

Tecnologia e Gestão da Geração Distribuída e Cogeração

SISTEMAS COMBINADOS DE POTÊNCIA

Prof. Dr. Silvio de Oliveira Júnior

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	3
2 EVOLUÇÃO DO CONCEITO DE SISTEMA COMBINADO	4
3 TIPOS DE SISTEMAS COMBINADOS DE POTÊNCIA	6
3.1 Classificação geral	6
3.2 Sistema combinado de potência com turbina a gás e a vapor	6
3.3 Sistema combinado de potência com turbina a gás e ciclo rankine multipressão	8
3.4 Sistema combinado com gaseificador integrado e sistema com turbina a gás e vapor	11
3.5 Sistema combinado para plantas nucleares	13
3.6 Sistemas avançados com turbinas a gás.	14
3.6.1 Sistema combinado com turbina a gás com resfriamento intermediário e final do ar de combustão.	14
3.6.2 Sistema combinado com recuperação termoquímica.	15
3.6.3 Sistema combinado com ciclo de Kalina.	16
4 CONSIDERAÇÕES SOBRE O DESEMPENHO DE SISTEMAS COMBINADOS	19
5 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	22

1 Introdução

A associação em série térmica de sistemas de potência, ou seja, o rejeito térmico de um sistema é o insumo energético de outro sistema, caracteriza o denominado sistema combinado de potência ou ciclo combinado, como ilustrado na Figura 1. O objetivo de tal associação é otimizar o uso do insumo energético consumido (combustível) para maximizar o desempenho global do sistema de potência. A Figura 1 apresenta uma representação esquemática de dois sistemas de potência operando entre os níveis de temperatura T_1 , T_2 e T_0 (temperatura do meio ambiente). Desta forma, ao invés do rejeito térmico do sistema 1 ser enviado diretamente para o meio ambiente, destruindo-se assim a exergia associada a ele, emprega-se esta exergia como insumo do sistema 2, o que aumenta a quantidade de trabalho obtida por unidade de insumo energético consumido no sistema 1.

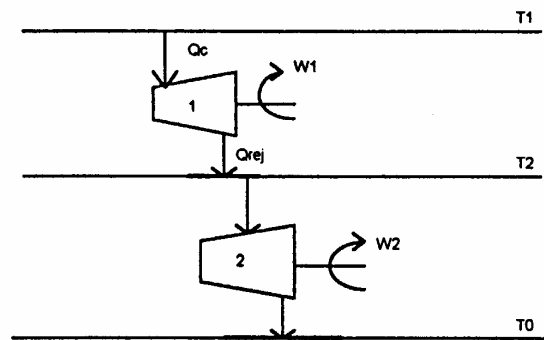


Figura 1 Princípio de um Sistema Combinado de Potência.

Observando-se a Figura 1 pode-se mostrar que o rendimento térmico global do sistema combinado, η_{global} , é dada pela Equação 1,

$$\eta_{\text{global}} = \eta_1 + \eta_2 (1 - \eta_1) \quad (1)$$

onde:

$$\eta_1 = W_1 / Q_c \quad (2)$$

$$\eta_2 = W_2 / (Q_c - W_1) \quad (3)$$

$$\eta_{\text{global}} = (W_1 + W_2) / Q_c \quad (4)$$

Para um sistema combinado composto por três sistemas de potência, o rendimento global fica:

$$\eta_{\text{global}} = \eta_1 + \eta_2 (1 - \eta_1) + \eta_3 (1 - \eta_1 - \eta_2 (1 - \eta_1)) \quad (5)$$

com

$$\eta_3 = W_3 / (Q_c - W_1 - W_2) \quad (6)$$

$$\eta_{\text{global}} = (W_1 + W_2 + W_3) / Q_c \quad (7)$$

As Equações 1 e 5 evidenciam a vantagem de empregar ciclos de potência em cascata térmica, com o objetivo de aumentar o rendimento de utilização do insumo energético.

2 Evolução do conceito de sistema combinado

Uma referência histórica importante na área de sistemas combinados de potência é o artigo de Emmet (Emmet, 1925), onde é apresentado o chamado ‘ciclo combinado mercúrio - água de Emmet’. A Figura 2 mostra, num mesmo diagrama temperatura - entropia, o ciclo combinado de Emmet, formado por dois ciclos de Rankine em série térmica, um operando com mercúrio e outro operando com água. O rendimento global avaliado para este ciclo combinado era de 54% (Emmet, 1925). Em 1950 havia seis plantas de potência com esta concepção operando nos Estados Unidos, com potências unitárias de até 20 MW (Mataix, 1973).

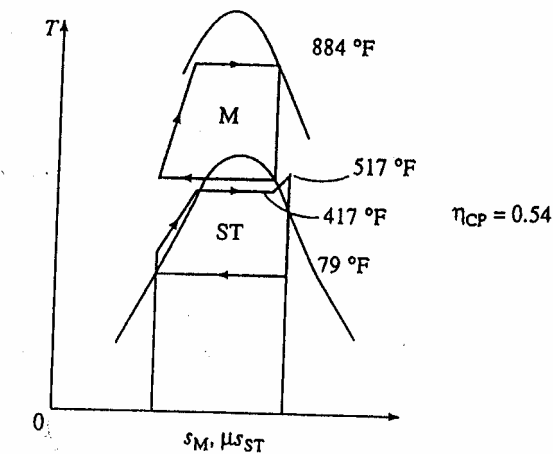


Figura 2. Ciclo Combinado de Emmet com Mercúrio (M) e Vapor de Água (ST) (Horlock, 1995).

Em 1943 Field propôs o conceito de ciclo super-regenerativo a vapor, composto por um ciclo de Brayton regenerativo superposto a um ciclo de Rankine regenerativo. O esquema deste ciclo, com o correspondente diagrama T-s, está mostrado na Figura 3. O rendimento térmico do ciclo de Field, η_F , é dado por:

$$\eta_F = 1 - (1 - \eta_G)(1 - \eta_S) \quad (8)$$

onde

$$\eta_G = 1 - Q_{10-3} / (Q_{5-6} + Q_{7-8}) \quad (9)$$

$$\eta_S = 1 - Q_{11-1} / Q_{2-10} \quad (10)$$

$$\eta_F = 1 - Q_{11-1} / (Q_{5-6} + Q_{7-8}) \quad (11)$$

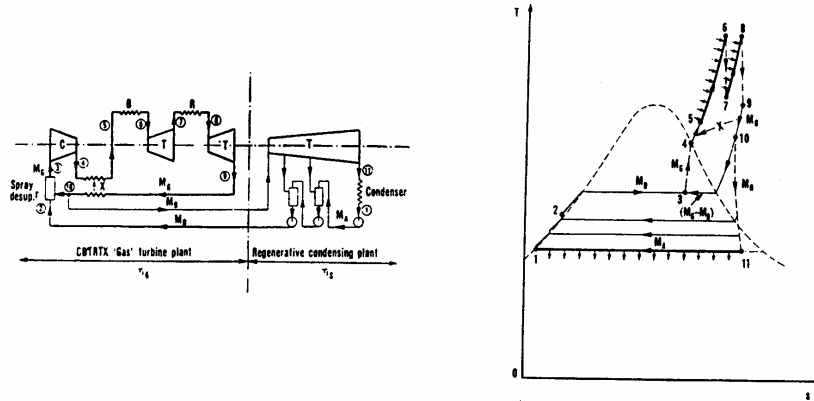


Figura 3. Esquema do ciclo de Field (Haywood, 1991).

O interesse do ciclo de Field reside na sua capacidade de apresentar eficiências altas, sem a necessidade de utilizar vapor a altas pressões. Entretanto, dificuldades técnicas, como a compressão de vapor a alta temperatura, reduziram o interesse pelo desenvolvimento de aplicações deste ciclo.

Em 1960 Seippel e Bereuter (Horlock, 1995) propuseram seis combinações possíveis de turbina a gás e turbina a vapor acopladas em série térmica. Uma destas configurações está mostrada na Figura 4, onde há uma planta combinada sem queima adicional de combustível na caldeira de recuperação.

