

OTIMIZAÇÃO DE CICLOS A VAPOR UTILIZADOS EM PLANTAS DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA.

Fábio Alfaia da Cunha

Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal do Pará. Rua Augusto Corrêa, Guamá, Belém – PA – Brasil, CEP: 66075-110. e-mail: alfaia@ufpa.br

Severiano da Silva Lima Filho

Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal do Pará. Rua Augusto Corrêa, Guamá, Belém – PA – Brasil, CEP: 66075-110. e-mail: lima@ufpa.br

Said Mounsif

Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal do Pará. Rua Augusto Corrêa, Guamá, Belém – PA – Brasil, CEP: 66075-110. e-mail: smounsif@ufpa.br

Pedro Andrey Cavalcante Sampaio

Departamento de Engenharia Mecânica, Centro Tecnológico, Universidade Federal do Pará. Rua Augusto Corrêa, Guamá, Belém – PA – Brasil, CEP: 66075-110. e-mail: asampaio@ufpa.br

Resumo. Devido às crises energéticas recentes a que o Brasil vem passando o governo tem oferecido muitos incentivos financeiros para o uso de centrais termelétricas. Porém, além do incentivo financeiro deve-se dar suporte tecnológico para que as plantas deste tipo operem em condições de máxima eficiência e potência a fim de se fazer bom uso dos recursos naturais utilizados. Por isso, neste trabalho procuram-se as condições de funcionamento ótimo de um ciclo a vapor. Inicialmente são mostrados e discutidos alguns critérios de otimização existentes na literatura. Em seguida, são realizadas simulações para a determinação dos pontos ótimos de operação de um ciclo Rankine com reaquecimento e outro regenerativo. Em tal tarefa é utilizado um código computacional desenvolvido em MatLab. Foi utilizada uma sub-rotina desenvolvida em Fortran para os cálculos das propriedades termodinâmicas da água. Ao final do trabalho os resultados obtidos são discutidos e comparados com os resultados disponíveis na literatura.

Palavras-chave: otimização, ciclos a vapor, simulação computacional, ciclo Rankine.

1. Introdução

Os princípios para a geração de energia térmica podem ser usados como fonte de calor em ciclos térmicos, produzindo trabalho mecânico que será utilizado para mover um gerador elétrico. As centrais termelétricas que utilizam unidades motoras a vapor têm seu princípio de funcionamento baseado no ciclo Rankine que em sua forma básica é composto de quatro processos sendo eles: bombeamento isentrópico, troca de calor a pressão constante na caldeira, expansão isentrópica na turbina e troca de calor no condensador. Sabe-se que a eficiência deste ciclo depende principalmente da pressão e da temperatura do vapor na entrada da turbina e da pressão na saída da turbina (Moran & Shapiro, 1999). Para aumentar a eficiência do ciclo Rankine, pode-se aumentar a pressão de fornecimento de vapor, porém para que não haja um prejudicial aumento da umidade nos estágios de baixa pressão deve-se reaquecer o vapor advindo dos estágios de altas pressões para alimentar os estágios de baixas pressões. Tal ciclo é denominado de ciclo com reaquecimento. Existe também o ciclo regenerativo que é uma variante do ciclo Rankine básico onde são introduzidos aquecedores de água de alimentação. Estes aquecedores aproveitam o calor advindo de extrações de parte do vapor, após ele ter sido expandido parcialmente na turbina, para aquecer a água de alimentação. Neste caso a quantidade de vapor extraído deve conter exatamente a quantidade de calor necessária para aquecer o líquido que deixa o aquecedor de mistura até sua saturação. Deve-se notar que quanto maior for o número de regeneradores maior será a eficiência de ciclo regenerativo, porém a inclusão de muitos regeneradores aumenta também muito o custo da instalação (Van Wylen & Sonntag, 1976).

A implementação computacional de equações de propriedades termodinâmicas é imprescindível quando se deseja resolver problemas de otimização de ciclos termodinâmicos através de simulação (Muneer, 1985 e Santos, 2003). Neste caso as inúmeras consultas às tabelas termodinâmicas inviabilizariam este tipo de tarefa devido ao número de equações envolvidas (Moraes, 1994). Além da automação na busca das propriedades, o uso de equações computacionais dá uma precisão melhor do que os valores interpolados de uma tabela (Muneer, 1991 e Najjar, 1997). Neste trabalho para o cálculo automático das propriedades termodinâmicas da água foram implementadas em Fortran as formulações apresentadas por Reynolds (1979) porque estas possibilitam o cálculo das propriedades termodinâmicas da água com excelente precisão para uma ampla faixa de temperaturas (0°C a 1300°C) e pressões (0,0006Mpa a 100Mpa) para as fases de líquido saturado, vapor saturado e vapor superaquecido. Para o cálculo das propriedades termodinâmicas da fase de líquido comprimido são empregadas expressões ajustadas a partir de tabelas de Keenan (1978) pela técnica de mínimos quadrados pelo presente autor. O código em Fortran resultante foi compilado para um arquivo do tipo “dll”

para ser utilizada no ambiente MatLab. Procedimentos sobre o desenvolvimento da rotina computacional são apresentados em Cunha *et al* (2004).

2. Critérios de Otimização para os Ciclos a Vapor.

Na literatura são citados inúmeros critérios que podem ser utilizados de forma analítica ou computacional para otimização de ciclos a vapor. Nos trabalhos analíticos, através de uma análise criteriosa dos processos que compõe o ciclo, são impostas simplificações de natureza física que conduzem a simplificações matemáticas consideráveis e com isso é obtida uma solução satisfatória do problema de otimização. Dentro desta linha estão os trabalhos de Souza (1980) e Bejan (1988). Nos trabalhos onde é feita a simulação computacional o procedimento consiste em estabelecer uma função que relacione a eficiência térmica a uma dada propriedade termodinâmica, uma vez feito isso, minimiza-se a função criada para se encontrar o valor da propriedade que otimiza o funcionamento do ciclo. Trabalhos desenvolvidos neste sentido são os de Moraes (1994) e Santos (2003).

