

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

PROJETO DE PLANTA DE COGERAÇÃO PARA UM HOSPITAL

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em
Engenharia

Thiago Prado Veiga

Orientador: Silvio de Oliveira Jr.

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2007

FICHA CATALOGRÁFICA

Veiga, Thiago Prado
Projeto de planta de cogeração para um hospital / T.P. Veiga.
-- São Paulo, 2007.
75 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Cogeração de energia – Brasil 2.Hospitais I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

O presente trabalho tem como principal objetivo revisar, discutir e analisar os tópicos relevantes ao tema cogeração e propor o projeto de uma central em um hospital para o atendimento das demandas de eletricidade, vapor, água quente e gelada para condicionamento ambiental. É cada vez mais evidente a necessidade de racionalizar o uso da energia elétrica no Brasil, buscar alternativas inovadoras e viáveis que se transformem em benefícios para a população em geral, principalmente na região sudeste do Brasil, cujo potencial hidrelétrico já está saturado. Portanto este trabalho visa propor alternativas para melhorar o aproveitamento da energia e mostrar que esta pode se tornar uma prática freqüente para que sejam alcançadas maiores eficiências no processo da conversão de energia tomando como exemplo de aplicação um hospital. Para que o objetivo proposto acima seja atingido vamos primeiro fazer uma revisão dos principais tópicos da termodinâmica relevantes para um projeto de uma central de cogeração, levantar dados sobre as demandas térmica e elétrica deste hospital, propor configurações de plantas de cogeração que satisfaçam essas demandas, analisar tecnicamente e economicamente essas alternativas e selecionar a alternativa ótima para o projeto.

ABSTRACT

The present work has as main objective to revise, to argue and to analyze the excellent topics to the subject cogeneration and to consider the project of a central in a hospital for the attendance of the electricity demands, vapor, hot and frozen water for ambient conditioning. The necessity to rationalize the use of the electric energy in Brazil is each time more evident, search innovative and viable alternatives that in general transform into benefits for the population, in the Southeastern region of Brazil, whose hydro electrical potential already is saturated. Therefore this work aims to consider alternatives to improve the exploration of the energy and to show that this can become a frequently practice so that bigger efficiencies in the process of the energy conversion are reached taking as application example a hospital. To reach the considered objective above first is made a revision of the main topics of the thermodynamics for a project of a cogeneration central, obtaining data about the thermal and electric demands, to consider configurations of cogeneration plants that satisfy these demands, to analyze technically and economically these alternatives and to select the excellent alternative for the project.

Sumário

<i>Lista de Tabelas</i>	6
<i>Lista de Figuras</i>	7
<i>1-Introdução</i>	10
1.1-Cogeração no Brasil	13
<i>2-Aspectos básicos dos sistemas de cogeração</i>	15
<i>3-A Cogeração e as emissões</i>	22
<i>4-Revisão dos principais ciclos termodinâmicos</i>	25
4.1-Ciclo Rankine.....	25
4.2-Afastamento dos ciclos reais em relação aos ciclos ideais.....	28
4.3-Ciclo Brayton.....	29
4.4-Motores de combustão interna	33
4.4.1-O ciclo Otto	34
4.4.2-O ciclo Diesel.....	36
4.5-Ciclos frigoríficos por compressão de vapor e por absorção.....	37
<i>5-Demandas térmica e elétrica do Hospital</i>	41
<i>6-A possibilidade de paralelismo na central de cogeração</i>	42
6.1-Paralelismo e a legislação existente.....	46
6.2- A venda da energia elétrica excedente.....	51
<i>7-Ciclos propostos para cogeração</i>	53
7.1-Cogeração com turbina a gás	55
7.2-Alternativa a turbina à gás:Motor gás natural.....	59
<i>8-Modelagem, Resultados e Viabilidade econômica</i>	60
8.1-Resultados	64
8.2-Viabilidade econômica	66
<i>9-Conclusão</i>	70
<i>10-Apêndice</i>	71
<i>11-Bibliografia</i>	74

Lista de Tabelas

Tabela 1.1: Centrais de Cogeração no Brasil (Fonte:ANEEL).....	13
Tabela 1.1.1- Potencial de crescimento dividido por setores da indústria.....	14
Tabela 2.1: Faixa de produção da razão potencia/calor gerado em ciclos térmicos- regime <i>topping</i>	19
Tabela 5.1- Demanda elétrica e térmica do hospital estudado.....	41
Tabela 6.2.1- Valor médio da energia elétrica comprada pela concessionária.....	51
Tabela 6.2.2- Preço da energia elétrica praticado nos leilões.....	52
Tabela 7.1.1- Dados da micro-turbina (dados nominais para uma mini-turbina)...	56
Tabela 7.1.2- Composição física e química do gás natural da Bacia de Campos...	57
Tabela 7.1.3- Especificações da caldeira de recuperação.....	57
Tabela 7.1.4- Dados nominais dos chillers.....	58
Tabela 7.2.1- Dados nominais do motor de combustão interna.....	59
Tabela 8.1.1- Resultados da alternativa 1.....	64
Tabela 8.1.2- Resultados da alternativa 2.....	64
Tabela 8.1.3- Resultado da alternativa 3.....	65
Tabela 8.1.4- Resultados da alternativa 4.....	65
Tabela 8.2.1- Tempo de retorno do investimento das alternativas 1 e 2.....	68
Tabela 8.2.2- Tempo de retorno do investimento das alternativas 3 e 4.....	69

Lista de Figuras

Fig.1- Comparação entre a produção separada de eletricidade e calor e um ciclo com cogeração.....	12
Fig. 1.1.2- Quadro demonstrando a importância da cogeração na Europa.....	15
Fig. 2.1- Esquema básico de atendimento de demandas de energia.....	16
Fig.3.1- Redução cumulativa de emissões em projetos registrados.....	22
Fig.3.2- Distribuição de projetos de cogeração por setor da indústria.....	25
Fig.3.3- Distribuição dos projetos nos países emergentes.....	26
Fig.4.1.1- Ciclo Rankine com superaquecimento e unidade motora.....	27
Fig. 4.2.1- Efeito da ineficiência da turbina e da bomba sobre o desempenho do ciclo.....	30
Fig. 4.3.1- Ciclo Brayton fechado.....	31
Fig. 4.3.2- Diagramas p-v e T-s do ciclo Brayton.....	32
Fig. 4.3.3- Efeito das ineficiências sobre o comportamento das turbinas a gás.....	33
Fig. 4.4.1.1- Diagramas p-v e T-s de um ciclo Otto.....	36
Fig.4.4.1.2- Rendimento térmico do ciclo Otto em função da relação de compressão.....	37
Fig.4.4.2.1- Ciclo padrão a ar Diesel.....	38
Fig.4.5.1- Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor	39
Fig. 4.5.2- Ciclo de refrigeração por absorção	41
Fig. 6.1- Paralelismo numa indústria de papel e celulose.....	44
Fig.6.2- Esquema térmico da fábrica de papel e celulose.....	45
Fig.6.3- Paralelismo utilizando o modelo completo.....	46
Fig.7.1- Esquema de cogeração com turbina a gás.....	54
Fig.7.2- Esquema de instalação com motor de combustão interna.....	55
Fig. 8.1- Modelo para operação dos chillers de absorção em carga parcial.....	62