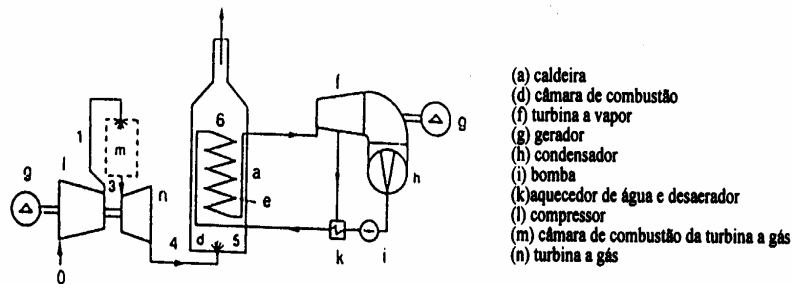


Figura 4. Ciclo combinado de Seippel e Bereuter (Horlock, 1995).

Nos anos 70 a chamada planta ‘recuperativa’ (turbina a gás acoplada a uma caldeira de recuperação que gera vapor para uma turbina a vapor) tornou-se bem estabelecida nos Estados Unidos e na Europa. Nos Estados Unidos Wood (Horlock,1995) elaborou uma lista de 40 plantas , a maioria na faixa de 15-20 MW, principalmente do tipo sem queima suplementar na caldeira de recuperação e com ciclos vapores de um único nível de pressão na caldeira. Uma das maiores plantas consistia de uma planta de cogeração, da empresa Dow Chemical do Texas, que gerava 63 MW (43 nas turbinas a gás e 20 MW nas turbinas a vapor), com queima

suplementar dos gases de escape da turbina a gás para gerar vapor a 82 bar, 510 °C. Segundo Wood (Horlock, 1995) o rendimento nominal desta planta era de 41%. Na Europa, nesta época, havia a planta austríaca de Korneuberg (a maior em operação), com queima suplementar na caldeira de recuperação, capacidade de geração de 75 MW e aproximadamente 33% de rendimento global.

3 Tipos de sistemas combinados de potência

3.1 Classificação geral

Uma classificação interessante dos sistemas combinados de potência foi proposta por Wunsch em 1978 (Horlock, 1995). A Figura 5 esquematiza esta classificação, podendo-se destacar três níveis de caracterização das plantas: se a caldeira de recuperação opera com ou sem queima suplementar, quantos níveis de pressão há na caldeira de recuperação, e o tipo de aquecimento sofrido pela água de alimentação da caldeira.

São descritas a seguir algumas configurações de sistemas combinados de potência, sendo que o sistema de potência primário (aquele que converte diretamente a exergia química do combustível em potência mecânica) é uma planta de turbina(s) a gás.

3.2 Sistema combinado de potência com turbina a gás e a vapor

A Figura 6 apresenta um sistema combinado de potência composto por uma turbina a gás (formada por um compressor de ar (AC), câmara de combustão (CC), e turbina (GT)), acoplada a uma caldeira de recuperação (HRB). Esta caldeira de recuperação gera vapor para ser empregado em um ciclo de potência a vapor, que é formado por uma turbina a vapor (ST), condensador (C), bomba (CP), pré-aquecedores de água de alimentação (FWH) e desaerador (DA). A caldeira de recuperação consiste de um economizador (EC), evaporador (B), tubulão de vapor (SD), e superaquecedor (SU). Os gases que deixam a caldeira seguem para a chaminé (ST). A turbina a gás e a turbina a vapor estão acopladas a geradores elétricos (G).

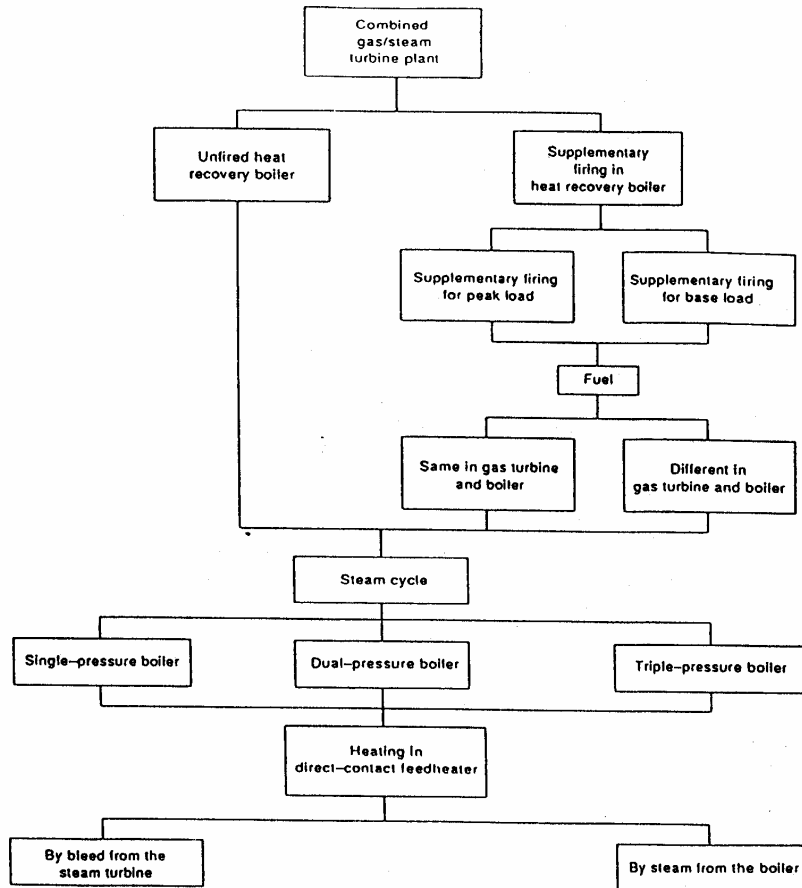


Figura 5. Classificação de Wunsch para Sistemas Combinados de Potência (Horlock, 1995).

Para sistemas combinados de potência relativamente baixa, a potência da turbina a vapor é inferior à potência da turbina a gás (cerca de 50%) e o número de aquecedores de água de alimentação da caldeira é pequeno, frequentemente um desaerador e um aquecedor de superfície.

Para aumentar a potência do sistema combinado durante operações em condições de pico, podem ser utilizados queimadores suplementares de combustível, adaptados à caldeira de recuperação, para aumentar a vazão mássica de vapor. A condição limite de operação está associada ao projeto da caldeira de recuperação. Uma temperatura limite dos gases de 760 °C é normalmente considerada nestas caldeiras. Entretanto, este limite pode permitir um aumento na capacidade da turbina a vapor de cerca de 100% e de 30% na potência total do ciclo. (El-Wakil, 1984).

Em plantas com sistemas combinados de grande porte, utilizadas como sistemas de base, há um equipamento suplementar de queima de combustível (SF) que é colocado entre a turbina a gás e a caldeira de recuperação. Neste caso a potência da turbina a vapor pode ser até oito vezes superior à potência da turbina à gás. O combustível usado nos queimadores suplementares pode ser o mesmo combustível da turbina a gás, ou então um combustível como óleo pesado ou carvão.

