



UNICAMP

**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E DE
FLUIDOS**

TECNOLOGIA DA GASEIFICAÇÃO

Prof. Dr Caio Glauco Sánchez

Índice do Capítulo 7

7. APLICAÇÕES DE GASEIFICAÇÃO	7-2
7.1 Aplicações industriais.	7-2
7.1.1 Cogeração	7-2
7.1.2 Contexto Internacional da Cogeração.	7-3
7.1.3 A cogeração no Setor Açucareiro.	7-5
7.1.4 A Cogeração no Contexto Cubano	7-9
7.1.5 Papel Futuro da Cogeração em Cuba	7-13
7.1.6 Ciclos Disponíveis em Sistemas de Cogeração.	7-14
7.1.7 Sistemas de potência com turbinas a gás.	7-18
7.1.8 Tipos de Turbinas a Gás	7-29
7.1.9 Componentes do Sistema Turbina de Gás	7-31
7.1.10 Sistemas Combinados	7-34
7.1.11 Resumo e Comentários sobre Alguns dos Artigos e Trabalhos Revisados:	7-44

7. APLICAÇÕES DE GASEIFICAÇÃO

7.1 Aplicações industriais.

7.1.1 Cogeração

O vocábulo “cogeração” é de origem americana, empregado desde os anos setenta para designar a produção combinada de calor e potência com uso seqüencial de energia liberada por uma mesma fonte combustível (Oliva, 1994). São usuais sistemas de cogeração nas quais as máquinas motrizes são turbinas de vapor, turbinas a gás ou ainda motores de combustão interna. Alguns autores também usam a designação “produção combinada de calor e potência” para fazer referência à essa tecnologia.

Do ponto de vista energético a atratividade da cogeração reside nas altas eficiências globais de conversão, da ordem de 75 a 90 %, muito superiores, portanto, ao que é verificado quando da geração exclusiva e em sistemas independentes, de calor e potência. Do ponto de vista do sistema elétrico, a cogeração, nos setores industrial e terciário, é uma opção de geração descentralizada de energia elétrica. (Arnaldo 1996).

Perrella (1994) faz referência ao trabalho de Babus`Haq (1986), onde situa o início do desenvolvimento da cogeração em meados de 1870, praticado por máquinas a vapor de eixo alternativo acopladas a geradores elétricos, em áreas urbanas com alta densidade populacional. Segundo esta mesma referência, até 1909 havia nos Estados Unidos apenas 150 sistemas de aquecimento distrital (district heating), muitos deles operando com baixo níveis de eficiência.

As décadas de 1920 e 1930 caracterizam-se por um desenvolvimento nos países do Norte Europeu, e na então União Soviética e bloco socialista, dos sistemas de aquecimento distrital. Somente depois da Segunda Guerra Mundial é que aparece um número importante de sistemas de cogeração. A lenta difusão de tais sistemas em outras regiões foi devido fundamentalmente ao baixo custo dos combustíveis e/ou abundância de combustíveis fósseis.

A crise do petróleo nos anos 73/74 e 79/80, bem como a resistência à geração de potência por via nuclear, devido a razões de segurança e ambientais, fez com que os sistemas de cogeração adquirissem um papel importante na geração de potência principalmente nos Estados Unidos.

Nos Estados Unidos, em 1978, foi implementado o PURPA (Public Utility Regulatory Act), cuja seção 210 impunha às concessionárias a compra de energia a preço não discriminatório, sempre que atendam às qualificações estabelecidas neste mesmo conjunto de leis (Perrella 1994), tendo sido instituído para reduzir a dependência dos combustíveis fósseis via racionalização no uso de eletricidade, bem como incentivar a geração elétrica com emprego da tecnologia de cogeração ou uso de fontes

energéticas revováveis. Logicamente, esta lei propiciou a entrada de um grande número de produtores independentes em pouco tempo, acarretando problemas às empresas concessionárias de serviço elétrico. Em conseqüência, foi modificado o PURPA ao final dos anos 80 no sentido de eliminar a obrigatoriedade da compra de excedentes de energia elétrica. Também o custo marginal não é mais necessariamente o valor da tarifa de compra de excedente elétrico. Isso provocou a redução do interesse pela geração descentralizada, embora não tenha inviabilizado o desenvolvimento do potencial.

7.1.2 Contexto Internacional da Cogeração.

Queremos apresentar algumas informações sobre o desempenho da cogeração em alguns dos países desenvolvidos.

Estados Unidos:

Nos Estados Unidos, no início do século, a cogeração representava 50% da geração elétrica total, perdendo espaço progressivamente frente às vantagens dos sistemas centralizados. A meados da década de 70 a participação da cogeração chegava a apenas 3 a 4 % da geração total.

Em 1978, com a promulgação do PURPA, foi fornecido um grande impulso aos sistemas de cogeração. O impacto de tal medida pode ser avaliado pelos números correspondentes à capacidade instalada. Em 1980 essa capacidade era de 13 GW, sendo 12GW em indústrias e 1 GW em pequenas instalações, o que representava 2,1 % da capacidade total instalada naquele ano.

Em 1988 foram computados 51 GW de cogeração, incluído os sistemas já instalados e os que se encontravam em fase de construção e projeto (Walter, 1994). Nos Estados Unidos houve um forte desenvolvimento da cogeração nos estados da Califórnia, Texas e Nova York: cerca de 60% da cogeração foi localizada nestas três regiões.

Em 1988 o PURPA sofre uma modificação, eliminando a obrigatoriedade da compra de energia a autoprodutores, sendo uma característica dos sistemas de cogeração após a modificação do PURPA que os mesmos foram modulados em função da demanda de calor útil da instalação industrial, e não seriam mais projetados para maximizar a produção de energia elétrica.

Embora a nova situação tenha reduzido a atratividade da cogeração, o emprego da mesma é ainda promissor. Um exemplo disso é a utilização de dita tecnologia no setor terciário.

Em 1988, nos Estados Unidos, 4,2 % da produção de energia elétrica eram provenientes da cogeração.

Alemanha:

Entre as décadas de 30 e 50, a cogeração industrial na Alemanha atendia 50% das necessidades de energia elétrica do país. Não obstante,

com o decurso dos anos a cogeração industrial perdeu espaço nas indústrias. Em relação ao atendimento via rede, no entanto, cresceu em termos do fornecimento de calor distrital. Em 1985, 14% do consumo nacional de energia elétrica era atendido pela cogeração industrial (Walter, 1994).

Embora a situação da cogeração tenha melhorado, o governo alemão adotou no final dos anos 80 um conjunto de disposições visando o uso de dita tecnologia.

A porcentagem de eletricidade consumida na indústria proveniente da cogeração em 1988 era de 26,2% (George, 1991).

Itália:

No setor elétrico italiano cerca de 85% da energia elétrica é produzida pelo setor estatal, 12% por autoprodutores e 3% pelas concessionárias municipais.

Em 1988 foi aprovada uma nova versão de plano energético nacional, tendo como centro a conservação da energia, uma maior autonomia no suprimento energético e a preocupação com o meio ambiente. Com esta nova concepção a cogeração ganhou novo impulso, prevendo-se que a mesma, para o ano 2000, deveria ser da ordem de 15% sobre as metas totais de conservação de energia, o que implica que a potência instalada em cogeração industrial deverá crescer em 58% em relação ao verificado em 1987, até o ano 2000 (de 4500 para 7120 MW) (Walter, 1994).

É importante ressaltar que a cogeração na indústria italiana já era bem organizada antes da aprovação deste plano: em 1985, 14% da capacidade de cogeração industrial na Europa estava instalada em Itália.

Espanha:

Na Espanha não foi atribuída importância à cogeração até a segunda crise do petróleo.

Entre 1980 e 1985, dez decretos ou leis foram promulgadas visando incentivar ou regulamentar a autogeração e em particular a cogeração. Mesmo assim, até 1986 a autoprodução não havia experimentado o crescimento esperado. Em 1985 a contribuição da cogeração em relação à produção do país era da ordem de 2%.

Em 1987 a capacidade instalada em cogeração era de 750 MW. Dois anos depois e com a participação direta do Instituto para a Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), foram postas em operação 24 novas instalações, totalizando uma capacidade de 83 MW, o que implicava num crescimento da ordem de 20% da energia cogorada, sendo 80% do crescimento concentrado nas indústrias química e de papel e celulose. A cogeração passou de 2%, no ano 1985, para 3,2% da cogeração total do país, em 1989.

Em 1987 o IDAE realizou um estudo das indústrias com possibilidades reais para cogerar. Em 1989, 41% das indústrias selecionadas estavam em condições de iniciar a operação, contribuindo com 36% do total da capacidade avaliada.

Embora a cogeração estivesse restrita às indústrias, dada a pouca importância atribuída a dita tecnologia, são feitos atualmente esforços na introdução da mesma no setor terciário.

Japão:

A cogeração no Japão é quase exclusividade do setor industrial. A legislação atual prevê um desenvolvimento lento, mas contínuo, nesse setor nos próximos dez anos.

A capacidade de cogeração no ano 1990 era avaliada junto ao setor industrial em 15,4 GW e apenas 600 MW no terciário, sendo a capacidade de cogeração 10% da capacidade total.

Ao longo dos anos 80 e principalmente depois de 1985, foi estimulado no país o desenvolvimento da cogeração em sistemas compactos. Estes estão sendo desenvolvidos e são considerados de grande potencial para o setor terciário, prevendo-se para o ano 2000 a penetração destes sistemas em 400 a 1200 MW.

No Japão a cogeração já se mostrou viável no setor terciário (hospitais, hotéis, centros esportivos etc).

7.1.3 A cogeração no Setor Açucareiro.

Este setor, como as indústrias de papel e celulose, metalúrgicas, etc., proporcionou grande atratividade para a implementação da cogeração devido aos grandes volumes de vapor requeridos para o processo de produção, apresentando uma vantagem a mais sobre as outras indústrias: uso do bagaço como combustível para a geração de vapor. Como o custo desse combustível é muito mais baixo que os derivados do petróleo, o custo do kWh gerado é mais baixo.

Exemplo de implementação em alguns países produtores de açúcar

As primeiras usinas açucareiras foram construídas no período que não existia preocupação com o aproveitamento energético do bagaço e os geradores de vapor eram verdadeiros incineradores daquele subproduto do processo industrial, que era considerado um obstáculo dentro da usina

A finalidade destes geradores era produzir a quantidade de vapor necessário para o processo ao menor custo possível. Os mesmos eram de muito baixa eficiência, baixa pressão, e o vapor em geral era saturado ou levemente superaquecido. O desenvolvimento da geração de eletricidade e transporte era muito pouco desenvolvido: a geração feita nas usinas era para garantir a iluminação dentro da planta e zonas residenciais próximas das mesmas.

Devido à baixa eficiência do equipamento industrial muitas vezes a usina consumia toda a produção de bagaço e tinha que utilizar combustíveis secundários como lenha e carvão.

Com os avanços tecnológicos, começou a ser uma necessidade a eletrificação do processo industrial, iniciando por aquelas regiões em que

as condições do terreno necessitavam da irrigação e bombeamento das águas. Paralelo a isto começou a ser utilizado o vapor superaquecido, as turbinas de contrapressão a vapor formaram parte do parque tecnológico das usinas, mas este desenvolvimento não foi tão intensivo na parte da geração de potência, e durante muito tempo as usinas não se interessaram em produção de eletricidade, chegando em muitos casos a só satisfazer suas necessidades, e esta situação chega até nossos dias. Embora com o desenvolvimento dos sistemas de cogeração, a política estabelecida em muito dos países produtores de açúcar em relação ao aproveitamento energético do bagaço, e à utilização de fontes renováveis de energia, unido aos altos preços dos óleos combustíveis e às fortes medidas ambientalistas, criaram-se condições para que a cogeração não só seja vista em termos de auto-suficiência, e sim de excedentes de energia elétrica que possam ser comercializados, tendo este setor a particularidade de que um dos subprodutos do processo é empregado como combustível para a produção dessa energia.

Exemplos importantes de uso da cogeração são reportados na literatura, como são os casos amplamente conhecido das ilhas Havaí e as ilhas Maurício e Reunião, sabendo-se que o desenvolvimento de dita tecnologia deve-se à falta de opções do ponto de vista energético e a reduções consideráveis de importações de óleos combustíveis. Existem outros países que merecem destaque: Costa Rica, Tailândia, Índia, Brasil e Cuba.

Havaí

Existem 12 unidades nas diferentes ilhas do arquipélago, quatro são de grande porte e responsáveis por 80 % da energia entregue ao sistema. Alguns sistemas operam ao longo de todo o ano, utilizando carvão ou óleo como combustível auxiliar. A safra tem um período de duração de 9 a 10 meses, o que facilita a produção de eletricidade (Walter 1994).

Em 1986 as usinas instaladas produziam 906 GWh, que representavam 20 % da energia consumida neste estado americano (Zarpelon 1991).

Ilhas Maurício

A finais de 1980 existiam 15 usinas gerando excedentes de energia, três delas tinham contrato de entrega de energia firme. No início de 1990, apenas uma usina gerava o tempo todo, utilizando como combustível auxiliar o carvão mineral. Em 1992 a contribuição da indústria açucareira em energia elétrica ao sistema energético foi de 85 GWh, o que equivale ao 10,5 % da energia elétrica gerada no país. Prevê-se para os próximos anos um 25 % (Noel, 1994)

As três usinas com geração mais significativas possuem sistemas com turbinas de condensação, tecnologia considerada avançada no ramo do açúcar.

Ilha Reunião

A produção de excedentes de eletricidade teve início a partir de 1986 quando foi terminada uma instalação de 60 GWh, a funcionar durante 5 meses no período de safra. Este sistema, a inícios de 1990, contribuía com 5 % da geração elétrica da ilha

Existem apenas três usinas operando na ilha. Em 1992 foi posto em operação um sistema de 30 MW para operar todo ano com carvão mineral, como combustível auxiliar. Em 1995 prevê-se pôr em operação um sistema de 60 MW para funcionar todo ano, também com carvão mineral como combustível alternativo.

Índia

A Índia é o maior produtor mundial de açúcar e o segundo maior produtor de cana. Neste existem 490 usinas que em média são pequenas. Recentemente tem sido realizado estudo para a implementação de sistemas avançados de cogeração em três usinas de açúcar das províncias de Tamil Nadir e Makarashtra (USAID,1993).No final da década do 80, o potencial da produção elétrica estimado a partir do bagaço de cana era de 2 GW, cerca de 35 % da capacidade elétrica instalada no país em 1992, pese que o governo tem preocupação e está sensibilizado com a necessidade de explorar ao máximo o potencial energético do bagaço na produção de eletricidade. Isto não se há materializado devido a problemas econômicos, o que provoca que a demanda não seja atendida , existindo sérias limitações de expansão do setor elétrico no país. Um estudo realizado em 1989 determinou que o potencial de exportação de energia elétrica pela indústria açucareira era de 2,0 GW (USAID,1993).

Brasil

A cana-de-açúcar é uma cultura agrícola importante para a economia do Brasil desde o período colonial.Em 1974 um ano antes da criação do Programa Nacional do álcool-PROÁLCOOL; a produção brasileira de cana-de-açúcar representava 14,7 % da produção mundial, enquanto a produção de açúcar correspondia a 12,3 % da produção mundial. Na mesma época, as exportações de açúcar, em função dos altos preços alcançados naquele ano, contribuíram com 17,4 % das exportações totais do país (Walter,1994).

No Brasil há 379 usinas, distribuídas em três grandes áreas:

- Norte, com 120 usinas;
- Centro (exceto São Paulo), com 118 usinas;
- São Paulo, com 141 usinas.

O setor sucro-alcooleiro possuía, em 1986, uma capacidade instalada de produção de energia elétrica de 847,5 MW (Walter,1994).

No entanto, a participação da autoprodução a partir do bagaço de cana na geração elétrica total do país é bastante pequena. Em 1992, a autoprodução a partir do bagaço e de a lixívia respondeu por cerca de 1,5% da geração total.

A situação brasileira, em termos de geração de excedentes comercializáveis de energia elétrica, não é muito diferente da observada nos demais países produtores de cana.

O pequeno aproveitamento do potencial de geração junto às usinas pode ser entendido pela baixa atratividade econômico-financeira e pela não necessidade, do ponto de vista da confiabilidade do abastecimento, de um esforço maior de geração local.