Tomando como base os estados termodinâmicos descritos na fig. 01 e assumindo que T_3 , P_3 e P_6 são conhecidos e fixos, pode-se descrever um dos critérios utilizados para otimização do ciclo com reaquecimento. Inicialmente, considera-se que as temperaturas T_3 e T_5 sejam iguais, com isso a tarefa de otimização consiste em encontrar a temperatura de reaquecimento que maximiza a eficiência do ciclo.

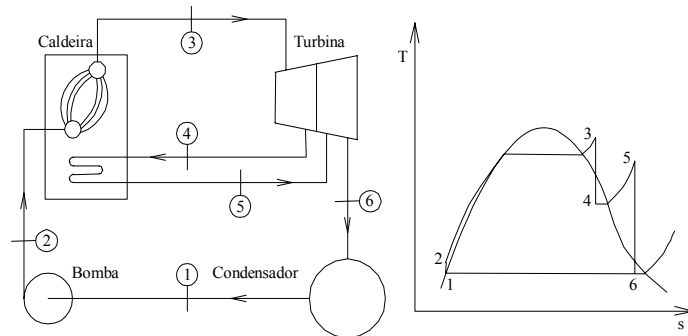


Figura 1. Esquema do Ciclo com Reaquecimento e Diagrama T-s.

Souza (1980) resolve este caso de forma analítica assumindo que a temperatura ideal para começar o reaquecimento, T_4 , deve ser igual à temperatura média na qual o calor é fornecido ao ciclo. Matematicamente temos:

$$T_4 = \frac{h_3 - h_6}{s_3 - s_6} \quad (1)$$

Onde s é entropia e h entalpia e os índices se referem ao estados da fig. 01.

Bejan (1988) analisa o problema de otimização de um ciclo regenerativo também de forma analítica. Neste caso o trabalho de otimização consiste em posicionar os trocadores de calor ao longo do ciclo de modo que se tenha o máximo de eficiência térmica.

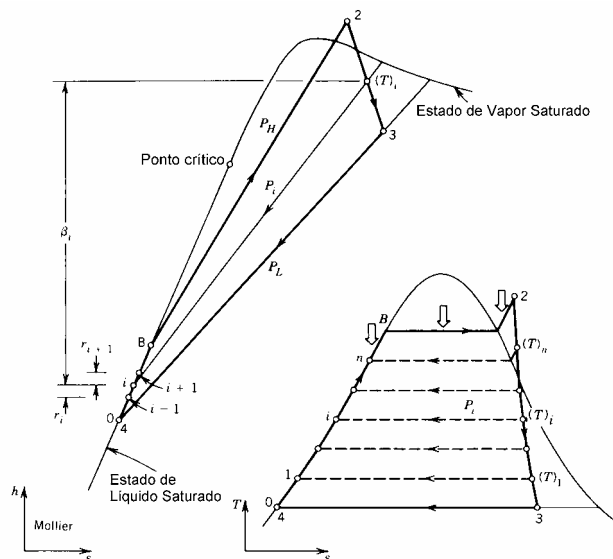


Figura 2. Diagramas de Mollier e T-s para um ciclo regenerativo com n regeneradores.

Com base no ciclo apresentado na fig. 2 é deduzido o critério de otimização proposto por Bejan (1988). Como pode ser visto no diagrama T-s são negligenciadas as potências de bombeamento.

Baseado no trabalho de Haywood (1949) e a través de uma análise da expressão de eficiência Bejan (1988) concluiu que o máximo de eficiência deve ser alcançado se a relação \dot{m}_n/\dot{m}_0 for maximizada. Considerando que r_i e β_i são, respectivamente, o aumento de entalpia experimentado pela água de alimentação e a queda de entalpia do vapor ao passar por um trocador de calor i . A relação que maximiza a eficiência, para este caso, é encontrada fazendo o produto da razão de fluxos de massa de todos os regeneradores:

$$\dot{m}_n / \dot{m}_0 = \prod_{i=1}^n \left(1 + \frac{r_i}{\beta_i} \right) \quad (2)$$

Agora, admitindo que $\beta_i \cong \beta_{i+1}$, tem-se que $r_i = r_{i+1}$. Isso implica que se a posição do n ésimo regenerador estiver fixada os demais regeneradores devem ser distribuídos igualmente entre os estados "0" a "n" na linha de líquido saturado (ver diagrama de mollier na fig. 2). A posição do n ésimo regenerador que conduz o ciclo ao máximo de eficiência, pela análise de Bejan (1988), é determinada por:

$$\frac{h_B - h_n}{h_B - h_0} \cong \frac{1}{n+1} \quad (3)$$

Tomando um trabalho computacional, Moraes (1994) desenvolveu um código em Pascal para otimização de ciclos a vapor incluindo o ciclo com reaquecimento, o ciclo regenerativo e um ciclo combinado com reaquecimento e com regeneração. Em tal trabalho, para a simulação do ciclo regenerativo também foram necessárias algumas simplificações, todas elas baseadas no trabalho de Bejan (1988). Moraes (1994) também utiliza o ciclo mostrado na fig. 2 para desenvolver seu trabalho, deve-se lembrar que em tal configuração são negligenciadas as potências das bombas para o cálculo da eficiência. A principal simplificação para determinação da eficiência máxima foi que a determinação da posição do "enésimo" regenerador era suficiente para o processo de otimização, pois os demais regeneradores eram distribuídos regularmente com respeito às entalpias na linha de líquido saturado. Segundo ele, este procedimento era justificado, pois reduziria o número de cálculos necessários para a tarefa de otimização.