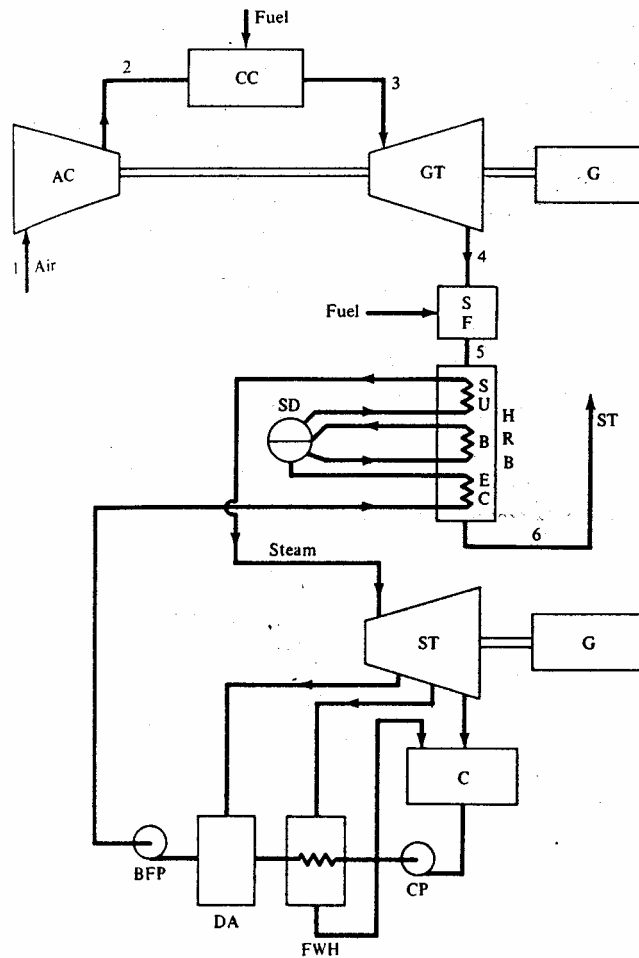


Figura 6. Sistema de potência combinado com turbina a gás e turbina a vapor (El-Wakil, 1984).

3.3 Sistema combinado de potência com turbina a gás e ciclo rankine multipressão

Um sistema combinado com vários níveis de pressão reduz a temperatura do gás que deixa a caldeira de recuperação, resultando em um aumento do rendimento global da planta. Ciclos vapor operando a cerca de 90 bar, temperatura de saturação em torno de 300°C e água de alimentação em torno de 130°C implicam temperaturas dos gases de chaminé de 150°C a 200°C. Um sistema com vários níveis de pressão na caldeira pode reduzir a temperatura dos gases de chaminé, incrementando o rendimento da planta.

A Figura 7 mostra uma planta com dois níveis de pressão (e dois circuitos de vapor) na caldeira de recuperação. O circuito de alta pressão fornece vapor para a entrada da turbina, enquanto que o circuito de baixa pressão fornece vapor para um estágio intermediário da turbina. A Figura 8 apresenta um diagrama temperatura - entalpia para os circuitos de gás e vapor para a caldeira de recuperação.

Na planta da Figura 7 os gases de escape da turbina a gás passam pelo dispositivo de queima suplementar (SF) em 4, pela caldeira de recuperação (HRB) em 5, sendo, em seguida, enviados para a chaminé (ST) em 6. O condensado deixa o condensador (C) em 8, passa pela bomba de condensado (CP), dois aquecedores (FWH) e um desaerador (DA). Em seguida é bombeado pela bomba de alimentação da caldeira (BFP) de 9 para 10. O processo 10-11 é o aquecimento da água de alimentação em um economizador de baixa pressão, seguindo-se a evaporação até 12 e o superaquecimento até 13. O vapor superaquecido 13 é enviado para um estágio de baixa pressão da turbina.

Água do tubulão de vapor de baixa pressão em 11 é bombeada por uma bomba 'booster' (BP) para 14, indo para o economizador de alta pressão. A evaporação ocorre de 15 para 16, e o superaquecimento até 17. Vapor superaquecido a alta pressão é enviado para o primeiro estágio da turbina.

O diagrama da Figura 8 mostra a existência de dois pontos de 'pinch' (onde a diferença de temperatura entre o vapor e os gases é mínima) entre a linha do gás e as linhas de vapor (baixa e alta pressão). Pode-se verificar que um único circuito de vapor de alta pressão seria representado por 10'-15-16-17, com o gás indo para a chaminé a 6'. A adição do circuito de baixa pressão faz com que os gases sejam enviados para a chaminé (6), transferindo mais energia dos gases para o vapor, com o consequente aumento do rendimento da planta.

Como exemplo de uma planta deste tipo pode-se citar a planta combinada com dois níveis de pressão de vapor de Donge-Geertruidenberg na Holanda (El-Wakil, 1984). Sua turbina a gás gera 76,7 MW e a turbina a vapor gera 47,3 MW, atingindo um rendimento global de 46,1 em condições padrão (15°C e 1 atm). Nestas condições a turbina a gás é responsável por 62% da potência total gerada.

Uma planta com três níveis de pressão na caldeira de recuperação está mostrada na Figura 9. O vapor gerado no nível intermediário de pressão destina-se à injeção na câmara de combustão da turbina a gás para reduzir as emissões de óxidos de nitrogênio, para satisfazer os padrões de emissões de NO_x .

Os sistemas de turbina a gás com injeção de vapor são normalmente designados de STIG (steam injection gas turbine). Nestes sistemas a vazão mássica de vapor injetado é da ordem de 15% da vazão mássica de ar fornecida à câmara de combustão (Haywood, 1991).

Os benefícios do uso de vapor na câmara de combustão são os seguintes:

-Como resultado do efeito de resfriamento provocado pela injeção de vapor na zona de chama primária do combustor, há uma redução da emissão de óxidos de nitrogênio, NO_x , da planta.

-Há um aumento na potência e no rendimento térmico da turbina. Apesar do consumo extra de combustível necessário para aquecer o vapor até a temperatura de entrada da turbina a gás, a potência adicional obtida com a expansão do vapor através da turbina é mais importante, acarretando um aumento do rendimento térmico.

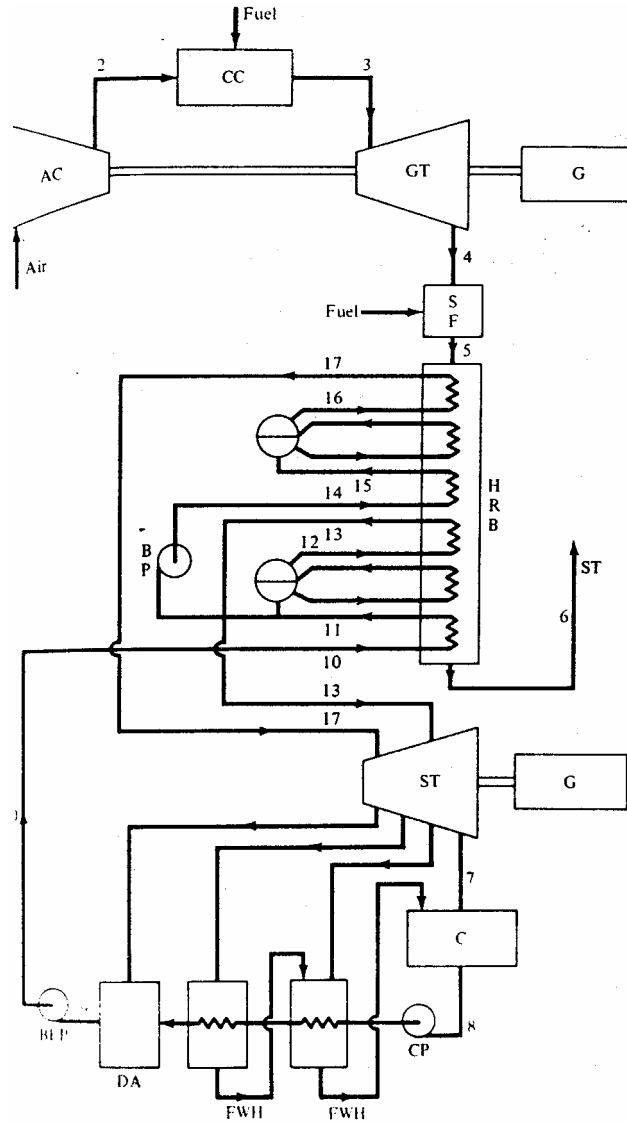


Figura 7. Esquema de um sistema combinado com dois níveis de pressão de vapor (El-Wakil, 1984).

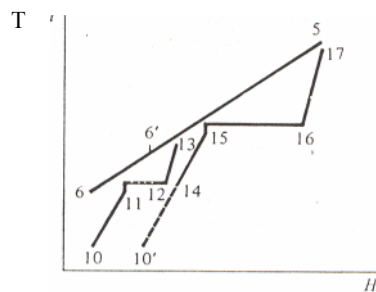


Figura 8. Diagrama temperatura-entalpia para a caldeira de recuperação com dos níveis de pressão (EL-Wakil, 1984).