Em meados dos anos 80 a situação alterou-se um pouco, com a gradual definição de um quadro mais atrativo à geração elétrica em maior escala. Entre os fatores que impulsionaram essa mudança podem ser citados a crise financeira do setor elétrico; o questionamento mais vigoroso do PROALCOOL, e a expectativa de realinhamento das tarifas do setor elétrico, o que viabilizaria o investimento para garantia da auto-suficiência.

Uma primeira indicação do papel que é reservado para a geração descentralizada, e para a cogeração em particular, nos próximos anos pode ser obtida a partir da análise do "Plano 2015" (ELETROBRÁS, 1993), o mais recente documento de referência do planejamento de longo prazo do setor elétrico brasileiro.

Considera-se um potencial, em termos de energia firme anual, de 6,2 GW para os resíduos da cana, 22,2 GW para o aproveitamento da biomassa florestal e 21,7 GW para a energia eólica (Walter, 1994).

Tailândia

Existem 46 usinas de açúcar, e o governo da ilha tem mostrado interesse na inversão de recursos para a geração de eletricidade a partir do bagaço de cana. Existem estudos que avaliam as possibilidades de excedentes em torno de 60 a 100 MW, sendo esta mais ou menos 12 % da capacidade instalada no início da década de 90.

Costa Rica

No país existem 17 usinas, e apenas 4 apresentam condições adequadas à geração em longa escala com potencial estimado em 80 MW no total. Não foi até 1990 que o governo permitiu a venda de energia excedente de autoprodutores e cogeneradores: dos cinco projetos aprovados, um era de uma usina que tinha instalada 6,3 MW vendendo na rede 4 MW, que corresponde aproximadamente a 0,5 % da capacidade instalada no país, cuja produção de eletricidade é fundamentalmente obtida de hidrelétricas. Os planos futuros com esta usina é aumentar sua capacidade para 12 MW.

Bouvet (1991) descreve alguns países onde a possibilidade de geração de potência a partir do bagaço de cana não tem despertado interesse.

Os casos mais expressivos pela importância dos mesmos em termos de produção de açúcar a nível mundial são:

Colômbia

Foi o país que respondeu por 2,36 % da produção mundial de cana em 1990 e por 1,5 % da produção de açúcar no mesmo ano. Os fatores dissuasivos têm sido, entre outros, o comprometimento do bagaço com a produção do papel, a participação do capital privado na geração elétrica, falta de espaço institucional e o alto custo da substituição dos sistemas já existentes.

África do Sul

Maior produtor do continente, responsável em 1990 por 1,8 % da produção mundial de cana e 2 % da produção total de açúcar. O desinteresse de gerar a partir do bagaço de cana é dado pela prática de sua comercialização para exportação e industrialização, assim como pela capacidade extra dos sistemas hidrelétricos e termelétricos a partir do carvão mineral.

Austrália

Em 1990 produz 2,5 % da cana e 3,3 % do açúcar a nível mundial. A geração de eletricidade nas usinas a partir do bagaço sofre a concorrência da geração elétrica a partir do carvão mineral, que é bem estabelecida no país.

7.1.4 A Cogeração no Contexto Cubano

A energia elétrica gerada pelas empresas de serviço público em Cuba, em 1960, foi de 2100 GWh, enquanto que a gerada pela cogeração foi de 860 GWh, o que representou 29% da geração total do país. (Sieczka, 1992)

A partir deste ano produz-se um incremento de geração de energia, por parte das empresas, com taxas de 5,5 % entre 1960 e 1970, de 9,5 % de 1970 a 1980 e de 5 % entre 1980 e 1989.

No caso da cogeração, estudos foram realizados com vistas a obter vantagens de poupança de energia que ela representava, mas na maioria dos casos, não foi possível implementá-la devido principalmente a :

- Resultava difícil obter a tecnologia adequada nos países da Europa do Este;
- Financiamento muito limitado nos países capitalistas;
- Fornecimento abundante de petróleo da outrora URSS, devido a relações de intercâmbios que existiam.

Apesar do país ter feito grandes investimentos em indústrias consumidoras de vapor de processo, como são a do níquel, refino de petróleo e açucareira, o crescimento da cogeração foi muito limitado com taxa média anual de só 1,3 % entre 1960 e 1989.

A tabela 1 apresenta esses dados.

Ano	Serviço público	Total	Açúcar	Níquel	Outras
1970	73,8	26,2	18,0	4,9	3,3
1980	86,9	13,1	9,6	2,6	0,9
1989	88,3	11,7	9,1	1,5	1,1

tabela 1 Estrutura da Geração Bruta (%) (Sieczka, 1992)

As modificações das relações de intercâmbio entre Cuba e antiga URSS, que iniciaram no ano de 1990 (onde agora só cabem os preços do mercado mundial), fizeram com que fossem drasticamente reduzidas a quantidade de petróleo e outros recursos que o país importava.

Até hoje as reservas de combustível fóssil com que conta o país são limitadas. No caso do petróleo, é de alta viscosidade, por isso sendo utilizado na geração de eletricidade nas empresas de serviço público.

Outro combustível fóssil existente no país é a turfa, cujas reservas estão em fase de avaliação e, devido à complicação no processo de extração e secagem, não se prevê sua utilização para este século.

Outro combustível disponível é o bagaço, subproduto da produção açucareira, o qual, pela magnitude de sua produção, pode alcançar uma participação apreciável na produção de eletricidade através da cogeração nos próximos anos. Em uma safra média, dispõe-se mais de 20 milhões de toneladas de bagaço e mais 5 milhões de toneladas de palha de cana, cifra equivalente a 3,5 milhões de toneladas de petróleo combustível anuais (ONU,1993). A produção de cana de açúcar teve uma redução de 71 milhões de toneladas métricas até 58 milhões de toneladas métricas em 1992 (FAO,1993), o que diminuem as disponibilidade de bagaço.

Todos os sistemas de cogeração existentes em Cuba empregam turbinas a vapor e estão principalmente localizados na indústria açucareira, sendo que na indústria básica, que compreende a petroquímica, alimentícia, têxtil, Tc, têm sido realizados esforços no sentido de sua implementação.

Ao passo que nas usinas de açúcar há sempre combustível a baixo custo (o bagaço, subproduto do processo), na indústria básica, onde a obtenção de vapor se dá unicamente pela queima de derivados do petróleo, há que se analisar se o custo da energia elétrica obtida através do sistema de cogeração compensa o investimento feito na instalação, pois, obrigatoriamente, o processo requer vapor e só a energia adicional para lograr os parâmetros de processo (pressão e temperatura) desejados deve ser considerada como gasto na implantação do sistema. Tudo isso levando-se em conta que a demanda de vapor do processo seja suficiente para produzir uma quantidade economicamente viável de eletricidade.

No setor açucareiro, a energia térmica para produzir vapor é obtida a expensas da queima de bagaço de cana, cujo baixo custo e disponibilidade tornam a cogeração neste setor altamente eficiente em termos de custo de KWh gerado, muito menor que o custo da energia associada às instalações convencionais, ou seja, que utilizam petróleo como combustível, mais ainda considerando-se a situação econômica do país e os altos preços dos combustíveis fósseis.

No contexto de Cuba, diz-se que o bagaço adquiriu status de produto principal das usinas. Deixou de ser resíduo e é usado ainda na fabricação de ração animal, móveis, papel, etc.

A seguir está representada em tabela a situação da cogeração em Cuba em número de indústrias que utilizam o dito sistema, a qual corrobora as informações precedentes (Azor,1991).

Ramo	Indústrias	Turbinas	Potência instalada MW	Energia Produzida MWh/ano
MINAZ*	146	313	716,24	2.062.772
MINBAS**	10	23	104,38	826.056
TOTAL	156	336	820,62	2.888.828

tabela 2: Ramo das Indústrias que Cogeram.

*Ministerio da la Indústria Azucarera.

** Ministerio de la Indústria Básica

O turismo, atualmente, é uma das principais fontes de entrada de capital em Cuba e estudos se realizam no sentido de instalar sistemas de cogeração nesta área. Hotéis, nos serviços diversos de cozinha, lavanderia e limpeza, demandam vapor, que, antes de ser utilizado nestas tarefas, podem ser expandidos em turbinas, as quais, acopladas a geradores, produzem eletricidade.

No ano 1991 a potência instalada no país tinha a seguinte composição: Tabela 3

	MW	%
Total País	4.017,9	100,0
Serviço Público	3.195,4	79,6
Termoeléctrica	2.983,5	74,3
Turbina a gás e Diessel	163,1	4,1
Hidrelétrica	48,8	1,2
Outros Produtores	822,5	20,4
Plantas Industriais	128,1	3,2
Indústria Açucareira	676,6	16,8
Outros	17,8	0,4

Tabela 3 Composição da Potência Instalada (Sieczka, 1992)

A geração de eletricidade nesse ano é mostrada na tabela 4

	GWh	%
Total do País	13.245,0	100,0
União Elétrica	11.725,0	88,5
Outros produtores	1.520,0	11,5
A parte da Indústria Açucareira	1.262	9,6

Tabela 4 Geração de Eletricidade no ano 1991(Sieczka,1992)

Devido ao fato da limitação da disponibilidade de combustíveis fósseis e recursos hidroenergéticos em nosso país, é evidente que a cogeração é uma via para elevar a eficiência da geração e em especial no ramo açucareiro, onde o bagaço é usado como combustível.

No ramo do açúcar, que dispõe de 158 usinas, 146 delas cogeneram (92,4% do total), estando ligadas ao sistema energético nacional 83 (56,8% do total). O que ocorre com as demais é que a capacidade instalada é pequena em relação às suas dimensões e, portanto, não há excedente de energia(a energia produzida através dos sistemas de cogeração é totalmente consumida na usina, suprindo total ou parcialmente suas necessidades).

Como se depreende, a capacidade dos turbo-geradores instalados nas centrais açucareiras cubanas é muito variada, cobrindo uma ampla gama de valores que vão desde 0,25 MW até 12 MW. Claro está que estas variações não são experimentadas em uma mesma central, visto que os turbogeradores de uma usina devem ter aproximadamente a mesma potência, a fim de obter parâmetros de geração de vapor homogêneos e flexibilidade operacional tanto a nível técnico como sob o ponto de vista do ciclo térmico.

O índice de geração por tonelada de cana moída tem experimentado um crescimento pequeno no decurso destes 20 anos , devido a que não foi feita uma renovação ou modificação qualitativa perceptível dos equipamentos nem dos parâmetros tecnológicos.

A quantidade líquida de eletricidade exportada à rede foi de 113 GWh/ano em 1990(FART,1991) e de 69 GWh/ano em 1994 (Larson,1994). A diminuição deste índice é conseqüência das afetações, já mencionadas, da produção de açúcar.

A geração de vapor da indústria açucareira cubana está composta de mais de 800 caldeiras, das quais mais de 50% foram instaladas faz 30 anos, o que implica que sua concepção tecnológica e equipamentos são obsoletos. A estrutura de pressões de trabalho que alcançam estes equipamentos são:

Pressões	%
De 1,1 e até 1,4 Mpa	69
De 1,8 MPa	23
De 2,8 MPa	8

Tabela 5 Estrutura de Pressões de Trabalho

Atualmente conta-se com mais de 300 turbogeradores, onde a maior parte tem potência de até 1,5 MW, também há os de 4 MW ou mais, que

podem fornecer maiores quantidades de energia por admitirem pressões de trabalho até 2,8 MPa e que estão trabalhando a 1,8 MPa pelo fato de não haver caldeiras adequadas por limitação de seus domos.(Sieczka, 1992)

Estes fatos demonstram a necessidade de investimentos não tanto consideráveis, visando a incrementos substanciais de energia a ser entregue à rede.

7.1.5 Papel Futuro da Cogeração em Cuba

Pelo fato de que o consumo de petróleo é cerca da terça parte do que se consumia no país há dois anos, tendo ainda em conta que em Cuba a produção de eletricidade se realiza em centrais termoelétricas, que utilizam hidrocarbonetos como combustível, a cogeração se reveste de uma importância extraordinária. No entanto, em decorrência da crise econômica, não há recursos para inverter no aumento da capacidade de cogeração, embora muito se faça para racionalizar visando a um aumento de eficiência.

Nas cifras anteriormente reveladas, Cuba mostra uma experiência que não se pode subestimar na exploração de sistemas de cogeração, fundamentalmente no setor açucareiro, onde invariavelmente se concentram. Aliado a isto está a vivência na obtenção de energia elétrica a partir dos mesmos, com 83 usinas ligadas à rede energética nacional.

As ações encaminham-se na busca de maior eficiência na geração de vapor, a fim de lograr disponibilidade maior de bagaço, consumo eficiente de vapor de processo e reduzir os insumos próprios da central.

Cuba atingiu um grande avanço técnico na cogeração, que, os fatos atestam, tem futuro promissor. Os engenheiros dominam a técnica de remodelar e construir caldeiras, produzindo ainda 60% dos equipamentos empregados nas usinas. Da mesma forma, secadores de bagaço, montagem dos equipamentos, grande conhecimento do processo de fabricação de açúcar, obtenção de derivados da cana, além de contar com efetivo capaz de desempenhar as mais diversas tarefas ligadas ao processo, tanto de nível técnico como de superior.

Nas usinas há, em média, 6 (seis) engenheiros dedicados exclusivamente à área energética, mais técnicos de nível médio. Existem ainda centros de pesquisas para desenvolvimento da área e capacitação técnica de pessoal, sendo obstáculo principal para o progresso a situação econômica em que se encontra o país.

Larson (1994), apresenta resultados do cálculo do potencial de geração elétrica na indústria açucareira cubana para diferentes excenários. Assim com a utilização de turbinas de condensação com extrações e 8,0 MPa de pressão de vapor superaquecido o potencial é de 20292 GWh/ano. A introdução de turbinas a gás permitirá o incremento deste índice até 38241 GWh/ano, o que praticamente duplica a atual geração de energia elétrica pelo sistema energético nacional. Consideramos preciso nestas valorações a introdução de limites na capacidade de moenda das usinas consideradas para a aplicação destas tecnologias.

7.1.6 Ciclos Disponíveis em Sistemas de Cogeração.

Introdução.

A tecnologia da cogeração é conhecida e empregada na produção de calor e potência desde o início de século, utilizando-se inicialmente em indústrias específicas como meio de satisfazer às necessidades de eletricidade e calor (geralmente em forma de vapor).

Nos sistemas de cogeração mais difundidos aparecem como máquinas motrizes, turbinas de vapor, turbinas de gás e motores de combustão interna (em sistemas de pequeno porte).

Do ponto de vista energético, o atrativo da cogeração radica nas altas eficiências globais de conversão da energia de ordem de 75 a 90 %, superiores às que podem ser obtidas em sistemas independentes de calor e potência (em centrais elétricas trabalhando com um rendimento de 35 %, o calor que é perdido através do condensador é de 43 % da energia entregue pelo combustível).

Ciclos Disponíveis

Os esquemas térmicos para a cogeração podem ser variados, pelo que permite-se estabelecer diversas classificações para caracterizá-los:

Pelas características do processo industrial.

Podem-se apresentar três sistemas diferentes:

O primeiro em centrais termoelétricas, onde uma vez o vapor ter realizado trabalho na turbina, este não é enviado ao condensador, mas recuperado e reaproveitado em forma de fluxo de calor e utilizado em aquecimento ambiental de comunidades ou empresas próximas à termoelétrica. Esta forma é conhecida na literatura como "redes de calor" ou sistemas de calor distrital.

Uma segunda possibilidade aparece em instalações industriais quando se tem um excedente de potência elétrica produzida e que pode ser vendida à rede. O fluxo de energia em forma de calor é utilizado, no processo produtivo.

Esta possibilidade de cogeração será cada vez mais viável na medida que a carga térmica for maior e constante, destacam-se neste tipo de indústria a química, petroquímica, papel, celulose, siderúrgica, metalúrgica. A cogeração também é realmente favorecida em processos onde há um subproduto que pode ser empregado como combustível, como é o caso das usinas de açúcar e álcool, com o bagaço.

A terceira forma em que pode-se manifestar a cogeração é no setor terciário, onde a magnitude da produção de eletricidade está em dependência dos requerimentos de potência. O calor obtido do sistema é

empregado no aquecimento de água para produção de frio, ou calefação, fins higiênicos etc.

As limitações da aplicação da cogeração neste setor está dado pelas próprias características do mesmo, como são: cargas térmicas sazonais, número reduzido de horas de funcionamento e baixo requerimento de potência.