DESCRIÇÃO DAS ETAPAS A SEREM DESENVOLVIDAS

No começo do período em que será desenvolvido esse trabalho de formatura será feita uma pesquisa bibliográfica a fim de coletar livros, revistas e publicações em geral que descrevam o tema proposto de forma clara e concisa e possa ajudar o aluno a desenvolver um bom trabalho. Deve constar nessa revisão obras que tratem de assuntos básicos relacionados ao tema que possam auxiliar de forma eficiente o aluno e tragam informações importantes para se entender e desenvolver um bom trabalho. Essa pesquisa é feita através das bibliotecas acessíveis e tendo como ferramenta auxiliar o sistema informatizado que reúne as mais importantes fontes de publicação existentes no país. Após esse período de revisão bibliográfica haverá uma coleta de dados pertinentes ao projeto da central de cogeração do hospital obtendo-se assim as reais demandas elétrica e térmica e assim ter início o projeto em si. Na próxima etapa serão propostas configurações de plantas de cogeração que atendam as demandas obtidas anteriormente, tendo como base as alternativas possíveis relatadas na bibliografia obtida na primeira etapa do trabalho. Depois será feita uma análise comparativa entre os aspectos técnicos envolvidos no projeto e os aspectos econômicos que são de extrema importância para qualquer projeto de engenharia, sempre procurando atender tanto as demandas do hospital como as exigências do projeto de uma instalação deste tipo. Por fim será feita a seleção da melhor alternativa e quais as reais condições em que essa instalação será projetada e executada. Segue abaixo um cronograma inicial do projeto:

1-Introdução

Foi a partir da década de 1970, com a ocorrência de duas crises internacionais envolvendo o abastecimento de petróleo-a primeira em 1973 e a segunda em 1979- que o mundo tomou consciência de que os recursos energéticos são finitos. Em todos os países, à exceção de Estados Unidos e Brasil, ao primeiro sinal de elevação exagerada dos preços do petróleo, programas de racionalização do uso da energia começaram a ser elaborados. Com o segundo choque, intensificou-se a discussão acerca do problema da utilização de energia e, ainda que defasado no tempo, também o Brasil iniciou programas de incentivo à redução da demanda de energia.

Num sentido amplo, a conservação de energia engloba não apenas a diminuição da quantidade de energia primária, necessária para propiciar o consumo de um mesmo nível de energia útil, mas também a construção de um estilo de desenvolvimento que implique mais baixo perfil de demanda de energia da energia útil para um mesmo padrão de satisfação das necessidades sociais. Entende-se por estilo de desenvolvimento a maneira como se organizam os recursos materiais e humanos dentro de um determinado sistema, com o objetivo de resolver as questões relativas à “o que”, “para quem” e “como” produzir os bens e serviços. Concorrem para a sua definição o passado histórico do país, especialmente sua relação com os demais países, assim como a capacidade de resolver seus próprios problemas, buscando soluções originais.

Neste cenário se incorpora a idéia de cogeração, que segundo Balestieri (2002) define esse termo como sendo a produção simultânea de diferentes formas de energia útil, como as energias eletromecânica e térmica, para suprir as necessidades de uma unidade de processo, seja ela do setor industrial, agrícola, terciário ou um sistema isolado, a partir de uma mesma fonte energética primária. Em outras palavras, seria o aproveitamento de uma parcela de energia que teria de ser obrigatoriamente rejeitada por força da Segunda Lei da Termodinâmica, resultando em um aumento da eficiência global do ciclo térmico. De acordo com uma publicação da Associação Européia para a promoção da cogeração (EDUCOGEN-2001), cogeração é a produção termodinamicamente seqüencial de duas ou mais formas úteis de energia a partir de uma fonte primária. Já a apostila de ciclos de potencia (Silvio de Oliveira

Jr.) define o termo cogeração como sendo a associação em serie térmica de sistemas de potencia, ou seja, o rejeito térmico de um sistema é o insumo térmico de outro sistema, caracterizando assim o denominado ciclo combinado ou sistema combinado de potencia.

Durante a operação de uma planta de potencia convencional, grandes quantidades de calor são rejeitadas para a atmosfera, através de circuitos de refrigeração (condensadores de vapor, torres de resfriamento, coolers em motores Diesel ou Otto) ou com os gases de exaustão. A maioria desse calor pode ser recuperada e usada para cobrir demandas térmicas, aumentando a eficiência do ciclo de 30-50% numa planta de potencia convencional para 80-90% num ciclo de cogeração.

Esta prática pode ser considerada uma alternativa positiva se comparada ao atual estágio de geração de energia, tal como é concebido o sistema interligado. Neste, as necessidades de energia elétrica são atendidas mediante contrato de compra com uma concessionária, sendo as necessidades térmicas (quentes ou frias) atendidas mediante autoprodução. A energia elétrica também pode ser autoproduzida, sendo que nestes casos as unidades de geração devem ser dimensionadas para operarem de forma independente das concessionárias, garantindo desta forma a confiabilidade do sistema isolado. A pratica da cogeração não se encontra limitada pelo desenvolvimento de novas maquinas térmicas, uma vez que simplesmente apresenta uma proposta de geração diversa do conceito atualmente vigente quanto à produção de energia. Este fato não impede, no entanto, que novas formas de geração sejam paulatinamente incorporadas no processo de expansão das centrais de cogeração tão logo se mostrem competitivas com o estado atual de conhecimentos em geração de energia.

A cogeração é uma tecnologia que apresenta potencial de aplicação tanto no setor industrial quanto no setor terciário (especialmente em aeroportos, hotéis, hipermercados, hospitais, etc), tanto em sistemas interligados quanto em sistemas isolados, para os quais não existem opções de acesso a outras formas de geração, distinguindo-se pelo porte dos sistemas então empregados. No setor industrial, as empresas do setor sucro-alcooleiro, alimentos e bebidas em geral, de papel e celulose, industrias químicas e petroquímicas são as que apresentam maiores potenciais para a pratica da cogeração, sendo que dessas as duas primeiras

apresentam grandes especialidades. Um exemplo para ilustrar como a eficiência do ciclo aumenta com o uso da cogeração pode ser visto na figura abaixo. Note que as quantidades de eletricidade e calor geradas separadamente são maiores que na cogeração, porém a quantidade de combustível utilizada no ciclo combinado é bem menor do que quando se produz a demanda de forma separada.

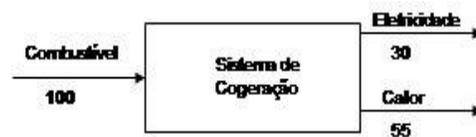
Produção separada de energia elétrica e calor



Eficiência Total:

$$\eta = \frac{36 + 80}{200} = 0,58$$

Cogeração



Eficiência Total:

$$\eta = \frac{30 + 55}{100} = 0,85$$

Fig.1-Comparação entre a produção separada de eletricidade e calor e um ciclo com cogeração.