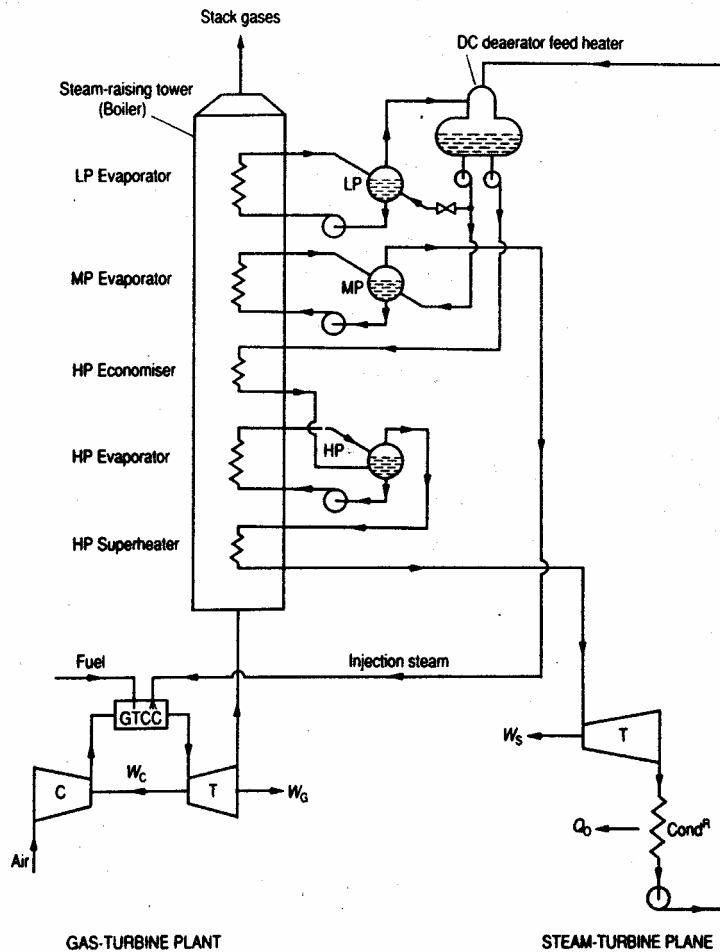


Figura 9. Sistema de potência combinado com três níveis de pressão na caldeira de recuperação (Haywood, 1991).

3.4 Sistema combinado com gaseificador integrado e sistema com turbina a gás e vapor

Em plantas de potência que operam com carvão, uma forma de reduzir as emissões de No_x e SO_2 consiste em realizar a combustão em um leito fluidizado. Há gaseificadores que podem operar a pressões elevadas, até 35 bar, e com temperaturas de saída de 540°C a 1100°C , sendo que este gás deve ser resfriado para ser purificado e para fins de limpeza. Um sistema de potência combinado, como esquematizado na Figura 10, pode recuperar esta energia rejeitada para fins de resfriamento do gás, bem como aproveitar o nível de pressão no qual o gás é obtido para enviá-lo para a câmara de combustão de uma turbina a gás.

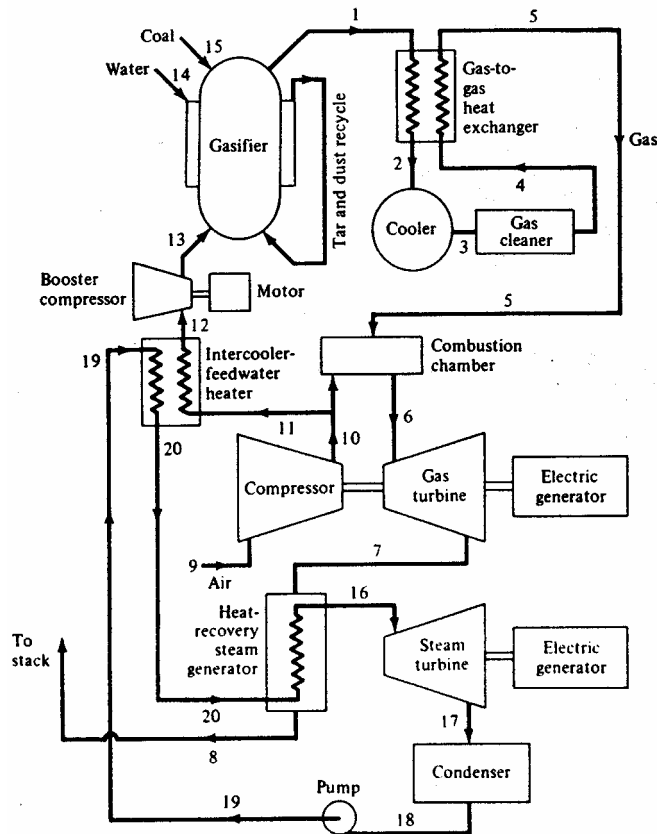


Figura 10. Sistema Combinado de Potência com Gaseificador (El-Wakil, 1984).

No sistema proposto na Figura 10 o gás deixa o gaseificador a cerca de 540°C e 20 bar, transfere calor no recuperador de calor, saindo no estado 2, sendo ainda resfriado até 3 até uma temperatura conveniente para ser limpo e purificado (3-4). A seguir o gás é reaquecido (4-5), sendo então enviado para a câmara de combustão da turbina a gás onde será misturado com o ar proveniente do compressor. Os gases de combustão saem da câmara de combustão a cerca de 980°C , são expandidos na turbina a gás deixando-a 520°C . Os gases de escape da turbina a gás passam na caldeira de recuperação do ciclo vapor, indo posteriormente para a chaminé a cerca de 125°C .

O compressor recebe ar ambiente em 9, a cerca de 15°C , comprimindo-o até atingir aproximadamente 315°C . O compressor tem um duplo papel: fornecer ar para a câmara de combustão (10) e para o gaseificador (11). O ar enviado para o gaseificador é inicialmente resfriado no aquecedor de água do ciclo vapor (11-12 e 19-20) e, em seguida, comprimido em um compressor 'booster' até a pressão de entrada no gaseificador. O gaseificador é projetado para gerar seu próprio vapor, a partir da água de alimentação (14). O carvão que alimenta o gaseificador (15) reage com a mistura água-vapor para produzir o gás pobre (1).

O ciclo vapor é convencional. Vapor superaquecido a 20 bar e 480°C é gerado na caldeira de recuperação (16), é expandido na turbina a vapor, sendo enviado para o condensador em 17. O condensado é bombeado para o aquecedor de água de alimentação

(19), onde há transferência de calor do ar de alimentação do gaseificador, e para a caldeira de recuperação (20). O sistema descrito apresenta uma eficiência térmica global de 34,3%.

No Brasil o interesse no emprego deste tipo de sistema está concentrado no emprego de bagaço de cana como combustível a ser gaseificado. Além disto, encontra-se em desenvolvimento pela CHESF o projeto de um sistema combinado para geração de eletricidade (25-30 MW), que deverá consumir 'chips' de madeira. Sua operação comercial está prevista para data próxima do ano 2000 (Fernandes e Coelho, 1996).

3.5 Sistema combinado para plantas nucleares

Um sistema de potência combinado pode operar com um reator nuclear de alta temperatura resfriado com gás (HTGR), como fonte de energia para a turbina a gás. Este sistema reator nuclear - turbina a gás emprega hélio como refrigerante do reator e fluido de trabalho de um ciclo Brayton. O esquema desta planta está mostrado na Figura 11.