Pelo ordem de produção das diferentes formas de energia

As tecnologias da cogeração podem classificar-se em duas:

- Ciclos Bottoming
- Ciclos Topping

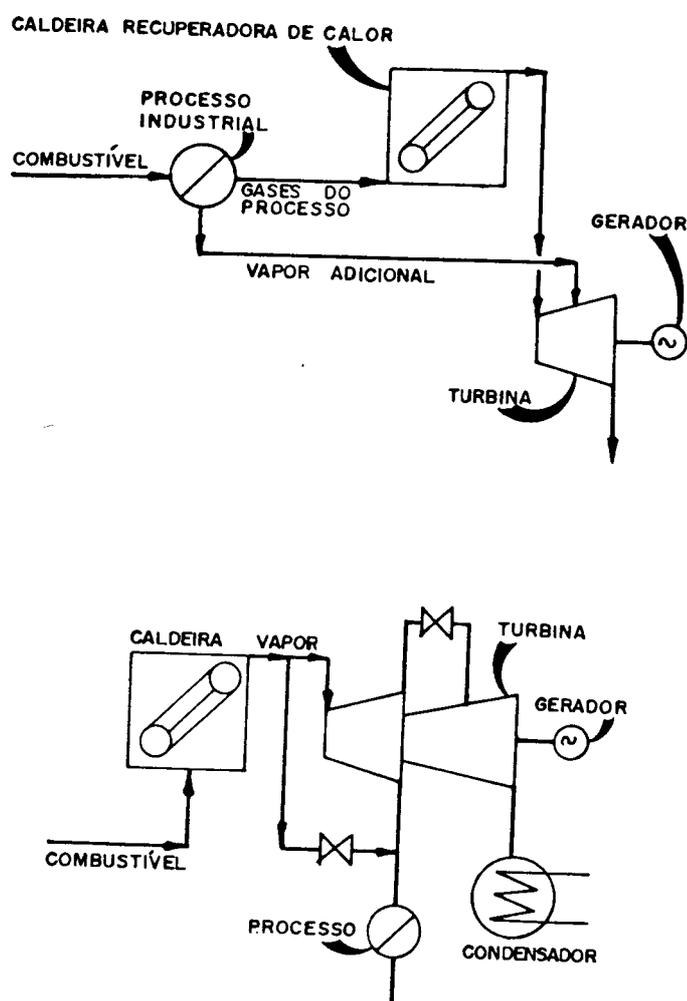


Figura 1 ciclos Bottoming (superior) e Topping (inferior)

No ciclo Bottoming, a produção da potência é feita com a utilização do calor residual do processo industrial, sendo vantajoso do ponto de vista econômico quando a temperatura deste é superior a 370°C , sendo

favorecida a cogeração quando os resíduos estão isentos de materiais corrosivos ou abrasivos (Oliva 1994).

A tecnologia Bottoming é mais utilizada para instalações industriais produtoras de cimento, vidro, materiais isolantes e indústrias metalúrgicas.

Nestes ciclos geralmente empregam-se turbinas a vapor como máquinas térmicas, podendo-se utilizar também turbinas a gás utilizando diretamente os gases de saída ou com o uso de um trocador de calor gás-gás, justificando-se este no caso de estarem presentes materiais abrasivos nos mesmos.

No ciclo Topping, o calor rejeitado pelo sistema de geração de potência é utilizado para a obtenção dos parâmetros de energia térmica, podendo-se utilizar turbinas de vapor ou gás, uma combinação destes ou motores de combustão interna.

Pelas máquinas térmicas utilizadas

Fundamentalmente, são baseadas em turbinas de vapor, turbinas de gás e motores de combustão interna.

O uso das turbinas de vapor constitui uma opção muito difundida, com parâmetros iniciais do vapor de 2 a 10 MPa e finais de 0,2 a 2 MPa, tendo vantagem de uma longa vida.

As turbinas empregadas nestes ciclos podem ser de contrapressão e de extração-condensação.

Em aplicações onde a temperatura dos processos seja alta, a utilização da turbina de vapor a contra-pressão está limitada à causa da pouca produção de eletricidade devido à alta pressão do vapor de escape. Esta limitação não é observada em motores Diesel, nem em turbinas a gás, devido a que nos mesmos os gases na saída destes sistemas têm uma temperatura da ordem de 500°C.

O mérito econômico dos sistemas com turbinas de vapor é dado pelo fato da facilidade de resposta dos sistemas de controle (velocidade, carga e pressão).

As turbinas de gás podem ser de ciclo aberto ou fechado. As de ciclo aberto são sistemas de potência geralmente simples, de bom nível de desenvolvimento tecnológico que permite uma fácil recuperação do calor de boa qualidade.

Nas instalações de cogeração com turbinas a gás, pode-se converter 25 % da energia que entra em eletricidade, recuperando 75 % do calor dos gases de exaustão.(Oliva 1994)

As turbinas de gás apresentam flexibilidades de operação, facilidade de instalação e expansão no sistema para unidades modulares, embora os custos de operação sejam altos devido ao baixo rendimento térmico e à necessidade de usar combustíveis de grande qualidade.

Os sistemas de ciclos combinados, estão formados por turbinas de gás de ciclo aberto e turbinas de vapor dispostas em série com caldeiras de recuperação(com ou sem queima auxiliar) nos que é gerado vapor a alta ou

mediana pressão, o qual é expandido na turbina de vapor de contrapressão. O vapor de exaustão é utilizado no processo.

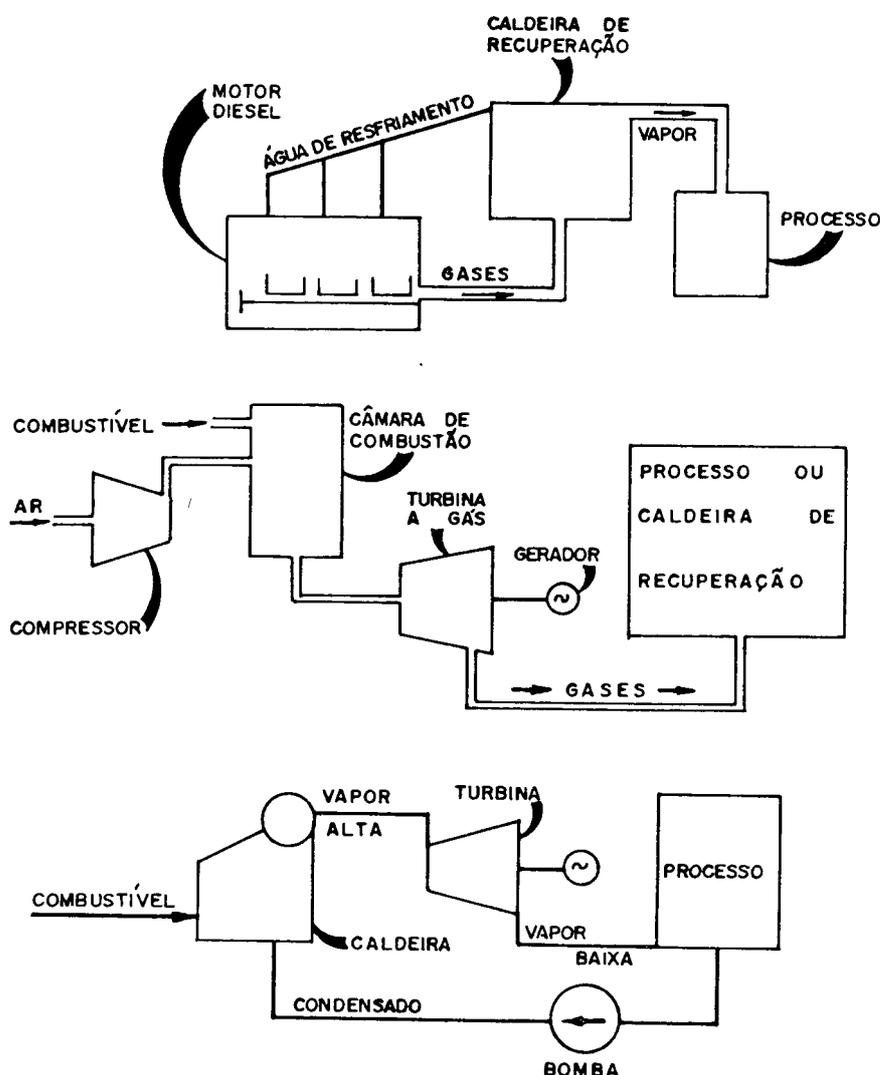


Figura 2 Tipos de máquinas Térmicas

Estes ciclos apresentam uma grande flexibilidade com relação à produção de eletricidade e calor. Em comparação com as tecnologias anteriores, os ciclos combinados permitem de forma geral uma maior extração de energia mecânica por unidade de energia térmica.

A aplicação de ciclos combinados com turbinas a gás na indústria açucareira permitiria o incremento considerável da quantidade de energia elétrica produzida por tonelada de cana, assim Larson,(1994), apresenta os seguintes indicadores para o caso de uma usina cubana (usina Sergio Gonzalez) de 4800 toneladas de cana por dia de capacidade de moagem:

- Turbina de condensação com extrações: 88 kWh/ton de cana
- Sistemas combinados com turbinas a gás : 197 kWh/ton de cana

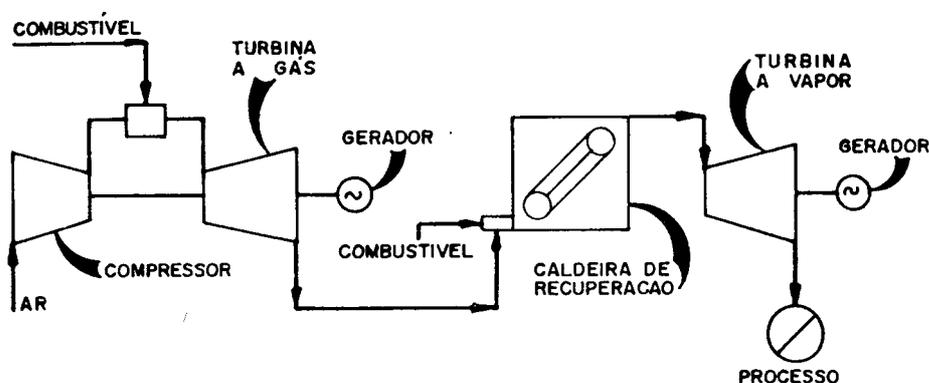


Figura 3 Ciclo Combinado

A utilização da palha de cana e a correspondente geração de energia elétrica fora do período de safra incrementam estes índices até 215 e 374 kWh/ton de cana, respectivamente.

Ogden.et.al, 1990, assim como Larson.et.al, 1991, apresentam a fundamentação teórica das vantagens de aplicação destes sistemas na indústria açucareira, assim como o estudo do caso de uma usina na Jamaica.

Os sistemas onde são empregados os motores de combustão interna são utilizados fundamentalmente no setor terciário e pequenas indústrias. Nestes sistemas, o aproveitamento do calor produz-se com a utilização da energia contida nos gases de escape e/ou nos fluxos de resfriamento e lubrificação, transformando em eletricidade até 40 % da energia que entra e recuperando até 75 % do calor sensível dos gases de exaustão, obtendo-se um rendimento global de 64 % (Oliva 1994).

7.1.7 Sistemas de potência com turbinas a gás.

Em este item se desenvolverá um análise termodinâmico dos ciclos ideais e reais com turbinas a gás, expressões de seus rendimentos assim como a influência de alguns fatores no desempenho das turbinas a gás.

Em sua mínima expressão, a turbina a gás consiste de um combustor, um compressor e uma turbina. Juntos, o compressor e o combustor produzem uma corrente de gás de alta energia (pressão e temperatura), que é expandida na turbina, produzindo potência útil.

Ciclos Ideais.

Ciclo simples: O ciclo ideal que descreve a operação da turbina a gás é o ciclo Brayton . Neste ciclo existem dois processos de entropia constante (compressão e expansão) e dois processos a pressão constante (aquecendo o fluxo do fluido de trabalho e resfriando-o). A figura 4 apresenta o esquema e o diagrama T-S do ciclo simples ideal. A área delimitada por 1-2-3-4-1, representa o trabalho disponível do ciclo.

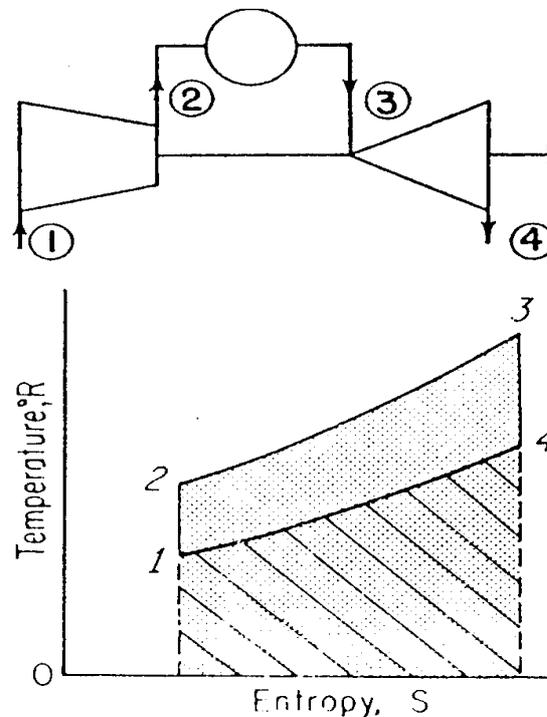


Figura 4 esquema e Diagrama T-S de um ciclo simples ideal de Brayton. (IPT, 1996).

A eficiência do ciclo Brayton ideal simples é dada por:

$$\eta = 1 - \frac{1}{P_r^{(k-1)/k}} \quad (1)$$

A equação 1 mostra que a eficiência do ciclo Brayton Ideal simples é independente das temperaturas do ciclo e aumenta com o aumento da relação de pressões.

Modificações do Ciclo Simples. Diversas modificações podem ser feitas no ciclo Brayton simples para aumentar o seu desempenho. Elas incluem regeneração, resfriamento intermediário e reaquecimento, ou uma combinação dos três, denominada ciclo composto.

Ciclo regenerativo: Regeneração é a recuperação de energia térmica (calor) dos gases de exaustão pelo ar comprimido antes de entrar no combustor.

A eficiência η do ciclo regenerativo ideal é dada pela equação 2.

$$\eta = 1 - \frac{P_r^{(k-1)/k}}{(T_3/T_1)} \quad (2)$$

Aqui, a eficiência do ciclo decresce a medida que a relação de pressões aumenta (exatamente o oposto ao ciclo Brayton básico) e é, além disso, dependente das relações de temperatura. A regeneração aumenta a eficiência do ciclo até a relação de pressões na qual a temperatura do ar deixando o compressor iguala a temperatura dos gases de exaustão deixando a turbina.

A figura 5 apresenta o esquema e o diagrama T-S de um ciclo regenerativo.

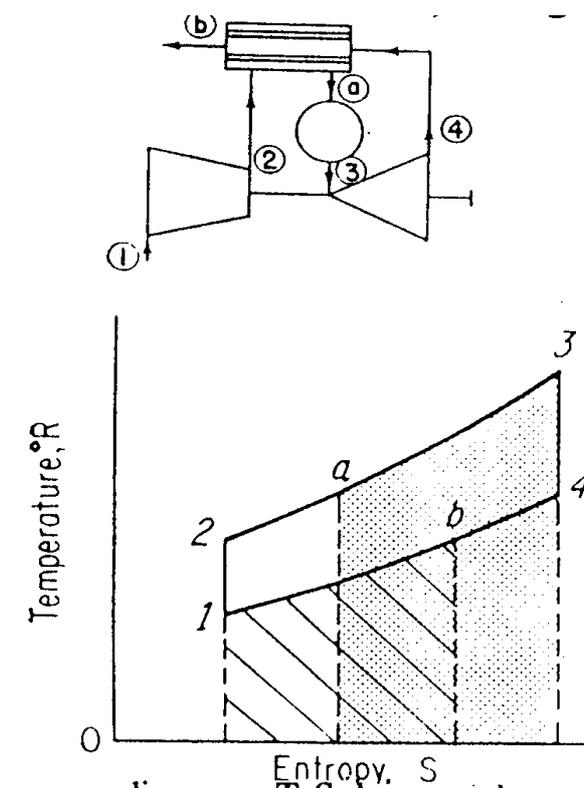


Figura 5 Esquema e diagrama T-S de um ciclo regenerativo ideal.

Ciclo com Resfriamento Intermediário: O resfriamento do ar comprimido entre os estágios de compressão, utilizado exclusivamente, oferece um aumento no trabalho líquido extraído do ciclo, mas diminui a eficiência. Se a regeneração é adicionada juntamente com o resfriamento intermediário, a eficiência e o trabalho líquido são melhorados em relação ao ciclo simples. A figura 6 apresenta o esquema e o diagrama T-S de um ciclo com resfriamento intermediário.