Neste trabalho, são feitas simulações de um ciclo com reaquecimento e outro regenerativo. No caso do ciclo com reaquecimento é escrita uma rotina onde a eficiência é função da pressão de reaquecimento do vapor. No ponto máximo desta função tem-se a pressão de reaquecimento que conduz a máxima eficiência. No caso do ciclo regenerativo não é assumida qualquer lei de distribuição dos regeneradores, ao invés, para se encontrar as posições dos "n" regeneradores é escrita uma função que dá a distribuição ótima dos regeneradores quando sua simétrica é minimizada.

3. Formulação Matemática

3.1 Formulação Matemática do Ciclo com Reaquecimento

Tomando como base a numeração dos estados termodinâmicos da fig. 01 são deduzidas as equações da potência da turbina, da potência total das bombas, do calor adicionado ao fluido pela caldeira e da eficiência térmica do ciclo.

Potência gerada pela turbina:

$$W_T = \dot{m}_{gv} [(h3 - h4) + (h5 - h6)] \quad (4)$$

Potência consumida pela bomba:

$$|W_P| = \dot{m}_{gv} (h2 - h1) \quad (5)$$

Calor adicionado ao fluido pela caldeira:

$$Q_H = \dot{m}_{gv} [(h3 - h2) + (h5 - h4)] \quad (6)$$

Finalmente a eficiência do ciclo é dada por:

$$\eta = \frac{W_T - |W_P|}{Q_H} \quad \text{ou} \quad \eta = \frac{[(h3 - h4) + (h5 - h6)] - (h2 - h1)}{[(h3 - h2) + (h5 - h4)]} \quad (7)$$

Neste caso são dadas as propriedades T_3 , P_3 , P_6 e admitiu-se que $T_5=T_3$. A partir disso, pode-se concluir através de uma breve análise que os estados 1, 2 e 3 estão determinados. Se for admitido um valor qualquer para P_4 os estados 4, 5 e 6 também ficam determinados. Então, neste caso, verifica-se que a eficiência fica em função apenas de P_4 , $\eta=f(P_4)$.

3.2 Formulação Matemática do Ciclo Regenerativo

Primeiramente são mostradas as expressões das frações dos fluxos mássicos extraídos de cada estágio da turbina com base no ciclo da fig. 03 e é considerado que os processos de bombeamento e expansão são isentrópicos.

Para o enésimo regenerador:

$$m_{Tn} = \left(\frac{h_{2n+1} - h_{2n}}{h_{Tn} - h_{2n}} \right) \dot{m}_B \tag{8}$$

Para os demais regeneradores:

$$m_{Ti} = \left(\dot{m}_B - \sum_{k=i+1}^n m_{Tk} \right) \left[\frac{h_{2i+1} - h_{2i}}{h_{Ti} - h_{2i}} \right] \tag{9}$$

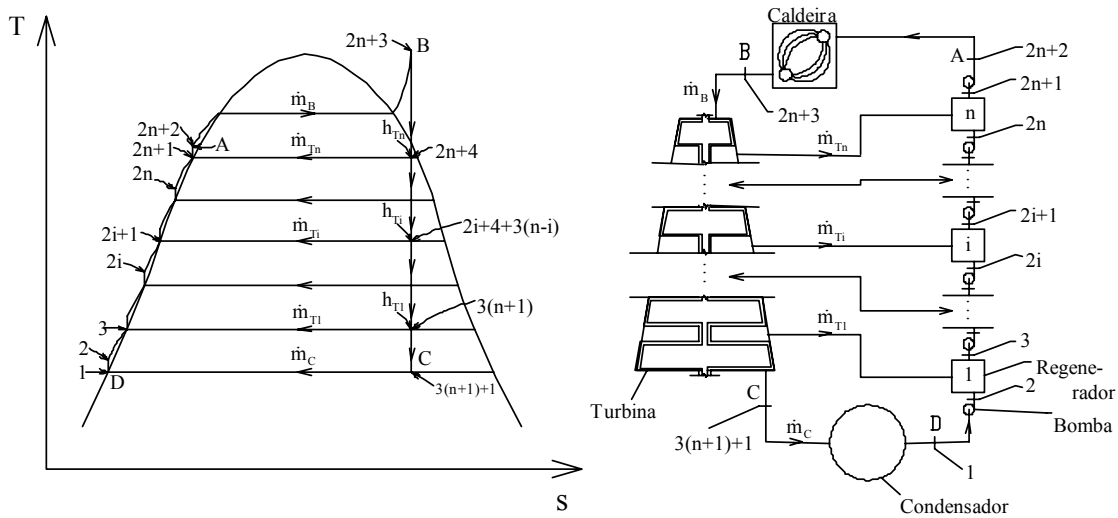


Figura 3. Diagrama T - s e Esquema do Ciclo Regenerativo Com “n” Regeneradores.

Na fig. 3 “n” corresponde ao número de regeneradores e as entalpias dos pontos A, B, C, D e a com índice T_i , com relação à numeração dos estados, são dadas como:

$$h_A = h_{2n+2}, h_B = h_{2n+3}, h_C = h_{3(n+1)+1}, h_D = h_1 \text{ e } h_{Ti} = h_{2i+4+3(n-i)}$$

Com base nos estados mostrados no ciclo da fig. 03 foram deduzidas as expressões da potência da turbina, da potência das bombas, do calor cedido pela caldeira e da eficiência do ciclo:

Potência gerada pela turbina é dada por:

$$W_T = \dot{m}_B h_B - \sum_{i=1}^n \dot{m}_{Ti} h_{Ti} - \dot{m}_C h_C \tag{10}$$

Potência total consumida pelas bombas:

$$|W_p| = \sum_{i=1}^n \left[w_{p_i} \left(\dot{m}_B - \sum_{k=i}^n \dot{m}_{Tk} \right) \right] + w_{p_{n+1}} \dot{m}_B \tag{11}$$

Onde $w_{p_i} = h_{2i} - h_{2i-1}$ é o trabalho de bombeamento para o regenerador “i” e $w_{p_{n+1}}$ é o trabalho de bombeamento para a caldeira.