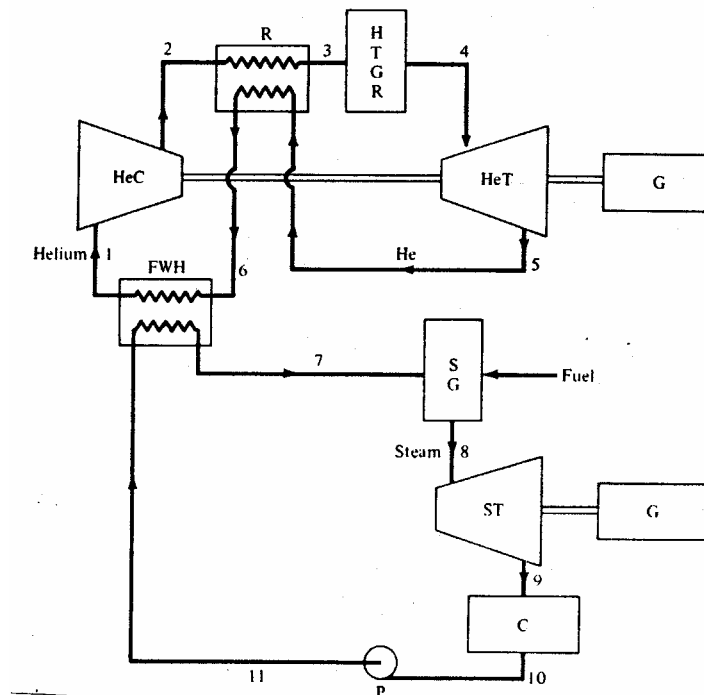


Figura 11. Ciclo combinado com reator nuclear, turbina a gás e turbina a vapor (El-Wakil, 1984)

Nesta planta hélio, na seção 1, é comprimido (HeC) até o estado 2. Em seguida é preaquecido no regenerador (R) até 3, sendo então enviado para o reator nuclear (HTGR), de onde sai (4) a temperaturas entre 780°C e 800°C. Hélio é enviado para a turbina de hélio (HeT), saindo no estado 5 e sendo enviado para o regenerador. A transferência de calor do hélio para a água ocorre no aquecedor de água (FWH) de 6 até 1. A água passa, então, no gerador de vapor (SG), deixando-o como vapor superaquecido (8). Este vapor é expandido na turbina a vapor (ST), passa no condensador (C), e o condensado é bombeado até 11 voltando para o aquecedor de água.

Observa-se assim que a entrada de energia nesta planta se dá pelo rejeito do reator nuclear e pelo consumo de combustível na caldeira do sistema de potência a vapor, sendo que o rejeito térmico do ciclo combinado ocorre no condensador do sistema de potência a vapor. A Figura 12 apresenta o diagrama temperatura-entropia para os dois ciclos descritos.

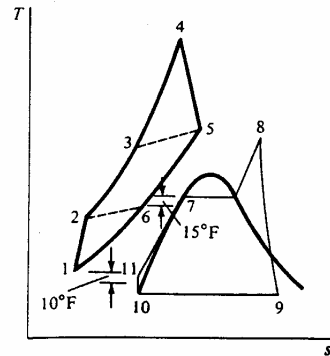


Figura 12. Diagrama temperatura-entropia para os ciclos de hélio e vapor de água (EL- Wakil, 1984)

3.6 Sistemas avançados com turbinas a gás.

São descritos a seguir três sistemas de potência em desenvolvimento que empregam técnicas recentes destinadas a aumentar o rendimento global da planta de potência baseada em turbina a gás. Os sistemas descritos são: sistema combinado com resfriamento intermediário e final do ar de combustão, planta de potência com recuperação termoquímica (TCR) e sistema de potência com ciclo de Kalina.

3.6.1 Sistema combinado com turbina a gás com resfriamento intermediário e final do ar de combustão.

Uma abordagem para otimizar o ciclo Brayton com resfriamento intermediário e com recuperação da entalpia dos gases de escape da turbina consiste em colocar um saturador de ar entre a saída do compressor e a entrada do recuperador de calor, como mostrado na Figura 13. O saturador, conhecido por pós-resfriador ('aftercooler'), provoca a evaporação de água no fluxo de ar de saída do compressor, acarretando uma menor temperatura e maior vazão mássica do fluxo enviado para o recuperador de calor. Apesar desta técnica poder ser encarada como uma forma de balancear as capacidades térmicas das correntes 'quente' e 'fria' do recuperador de calor e conseqüentemente aumentar a energia recuperada pela turbina a gás (além do fluxo de ar úmido estar a uma temperatura mais baixa), é importante destacar que esta recuperação adicional é obtida pela evaporação da água no saturador. Como esta água não é posteriormente condensada, sendo descartada junto com os gases de chaminé como vapor a baixa pressão, a energia recuperada não é posteriormente aproveitada. Além deste fato, a temperatura de saída dos gases do recuperador é mais baixa que aquela obtida em um ciclo recuperativo com resfriamento intermediário, resultando numa eficiência mais baixa para o ciclo vapor. Segundo Briesch et alii a aplicação deste tipo de sistema a um sistema combinado com três níveis de pressão na caldeira de recuperação e reaquecimento no ciclo vapor, acarreta uma redução da eficiência térmica de dois pontos percentuais (Briesch et alii,

1995). Já Gallo em um trabalho em que compara vários sistemas baseados em turbinas a gás, conclui que o sistema HAT (ciclo de ar úmido) com relação de pressões na turbina a gás de 15:1 pode atingir um rendimento térmico de 55,1%, superior, inclusive ao rendimento de um sistema combinado turbina a gás-turbina a vapor (Gallo, 1996).

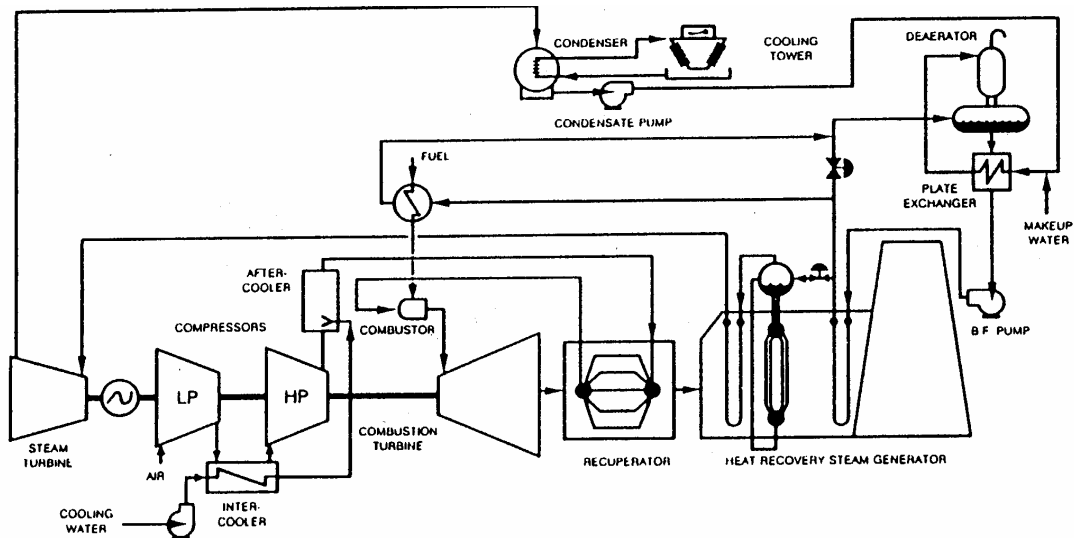


Figura 13. Sistema Combinado Recuperativo com Resfriamento Intermediário e Final (Briesch et alii, 1995).