Tem os mesmos efeitos de um resfriamento intermediário, porém são menos pronunciados. Utilizado exclusivamente, o reaquecimento proporciona um aumento na produção de trabalho líquido com um decréscimo na eficiência do ciclo. Entretanto se for adicionada a regeneração, o trabalho líquido e a eficiência são aumentadas

comparativamente ao ciclo simples. A figura 7 mostra o esquema e o diagrama T-S para o ciclo com reaquecimento

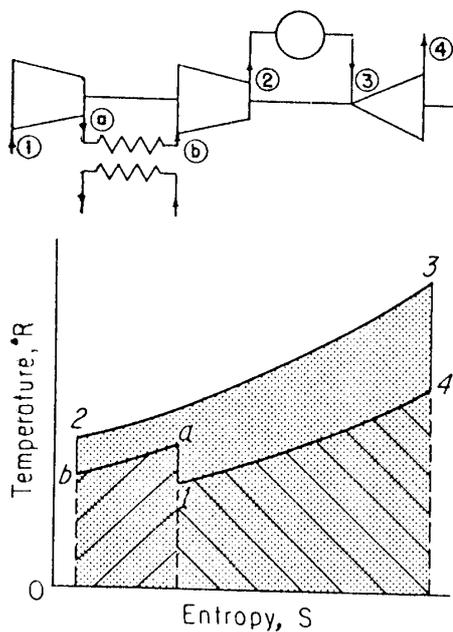


Figura 6 Esquema e diagrama T-S de um ciclo Brayton ideal com resfriamento intermediário.

Ciclo com Reaquecimento: O reaquecimento requer um segundo combustor entre os estágios de expansão..

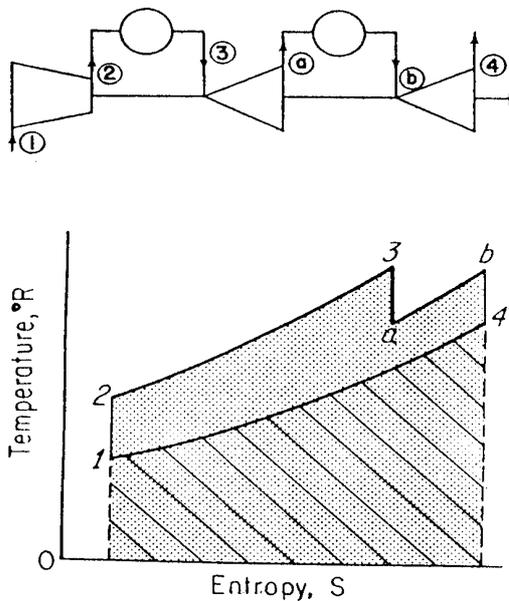


Figura 6 esquema e diagrama T-S de um ciclo Brayton ideal com reaquecimento.

Ciclo Composto: Regeneração, resfriamento intermediário e reaquecimento podem ser utilizados simultaneamente no ciclo composto. A figura 8 apresenta o seu esquema e diagrama T-S. Nesse ciclo, o trabalho líquido produzido é representado pela área 1-a-b-2-c-3-d-e-4-f-1; o calor introduzido pela área sombreada abaixo de c-3-d-e; e o calor rejeitado no resfriador intermediário pela área hachurada abaixo de a-b, e o calor rejeitado na corrente de exaustão pela área hachurada abaixo de f-1. O ciclo composto, nas maiores relações de pressão, alcança a maior eficiência de qualquer ciclo; entretanto, só será encontrado naqueles de maiores dimensões devido a quantidade e complexidade dos equipamentos adicionais e controles.

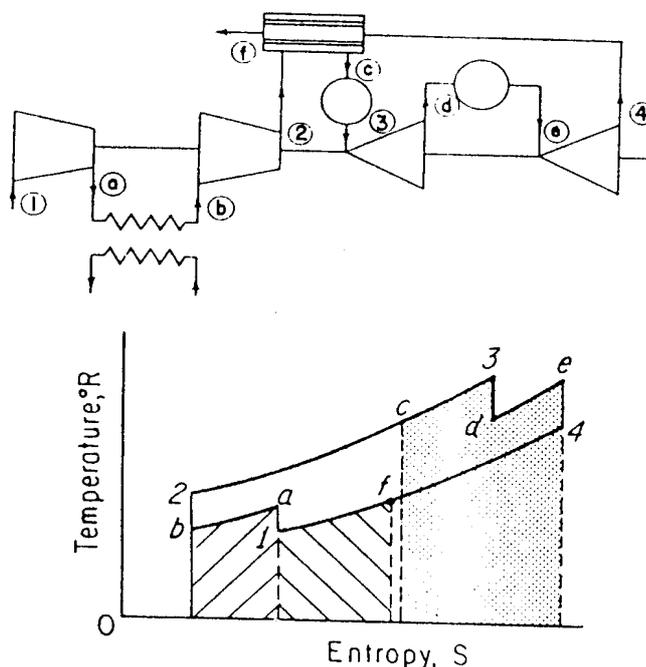


Figura 7 Esquema e diagrama T-S de um ciclo composto ideal de Brayton.

O ciclo regenerativo com resfriamento intermediário é o mais eficiente nas menores relações de pressão, mas que o ciclo composto o supera em todas relações normais de pressão. Um ponto importante é que o ciclo regenerativo ideal é apenas levemente menos eficiente que o ciclo regenerativo com resfriamento intermediário ideal para uma faixa substancial de relações de pressão, sugerindo que uma complexidade adicional no ciclo pode não ser justificada.

Ciclos reais:

O trabalho realizado e a eficiência de qualquer ciclo real são menores que de um ciclo ideal. Isso é devido a dois fatores principalmente, ineficiência dos componentes e às perdas do sistema, como por exemplo, as perdas de pressão dentro da máquina, perdas mecânicas (atrito) e mudanças

nos calores específicos do ar e gases. No caso dos ciclos regenerativos, com resfriamento intermediário ou compostos, essas perdas de segundo tipo, também incluem perdas de pressão nas porções externas da planta de potência. É a inerente irreversibilidade dos processos de compressão e expansão que provocam a maior porção do desvio do ideal.

Temperatura e Pressão do Ar Ambiente: A variação das condições ambientes *afeta* a turbina a gás em uma extensão maior do que qualquer outra máquina de combustão interna. Seus efeitos são experimentados através da variação de densidade do ar de entrada.

A seguir a figura 8 apresenta a variação típica da eficiência de uma turbina a gás em função da temperatura ambiente.

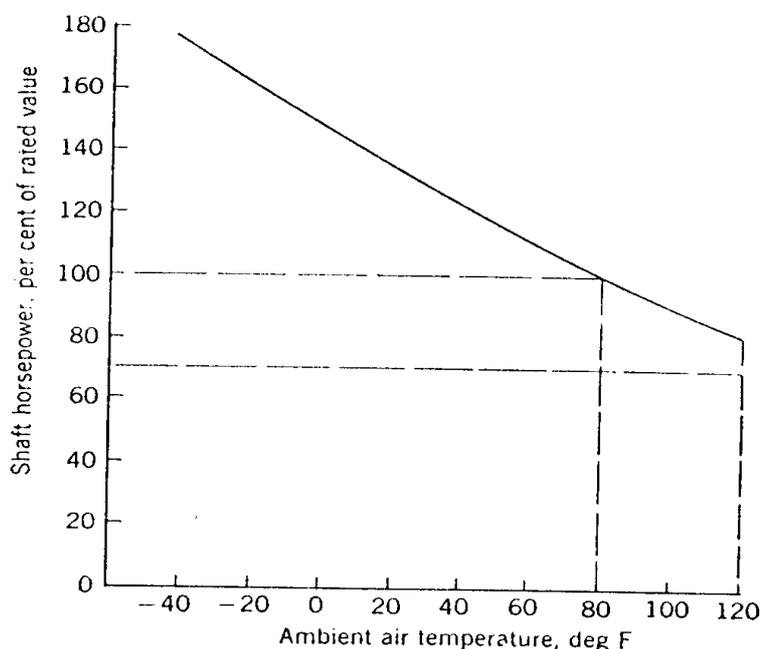


Figura 8 Variação típica da eficiência de uma turbina a gás em função da temperatura ambiente.

Temperaturas maiores que as fixadas e pressões de entrada menores do que as fixadas reduzam a densidade do ar de entrada e conseqüentemente a vazão mássica através da máquina. Esta redução na vazão mássica resulta em uma redução na potência produzida. As temperaturas do ar ambiente maiores que as fixadas também reduzem a eficiência do ciclo; variações na pressão ambiente, não tem realmente efeito na eficiência do ciclo.

Temperatura de Entrada da Turbina: O aumento da temperatura do fluxo de gases na entrada da turbina aumenta o trabalho produzido e a eficiência do ciclo, e também aumenta as relações de pressão nas quais os valores máximos de trabalho e eficiência ocorrem.

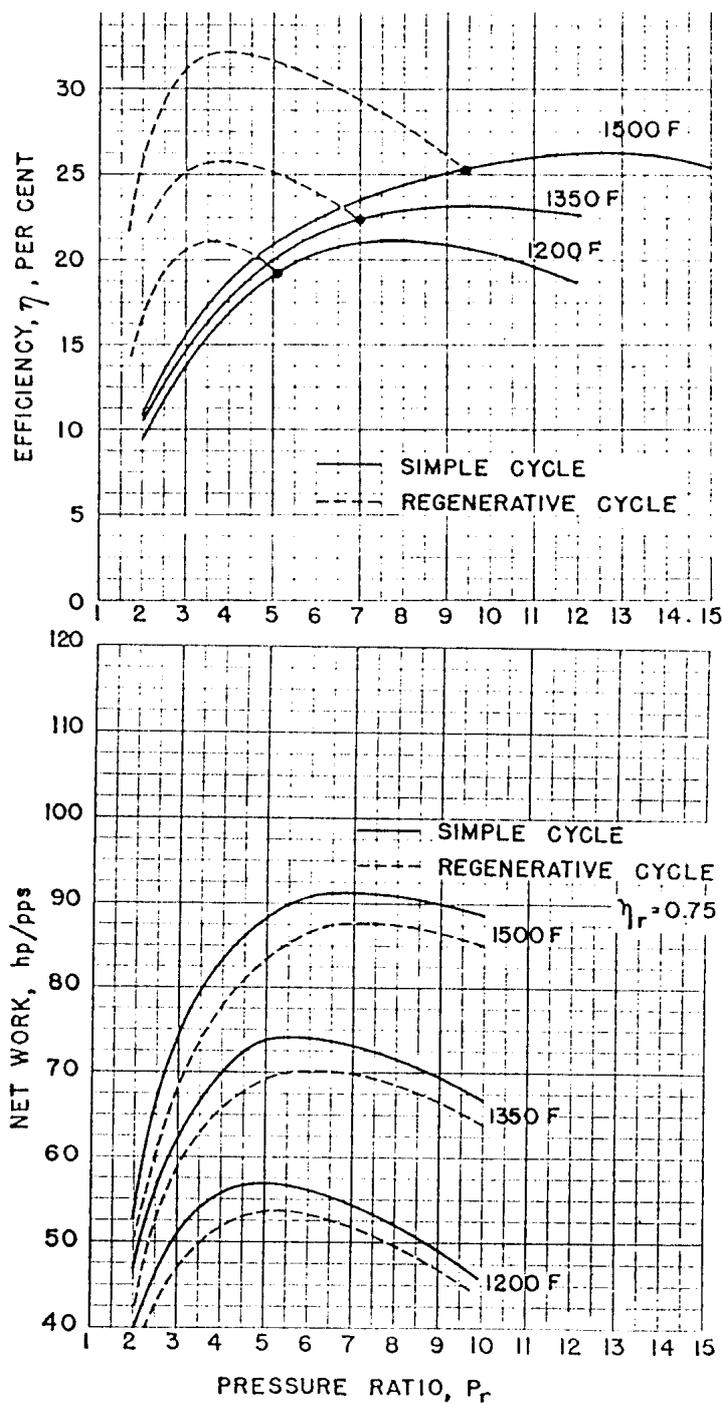


Figura 9 Efeito das temperaturas de entrada da turbina no trabalho líquido e na eficiência de ciclos reais simples e regenerativos de uma turbina a gás.

Um aumento na temperatura de entrada da turbina tem um maior efeito no trabalho produzido na turbina do que na eficiência, resultando em uma persistente motivação para obter maiores temperaturas de entrada na turbina. A figura 9 mostra este efeito para os ciclos simples e regenerativos.

Eficiência do Compressor e Turbina: As irreversibilidades na compressão e expansão manifestam-se por um aumento na temperatura do ar ou fluxo de gases; isto é, a temperatura de descarga do compressor e a temperatura de exaustão da turbina são maiores que as previstas pelas condições isoentrópicas. A extensão dessas irreversibilidades é medida pela relação entre o trabalho real e o ideal.

Para o compressor:

$$\eta_c = \frac{W_{\text{ideal}}}{W_{\text{real}}} = \frac{\Delta h_{\text{ideal}}}{\Delta h_{\text{real}}} = \frac{C_p \Delta T_{\text{ideal}}}{C_p \Delta T_{\text{real}}} = \frac{\Delta T_{\text{ideal}}}{\Delta T_{\text{real}}}$$

onde:

η_c = eficiência isoentrópica do compressor

ΔT_{ideal} = aumento de temperatura através do compressor, a partir da compressão isoentrópica

ΔT_{real} = aumento medido de temperatura através do compressor

C_p = calor específico médio durante a compressão

para a turbina:

$$\eta_T = \frac{W_{\text{real}}}{W_{\text{ideal}}} = \frac{\Delta h_{\text{real}}}{\Delta h_{\text{ideal}}} = \frac{C_p \Delta T_{\text{real}}}{C_p \Delta T_{\text{ideal}}} = \frac{\Delta T_{\text{real}}}{\Delta T_{\text{ideal}}}$$

Onde:

η_c = eficiência isoentrópica da turbina

ΔT_{ideal} = queda de temperatura através da turbina, a partir da expansão isoentrópica

ΔT_{real} = queda medida de temperatura através da turbina

C_p = calor específico médio durante a expansão

Eficiências reduzidas de componentes reduzem o trabalho líquido e a eficiência decisivamente. Para uma dada temperatura de entrada de turbina, a relação de pressões na qual o trabalho e a eficiência máximos ocorrem é, também, reduzida; a eficiência máxima ocorre a uma relação de pressões maior do que a correspondente ao máximo trabalho realizado.

A figura 10 apresenta o efeito de diferentes eficiências de compressor e turbina nos ciclos simples e regenerativos.

Resfriamento Intermediário: No ciclo ideal com resfriamento intermediário, o trabalho produzido é aumentado ao custo de reduzir a eficiência. No ciclo real, o aumento do trabalho líquido é conservado e a eficiência é aumentada. A eficiência é levemente menor que a do ciclo simples a pequenas relações de pressão e ultrapassa-a nas maiores relações de pressão.