1.1-Cogeração no Brasil

A fim de incentivar e desenvolver a cogeração no Brasil, entidades como a COGEN-SP, Associação Paulista de Cogeração de Energia, tem como principal missão desenvolver esse tipo de indústria a partir do gás natural e da cana de açúcar. Fundada em Outubro de 2003, essa entidade possui 27 membros, dentre os quais podemos destacar geradoras, distribuidoras e comercializadoras de energia elétrica, produtoras e distribuidoras de gás natural, usinas de açúcar e álcool, fornecedores e prestadores de serviço. A COGEN-SP foi criada nos moldes da COGEN EUROPE e poderá ser referência para outros estados e para uma futura COGEN BRASIL.

Tabela 1.1-Centrais de Cogeração no Brasil (Fonte: ANEEL)

Relatório de Acompanhamento das Centrais de Cogeração no Brasil Centrais de Cogeração Qualificada na ANEEL – Junho de 2006

Setores	BRASIL - Cogeração qualificada na ANEEL					
	São Paulo		Demais		Brasil	
	MW	nº	MW	nº	MW	nº
Sucro-alcóoleira	447,4	14	44,9	3	492,3	17
Papel e Celulose	198,6	5	117,0	1	315,6	6
Alimentos e bebidas	47,1	3	31,9	4	78,9	7
Química	24,8	3	16,3	2	41,1	5
Madeira	9,8	1	-	-	9,8	1
Têxtil	8,8	1	-	-	8,8	1
Supermercado	4,6	3	-	-	4,6	3
Edifício comercial	2,8	1	-	-	2,8	1
Hotel	2,4	2	-	-	2,4	2
Petroquímica	-	-	74,4	1	74,4	1
Siderurgia	-	-	66,3	1	66,3	1
Shopping center	2,9	1	16,3	3	19,2	4
Parque gráfico	-	-	5,2	1	5,2	1
Estúdios produção TV	-	-	5,0	1	5,0	1
Universidade	-	-	3,3	1	3,3	1
Cerâmica	-	-	4,1	1	4,1	1
Aeroporto	-	-	0,8	1,0	0,8	1
Total	749,2	34	385,4	20	1.134,6	54

Fonte: ANEEL, inclui apenas cogeração qualificada

Até o presente momento 3,3% do total de eletricidade gerada no Brasil é fruto de cogeração e suas plantas representam 4,4% do total instalado no país. Entretanto, os setores de açúcar e óleo e gás tem uma considerável experiência neste setor principalmente no estado de São Paulo, tendo assim um potencial de crescimento muito grande.

Tabela 1.1.1-Potencial de crescimento dividido por setores da industria.

Potencial de Crescimento no Brasil	
Setor	Potencial (MWe)
Açúcar	4020
Óleo e gás	4283
Químico	1581
Papel e celulose	1740
Aço	875
Moinhos de arroz	1200
UNIDO INVESTORS GUIDE-2003	

Só para ilustrar como a aplicação dos sistemas de cogeração é freqüente em outros lugares do mundo, o quadro abaixo mostra a porcentagem da energia gerada em cada país através da técnica de cogeração. A participação desse tipo de geração de energia combinada é significativa em países como Áustria, Dinamarca, Finlândia e Holanda. Na Áustria por exemplo, a política de proteção ambiental levou ao grande desenvolvimento da cogeração e a sua participação significativa. Já na Dinamarca, o incentivo do governo a utilização de alta tecnologia levou ao desenvolvimento da técnica e sua utilização em larga escala. Na Finlândia o seu sucesso se deve a liberdade que o governo dá ao mercado interno de se adaptar as demandas externas e utilizar isso em prol do desenvolvimento do país, além da grande demanda por energia térmica na época do inverno. Na Holanda o artifício utilizado pelo governo para incentivar a cogeração foi a política de taxas de consumo de gás natural favoráveis, o que favorece muito a utilização desta técnica, subsidio do governo na aquisição dos equipamentos e incentivo em outras esferas favoreceram o seu desenvolvimento.

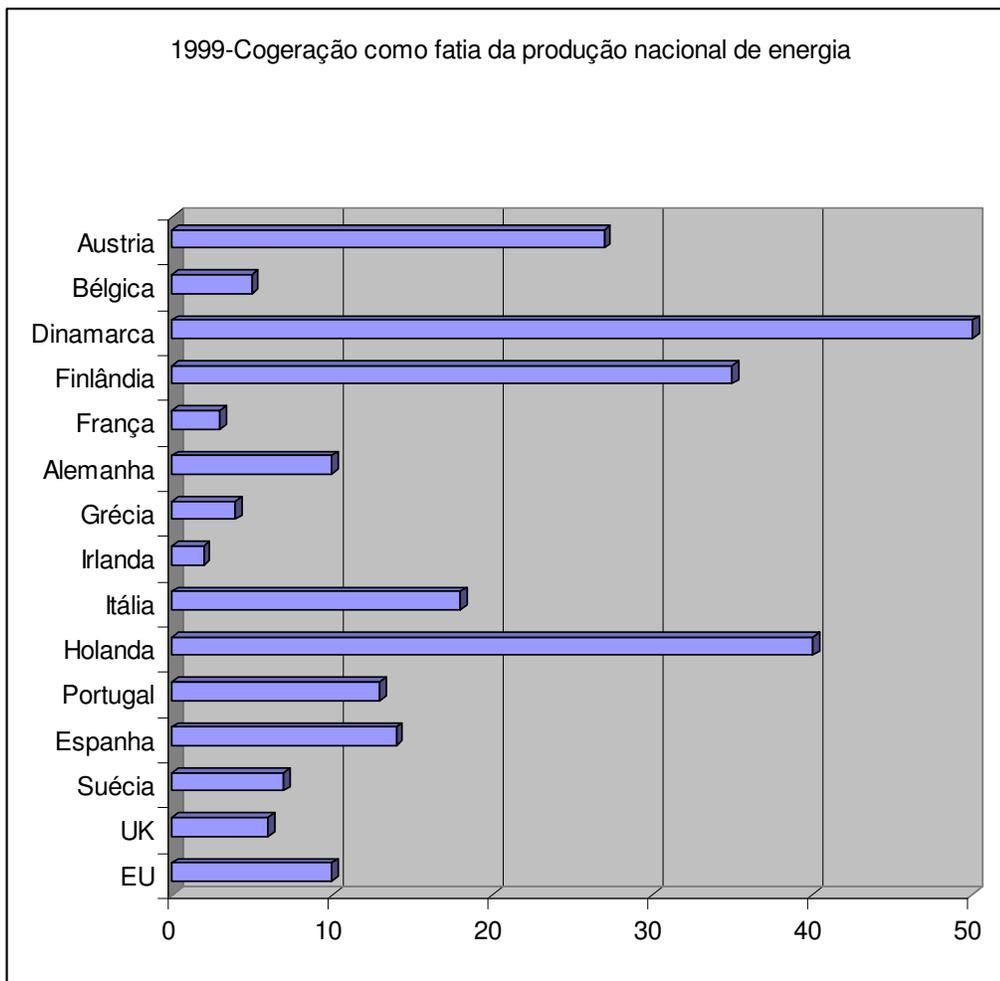


Fig. 1.1.2-Quadro demonstrando a importância da cogeração na Europa (Extraído de The European Association for the Promotion of Cogeneration)