3.6.2 Sistema combinado com recuperação termoquímica.

Em uma planta de potência com recuperação termoquímica uma parte dos gases de chaminé é transferida da chaminé, comprimida, misturada com gás natural, aquecida com o fluxo de gases de escape da turbina a gás e, em seguida, enviada para a câmara de combustão. À medida que a mistura formada pelo gás natural e gases de chaminé é aquecida pelos gases de escape da turbina, ocorre uma reação endotérmica entre o metano, dióxido de carbono e água dos gases de chaminé. Esta reação ocorre na presença de um catalisador a base de níquel, resultando na produção de hidrogênio e monóxido de carbono (Briesch et alii, 1995). Para conversão completa do metano há um aumento no poder calorífico efetivo de aproximadamente 30% (Briesch et alii, 1995). Desta forma, a mistura gás natural/gases de chaminé recupera energia dos gases de escape da turbina termicamente (durante seu aquecimento) e quimicamente (durante a reação endotérmica), resultando numa recuperação de energia dos gases de escape da turbina superior àquela obtida nos processos convencionais de recuperação térmica. Ainda segundo Briesch et alii, com a completa conversão do gás natural para hidrogênio e monóxido de carbono consegue-se recuperar até duas vezes a quantidade de energia que um sistema recuperativo padrão consegue recuperar (Briesch et alii, 1995).

A reação endotérmica descrita acima é acelerada para baixos valores de excesso de oxigênio na mistura reativa, assim como baixas pressões e altas relações entre gases de chaminé recirculados e metano. Desta forma, pode-se tirar proveito destes aspectos fazendo com que o combustor opere em condições quase estequiométricas (10% de excesso de ar na saída do combustor) e usando-se a recirculação de gases de chaminé para resfriar os gases de

escape da turbina para o nível de temperatura desejado na entrada da turbina. Isto maximiza a recirculação dos gases de chaminé e minimiza o excesso de oxigênio nos gases de chaminé. Para sistemas empregando esta técnica, a relação entre a vazão de gases recirculados e o fluxo através da turbina é superior a 50%. Desta forma, a vazão do compressor de ar e a vazão de gases efluentes (através da chaminé) são inferiores à metade do valor praticado em sistemas convencionais, para a mesma capacidade da turbina.

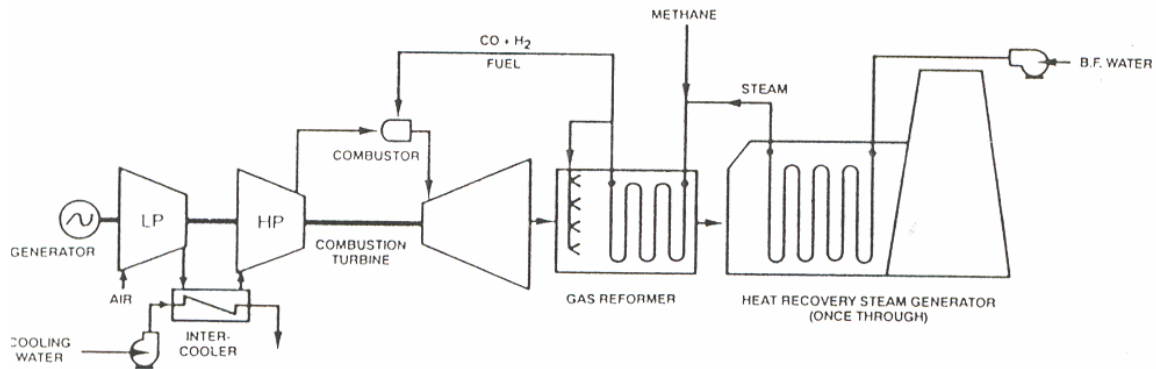


Figura 14. Recuperação Termoquímica com Emprego de Vapor de Água (Briesch et alii, 1995).

Outra vantagem da recuperação termoquímica e da recirculação de gases de chaminé (Briesch et alii, 1995) reside no fato de, como a temperatura de chama adiabática é baixa e a operação ocorre com pequeno excesso de oxigênio no escape, as emissões resultantes de NO_x e CO apresentam valores muito inferiores quando comparadas a plantas de potência convencionais.

Além da reforma com gases de escape da chaminé, pode ser empregada a reforma do gás natural com vapor de água, como ilustrado no esquema da Figura 14.

A aplicação da recuperação termoquímica a um sistema combinado com caldeira de recuperação com três níveis de pressão, acarreta um acréscimo no rendimento térmico global de 2 pontos percentuais, relativamente a este tipo de sistema combinado (Briesch et alii, 1995).

3.6.3 Sistema combinado com ciclo de Kalina.

Visando reduzir a destruição de exergia que ocorre na caldeira de recuperação de um sistema combinado, Kalina (Kalina, 1984) propôs um ciclo baseado no ciclo Rankine que opera com um fluido de trabalho multicomponente, o que acarreta um processo de vaporização a temperatura variável, reduzindo as irreversibilidades existentes na caldeira de recuperação, devido ao processo de transferência de calor.

O ciclo de Kalina é um ciclo de potência que emprega o par água-amônia como fluido de trabalho. Quando a mistura na fase líquida é aquecida na caldeira de recuperação, a amônia

tende a evaporar primeiro (por ser o fluido mais volátil) e a uma temperatura inferior a da água pura. A temperatura do líquido remanescente aumenta, à medida que a concentração de amônia diminui. Desta forma, consegue-se um melhor acoplamento entre a variação da temperatura da mistura binária e a variação de temperatura dos gases de escape da turbina a gás. A Figura 15 apresenta os diagramas fração de entalpia-temperatura para o vapor de água de um ciclo Rankine convencional (a) e para um ciclo de Kalina (b), permitindo constatar os efeitos da variação da temperatura durante o processo de mudança de fase (15b) e a menor temperatura de descarga dos gases de escape da turbina a gás (15b). O processo de condensação é complementado por processos de absorção e destilação da mistura água-amônia.

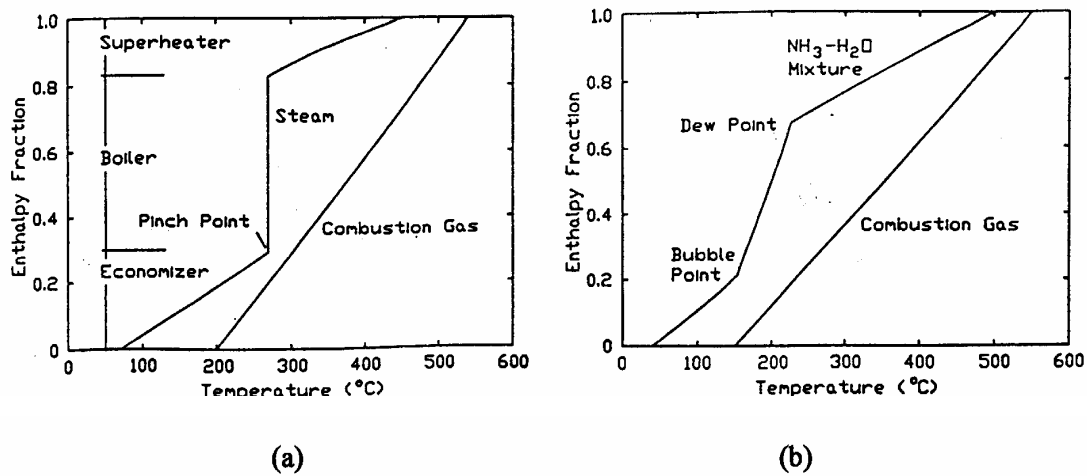


Figura 15. Diagrama entalpia-temperatura para a caldeira de recuperação de um ciclo vapor convencional (a) e para o ciclo de Kalina (b) (Marston, 1990).

A Figura 16 apresenta um esquema do ciclo Kalina. Ele é formado por seis componentes principais: caldeira, turbina, destilador, absorvedor, tanque de "flash" e condensador. O projeto fluidodinâmico da turbina não é diferente daquele de uma turbina a vapor de água, uma vez que a amônia tem massa molecular próxima a da água. Entretanto, ligas à base de cobre devem ser evitadas, pois ficam sujeitas à corrosão em presença de amônia (Marston, 1990).

A operação do ciclo é composta pelos seguintes processos:

- 1- A mistura binária evapora a temperatura variável, acarretando uma maior transferência de calor dos gases de escape da turbina a gás para o ciclo Kalina, com um conseqüente aumento na potência útil gerada.
- 2- A mistura superaquecida é expandida na turbina de contrapressão.
- 3- O rejeito térmico da turbina a vapor é usado para separar (destilar) a amônia da água, aproveitando-se a diferença de volatilidades dos dois fluidos.
- 4- As soluções rica e pobre em amônia são separadas no tanque de "flash".