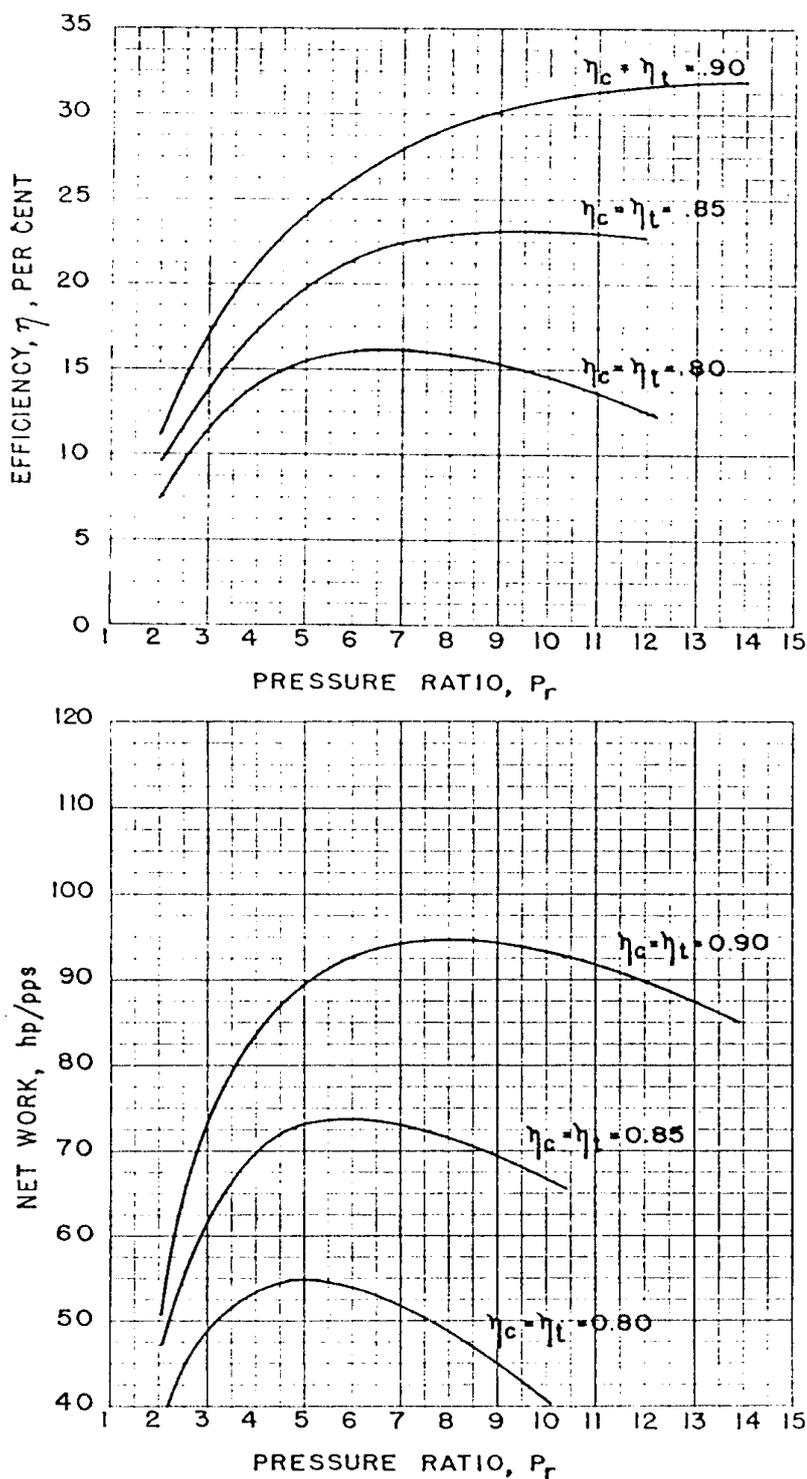


Figura 10 Efeito das eficiências do compressor e da turbina no trabalho líquido e na eficiência de ciclos simples reais de turbina a gás (temperatura de entrada da turbina $T_3 = 732$ °C).

A razão para isso é que há um compromisso benéfico em economizar no trabalho do compressor para entradas adicionais uma vez que as ineficiências do compressor tornam mais atrativo economizar trabalho no

compressor do que reduzir a quantidade que entra. O propósito principal do resfriamento intermediário é aumentar o trabalho produzido por unidade de vazão mássica, permitindo, assim menor maquinaria. Com o resfriamento intermediário, a relação de pressões deve ser maior para obter-se o nível de eficiência de pico. A figura 11 apresenta a eficiência e a produção de trabalho do ciclo com resfriamento intermediário com e sem regeneração.

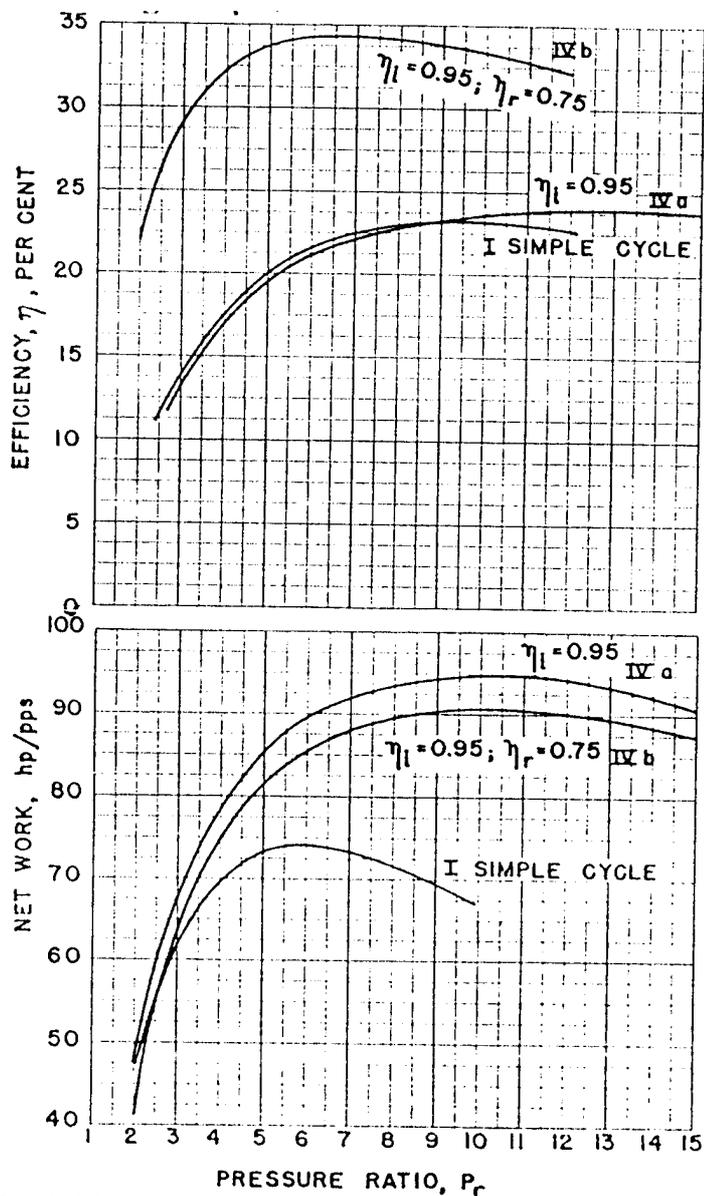


Figura 11 Efeito do resfriamento intermediário no trabalho líquido e na eficiência do ciclo de uma turbina a gás. ($T_3 = 732^\circ\text{C}$)

A combinação **resfriamento intermediário - regenerativo** propicia um dos mais efetivos ciclos de turbinas a gás. O resfriamento intermediário fornece um significativo aumento na potência, enquanto a regeneração fornece o benefício duplo de um aumento na eficiência e a reduzida relação de pressões na qual a eficiência máxima ocorre. O ciclo com resfriamento intermediário - regenerativo tem a maior eficiência de qualquer ciclo às

menores relações de pressão, e às maiores relações de pressão, sua eficiência só é excedida pela do ciclo combinado.

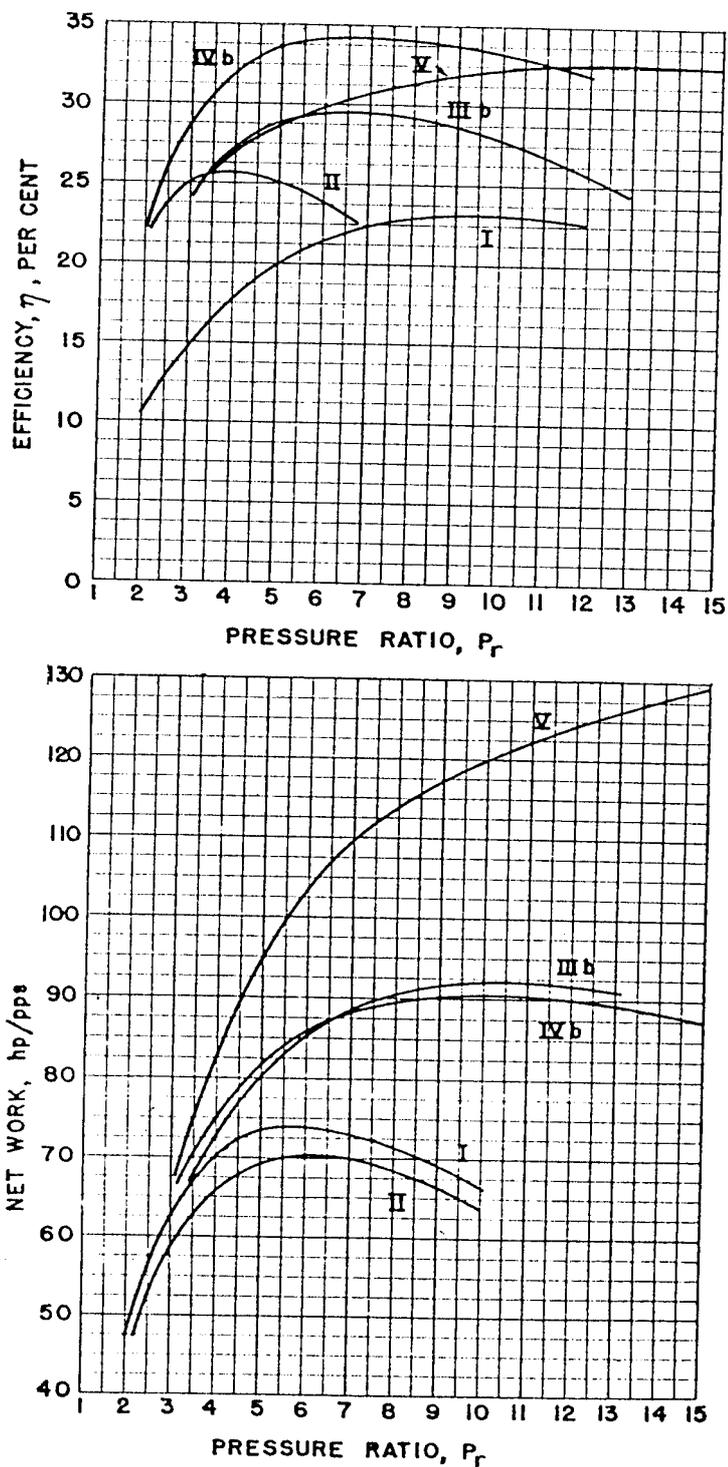


Figura 12 Comparação da eficiência do ciclo e do trabalho líquido de diversos ciclos reais de turbinas a gás. (I) ciclo simples; (II) ciclo regenerativo; (IIIb) ciclo com reaquecimento e regeneração; (IVb) ciclo com resfriamento intermediário e regeneração; (V) ciclo composto.

Reaquecimento: No ciclo ideal com reaquecimento, os mesmos efeitos do resfriamento intermediário são observados, porém não na mesma extensão. O propósito principal do reaquecimento é aumentar o trabalho produzido por unidade de vazão mássica, permitindo uma maquinaria menor. Com o reaquecimento, a relação de pressões deve ser maior para obter a eficiência inerente ao ciclo. O ciclo com reaquecimento não é largamente utilizado devido aos problemas de projeto de combustor, problema de controle, e os problemas de alta temperatura que são trazidos para o estágio de baixa pressão, fisicamente menor.

Ciclo composto: O ciclo composto incorpora todos os dispositivos redutores de entrada e ampliadores de saída; ele representa uma aproximação ao ciclo Ericsson ideal, que se compara em eficiência ao ciclo Carnot. O ciclo composto também incorpora as desvantagem de todos os dispositivos redutores de entrada e ampliadores de saída: ele requer água, requer cuidado extra no projeto do combustor de reaquecimento e seus controles, e é mais próximo à planta de vapor convencional em termos de requisitos de espaço do que da planta de ciclo simples.

Para fins comparativos, as curvas de eficiência para todos os ciclos reais estão apresentadas na figura 12. Como no caso ideal, o ciclo com resfriamento intermediário - regenerativo é mais eficiente nas menores relações de pressão, e o ciclo composto nas maiores. Também, o ciclo regenerativo é pouco menos eficiente que o ciclo com resfriamento intermediário - regenerativo, e essa eficiência de pico ocorre a baixas relações de pressão, onde equipamento mais simples e mais robusto pode ser utilizado.

7.1.8 Tipos de Turbinas a Gás

Tipo aberto: Todo o fluido de trabalho (ar e produtos de combustão) passam pela máquina apenas uma vez; a entrada e a saída são abertas para a atmosfera. É o tipo mais comumente utilizado devido a sua alta relação potência/peso, seus requisitos relativamente simples de controle e sua capacidade de operar sem água.

Tipo fechado: Como apresentado na figura 13, o fluido de trabalho (ar, N_2 , CO_2 e He tem sido utilizados) é selado no interior da unidade e continuamente reciclado, o fluido de trabalho não entra em contato com os produtos da combustão, sendo o calor externamente fornecido, transferido a través das paredes de um aquecedor fechado.

Vantagens do ciclo fechado:

- Ausência de impregnação, ataque ou erosão das palhetas do compressor ou turbina e a conseqüente manutenção dos níveis de eficiência de projeto.

- Controle da densidade do fluido de trabalho, fornecendo a capacidade de operar sobre uma larga faixa de carga com eficiências quase constantes, mantendo temperaturas constantes através da unidade, minimizando efeitos de choques térmico.

- Possibilidade de utilizar uma certa gama de combustíveis, incluindo gás natural de baixa pressão.

Desvantagem do ciclo fechado:

- Custo, complexidade e tamanho total da planta.
- Alta “inércia térmica”, resultando em respostas relativamente lentas a mudanças de carga
- Limitações de temperatura do aquecedor de ar.

O ciclo fechado não é de utilização geral; é encontrado em aplicações especiais com altos níveis de potência (nucleares).

Tipo semifechado: O ciclo apresentado na figura 14 é uma tentativa de combinar as melhores características dos ciclos aberto e fechado. Ele mantém a vantagem do ciclo fechado de operar a eficiências substancialmente constante sobre uma larga faixa de cargas, através do controle da densidade do fluido de trabalho. Além disso o combustor é o dispositivo compacto, de alta pressão do ciclo aberto, eliminando o grande e altamente tencionado aquecedor de ar do ciclo fechado.

Desvantagem do ciclo semifechado

- Complexidade da planta
- Desenvolvimento dos produtos de combustão no fluido de trabalho como resultado da reciclagem.

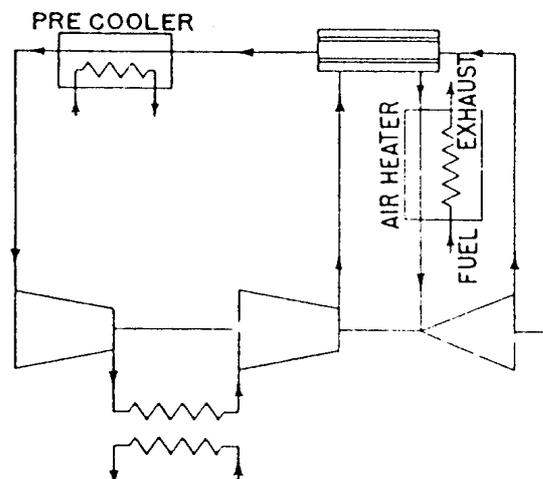


Figura 13. Esquema de turbina com ciclo fechado

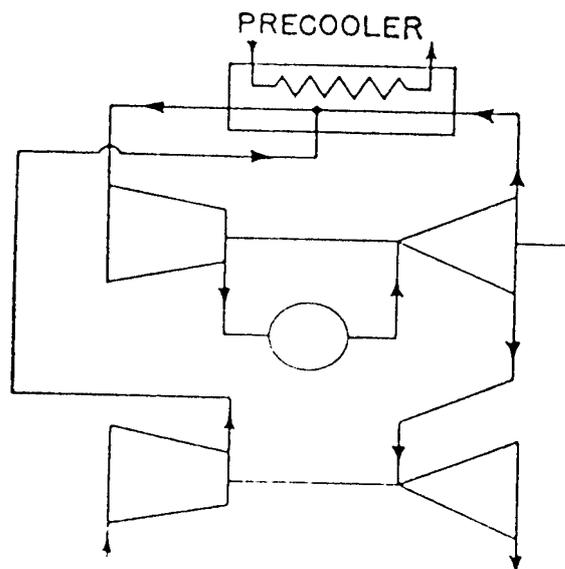


Figura 14. Esquema do ciclo semifechado de uma turbina a gás

7.1.9 Componentes do Sistema Turbina de Gás

Compressores: O compressor é o primeiro dos componentes básicos na corrente de ar do ciclo. Dois tipos de compressores são geralmente utilizados:

- Fluxo axial
- Fluxo centrífugo.

Geralmente, as turbinas de maior capacidade (acima de 1000hp) utilizam compressores axiais multiestágios; as menores (300 hp ou menos) usam compressores centrífugos. As turbinas na faixa intermediária de dimensões utilizam várias combinações de compressores axiais e centrífugos.