2-Aspectos básicos dos sistemas de cogeração

Uma central de cogeração apresenta máquinas térmicas semelhantes às utilizadas, por exemplo, em uma central de utilidades que gera vapor e energia elétrica de forma independente. A grande distinção entre essas duas formas de geração consiste, basicamente, na caracterização do uso da energia utilizada para atendimento das demandas apresentadas pela empresa ou população. O esquema básico do atendimento das demandas por meio de central de cogeração deve apresentar conexão com sistemas independentes de geração eletromecânica, com a

concessionária de energia elétrica local e com caldeiras auxiliares, de modo que aumente a confiabilidade de geração térmica e elétrica nos impedimentos da unidade; essas últimas devem estar presentes para suprir a demanda de energia nas condições de saída forçada das centrais das centrais de cogeração bem como nas situações em que a estratégia de operação desta última dispõe pelo seu desligamento. A figura 2.1 ilustra o esquema básico a ser adotado no planejamento de centrais de cogeração.

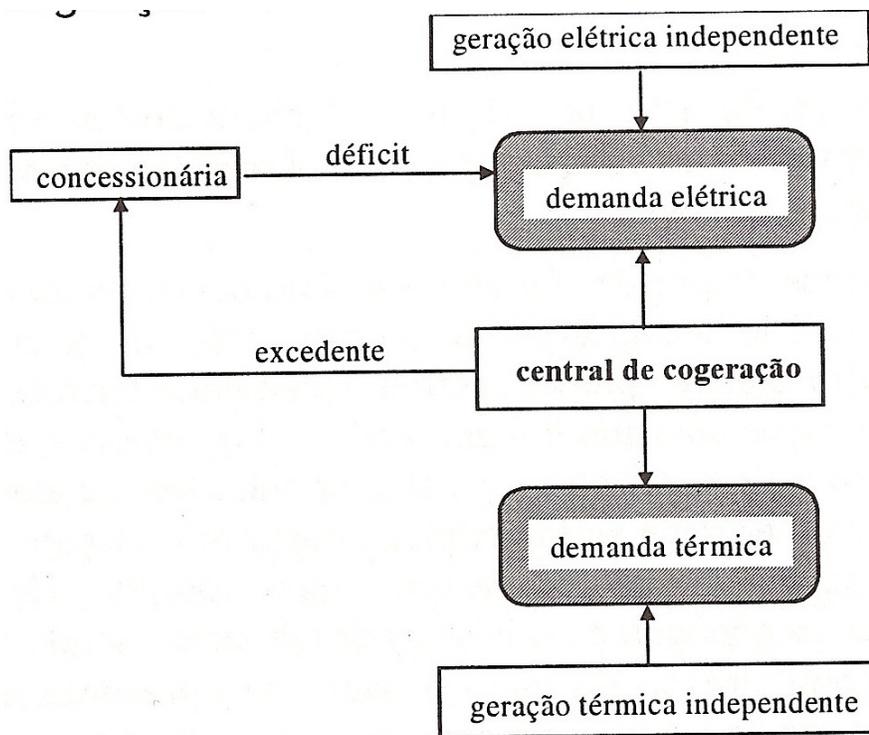


Fig. 2.1-Esquema básico de atendimento de demandas de energia-
Fonte: Balestieri(2002)

Um projeto de central de cogeração além de ser capaz de atender às necessidades de demanda do processo associado, deve ser também economicamente viável, em função dos elevados custos de investimento que sua implantação representa (os empreendimentos na área de energia são naturalmente capital intensivo); isto implica a necessidade de que o projeto proposto seja adequado em termos conceituais e com

limites de custo aceitáveis. Com respeito aos aspectos técnicos, o projeto deve considerar níveis mínimos de eficiência das máquinas, de emissões de poluentes e de confiabilidade, para garantir o adequado funcionamento da unidade de geração.

Um projeto de central de cogeração adequado em termos conceituais é aquele que não só atende as demandas operacionais prescritas pelo processo, mas também consegue garantir o nível de excedentes planejado, nos períodos ajustados pelo processo, com confiabilidade e eficiência.

Nos casos em que isso não é alcançado, as falhas na geração e a queda de eficiência que lhe são decorrentes ocasionam, respectivamente, aumentos nos custos de operação e manutenção devido ao pagamento de multas contratuais e aumento nos custos dos combustíveis utilizados (mesmo que a central queime resíduos ou subprodutos do processo).

Os principais ciclos utilizados para configurações de centrais de cogeração são:

- Ciclo Rankine ou a vapor
- Ciclo Brayton ou a gás
- Ciclo combinado
- Ciclo Diesel

Este último é de grande utilização na Europa e Estados Unidos, especialmente empregado em unidades compactas e em muitos sistemas isolados (como em embarcações navais).

Em termos de projeto, faz-se necessário definir também, uma vez estabelecido o ciclo, a disposição dos componentes da central. Quando projetados para atender primeiramente à demanda térmica, sendo os rejeitos dela usados para suprir a demanda eletromecânica, diz-se que o ciclo opera em regime inferior ou *bottoming*; se por outro lado, o atendimento à demanda eletromecânica se faz primeiramente em relação à demanda térmica, diz-se que o ciclo opera em regime superior ou *topping*.

Num esquema de instalação do tipo topping vapor é gerado e consumido em processos industriais diversos e é utilizado também para a produção de energia elétrica através de uma turbina a vapor. Além disso, a ordem de grandeza da porcentagem de calor gerado nesta instalação (65% numa instalação com caldeira e 50% numa planta com turbina a gás) é bem maior do que a porcentagem de energia elétrica gerada (15% numa caldeira e 28% numa instalação com turbina a gás). É

evidente que estes valores servem apenas para ilustrar como funciona a geração de energia e calor numa central deste tipo.

Já numa instalação do tipo bottoming o vapor gerado na caldeira tem como primeira utilidade a geração de energia através de uma turbina a vapor e depois é resfriado num condensador que utiliza essa retirada de calor do vapor para diversos tipos de processo.

A escolha acertada do ciclo que deverá compor o sistema de cogeração permitirá que sejam alcançadas as premissas básicas do projeto, quais sejam o atendimento das demandas operacionais da unidade de processo sob condições favoráveis de custo, eficiência e confiabilidade, com vantagens adicionais em relação à geração de excedentes, que poderão ou não ser negociados em função do preço de mercado para a energia.