5- A solução pobre é condensada.

6- A solução rica é condensada a uma pressão relativamente alta, superior à pressão de descarga da turbina a vapor.

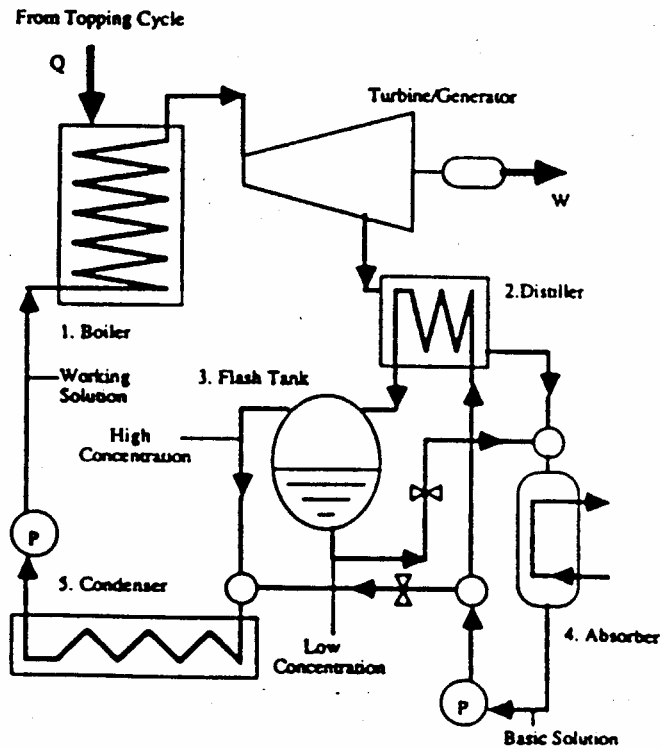


Figura 16. Esquema do ciclo Kalina (Park e Sonntag, 1990).

Park e Sonntag (Park e Sonntag, 1990) realizaram estudo comparativo entre um ciclo Rankine e um ciclo Kalina operando com gases de escape de uma turbina a gás a 538°C e meio ambiente a $12,7^{\circ}\text{C}$. A Figura 17 mostra a distribuição percentual da exergia destruída por componente dos dois ciclos, evidenciando a redução na exergia destruída na caldeira de recuperação quando se passa do ciclo Rankine para o ciclo Kalina (de 22,5% para 13,3%), e o aumento no rendimento exergético do ciclo Rankine para o ciclo Kalina, de 53,1% para 68,1%. O rendimento térmico passa de 23% para 29,5%.

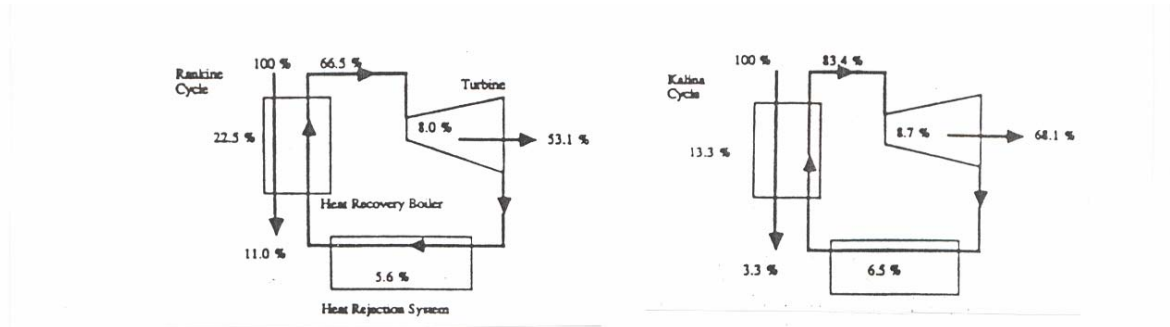


Figura 17. Comparação exérgica entre os ciclos Rankine e Kalina ((Park e Sonntag, 1990)

Em recente estudo de Marston e Hyre (Marston e Hyre, 1995) foi apresentada uma comparação entre três sistemas combinados de potência com base numa planta de turbina a gás. Os ciclos vapor estudados foram um ciclo Rankine com três níveis de pressão na caldeira de recuperação, um ciclo Kalina com simples estágio e um ciclo Kalina com três estágios. Os rendimentos térmicos obtidos (base poder calorífico inferior) foram 49,93% para o ciclo Rankine com três níveis de pressão, 50,29% para o ciclo Kalina com um estágio, e 51,88% para o ciclo Kalina otimizado com três estágios.

4 Considerações sobre o desempenho de sistemas combinados

A Figura 18 mostra a evolução do rendimento global e do trabalho específico de sistemas combinados, baseados em uma planta com turbina a gás, em função da temperatura de entrada dos gases de combustão na turbina. A Figura 19 mostra a evolução da temperatura de entrada na turbina de 1940 até os valores esperados para o ano 2000. Nota-se nestas figuras o contínuo aumento de valores de temperatura, rendimento global e trabalho específico ao longo dos anos.

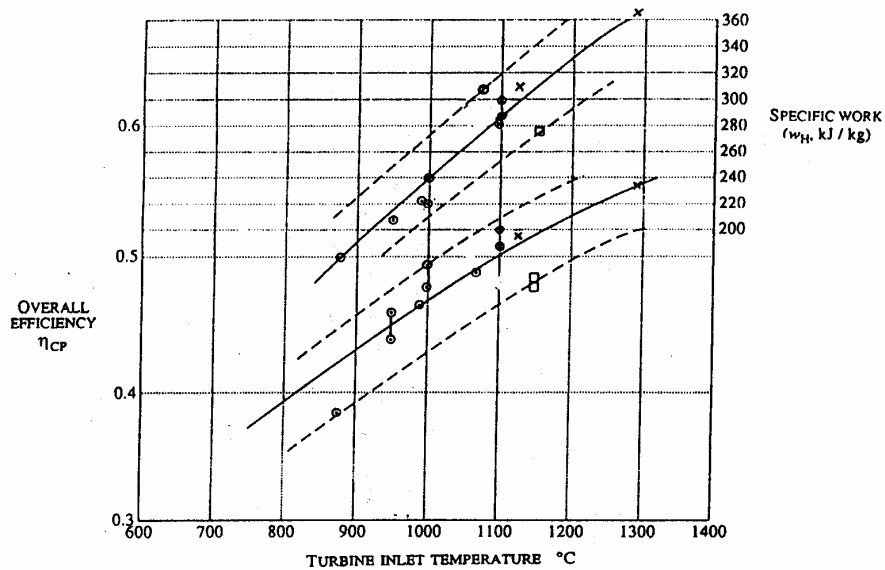


Figura 18. Rendimento Global e Trabalho Específico em Função da Temperatura de Entrada na Turbina para Sistemas Combinados. (os símbolos indicam diferentes fabricantes).(Horlock,1995)

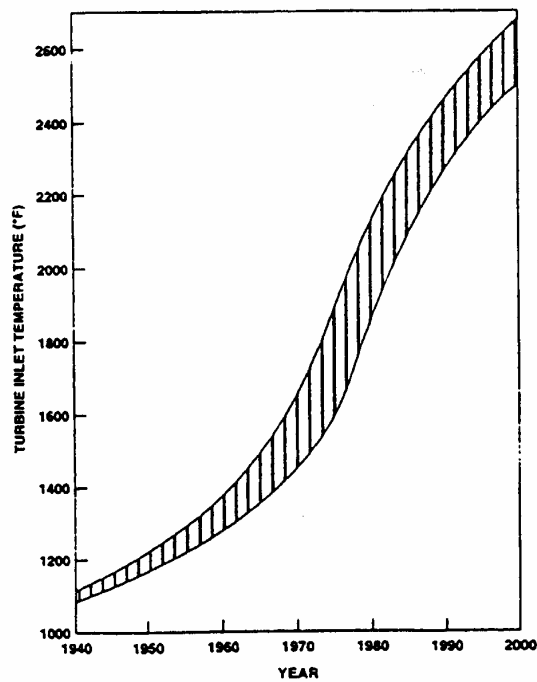


Figura 19. Evolução da Temperatura de Entrada na Turbina a Gás (Horlock,1995)