Características:

O compressor centrífugo desenvolve relações de pressão altas como de 6:1 em um só estágio, embora o limite recomendado seja 5:1.

O rotor deste comparado com o axial é simples, mais compacto, mais robusto, mais econômico para se produzir, menos sensível à sujeira, operável sobre uma larga faixa e menos eficiente que o compressor de fluxo axial.

O compressor de fluxo axial desenvolve relações de pressão por estágio de 1,2:1 a 1,4:1, requerendo o uso de múltiplos estágios.

Este compressor tem uma maior capacidade de tratamento do ar, maior eficiência, maior sensibilidade à sujeira, um menor diâmetro para

uma dada vazão de ar, uma faixa mais estreita de operação e um maior custo de fabricação.

Combustores: O combustor é o segundo elemento no fluxo de ar do ciclo. Ele deve operar com uma ampla faixa de vazões de combustível para satisfazer diversos critérios:

- Combustão completa do combustível
- Perda mínima de pressão
- Não formação de depósitos ou produtos "sujos" de combustão
- Ignição rápida e estável
- Distribuição uniforme de temperatura e velocidade na entrada da turbina.

Distribuição do ar.

Na turbina de ciclo aberto, a vazão é determinada pelo ar de diluição requerido para resfriar a corrente de gases a partir da temperatura de chama (aproximadamente 1900 °C) até a temperatura permissível de entrada na turbina; isso significa uma relação total ar-combustível de 50 - 100 kg de ar por kg de combustível.

Eficiência de combustão.

É definida como a relação entre entalpia real fornecido à corrente de ar e a entalpia equivalente do combustível queimado. Eficiências de combustão altas como 99% são comuns nas turbinas de gás.

Turbinas a gás podem utilizar combustores únicos ou múltiplos. Turbinas aeronáuticas quase que universalmente utilizam combustores múltiplos. Turbinas industriais usualmente tem um único combustor devido a perda de pressão e distribuição de temperaturas de saída, como também, para melhor controle operacional e facilidade de manutenção.

Turbinas: O elemento básico final no equipamento turbina a gás é a turbina propriamente dita. O fluxo de gás de alta energia originado no combustor é expandido através da turbina, produzindo a potência para acionar o compressor e proporcionar potência líquida de saída. O elemento fundamental da turbina é a "roda", a qual esta sometida a altas tensões, operando a altas temperaturas. Suas limitações de temperatura são o critério para a máxima temperatura do ciclo, e sua eficiência é mais importante para a eficiência da máquina que a do compressor uma vez que ela opera a um nível maior de potência.

Características.

Existem dois tipos de turbinas em uso geral de fluxo:

- Fluxo radial (centrípeta)
- Fluxo axial.

A turbina de fluxo radial é utilizada principalmente nas pequenas faixas de potência (abaixo de 400 hp), onde a relação de expansão não excede 4:1. Esta oferece uma eficiência aceitável com uma construção compacta, robusta e em peça única

A turbina de fluxo axial é utilizada em quase todas as turbinas de médias e grandes capacidades devido a suas altas eficiências. A relação de

seus estágios é menor embora seja mais fácil adicionar estágios em este tipo de turbinas que nas de fluxo radial.

Regeneradores: Um regenerador é um trocador de calor que transfere calor do gás de exaustão da turbina para o ar de descarga do compressor. O calor assim transferido reduz os requisitos de entrada de combustível. Os regeneradores são uma parte importante de qualquer planta de turbina a gás projetada para uma operação de alta eficiência. Os regeneradores devem resistir à mudanças rápidas e extensas de temperatura operando a plena pressão de descarga do compressor. Eles devem possuir a menor perda possível de pressão, particularmente no lado da exaustão.

Tipos de regeneradores.

- Regeneradores Recuperativos
- Regeneradores Regenerativos

O trocador de calor recuperativo tem as correntes de ar e de gás separada por uma parede fina(de metal) através da qual o calor é transferido por condução.

O trocador de calor regenerativo tem uma matriz(de metais resistentes a corrosão ou de cerâmica) que é exposta alternativamente a corrente de exaustão da turbina e para a corrente de descarga de ar do compressor, recebendo calor do primeiro e rejeitando-o para o segundo. Uma vez que o trocador de calor recuperativo tem a vantagem de ser um dispositivo estacionário com uma separação absoluta das correntes de gás e de ar, sem perda de ar comprimido, é o tipo de regenerador mais usado.

Sistemas de recuperação de calor regenerativos são mais compactos e podem ter maior efetividade que os trocadores de calor recuperativos. A desvantagem principal do primeiro é a perda de ar resultante do vazamento através dos selos das seções da matriz

Resfriadores intermediários: Os resfriadores intermediários são tipos especiais de trocadores de calor e tem as mesmas limitações gerais nas suas características(por exemplo, dimensões, preço, custo, e perda de pressão) em adição eles requerem uma fonte de água.

Eles são geralmente do tipo construtivo de casco e tubo. Uma vez que o lado da água tem um coeficiente de transferência de calor muito maior do que o lado do ar, a resistência do lado do ar é o fator controlador, onde existe a utilização de aletas ou outras superfícies secundárias de transferência de calor. Níveis bastante altos de efetividade podem ser encontrados mesmo em arranjos de passe único.

Reaquecedores: São combustores localizados entre estágios de expansão. Sua utilização tem estado restrito a unidades experimentais devido a complexidade do ciclo e custo adicionais, embora turbinas automotivas tenham incluído reaquecimento para maximizar a potência produzida.

7.1.10 Sistemas Combinados

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. O objetivo do mesmo é otimizar o uso do combustível para maximizar o desempenho global do sistema de potência

Breve histórico:

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", 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 (IPT, 1996).

Em 1943 Field propôs o conceito de ciclo super-regenerativo a vapor, composto por um ciclo Brayton regenerativo superposto a um ciclo Rankine regenerativo.

O interesse do ciclo 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 turbinas a gás e turbinas a vapor acopladas em série térmica. Uma destas configurações está mostrada na figura 20, onde há uma planta combinada sem queima adicional de combustível na caldeira de recuperação.

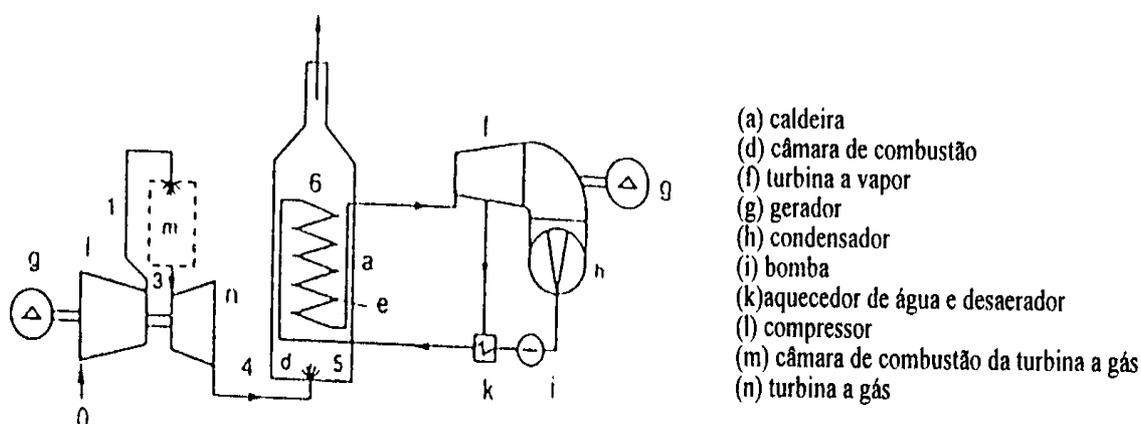


Figura 20 Ciclo combinado de Seippel e Bereuter (Horlock, 1995)

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 de 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 de 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.

Tipos de sistemas combinados de potência

Uma classificação interessante dos sistemas combinados de potência foi proposta por Wunsch em 1978 (Horlock, 1995). Na qual destacam-se 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.

Algumas configurações de sistemas combinados de potência.

Em todas estas configurações 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.

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

A seguir a figura 21 mostra este sistema combinado de potência.

O mesmo esta 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 entregue 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 desaereador (DA). A caldeira de recuperação consiste em 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).

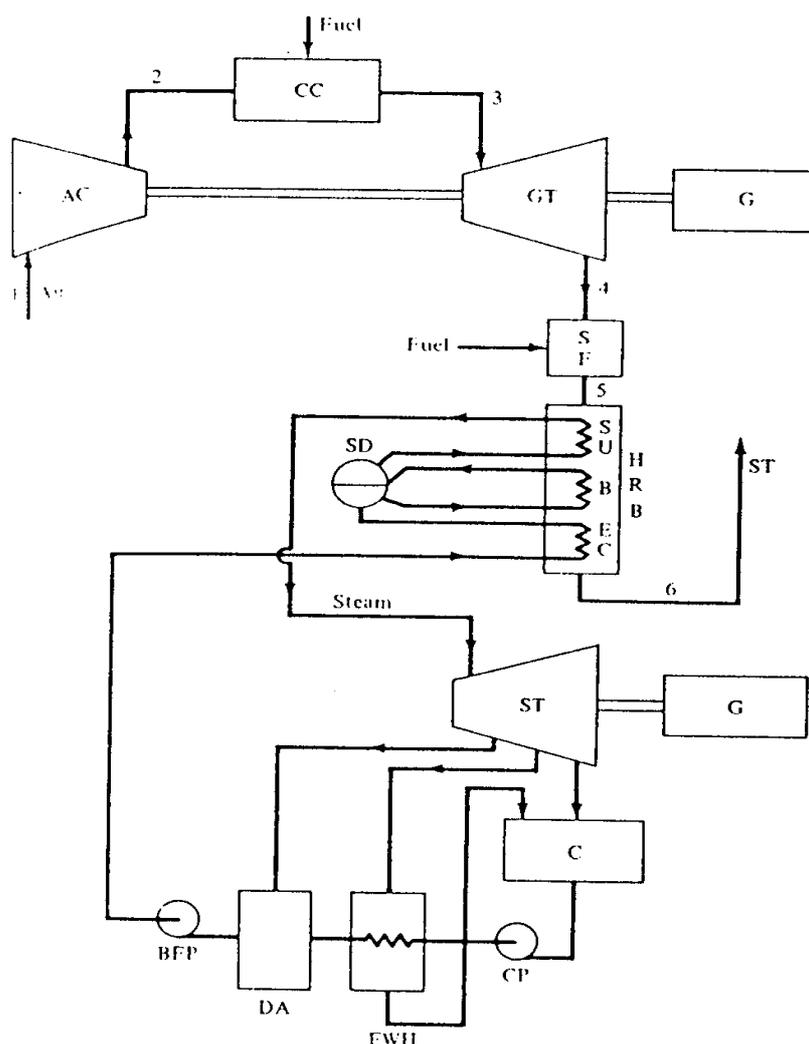


Figura 21 Sistema de Potência combinado com turbina a gás e turbina a vapor (El- Wakil, 1984).

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, freqüentemente 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 (IPT, 1996). 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 a 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.

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 de 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 22 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.

Na planta 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 23 mostra dois pontos de "pinch"(onde a diferencia 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 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 conseqüente 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 1atm). Nestas condições a turbina a gás é responsável por 62 % da potência total gerada.]

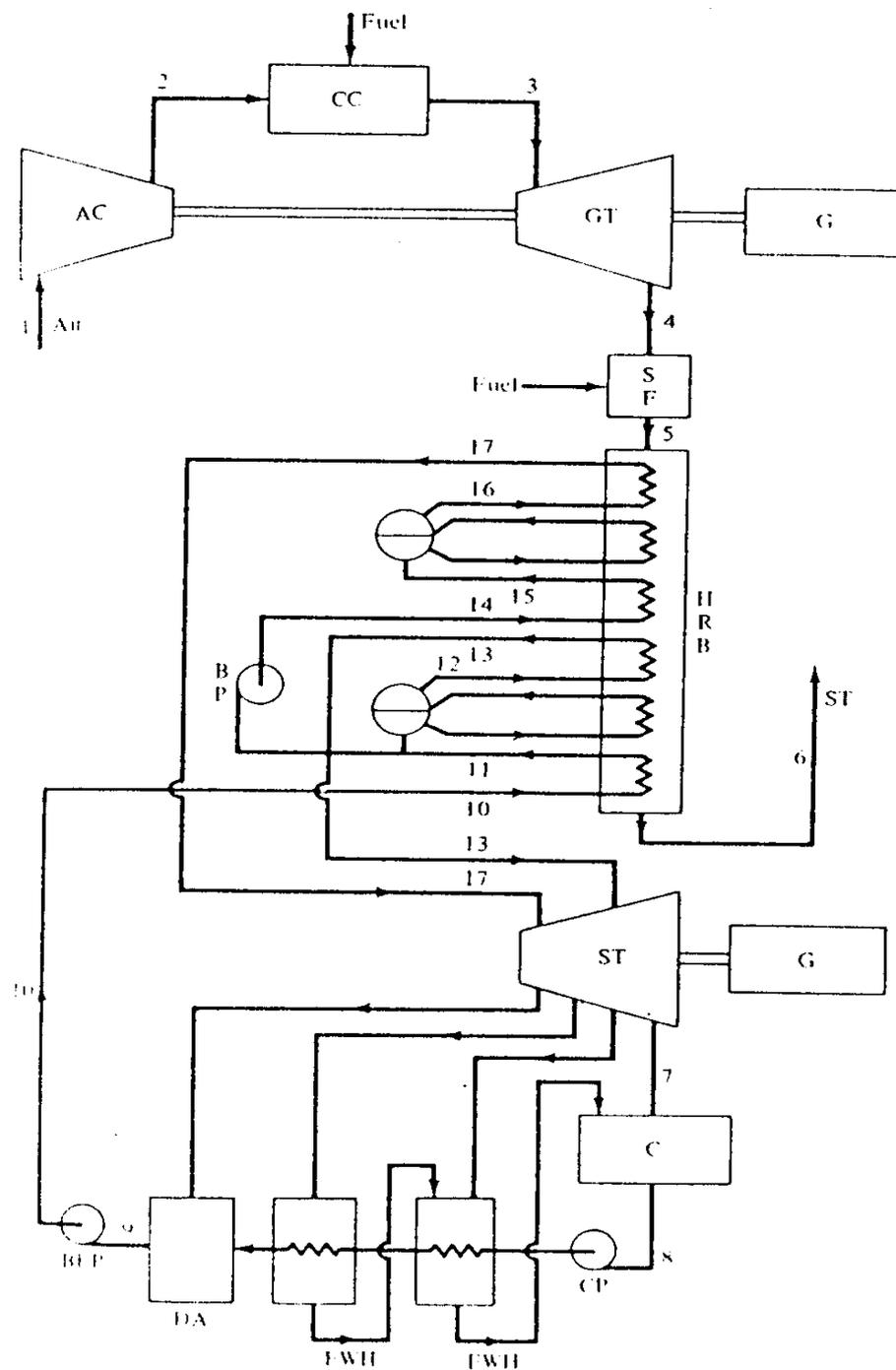


Figura 22 esquema de um sistema combinado com dois níveis de pressão de vapor (El- Wakil, 1984)

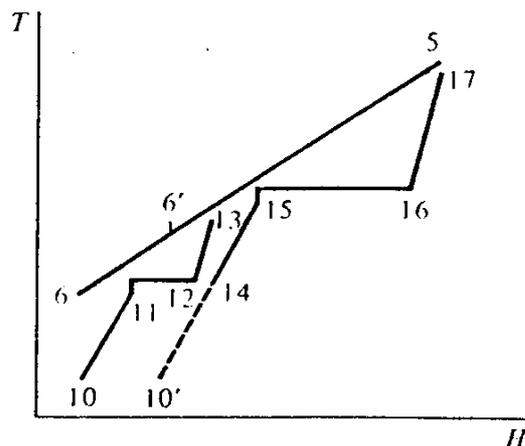


Figura 23 Diagrama temperatura-entalpia para a caldeira de recuperação com dois níveis de pressão (El Wakil, 1984)

Sistema Combinado com Gaseificador Integrado e Sistema com turbina a gás e vapor.

Em plantas de potência que operam com carvão, uma das formas de reduzir 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 24, 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.

Neste sistema o gás deixa o gaseificador perto 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 perto 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 de vapor, indo posteriormente para a chaminé a 125°C .