Do ponto de vista dos equipamentos, uma serie de parâmetros devem ser considerados quando do planejamento de uma central de cogeração; são apresentadas a seguir algumas das variáveis admitidas essenciais para a seleção adequada do ciclo:

- Razão potencia/calor gerado pelo equipamento;
- Consumo específico de vapor (steam rate) [kg/kWh];
- Consumo específico de combustível [Kg/kWh];
- Consumo específico de calor (heat-rate) [kg/kWh];
- Eficiência termodinâmica global do equipamento;
- Variações da eficiência sob cargas parciais;
- Temperatura do fluxo térmico retirado do equipamento [°C];
- Limite de rejeição do equipamento;
- Disponibilidade e confiabilidade do equipamento;

A razão potencia/calor gerado de uma máquina térmica é a razão entre a potencia elétrica gerada pela central de cogeração e a potencia térmica:

$$PHR = \frac{\dot{E}}{\dot{S}} \quad (1)$$

\dot{E} =potencia elétrica gerada [kW];

\dot{S} =potencia térmica gerada [kW];

Os índices potencia/calor gerados variam segundo faixas, de acordo com variações tecnológicas e com o ciclo adotado. A tabela 2.1 apresenta as faixas usuais atualmente praticadas.

Tabela 2.1-Faixa de produção da razão potencia/calor gerado em ciclos térmicos-regime topping

Ciclo a Vapor	Ciclo a Gás	Ciclo Combinado	Ciclo Diesel
0,1 a 0,3- contrapressão	0,30 a 0,80	0,60 a 1,50	0,80 a 2,40
0,4 a 1,5- condensação			

A eficiência global de cogeração é obtida pela razão entre todas as formas de energia efetivamente aproveitadas no ciclo e o calor gerado na queima de combustível. Esse índice se revela útil como ferramenta termodinâmica para comparação entre os ciclos, muito embora seu peso na decisão final seja reduzido, uma vez que não expressa a disponibilidade de combustível; por isso, associado a ele, trabalha-se também com o consumo específico do equipamento para sua avaliação; seu valor se situa entre 70 e 90%, e o denominador expressa todo o conteúdo energético fornecido para produzir as quantidades de energia recuperadas na forma eletromecânica e térmica:

$$\eta_g = \frac{\dot{E} + \dot{S}}{\sum_i \dot{m}_{c,i} \cdot PCI_i} \quad (2)$$

A eficiência termodinâmica, que varia entre 30 e 45% de acordo com a tecnologia adotada no sistema de geração, pondera apenas a parcela eletromecânica e com isso permite inferir, a partir da eficiência global, a participação da energia térmica no contexto da eficiência:

$$\eta_t = \frac{\dot{E}}{\sum_i \dot{m}_{c,i} \cdot PCI_i} \quad (3)$$

O consumo específico de combustível é fator determinante para uma avaliação da viabilidade do retorno do investimento, em face das possibilidades de geração apresentadas pelo equipamento. É definido como a relação entre a vazão em massa de combustível efetivamente queimada pela potencia líquida obtida no ciclo; conhecida a potencia, é possível estimar-se o volume de combustível necessário para a operação por certo período:

$$cec = \frac{\dot{m}_c}{\dot{E}} \quad \left(\frac{kg}{kWh} \right) \quad (4)$$

O consumo específico de vapor (steam rate) é a quantidade de vapor admitido em uma máquina geradora para efetuar determinada unidade de trabalho.

$$cev = \frac{3600}{h_3 - h_4} \quad \left(\frac{kg}{kWh} \right) \quad (5)$$

Onde:

h_3 = Entalpia específica na entrada da máquina geradora [kJ/kg] e

h_4 = Entalpia específica na saída da máquina geradora [kJ/kg]

O consumo específico de calor (heat rate) é a relação expressa pelo calor cedido pelo combustível para se conseguir uma unidade de trabalho no gerador; este valor é o inverso da eficiência termodinâmica do ciclo, convertido em unidades que conduzam ao parâmetro adimensional:

$$HR = \frac{1}{\eta_t} \quad (6)$$

Do ponto de vista do processo, algumas características devem ser avaliadas para uma adequada seleção do ciclo que deverá ser associada à unidade de processo; é apresentada a seguir a relação das informações necessárias nesta fase:

- Unidade de processo:
 - quantidade de calor requerida;
 - fluxos de massa para calor de processo requeridos e os respectivos níveis de temperatura;
 - curvas de carga da potencia eletromecânica (E), com variações diárias e sazonais;
 - curvas de carga da potencia térmica (S), com variações diárias e sazonais;
 - picos de potencia e calor alcançáveis no processo;
 - componentes de demanda continua, separados das demandas variáveis com temperatura.
- Componentes do processo (visando suavizar as curvas de carga):
 - existência de equipamentos de resfriamento (chillers);
 - existência de equipamentos geradores de água quente;
 - existência de bombas de calor.
- Combustíveis (considerações operacionais e localização da central)
 - disponibilidade e limitações de combustíveis, inclusive resíduos;
 - capacidade de armazenagem de combustíveis;
 - capacidade de uso de combustíveis duais em equipamentos;
 - impactos ambientais decorrentes do seu uso (quantidade de NO_x, SO_x, CO₂ particulados).

3-A Cogeração e as emissões

Além dos benefícios de redução do consumo de energia e aumento da eficiência energética que a cogeração pode trazer, ela é uma alternativa efetiva de redução das emissões de CO₂ nas plantas de geração de energia. O principal aspecto que acarreta este benefício é a redução da entrada de combustível no ciclo e a eficiência elevada do mesmo. A possibilidade de utilizar biomassa ou resíduos da agricultura como combustível tem um efeito importante e peculiar na redução das emissões. O mecanismo de desenvolvimento limpo (CDM-Clean Development Mechanism) é parte do Protocolo de Kyoto que tem como principal missão reduzir as emissões de poluentes no mundo e reduzir o aquecimento global. As oportunidades para reduzir a emissão de poluentes é grande em países em desenvolvimento como o Brasil, o CDM reconhece isso e permite aos países desenvolvidos investir nesse tipo de projetos deste tipo.

As tecnologias trazidas pelas centrais de cogeração são benéficas a esse tipo de projeto, pois são economicamente atrativas e tecnologicamente maduras e confiáveis.

Alem disto elas são flexíveis e podem se adaptar as circunstâncias locais.

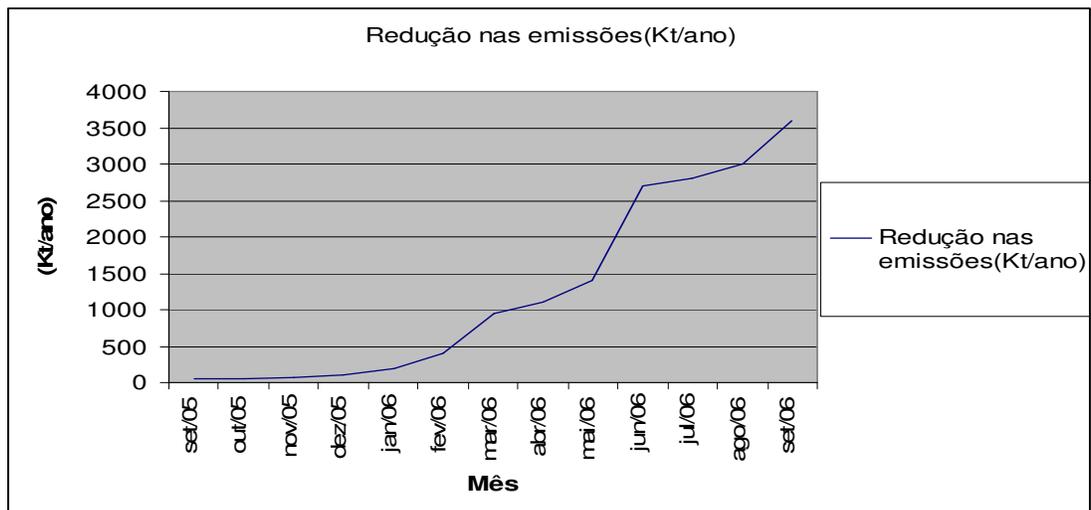


Fig.3.1-Redução cumulativa de emissões em projetos registrados(WADE-2006)