Calor adicionado ao fluido pela caldeira:

$$Q_H = \dot{m}_B (h_B - h_A) \tag{12}$$

Eficiência do ciclo é expressa por:

$$\eta = \frac{W_T - |W_P|}{Q_H} \tag{13}$$

Substituindo as equações (10), (11) e (12) em (13), obtém-se a expressão final da eficiência:

$$\eta = \frac{\left(\dot{m}_B h_B - \sum_{i=1}^n \dot{m}_{T_i} h_{T_i} - \dot{m}_C h_C \right) - \left(\sum_{i=1}^n \left[w p_i \left(\dot{m}_B - \sum_{k=1}^n \dot{m}_{T_k} \right) \right] + w p_{n+1} \dot{m}_B \right)}{\dot{m}_B (h_B - h_A)} \tag{14}$$

Verifica-se que, para este caso, a expressão da eficiência é bem mais extensa do que a utilizada no caso do ciclo com reaquecimento, porém analisando a equação (14) e sabendo que as propriedades T_B , P_B , P_C são dadas e considerando que os processos de bombeamento e expansão sejam isentrópicos conclui-se que a expressão da eficiência fica em função apenas dos valores das pressões dos “n” regeneradores, $\eta=f(P_{reg,1}, \dots, P_{reg,n})$.

4. Resultados e Discussões

4.1 Ciclo Rankine com Reaquecimento.

Para otimização do ciclo Rankine com reaquecimento são tomadas às numerações dos estados da fig. 01. São resolvidos inicialmente três casos com o objetivo de se confrontar os resultados obtidos com os resultados do trabalho computacional de Moraes (1994) e critério de otimização de Souza (1980). Nos três casos são fixados $P_3=7\text{MPa}$, $T_5=T_3$ e $P_6=0,05\text{MPa}$. Já T_3 assume, para os casos 1º, 2º e 3º, os valores de 700°C, 600°C e 500°C, respectivamente. Os resultados numéricos são mostrados na tabela 01. As curvas de eficiência em função da pressão de reaquecimento e o diagrama T-s para o 2º caso são apresentados nas figuras abaixo.

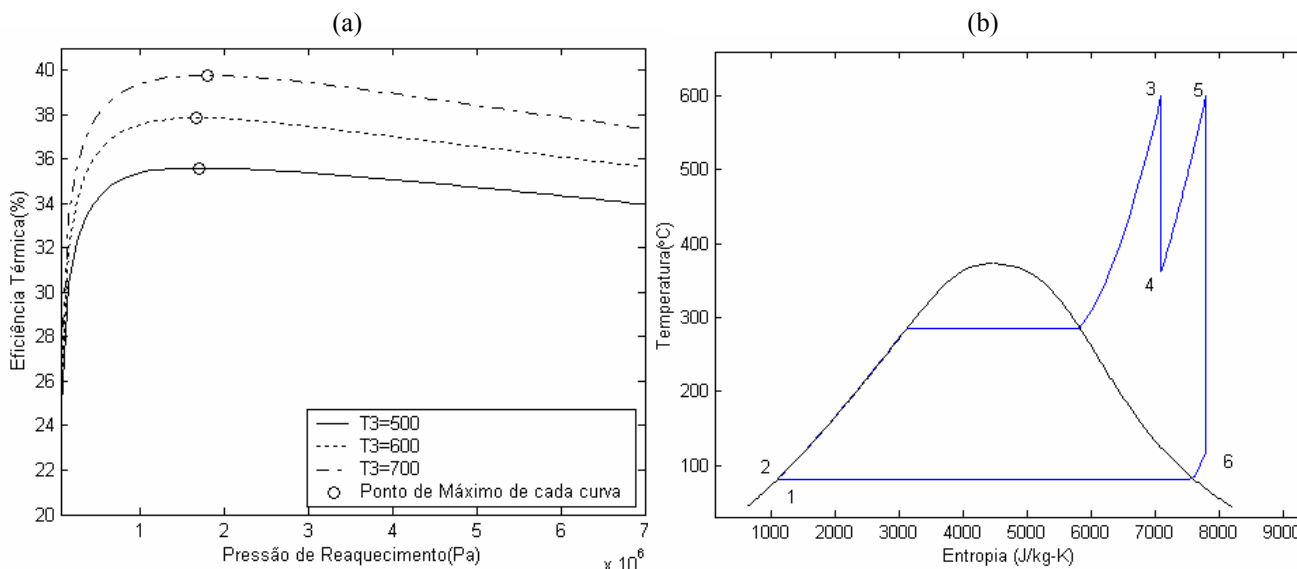


Figura 04. Pressão de reaquecimento vs. Eficiência térmica (a) e Diagrama T-s para o caso 2 (b).

Tabela 1. Confrontação dos resultados obtidos com resultados de outros trabalhos.

Temperatura na Entrada da Turbina	Critério de Souza (1980)		Moraes (1994)		Presente trabalho	
	Pressão de Reaquecimento	Eficiência Térmica Máxima	Pressão de Reaquecimento	Eficiência Térmica Máxima	Pressão de Reaquecimento	Eficiência Térmica Máxima
700°C	0,60 MPa	38,45%	1,80 MPa	39,76%	1,799 MPa	39,763%
600°C	0,90 MPa	37,44%	1,67 MPa	37,86%	1,670 MPa	37,857%
500°C	1,42 MPa	35,58%	1,69 MPa	35,60%	1,688 MPa	35,599%

A partir da tabela 01, verifica-se uma concordância muito boa dos resultados do presente trabalho com os resultados de Moraes (1994). Já com relação a Souza (1980), os valores de eficiência não diferenciam muito, no entanto as pressões de reaquecimento se mostram bastantes diferentes à medida que T_3 aumenta, isto acontece devido à simplicidade do critério que não consegue prever corretamente tal comportamento da pressão.