O compressor recebe ar ambiente em 9, com 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 de 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).

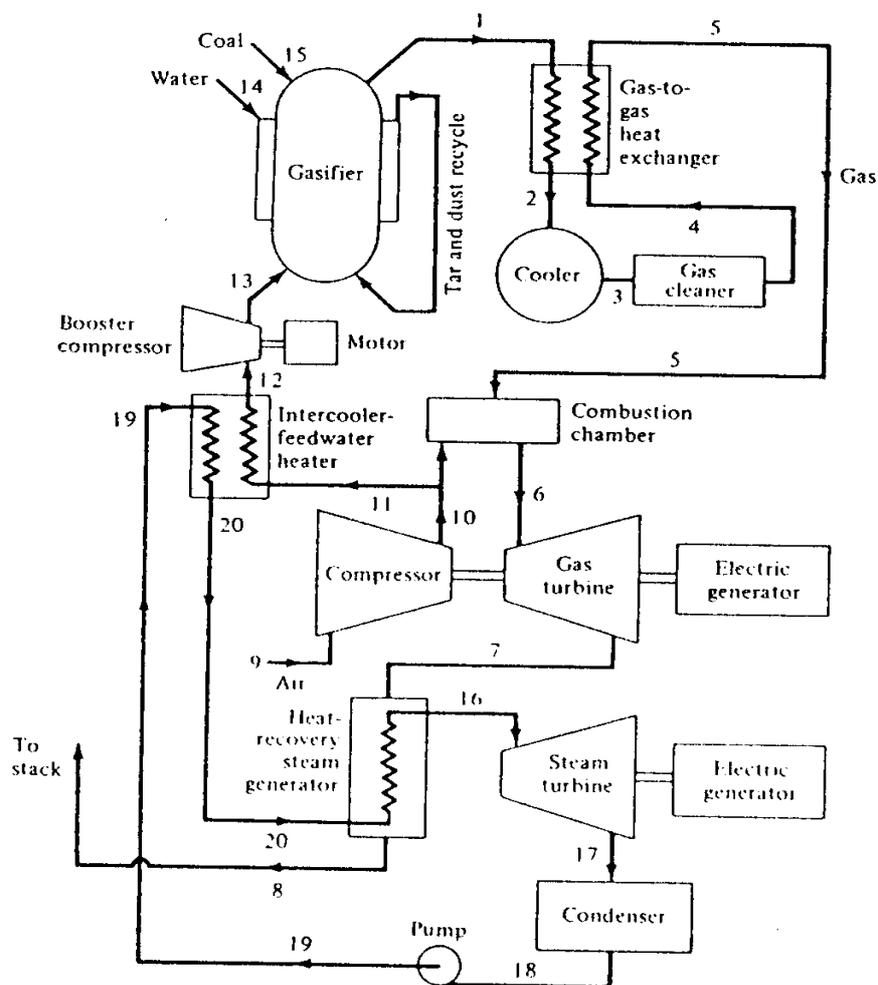


Figura 24 Sistema Combinado de Potência com Gaseificador.
(El-Wakil, 1984)

O ciclo de 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 global de 34,3% (IPT,1996).

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).

Sistemas avançados com turbinas a gás.

Existem sistemas de potência em desenvolvimento que empregam técnicas recentes destinadas a aumentar o rendimento global da planta de potência baseada em turbinas a gás. Estes sistemas são:

- Sistema combinado com resfriamento intermediário e final do ar de combustão.
- Planta de potência com recuperação termoquímica (TCR)
- Sistema de potência com ciclo de Kalina.

Desempenho de sistemas combinados:

A figura 25 mostra a evolução do rendimento global e do trabalho específico de sistemas combinados, baseados em uma planta com turbinas a gás, em função da temperatura de entrada dos gases de combustão na turbina. A figura 26 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 (IPT,1996)

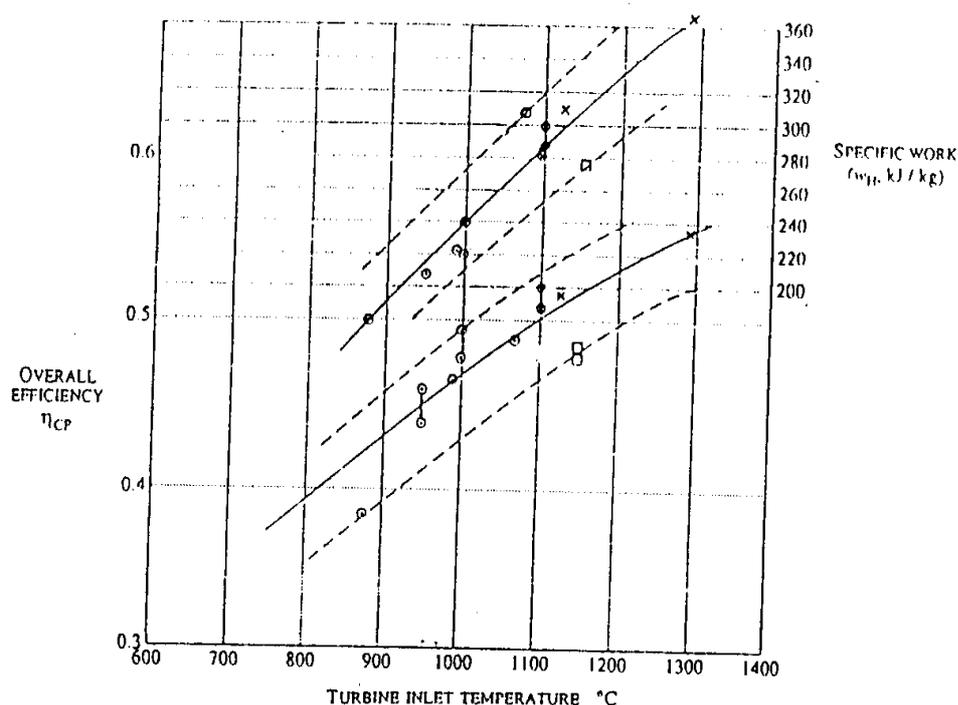


Figura 25 Rendimento Global e Trabalho Específico em Função da Temperatura de Entrada na Turbina para Sistemas Combinados (os símbolos indicam diferentes fabricantes) (Horlock, 1995).

A figura 27 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 40), ao invés dos valores mais elevados necessários para maximizar o rendimento da turbina a gás.

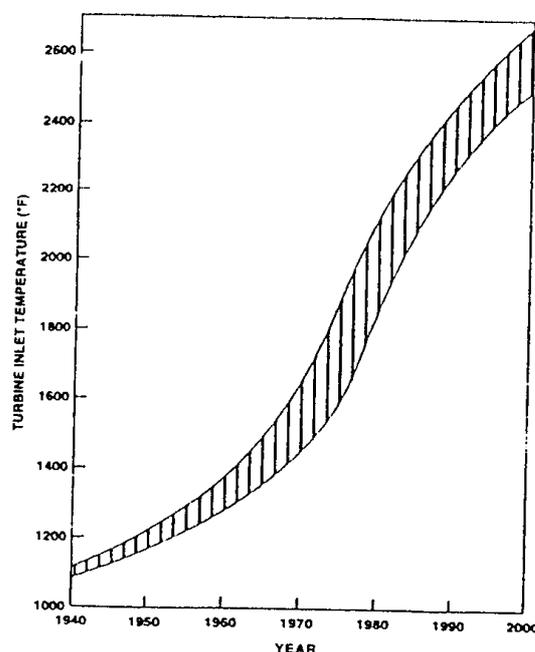


Figura 26 Evolução da Temperatura de Entrada na Turbina a Gás (Horlock,1995).

A figura 28 apresenta um gráfico onde são apresentados valores de relações de pressão para sistemas combinados existentes (com turbinas 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 ($\gamma = 1,4$).

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 reduzidas 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 termelétricas operadas com carvão, conforme ilustrado pela figura 29.

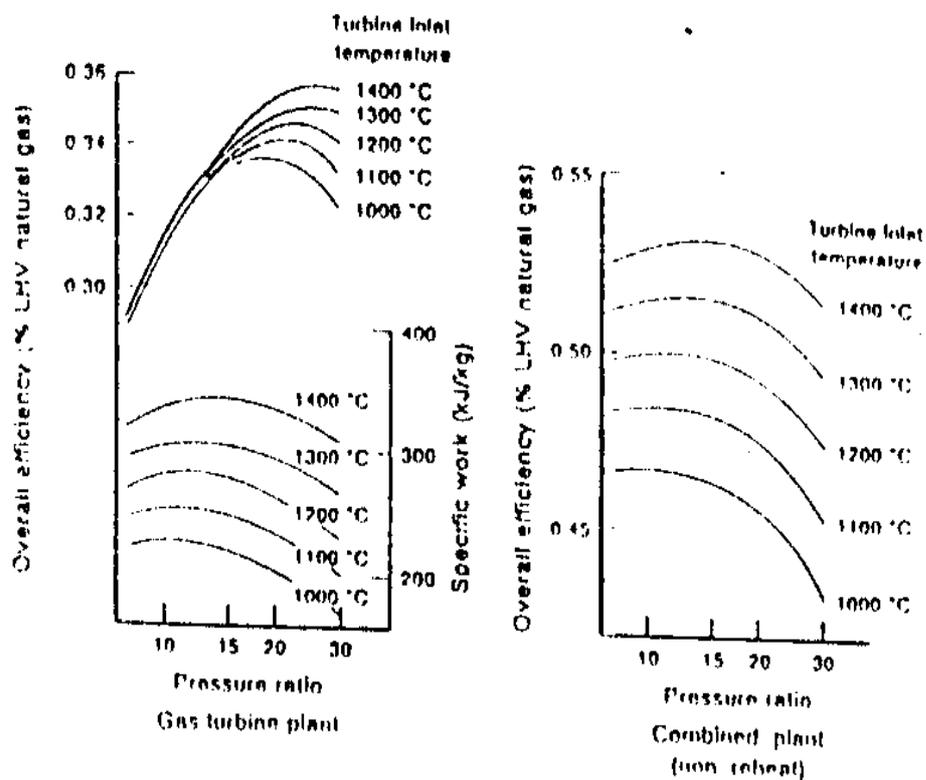


Figura 27 Desempenhos de Turbinas a Gás e Sistemas Combinados (Horlock, 1995).

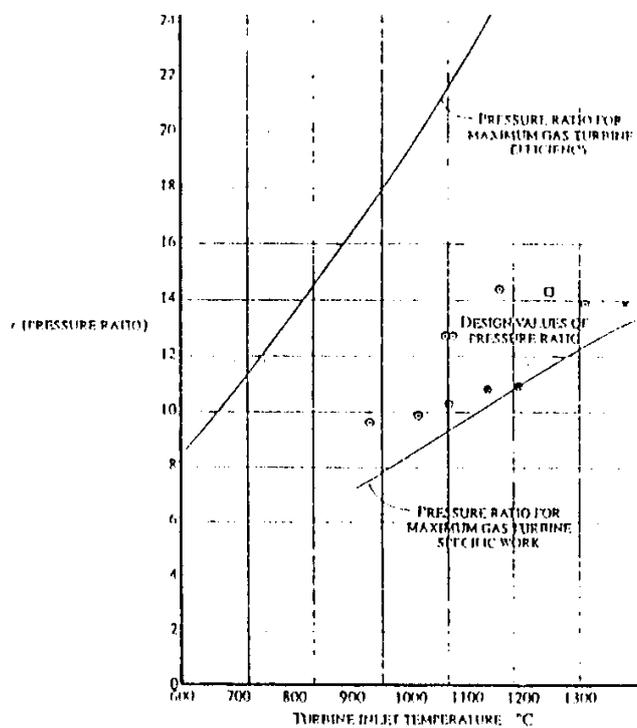


Figura 28 Relações de Pressão para Sistemas Combinados (os símbolos indicam diferentes fabricantes) (Horlock, 1995).

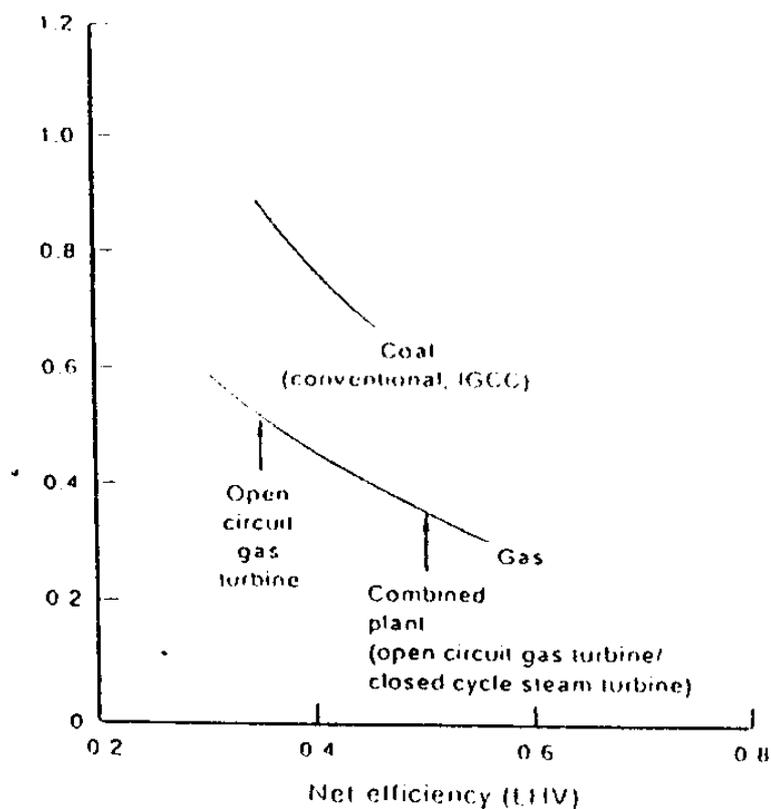


Figura 29 Emissões de CO₂ de Sistemas de Potência (Horlock, 1995)

7.1.11 Resumo e Comentários sobre Alguns dos Artigos e Trabalhos

Revisados:

Na tese de Doutorado "*Viabilidade e Perspectivas da Cogeração e da Geração Termoelétrica Junto ao Setor Sucro-Alcooleiro*" Do professor Arnaldo Cesar da Silva Walter

No itens 644 Características dos sistemas BIG-GT se faz o seguinte comentário:

Os sistemas BIG-GT são considerados de grande potencial face à possibilidade de viabilização, em plantas de pequeno porte, de instalações de baixo custo unitário - US\$/kW instalado - com eficiências de produção de eletricidade superiores às dos ciclos convencionais a vapor.

A proposição de que turbinas a gás aeroderivativas sejam utilizadas nos ciclos BIG-GT deve-se a um certo número de fatores que fazem com que essas máquinas sejam mais adequadas, para essa finalidade, em relação às turbinas "heavy-duty". Devem ser considerados os seguintes pontos como mais relevantes.

- Sua maior eficiência térmica;
- Sua manutenção mais simples;
- Os custos unitários mais baixos;

- A maior facilidade de acomodação de um fluxo mássico maior do que o nominal, permitindo a injeção de vapor sem maiores dificuldades.

Mais na frente aponta:

A gaseificação de biomassa pode ocorrer em sistemas atmosféricos ou em sistemas pressurizados. Esses últimos em principio, deveriam ser mais vantajosos, uma vez que a potência associada à posterior compressão do gás combustível poderia ser dispensada. Essa característica, no entanto, não confere, necessariamente uma vantagem aos gaseificadores pressurizados do ponto de vista econômico. O projeto WBP, desenvolvido pelo consórcio no qual participam empresas Brasileiras, e o projeto "Biomass Gasifier Facility - BGF", financiado pelo "Department of Energy" do Governo dos estados Unidos, estudam tanto as alternativas com gaseificadores atmosféricos quanto pressurizados. Em um contexto de significativa oferta de biomassa a baixo custo é possível inclusive, que os gaseificadores pressurizados não venham a ser competitivos (MACEDO,1994).

Dentro dos princípios conhecidos, os gaseificadores de leito fixo e os de leito fluidizado são os que apresentam maior viabilidade comercial dentro de um horizonte de curto e médio prazos. Os esforços de desenvolvimento tecnológico, no momento, têm estado mais voltados aos gaseificadores de leito fluidizado, em função de sua maior flexibilidade quanto às características dos combustíveis e de sua maior produção em relação aos gaseificadores de leito fixo. Não entanto são estes últimos que apresentam, no presente, maior adequação para o acoplamento com turbinas dada sua simplicidade, a baixa emissão de materiais particulados e a relativa facilidade com que os álcalis podem ser controlados.

