]
Wdotc = ma * (h2 - h1) // Compressor [kW]
// Calor que entra no combustor
Qdotin = ma * (h3 - h2) //kW
//Eficiência térmica do ciclo combinado
ntcc = (Ww +Wa)/(Qdotin) // kW
```