Para cada valor da temperatura na entrada da turbina (T_3) existe uma correspondente pressão que conduz o ciclo ao máximo de eficiência térmica. Daqui para frente tal pressão será chamada de *pressão ótima*. A pressão ótima para a temperatura de 600°C é menor do que o valor correspondente da temperatura de 500°C, e observa-se que de 600°C para 700°C a pressão ótima cresce. Este comportamento da pressão ótima pode ser analisado no com mais detalhes se for considerado uma faixa de temperaturas T_3 e as correspondentes pressões ótimas.

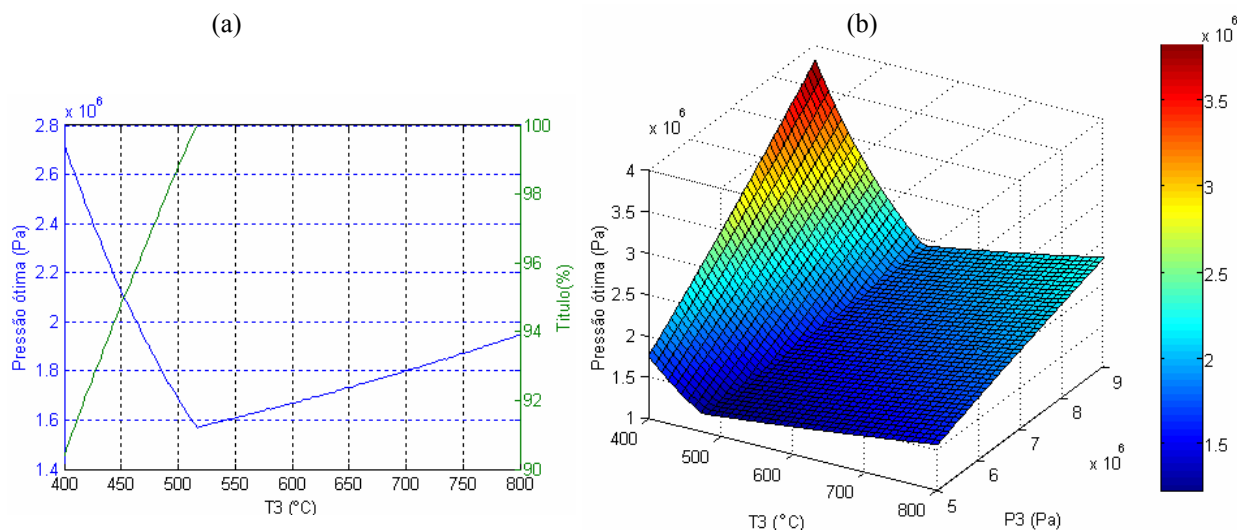


Figura 05. Pressão ótima em função da temperatura de entrada da turbina (a) e pressão ótima em função da temperatura e da pressão de entrada da turbina (b).

A figura 5(a) mostra o comportamento da pressão ótima e título do estado 6 (x_6) para uma faixa de valores de T_3 . Verifica-se que o comportamento da pressão ótima em função de T_3 está associado à fase em que se encontra o estado 6. Quando modifica-se T_3 , na faixa de 400°C a 516,5°C, o estado 6 se encontra na região de mistura, pois o título está abaixo de 100%. Nesta região a pressão ótima diminui à medida que a temperatura T_3 aumenta. Quando o estado 6 está na linha de vapor saturado ($x_6=100\%$), a pressão ótima encontra seu valor mínimo. Para temperaturas acima de 516,5°C, o estado 6 passa a estar na fase de vapor superaquecido e P_4 aumenta com o aumento da temperatura. A figura 5(b) mostra um caso mais geral onde é mostrada a pressão ótima em função de T_3 e P_3 . Neste caso, o gráfico da fig. 5(a) seria apenas uma seção do gráfico da fig. 5(b) para P_3 igual a 7MPa. Para a fig. 5(b), se fosse fixado um valor de T_3 , nota-se que a pressão ótima aumenta para valores crescentes de P_3 .

4.2 Ciclo Rankine Regenerativo

Assumindo o par de propriedades temperatura e pressão fixo na entrada da caldeira e uma pressão de saída da turbina fixa e com base na equação (14), foi escrita uma função que a partir das pressões nos “n” regeneradores dá como saída a eficiência do ciclo. Para se encontrar os valores das pressões que conduzem ao máximo de eficiência foi utilizada a função *fminsearch* do toolbox de otimização do MatLab. Esta função usa o método de busca *simplex* de Lagarias et al (1998) para encontrar o mínimo de uma função cujo argumento pode ser um escalar, um vetor ou uma matriz. Este é um método de busca direta que não faz uso de gradientes analíticos ou numéricos. Apesar de *fminsearch* encontrar o mínimo de uma função, ela pode ser utilizada para encontrar também o máximo, uma vez que para uma função $f(x)$ qualquer o seu máximo é igual ao mínimo de $-f(x)$. Para cada caso simulado foram dadas estimativas dos valores das pressões de regeneração. Foi utilizada uma tolerância de 10^{-8} para a convergência dos cálculos. Foram considerados dois casos: caso 1 onde se considera a potência das bombas para o cálculo da eficiência e caso 2 que não considera a potência das bombas. Este segundo caso foi feito para uma melhor comparação dos resultados obtidos com os resultados de Moraes (1994) que também não considerou a potência das bombas para o cálculo da eficiência. Os dados de entrada para estes casos são: $T_B=482^\circ\text{C}$, $P_B=8,37\text{MPa}$ e $P_C=0,003\text{MPa}$.