O ar de gaseificação "blast-air" é extraído do compressor da turbina. A quantidade de ar extraído é determinada, tanto do ponto de vista da produção de gás quanto do desempenho da turbina, e é um dos parâmetros mais importante no procedimento de simulação. Já o fluxo de vapor injetado ao gaseificador "blast-steam" que visa tanto o controle da temperatura do leito abaixo do ponto de fusão das cinzas quanto o apoio à conversão do carbono fixo, provem da caldeira de recuperação. Os requerimentos de "blast-air" e "blast-steam" são característicos de cada processo de gaseificação

A queda do fluxo mássico pela turbina a gás, em função das extrações de ar, tende a ser compensada pela necessidade de queima de uma maior quantidade de gás de gaseificação, de menor poder calorífico do que o gás natural.

Um certo número de restrições operacionais devem ser observadas na operação dos sistemas BIG-STIG. Essas restrições estão associadas ao perfil de temperatura dos gases ao longo da caldeira de recuperação, às extrações mínimas de "blast-air" e à demanda de vapor de processo, que é atendida pelo fluxo de baixa pressão gerado nas caldeiras de recuperação.

Uma parte de muito valor para nosso trabalho foi o *anexo c* "Equacionamento e Simulação da Operação de Turbinas a Gás em Sistemas BIG-STIG". No qual descreve o equacionamento empregado na simulação de sistemas BIG-STIG- Biomass integrated Gasifier/Steam Injected Gas Turbine-em usinas de açúcar e álcool.

O artigo "*Effects of Steam Injection on the Performance of Gas Turbine Power Cycles*" dos autores W.E.Fraize and C. Kinney:

Este artigo resume os resultados de um recente estudo sobre o desenvolvimento de ciclos com injeção de vapor, pela divisão "MITRE" do Departamento de Energia dos Estados Unidos.

São analisados três sistemas:

- Ciclo aberto de turbina a gás com a convencional condensação de vapor, ciclo bottoming.

- Ciclo aberto de turbina a gás (OCGT) com injeção de vapor

- Ciclo aberto de turbina a gás com injeção de vapor e não condensação del vapor, ciclo bottoming.

Se fez um análise inicial sobre o problema da recuperação de calor, mostrando-se que a efetividade da transferência de calor nos sistemas de recuperação das sobras de calor está sujeito a algumas restrições. Sendo a mais importante o " Pinch Point", limite mínimo de diferencia de temperatura especificada entre dois fluidos em qualquer ponto do trocador de calor.

Outra condição física que limita a utilização dos resíduos de calor dos gases de saída é o mínimo valor de estos na saída. Este mínimo valor de temperatura afeta o sistema em duas formas i) a formação de condensados corrosivos a baixas temperaturas e ii) a formação de "Pluma" à saída, criando problemas de visibilidade . A temperatura mínima assumida neste trabalho para os gases foi de 135 °C

Outro análise realizado foi o custo da água e o combustível: Este análise foi dirigido a determinar os custos de água máximos permitidos para os quais o custo da água injetada é compensado pela redução dos custos do combustível.

Conclusões:

Os ciclos de turbinas a gás com injeção de vapor apresentam potencial para operações econômicas excitosas em todas as faixas de potência.

Injeção de vapor em turbinas a gás de ciclo aberto pode melhorar a eficiência global do ciclo, mediante a utilização do calor de exaustão da turbina para gerar vapor. A potência específica líquida de saída é também incrementada por um maior fluxo de massa através da turbina.

Com relação à turbina de gás de ciclo simples, o uso da injeção de vapor incrementa a eficiência do ciclo:

- Até 14 ou 15 pontos porcentuais para o ciclo de injeção de vapor simples.

- Até 19 ou 20 pontos porcentuais para o ciclo de injeção de vapor composto utilizando ciclo de injeção de vapor no condensado

A injeção de vapor produz até um 100 % de incremento na potência de saída específica para os dois ciclos com injeção de vapor com respeito ao ciclo simples.

O "pinch point" e os limites na temperatura do gás (28 °C e 135 °C) respectivamente limitam a razão de fluxo de água e ar na faixa de 0,2 - 0,32 dependendo da configuração do sistema e razão de pressão.

Os ciclos de injeção de vapor devem consumir água para obter a potência estimada. Embora para custos do combustível na faixa de (1,9 - 2,84 $\$/10^9$ J) os custos da água tratada podem ser tão altos como (3,96 - 10,56 $\$/m^3$) sem provocar que os custos de operação excedam os custos de combustível para o ciclo de turbinas a gás simples de referência. Finalmente as estimativas de consumo de água mostram, que os ciclos com injeção de vapor usaram só de 1/3 a 1/2 da água que os ciclos de vapor convencionais com torre de resfriamento usam.

Artigo "*Biomass Gasifier/Aeroderivative Gas Turbine Combined Cycles*" dos autores, Stefano Consonni, Eric D. Larson.

Apresentaremos aqui um resumo das principais afirmações e conclusões feitas pelos autores e que resultam de utilidade para nosso trabalho.

E BIG/GT é similar em alguns aspectos ao gaseificador integrador de carvão/sistemas de turbinas a gás, embora a biomassa é mais reativa que o carvão e não requer o mesmo pico alto de gaseificação. Isto permite uma variedade de alternativas de desenho do gaseificador a considerar.

O princípio do ciclo combinado BIG/GT que se denomina BIG/GTCC têm que ver com o tamanho, quantidade e umidade da alimentação, pela gaseificação, limpeza do gás e a combustão na turbina a gás.

Os gaseificadores para biomassa operam em duas formas Com calor fornecido diretamente(oxidação parcial da alimentação) o indiretamente (através do mecanismo da troca de calor).

O primeiro sistema BIG/GT construído a 6 mW com facilidade de ciclo combinado de cogeração foi o de Varnamo na Suécia, testado em 1994. Este tinha um gaseificador de leito fluidizado e filtros cerâmicos para a limpeza do gás a elevadas temperaturas.

Uma demonstração a escala comercial do ciclo combinado BIG/GT esta planejado para o norte do Brasil. O projeto esta sendo guiado pela (CHESF).

No artigo destaca-se a necessidade da limpeza do gás quando são utilizadas as turbinas de gás. Embora ainda não sejam bem definidas os limites toleráveis de partículas, metais alcalino e elementos condensáveis no gás combustível liberado ao combustor da turbina de gás. A General Electric para suas turbinas ela impõe restrições para os diversos elementos acima citados.

Destaca-se no artigo três elementos a considerar na disponibilidade do gás combustível derivado da biomassa para turbinas a gás.

- Estabilidade da combustão
- Magnitude das perdas de pressão no sistema de injeção de combustível.

- Limite de fluxo de massa através da turbina.

Os gases derivados da biomassa têm um conteúdo de energia por unidade de volume muito menor ($5 - 6 \text{ MJ/Nm}^3$) para a gaseificação com aquecimento direto e de aproximadamente (10 MJ/Nm^3 para o aquecimento indireto) que o gás natural ou combustível destilado ($35 - 40 \text{ MJ/Nm}^3$) para os quais os combustores das turbinas de gás são desenhados. Com a biomassa gaseificada os combustores podem acomodar grandes volumes de gás e obter uma energia liberada equivalente. Especificamente a General Electric realizou estudos de combustão exitosa com gases de baixo valor de aquecimento usando os desenhos de turbinas de combustor de gás LM 500 e LM2500. O trabalho da GE indica que um gás derivado da gaseificação de carvão tendo um valor tão baixo de aquecimento como $3,7 \text{ MJ/Nm}^3$ poderia ser queimado exitosamente nos combustores fornecendo algum hidrogênio no gás.

Os gaseificadores de biomassa esperam-se sejam capazes de produzir gás com um valor de aquecimento de $5 - 6 \text{ MJ/Nm}^3$ e um conteúdo de hidrogênio na faixa de $10 - 20 \%$ em volume. Gaseificadores de aquecimento indireto deveriam produzir gás com o dobro deste valor.

Para os BIG/Gt pressurizados que requer de grandes quantidades de ar, este pode ser tomado do compressor. A partir de que o fluxo de ar necessário para o gaseificador é aproximadamente igual ao fluxo de combustível, o fluxo de massa através da turbina e o compressor diferirá só em uma pequena quantidade resultando em um pequeno incremento da razão de pressão.

Logo no trabalho se faz uma modelação de três ciclos combinados BIG/GT, baseados em três diferentes desenhos de gaseificadores propostos para estes sistemas a escala comercial. É realizado todo o modelo computacional, assim como o tratamento diferenciado para cada um dos elementos da planta. A seguir se faz uma avaliação econômica preliminar, determinam-se os custos do combustível liberado pela biomassa, custos de produção de eletricidade, custos capitais dos sistemas BIG/GT, comparando-se cada um dos sistemas avaliados.

Conclusões:

Muitos elementos de tecnologia devem ser tomados em conta no desenvolvimento e demonstrações dos gaseificadores de biomassa, turbinas de gás aeroderivativas com tecnologia de ciclo combinado, porém a tecnologia promete ser muito eficiente para a produção de eletricidade a partir da biomassa. Uma grande variedade de desenho de gaseificadores estão potencialmente disponíveis para as aplicações BIG/GTCC. Gaseificação pressurizada apresenta vantagem termodinâmicas, embora sejam necessário grandes transformações no desenvolvimento tecnológico. Com a gaseificação com aquecimento direto, as transformações são menores para usar as turbinas aeroderivativas existentes. A gaseificação com aquecimento indireto produz um gás com um alto conteúdo de energia desta forma as temperaturas altas obtidas com o gás natural podem ser obtidas nas máquinas existentes.

Os avanços esperados nas turbinas de gás aeroderivativas(para gás natural) deveram melhorar o funcionamento dos sistemas BIG/GTCC. Em particular as turbinas de gás com resfriamento intermediário, que parecem ser especialmente atrativas para ser usadas com biomassa produto de que grande parte da baixa temperatura de aquecimento disponível no inter-resfriador pode ser usado mais efetivamente, já que o secado da biomassa demanda baixas temperaturas de aquecimento.

Os estimados preliminares de custos para as plantas de potência BIG/GTCC sugere que a eletricidade obtida a partir de plantas a modesta escala (de 20 - 70 Mw_e) poderiam competir com a eletricidade obtida a partir das plantas de potência de grande escala com combustão de carvão, e em algumas regiões do planeta com as novas plantas hidrelétricas.

Artigo "*The Technical and Economic Feasibility of Biomass Gasification for Power Generation*" do autor A.V. Bridgwater.

Este é unos dos artigos mais completos encontrados referentes aos gaseificadores de biomassa para a geração de potência.

Este artigo focaliza os avanços da técnica da gaseificação para a geração de eletricidade, como oferece os mais desenvolvidos sistemas de geração de potência baseados em biomassa. O mesmo aborda os problemas econômicos de cada um dos sistemas, assim como aspectos de qualidades do gás obtido em dependência do tipo de gaseificador e tipo de agente gaseificante, formula os princípios da gaseificação, fazendo uma descrição detalhada de seis tipos de gaseificadores. Entra numa comparação exaustiva das operações com gaseificadores atmosféricos e pressurizados. Logo em seguida faz um comentário minucioso do porque com o uso das turbinas a gás é necessário a limpeza do gás combustível, mostrando diversas técnicas para alcançar este objetivo. Fala do craqueio do alquitrão, tipos de craqueio como o catalítico, térmico, a remoção de alquitrão, os compostos de metais alcalinos, limites no nitrogênio combustível, mostrando por último os requerimentos na qualidade do gás.

A seguir têm um itens de recuperação de energia dedicados a ciclos combinados, ciclo com injeção de vapor, combinação de calor e potência e para finalizar desenvolve uma temática de aspectos ambientais na operação dos gaseificadores, como é o pó, resíduos de água e condensado, cinzas, problemas com olores, barulho, incêndio, envenenamento por CO e outros compostos tóxicos.

Conclusões:

Os componentes do processo envolto em um sistema integrado biomassa-eletricidade há sidos todos testados individualmente a grandes escalas o escalas pilotos. Muitos processos estão disponíveis e outros são planejados para ser implementados em breve tempo. As conclusões deste estudo são:

- O estado do desenvolvimento dos gaseificadores de biomassa esta suficientemente avançado como para justificar uma demonstração substancial de planta para provar o conceito total de IGCC e obter dados

confiáveis de funcionamento. Existem todavia áreas de incerteza , pêro estas são relativamente menores e não serão resolvidas até ao menos uma planta a grande escala este construída.

- A limpeza de gás a sido desenvolvida no laboratório até onde a demonstração a grande escala é necessário. Esta área pode ser considerada a menos desenvolvidas e a mais propicia a criar problemas numa planta em demonstração.

- O manejo da biomassa, estoque, secagem, é também utilizado na indústria de papel e celulose, assim como os sistemas de combustão e não apresentam incertezas na operação e funcionamento. Existe necessidade de otimizar os custos de funcionamento em relação ao funcionamento do gaseificador e os requerimentos deste, assim como a disponibilidade de calor e energia a partir da limpeza e os estados de geração de potência.

- As especificações do combustível de turbina estão perfeitamente definidos. Existem diversos requerimentos promovidos por construtores pêro que não estão sustentados por testes. Existe um compromisso entre os altos níveis de limpeza de gás e os altos custos de manutenção que só pode ser resolvido com a operação a grande escala.

- As especificações do combustível de máquina estão perfeitamente definidos. O nível de incerteza é menor que para turbinas a gás.

Referências Bibliográficas.

Azor,B.A.,"Análisis de la cogeneración" Relatorio de la comisión de Inspección Estatal Energética de Santiago de Cuba, 1991.

Barreda.E.R.,"Avaliação das possibilidades de incremento da cogeração em usinas açucareiras cubana", Tese de Mestrado, UNICAMP, Campinas, 1995.

Bridgewater, A. V., "Review of thermochemical biomass conversion" ESTU B1202 Crown. 1991.

Bridgewater. A.V. " The technical and economic feasibility of biomass gasification for power generation", FUEL 1995, volume 74 número 5.

Cencin,E.;Oliva,G.A;Llagostera B.,J.I.," Avaliação do potencial de cogeração no setor sucroalcooleiro na área de concessão da CPFL", CPFL , Campinas, 1987.

Cohen,H.,Rogers, G.F.C., 1973, saravanamuttoo, Gas Turbine Theory, John Wiley & Sons, New York.

Consonni.Stefano, Larson. Eric. D. "Biomass gasifier/Aeroderivative Gas Turbine Combined Cycles", Cogen Turbo Power, 1994, Portland, Oregon, USA.

El-Wakil, M.M, 1984 "Powerplant technology" M_cGraw-hill, singapore. 861p

Foley,G.,Geoffrey,B., " Biomass gasification in developing countries", Energy Information Programme, Technical report N 1, 1983.

Fraize. W. E., Kinney. C. " Effects of Steam Injection on the Performance of Gas Turbine Power Cycles", Journal of engineering for power, april, 1979, vol 101.

Horlock, J.H., 1995, "Combined Power Plants-Past, Present, and Future", Journal of Eng for Gas Turbines and power, ASME, vol.117, pp608-616, N.Y.

IPT " Geração de vapor, sistemas de potência e refrigeração e recuperação de calor", Uso de energia na indústria: racionalização e otimização., 11-14 de outubro, IPT, São Paulo, 1996.

Larson, E.D., "Summary report of visit to Cuba" , june 20 - 24, 1994.

Larson, E.D., Williams, R.H., Ogden, J.M., Hilton, M.G., "Biomass-gasifier steam injected gas turbine cogeneration for the cane sugar industry" , Proceeding of the XIV conference Energy from Biomass and Wastes, Institute of gas technology, Chicago, 1991.

Perrella, J.A., "Planejamento de centrais de cogeração: Uma abordagem multiobjetiva", tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, Agosto , 1994.

Reed, T.B., "Biomass gasification: Principles and technology", Noyes Data Corporation, 1981.

Sanchez, C.G., "Estudo da Volatilização e da Gaseificação de biomassa em leito Fluidizado", Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, 1994.

Sieczka, E., "Cuba: Empleo de la cogeneración", Proceedings del Seminario Regional OLADE/CONEA, Diciembre, pp 311-330, 1992.

Walter, A., "Geração descentralizada", Relatório número 1 do convênio UNICAMP-ELETROPAULO, Dezembro, 1992.

Walter, A., "Viabilidade e perspectivas da cogeração e da geração termoelétrica junto ao setor sucro-alcooleiro", Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, 1994.