A figura acima mostra a redução de emissões de gases poluentes em projetos registrados da CDM, comprovando assim a efetividade das plantas de cogeração em reduzir os poluentes descarregados na atmosfera. O total registrado de redução no número de emissões em projetos de cogeração cresce por volta de 350.000 t/ano a cada mês. O salto de Fevereiro para Março é fruto dos 19 projetos iniciados no Brasil e o salto de Junho é causado pela adesão de quatro grandes indústrias ao programa de redução de emissões. O total registrado em Setembro de 2006 é de 3.574.148 t/ano, muito mais que os 580.000 previstos no início do projeto.

Uma análise mais profunda pode ser feita se fizermos uma comparação entre os setores da indústria que participam deste projeto.

No começo do projeto a maioria das plantas de cogeração se localizava na indústria de alimentos, principalmente a indústria de açúcar. Desde Dezembro de 2006 os novos projetos vem se diversificando e setores como papel e celulose, aço e têxtil tem um destaque importante.

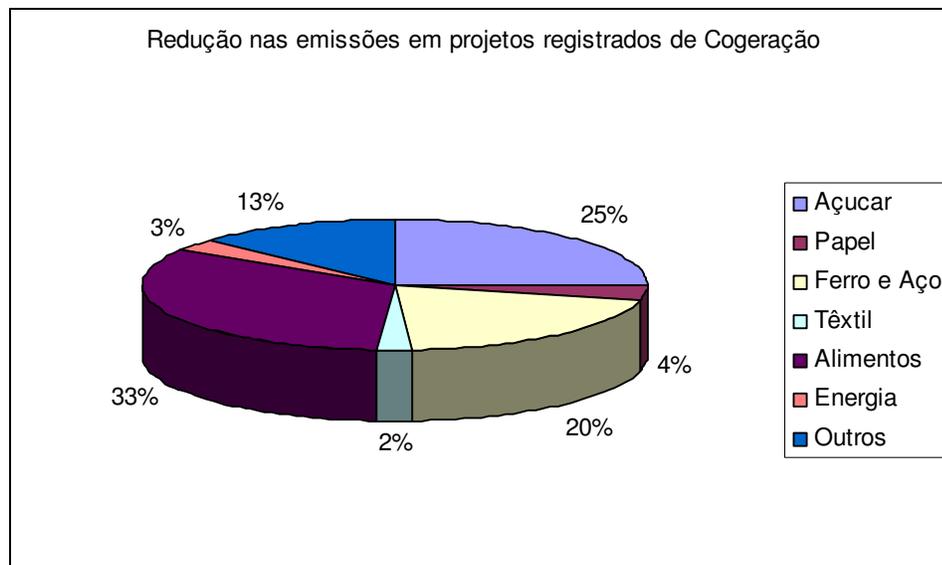


Fig.3.2-Distribuição de projetos de cogeração por setor da indústria

Dos projetos registrados na CDM, a maioria estão localizados no Brasil e Índia com respectivamente 26 e 23 projetos. O Brasil representa cerca de 14% da redução de

emissões e a Índia 36%. Outros países com projetos ativos significativos são Chile com 4 projetos e 10% do total de redução de emissões e Malásia com 7 projetos e 29% da redução. A tendência em países como Brasil e Índia é de estabilização neste crescimento, já que a indústria de açúcar principalmente já está estabilizada e não tende a se desenvolver nos próximos anos.

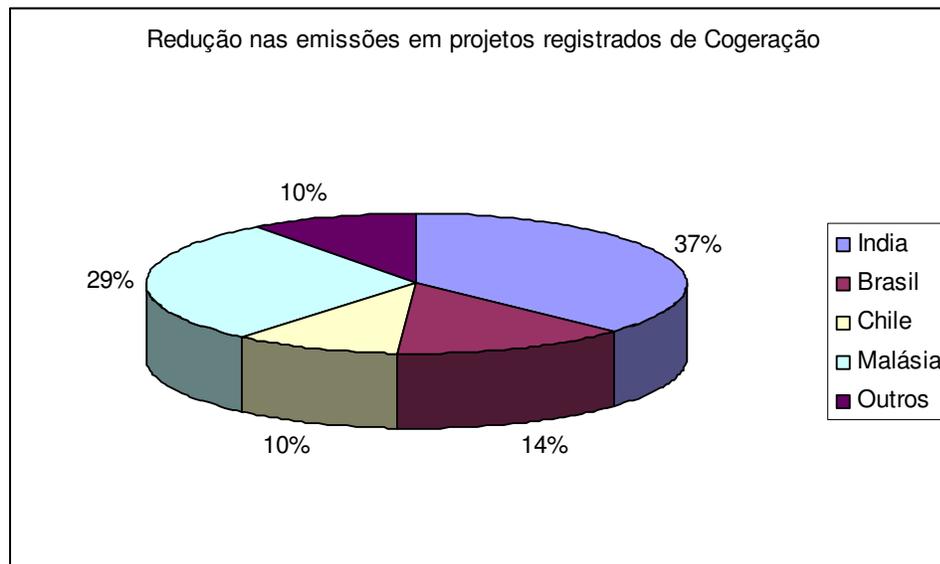


Fig.3.3-Distribuição dos projetos nos países emergentes

A ausência da China nesta descrição feita acima é marcante. Isto é resultado do retardo por parte do governo chinês em implementar e esclarecer a CDM o seu desejo de acompanhar essa tendência. Por isso os projetos chineses representam uma pequena parcela do total (cerca de 20 projetos do total de 326 registrados). A importância que a China tem na economia mundial faz com que se espere que esse numero cresça assim que sua política de investimento no setor fique clara e objetiva.

4-Revisão dos principais ciclos termodinâmicos

Para obtermos o dimensionamento de uma central de cogeração a partir das demandas elétrica, de calor e de refrigeração devemos ter conhecimento sobre os principais ciclos que compõe a central, são eles:

- Ciclo Rankine
- Ciclo Brayton
- Ciclo de Refrigeração
- Motores de combustão interna

Alem disso devemos dimensionar as perdas inerentes a esse conjunto de ciclos interligados entre si. Essas perdas ocorrem em turbinas, bombas, válvulas e na própria tubulação da instalação e podem se tornar significativas se não controladas de maneira correta.