A Figura 20 mostra que o rendimento ótimo de sistemas combinados ocorre para uma relação de pressões próxima daquela que caracteriza a condição de máximo valor de trabalho específico para a turbina a gás. Segundo Horlock (Horlock, 1995) há amplas evidências de que os projetistas têm procurado maximizar o rendimento global para condições de relações de pressão relativamente baixas (de 10 a 14), ao invés dos valores mais elevados necessários para maximizar o rendimento da turbina a gás. A Figura 21 apresenta um gráfico onde são

apresentados valores de relações de pressão para sistemas combinados existentes (com turbina a gás) em conjunto com curvas de máximo rendimento e máximo trabalho específico para a turbina a gás, obtidas empregando-se o modelo de ciclo padrão a ar de Brayton ($\gamma=1,4$). Observa-se na figura que as relações de pressão de projeto usadas são muito menores que aquelas que dariam máximo rendimento para a turbina a gás, e próximas do valor que maximiza o trabalho específico da turbina a gás. Horlock (Horlock, 1995) apresenta uma justificativa para este comportamento do rendimento do sistema combinado, a partir do emprego do modelo de ciclo padrão a ar de Brayton ($\gamma=1,4$).

Figura 20. Desempenho de Turbinas a Gás e Sistemas Combinados (Horlock, 1995)

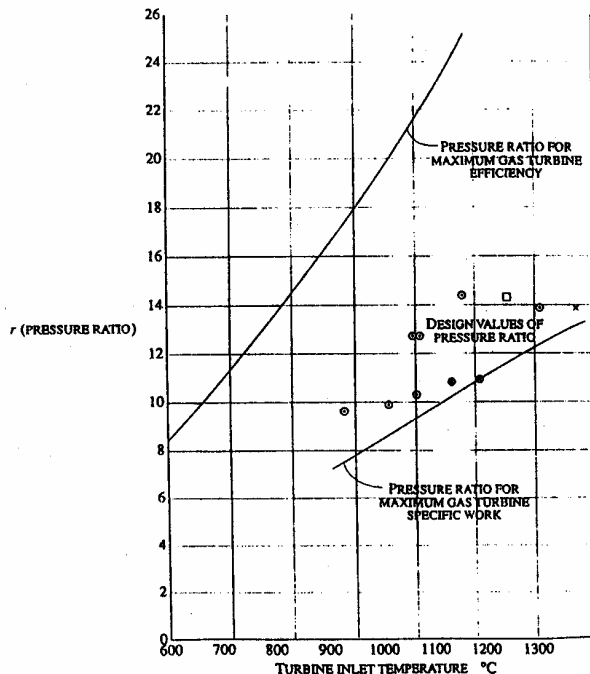
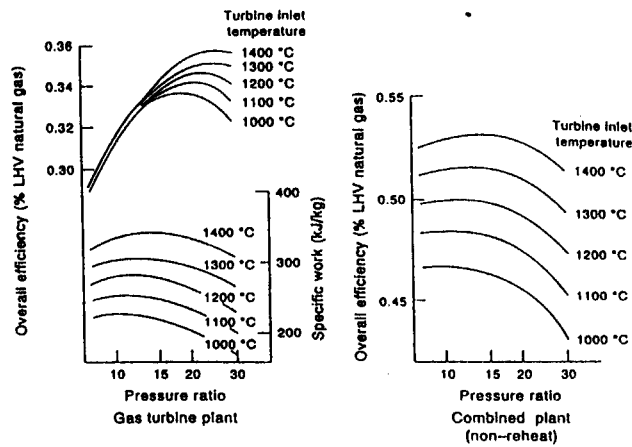


Figura 21. Relações de Pressão para Sistemas Combinados (os símbolos indicam diferentes fabricantes).(Horlock,1995)

Com relação ao impacto ambiental provocado pela operação de sistemas combinados com turbinas a gás, tem-se que estas plantas operando com gás natural têm gerado valores muito baixos de SO_x , e com os últimos desenvolvimentos nos processos de combustão foram também reduzida as emissões de NO_x . Além disto, as emissões de CO_2 por unidade de potência gerada (kg/kWh) são muito menores que a gerada por termoelétricas operadas com carvão, conforme ilustrado pela Figura 22.

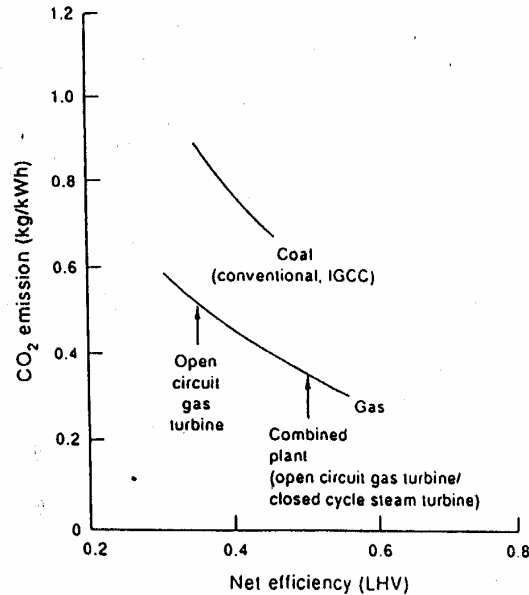


Figura 22. Emissões de CO_2 de Sistemas de Potência (Horlock,1995).

5 Referências bibliográficas

- Briesch, M.S. et alii, 1995, 'A Combined Cycle Designed to Achieve Greater than 60 Percent Efficiency', *Journal of Eng. for Gas Turbines and Power*, ASME, vol.117, pp. 734-741, N. Y.
- Emmet, W. L. R., 1925, 'The Emmet Mercury-Vapour Process', *Transactions of ASME*, vol. 46, pp.253-285, N.Y.
- El-Wakil, M. M., 1984, 'Powerplant Technology', McGraw-Hill International Editions, N. Y.
- Fernandes, E. S. L. e Coelho, S. T. (organizadoras), 1996, 'Perspectivas do Álcool Combustível no Brasil', USP-Instituto de Eletrotécnica e Energia, São Paulo.
- Gallo, W. L. R., 1996, 'A Comparison Between the Hat Cycle (Humid Air Turbine) and other Gas-Turbine Based Cycles: Efficiency, Specific Power and Water Consumption', *Proceedings of the Conference ECOS'96 - Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems*, pp. 203-210, Stockholm.
- Haywood, R. W., 1991, 'Analysis of Engineering Cycles', Pergamon Press, Oxford.

Horlock, J. H., 1995, 'Combined Power Plants- Past, Present, and Future', Journal of Eng. for Gas Turbines and Power, ASME, vol.117, pp. 608-616 , N. Y.

Kalina, A. I., 1984, 'Combined-Cycle System with Novel Bottoming Cycle', Journal of Eng. for Gas Turbines and Power, ASME, vol.106, pp. 737-742, N. Y.

Marston, C. H., 1990, 'A Parametric Analysis of the Kalina Cycle', Journal of Eng. for Gas Turbines and Power, ASME, vol.112, pp. 107-116, N. Y.

Marston, C. H.e Hyre, M., 1995, 'Gas Turbine Bottoming Cycles: Triple-Pressure Steam Versus Kalina', Journal of Eng. for Gas Turbines and Power, ASME, vol.117, pp. 10-15, N. Y.

Mataix, C., 1973, 'Turbomaquinas Termicas', Editorial Dossat, S.A., Madrid.

Park, Y. P. e Sonntag, R.E., 1990, 'A Preliminary Study of the Kalina Power Cycle in Connection with a Combined Cycle System', International Journal of Energy Research, Jonh Wiley & Sons, Ltd., vol. 14, pp. 153-162, N. Y.