Como pode ser visto na tabela 2, os valores de eficiência do presente trabalho, caso 2, são um pouco diferentes do que aqueles obtidos por Moraes (1994), isso porque os métodos de cálculos das eficiências são diferentes. Neste trabalho não foi imposta qualquer lei de distribuição dos regeneradores como no caso de Moraes (1994), na verdade cada regenerador foi posicionado de modo a maximizar a eficiência do ciclo, por isso os valores de eficiência do caso 2 são ligeiramente superiores aos calculados por Moraes (1994). Os valores encontrados no caso 1 são os que mais devem se aproximar de um caso real, pois nele estão contabilizadas as potências das bombas. Outros resultados relativos ao caso 1 serão apresentados na tabela 4 na parte final do trabalho.

Tabela 2. Comparação dos resultados obtidos com os resultados de Moraes (1994).

		Eficiência Térmica (%) em função do número de regeneradores						
		1	2	3	4	5	6	7
η (%)	Caso 1	45,30	46,57	47,25	47,69	47,99	48,21	48,38
	Caso 2	45,64	46,94	47,64	48,08	48,39	48,61	48,78
	Moraes (1994)	45,50	46,78	47,46	47,89	48,19	48,41	48,57

Para promover uma melhor comparação entre os resultados utilizando o critério de otimização de Bejan(1988), resultados numéricos de Moraes (1994) e os resultados do presente trabalhos (caso 2), são introduzidas as variáveis X, aumento relativo de entalpia experimentado pela água de alimentação, e $\Delta\eta/\eta$, ganho relativo de rendimento em relação ao ciclo sem regeneração. Com base no ciclo da fig. 2, matematicamente o aumento relativo de entalpia experimentado pela água de alimentação é dado por:

$$X = \frac{h_n - h_0}{h_B - h_0} \tag{15}$$

São apresentados na tabela 3 resultados referentes ao critério de otimização de Bejan(1988), resultados numéricos de Moraes (1994) e os resultados do presente trabalhos (caso 2). Observa-se que os resultados de aumento relativo de rendimento é maior em todos os casos para o presente trabalho (caso 2), isso se deve porque não foi feita qualquer simplificação no sentido da determinação da eficiência, cada regenerador foi posicionado de modo que a eficiência do ciclo fosse máxima. Neste caso os resultados de Moraes(1994) se aproximam mais dos resultados do critério de otimização de Bejan (1988) porque ele utilizou a mesma simplificação fundamental de posicionar o último regenerador e distribuir regularmente os demais regeneradores na linha de líquido saturado.

Tabela 3. Comparação dos resultados do presente trabalho com os resultados de Moraes (1994) e critério de otimização de Bejan (1988)

n	Critério de otimização de Bejan (1988)			Moraes (1994)			Presente trabalho (caso 2)		
	h_A (kJ/kg)	X	$\Delta\eta/\eta$ (%)	h_A (kJ/kg)	X	$\Delta\eta/\eta$ (%)	h_A (kJ/kg)	X	$\Delta\eta/\eta$ (%)
1	717,33	0,50	7,11	673,45	0,47	7,15	687,67	0,540	7,856
2	923,09	0,67	10,09	875,48	0,63	10,12	886,98	0,691	10,927
3	1025,96	0,75	11,74	983,26	0,72	11,76	994,90	0,770	12,580
4	1087,69	0,80	12,79	1050,16	0,77	12,81	1062,49	0,819	13,636
5	1128,84	0,83	13,50	1095,59	0,81	13,51	1107,99	0,851	14,356
6	1158,23	0,86	14,03	1129,17	0,83	14,04	1141,11	0,873	14,886
7	1180,29	0,88	14,43	1154,60	0,85	14,44	1165,39	0,890	15,288

A partir desta parte do trabalho são apresentados outros resultados relativos ao caso 1. Na fig. 6 é mostrado o comportamento da eficiência em função da pressão de regeneração e verifica-se claramente a existência de um ponto onde a eficiência apresenta um valor máximo cujo ponto é dado por $P_4=0,5931\text{MPa}$ e $\eta=45,304\%$.

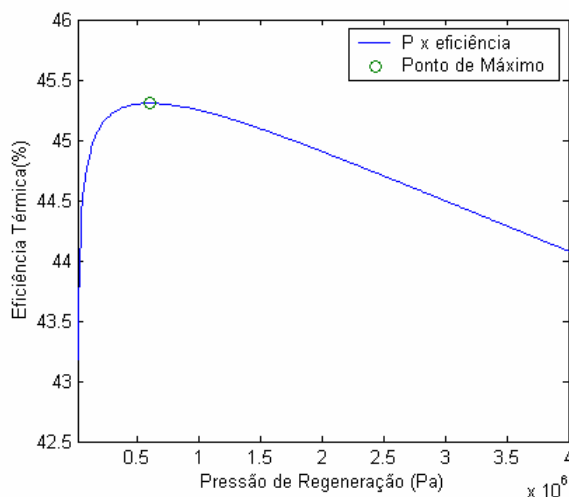


Figura 6. Gráfico Pressão de Regeneração x Eficiência Térmica.

Para um ciclo com dois regeneradores é apresentado na fig. 7 o gráfico da eficiência em função das pressões dos dois regeneradores. O valor máximo de eficiência é de 46,571% e os valores das pressões ótimas correspondentes para os regeneradores 1 e 2 são, respectivamente, 0,13MPa e 1,67MPa. As frações de massa percentuais são $m_1=12,4\%$ e $m_2=16,9\%$.