4.1-Ciclo Rankine

Considere um ciclo baseado em quatro processos que ocorrem em regime permanente (Fig.4.1.1). Admita que o estado 1 seja liquido saturado e que o estado 3 seja vapor saturado ou superaquecido . Este ciclo recebe a denominação ciclo Rankine e é o ideal para uma unidade motora simples a vapor. Os processos que compõem o ciclo são:

- 1-2: Processo de bombeamento adiabático reversível, na bomba.
- 2-3: Transferência de calor a pressão constante, na caldeira.
- 3-4: Expansão adiabática reversível, na turbina (ou em outra máquina tal como a máquina a vapor).
- 4-1: Transferência de calor a pressão constante, no condensador.
- O ciclo de Rankine, como já foi exposto, também pode apresentar superaquecimento do vapor, como o ciclo 1-2-3'-4'-1.

Se as variações de energia cinética e potencial forem desprezadas, as transferências de calor e o trabalho líquido podem ser representados pelas diversas áreas do diagrama T-s. O calor transferido ao fluido de trabalho é representado pela área a-2-

2'-3-b-a e o calor transferido do fluido de trabalho pela área a-1-4-b-a. Utilizando a primeira lei da termodinâmica, podemos concluir que a área que representa o trabalho é igual a diferença entre essas duas, isto é, a área 1-2-2'-3-4-1.

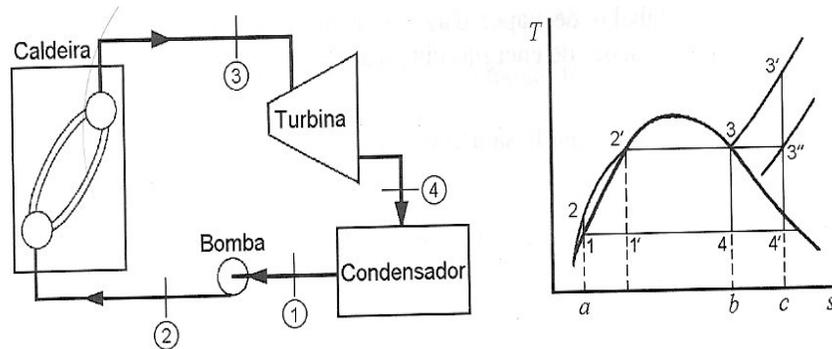


Fig.4.1.1-Ciclo Rankine com superaquecimento e unidade motora

O rendimento térmico é definido pela seguinte relação:

$$\eta_{termico} = \frac{w_{liq}}{q_H} = \frac{area(1-2-2'-3-4-1)}{area(a-2-2'-3-b-a)} \quad (7)$$

Na análise do ciclo Rankine é útil considerar que o rendimento depende da temperatura média na qual o calor é fornecido e da temperatura média na qual o calor é rejeitado. Qualquer variação que aumente a temperatura média na qual o calor é fornecido, ou que diminua a temperatura média na qual o calor é rejeitado, aumentará o rendimento do ciclo de Rankine.

Deve-se ressaltar que, na análise dos ciclos ideais, as variações de energias cinética e potencial, de um ponto do ciclo a outro, serão desprezadas. Em geral, isso é uma hipótese razoável para os ciclos reais.

As equações necessárias para o cálculo de um ciclo Rankine são fruto de um balanço de energia através da primeira lei da Termodinâmica e são explicitadas a seguir.

$$W_b = \dot{m}(h_1 - h_2) = \dot{m}v(p_1 - p_2) \quad (8)$$

$$Q_H = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (9)$$

$$W_t = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (10)$$

$$Q_L = \dot{m}(h_4 - h_1) \quad (11)$$

Onde os valores calculados nas equações 8, 9, 10 e 11 são o trabalho fornecido pela bomba, o calor fornecido pelo gerador de vapor, o trabalho produzido pela turbina a vapor e o calor retirado pelo condensador.

A partir dos valores calculados acima podemos determinar o rendimento térmico do ciclo.

$$\eta_{termico} = \frac{W_{liq}}{Q_H} = \frac{Q_H - |Q_L|}{Q_H} = \frac{W_t - |W_b|}{Q_H} \quad (12)$$

$$\eta_{termico} = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad (13)$$

O rendimento de um ciclo Rankine pode ser aumentado pela redução da pressão na seção de descarga da turbina, pelo aumento da pressão no fornecimento de calor e pelo superaquecimento do vapor e diminui pelo abaixamento da pressão no condensador e pelo aumento da pressão no fornecimento de calor.

Alem do ciclo Rankine tradicional mostrado acima, existem várias outras configurações que visam aumentar o rendimento do ciclo, como por exemplo o reaquecimento e o ciclo regenerativo. O ciclo com reaquecimento foi desenvolvido para tirar vantagem do aumento do rendimento provocado pela utilização de pressões mais altas e evitando que a umidade seja excessiva nos estágios de baixa pressão da turbina.

4.2-Afastamento dos ciclos reais em relação aos ciclos ideais

As perdas principais na turbina são aquelas associadas ao escoamento do fluido de trabalho através dos canais e palhetas da turbina. A transferência de calor para o meio também representa uma perda mas, normalmente, não é significativa. É importante lembrar que as perdas na turbina são muito importantes no afastamento do ciclo real em relação ao ciclo ideal. O diagrama T-s da figura 4.1.2 mostra os processos de expansão que ocorrem na turbina real e na ideal. O ponto 4_s do diagrama representa o estado após uma expansão isentrópica e o ponto 4 representa o estado real do vapor na saída da turbina. Os sistemas de controle também podem provocar uma perda na turbina, particularmente se for usado um processo de estrangulamento para controlar a turbina.

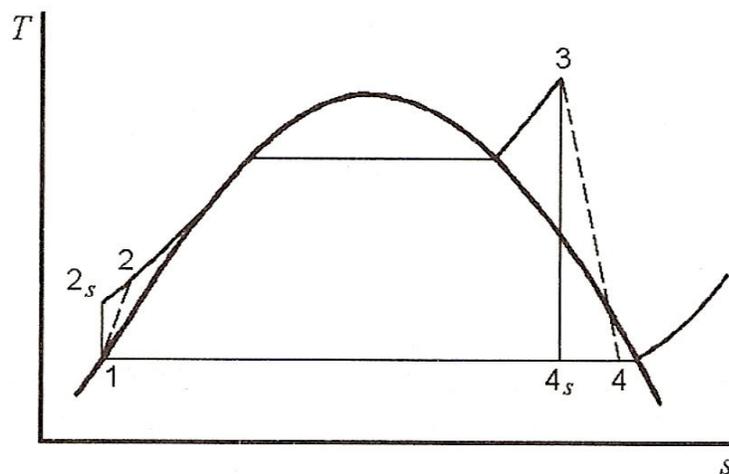


Fig. 4.2.1-Efeito da ineficiência da turbina e da bomba sobre o desempenho do ciclo

As perdas na bomba são análogas às da turbina e decorrem principalmente das irreversibilidades associadas ao escoamento do fluido. A transferência de calor é, usualmente, uma perda secundária. A eficiência das bombas também pode ser observada na figura 4.2.1. Observe que o estado final do processo de bombeamento isentrópico é representado pelo ponto 2_s e que o estado final do processo real é representado pelo ponto 2. É importante lembrar que as perdas na bomba são muito menores do que aquelas relativas a operação da turbina porque a potência utilizada no acionamento das bombas é muito menor do que a potência produzida nas turbinas. O cálculo do rendimento isentrópico da turbina e da bomba está explicitado a seguir.