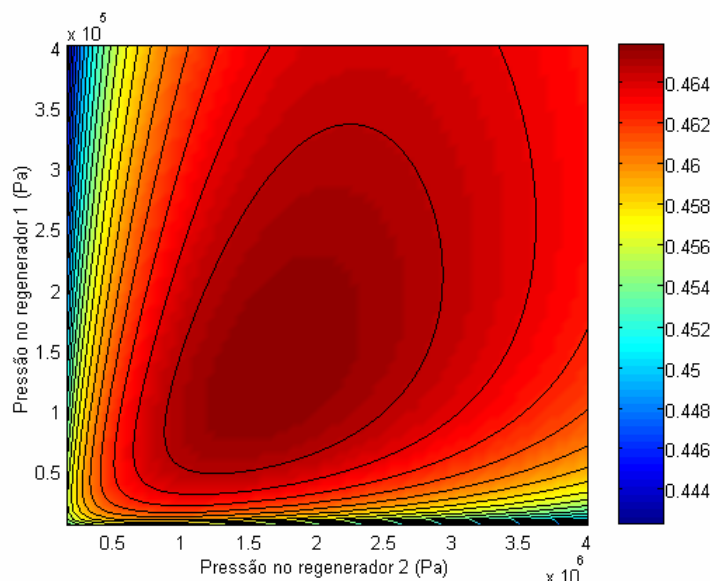


Figura 7. Eficiência térmica em função das pressões dos regeneradores 1 e 2, sendo seu valor dado na escala de cores.

É apresentado na fig. 8 o gráfico da eficiência em função das pressões de três regeneradores. Os valores de eficiência em função das pressões de regeneração são mostrados em três planos. Estes planos são ortogonais e se interceptam no ponto onde a eficiência é máxima. O valor máximo de eficiência encontrado foi de 47,25%, valor apresentado na tabela 3. Os valores das pressões ótimas correspondentes para os regeneradores 1, 2 e 3 são, respectivamente, 0.060738MPa, 0.56233MPa e 2.6864MPa As frações de massa percentuais são $m_1=8.84\%$, $m_2=11.02\%$ e $m_3=13.50\%$.

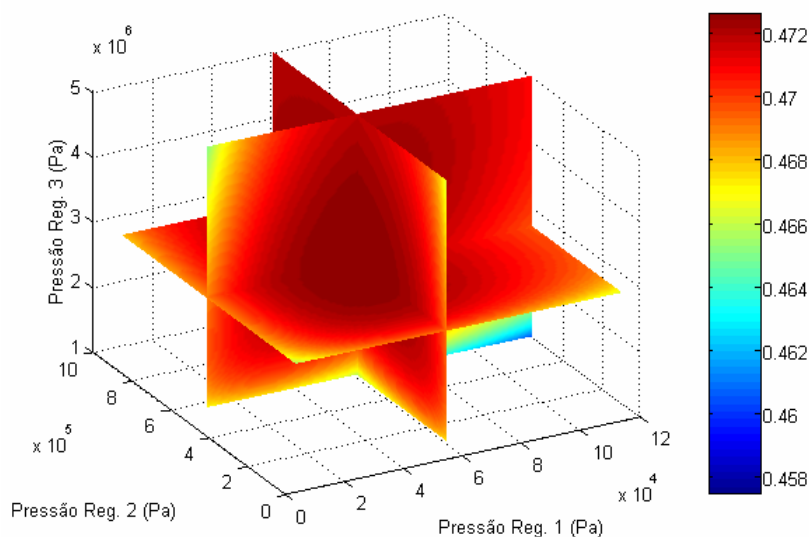


Figura 8. Eficiência térmica em função das pressões dos regeneradores 1, 2 e 3. O valor da eficiência é dada na escala de cores.

A fig. 9 mostra superfícies de iso-eficiência para diversos valores de eficiência. O ponto de vista deste gráfico está invertido com relação ao gráfico da fig. 8. Através de uma inspeção das superfícies de iso-eficiência confirma-se visualmente a existência de um ponto onde a eficiência térmica é máxima, pois as superfícies de iso-eficiência

convergem para um ponto à medida que a eficiência representada pela superfície tende para o valor de eficiência máxima.

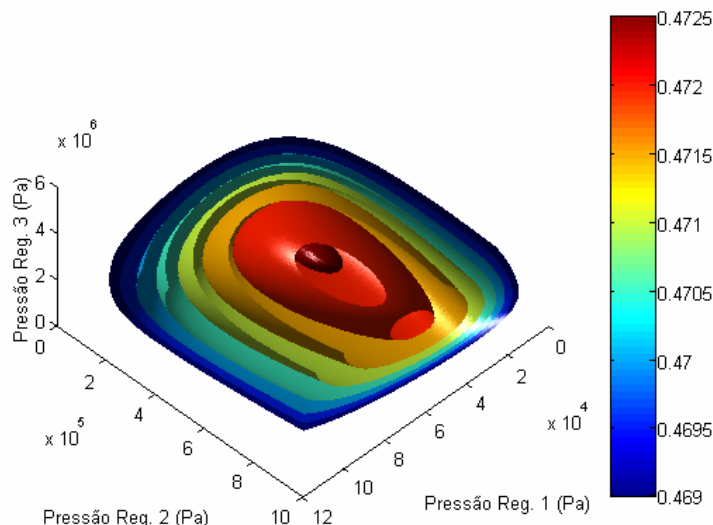


Figura 9. Superfícies de iso-eficiência em função das pressões nos regeneradores 1, 2 e 3. O valor da eficiência é dada na escala de cores.

Os valores das pressões e frações de fluxos mássicos referentes às eficiências do caso 1, apresentadas na tabela 2, são mostrados na tabela 4. Verifica-se que com o aumento do número de regeneradores existe um aumento da pressão no enésimo regenerador. A fração de fluxo mássico do enésimo regenerador é maior do que a dos demais regeneradores. Na verdade existe um aumento crescente da fração de fluxo mássico do primeiro para o último regenerador. Para o ciclo com sete regeneradores a soma das frações de fluxo mássico extraídos é 39,41% da vazão mássica total.

Tabela 4. Pressões, frações de fluxos mássicos e eficiências dos casos simulados.

		Eficiência η (%)	Pressões (Pa) e frações de fluxos mássicos (%) em cada regenerador						
			P_7 m_7	P_6 m_6	P_5 m_5	P_4 m_4	P_3 m_3	P_2 m_2	P_1 m_1
Nº de Regeneradores	3	47,25					2,6864E6 13,50	5,6233E5 11,02	6,0738E4 8,84
	4	47,69				3,4620E6 11,31	1,1164E6 9,71	2,4482E5 7,96	3,5437E4 6,78
	5	47,99			4,0424E6 9,75	1,6654E6 8,52	5,4335E5 7,33	1,3368E5 6,22	2,4525E4 5,51
	6	48,21		4,5414E6 8,51	2,2121E6 7,50	9,3075E5 6,85	3,1261E5 5,88	8,5809E4 5,16	1,8616E4 4,63
	7	48,38	4,9265E6 7,58	2,6854E6 6,83	1,3064E6 6,21	5,4961E5 5,54	1,9687E5 4,88	5,9889E4 4,39	1,5036E4 3,98

5. Conclusão

O uso de uma linguagem específica para cada etapa de cálculo, uma para o cálculo das propriedades e outra para simulação do ciclo, tornou o desenvolvimento do trabalho mais rápido, além de proporcionar maior flexibilidade no momento da programação resultando num código eficaz e eficiente. O procedimento de se escrever a eficiência como função da pressão foi avaliado através das curvas que relacionam estes dois parâmetros. Foram, realmente, constatados a existência de pontos onde a eficiência era máxima. Devido ao uso do módulo de otimização do MatLab foi possível reduzir o número de simplificações matemáticas para o processo de otimização, principalmente com relação ao ciclo regenerativo, o que deve conduzir a resultados mais reais. Os resultados encontrados para o ciclo com reaquecimento e para o ciclo regenerativo foram satisfatórios, demonstrando que os objetivos deste trabalho foram alcançados. Finalizando, deve-se enfatizar que a principal contribuição deste trabalho é com relação ao desenvolvimento de ferramentas de análise que podem ser facilmente utilizadas para otimização de ciclos reais.

6. Referências

- Bejan, A., 1988, "Advanced Engineering Thermodynamics", John Wiley & Sons.
- Cunha, F. A.; Santos, R. E. J.; Batista, A. G., 2004, "Desenvolvimento de uma Rotina Computacional para o Cálculo das Propriedades Termodinâmicas da Água", III Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Conem2004, Belém, Pará, Brasil.
- Haywood, R. W., 1949, "A Generalized Analysis of the Regenerative Steam Cycle for a finite Number of Heaters", Proc. – Inst. Mech. Eng., Vol. 161, pp. 157-162.
- Keenan, J. H.; Keyes, F. G.; Hill, P. G. E Moore, J. G., 1978, "Steam Tables", John Wiley & Sons Inc.
- Lagarias, J.C., J. A. Reeds, M. H. Wright, and P. E. Wright, 1998, "Convergence Properties of the Nelder-Mead Simplex Method in Low Dimensions", SIAM Journal of Optimization, Vol. 9 Number 1, pp. 112-147.
- Moran, M. J. & Shapiro, H. N., 1999, "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", John Wiley & Sons Inc.
- Moraes, G. J. A., 1994, "Análise de Critérios de Otimização de Ciclos a Vapor para Geração de Energia", Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Pará.
- Muneer, T., 1985, "An Equation Of State For Steam For Systems Analysis", Energy Convers. Vol. 25, N^o. 3, pp. 273-275.
- Muneer, T.; Scott, S. M., 1991, "Density And Temperature Explicit equations Of State For Steam. Energy Convers", Vol. 31, N^o. 4, pp. 315-325.
- Najjar, Y. S. H., 1997, "Determination of thermodynamic properties of some engineering fluids sing two-constant equations of state", Thermochemica acta, Vol. 303, pp.137-143.
- Reynolds, W. C., 1979, "Thermodynamic Properties In Si – Graphs, Tables and Computation Equations For 40 Substances", Department of Mechanical Engineering, Stanford University, Stanford – Ca.
- Santos R E. J., Silva Jr. J. B., 2003, "Utilização de Biomassa para a Geração de Energia em um Ciclo Rankine", Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Pará.
- Souza, Z., 1980, "Elementos de Máquinas Térmicas", Editora Campus/Efei.
- Van Wylen, G. J. & Sonntag, R. E., 1976, "Fundamentos da Termodinâmica Clássica"; Edgard Blucher.

OPTIMIZATION OF STEAM CYCLES USED IN POWER PLANTS

Fabio Alfaia da Cunha
alfaia@ufpa.br

Severiano da Silva Lima Filho
lima@ufpa.br

Said Moünsif
smounsif@ufpa.br

Pedro Andrey Cavalcante Sampaio
asampaio@ufpa.br

Mechanical Engineering Department, Federal University of Pará, Augusto Corrêa Street, Guamá, Belém - PA - Brazil, P. O. Box 66075-110.

Abstract. *Due to the recent energy crises that Brazil is passing the government has been offering many financial incentives for the use of Power Plants. However, besides the financial incentive, it should be given technological support so that the plants of this type operate in conditions of maxim efficiency and potency to do good use of the used natural resources. Therefore, in this work the conditions of great operation of a steam cycle are sought. Initially they are shown and discussed some existent optimization criteria in the literature. Soon afterwards, computational simulations are accomplished for the determination of the great points of operation of a Rankine cycle with reheating and other regenerative. In such a task a computational code is used developed in MatLab. For the calculations of the thermodynamic properties of the water in all of the processes a developed subroutine was used Fortran. At the end of the work the obtained results are discussed and compared with the available results in the literature.*

Keywords: optimization, steam cycle, computational simulation, Rankine cycle.