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (14)$$

$$\eta_b = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (15)$$

4.3-Ciclo Brayton

O ciclo-padrão a ar Brayton é o ciclo ideal para a turbina a gás simples. A fig. 4.3.1 mostra o esquema de uma turbina a gás simples, de ciclo fechado, que utiliza dois processos de transferência de calor. Os diagramas p-v e T-s estão mostrados na fig. 4.3.2.

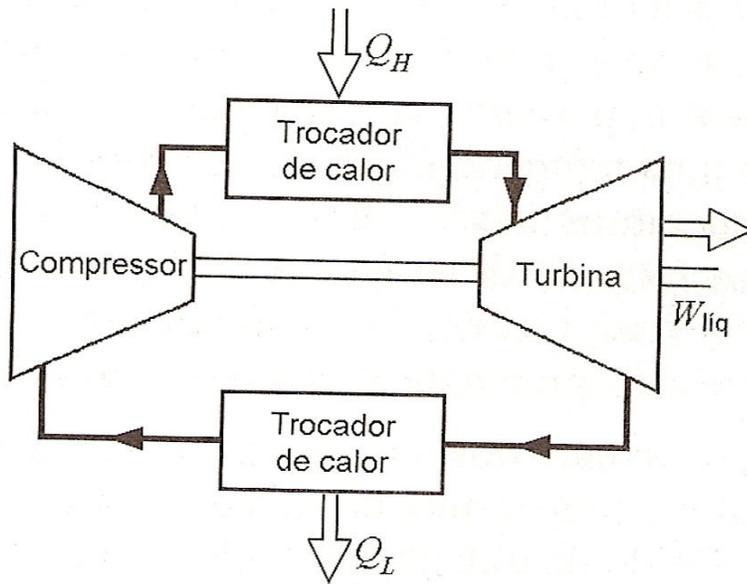


Fig. 4.3.1-Ciclo Brayton fechado

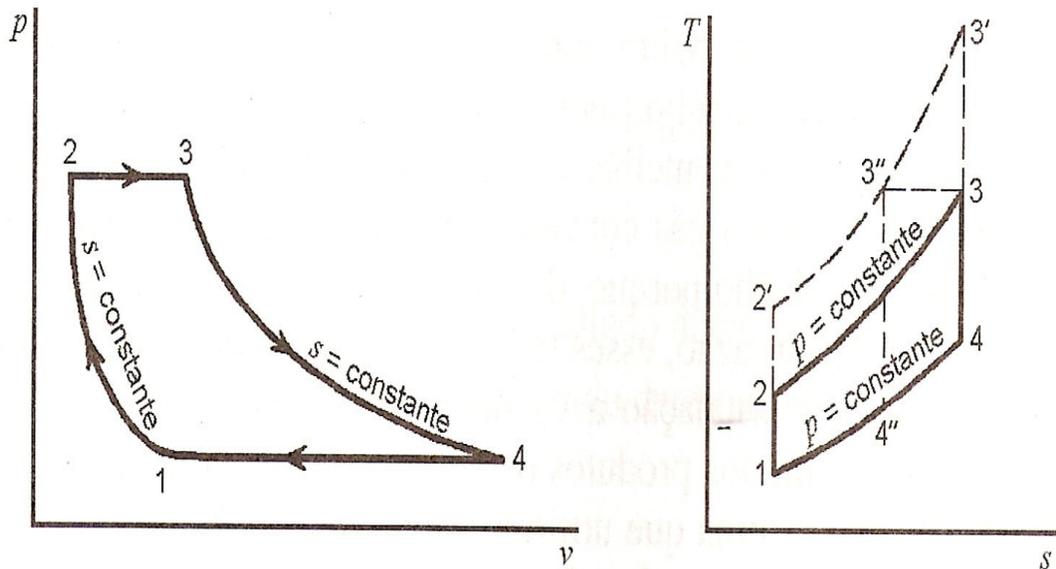


Fig. 4.3.2-Diagramas p-v e T-s do ciclo Brayton

O rendimento do ciclo-padrão Brayton pode ser determinado do seguinte modo:

$$\eta_{termico} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (16)$$

$$\eta_{termico} = 1 - \frac{1}{(p_2/p_1)^{(k-1)/k}} \quad (17)$$

Assim, o rendimento do ciclo é função da relação de pressões isentrópicas. O fato de o rendimento aumentar com a relação de pressão torna-se evidente analisando o diagrama T-s da fig. 4.3.2. Aumentando-se a relação de pressão há um fornecimento de calor maior e calor rejeitado se mantém constante, aumentando assim o rendimento do ciclo. Além disso, o ciclo modificado apresenta uma temperatura T_3' maior do que o ciclo original (T_3). Numa turbina a gás real, a máxima temperatura do gás que entra na turbina é limitada por considerações metalúrgicas.

Além disso existem as irreversibilidades no compressor e na turbina, devido a perda de carga nas passagens do fluido nesses equipamentos.

As eficiências do compressor e da turbina são definidas em relação aos processos isentrópicos. As definições das eficiências para o compressor e turbina utilizando os estados indicados na figura 4.3.3, são os seguintes:

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (18)$$

$$\eta_{urb} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (19)$$

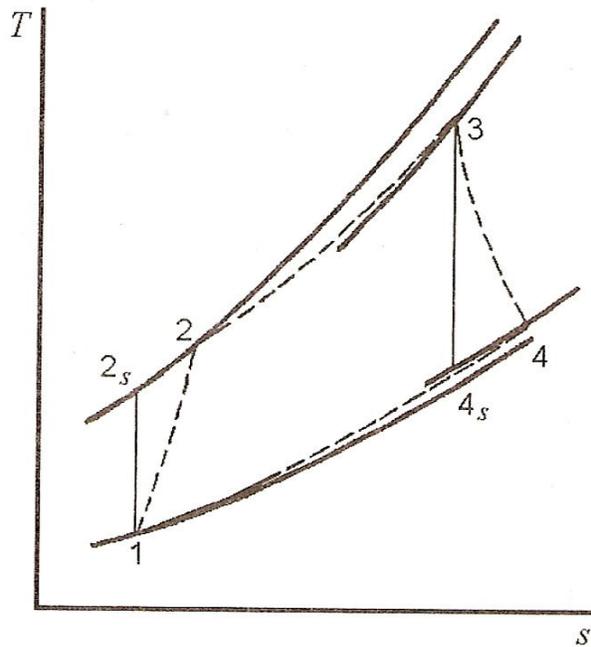


Fig. 4.3.3-Efeito das ineficiências sobre o comportamento das turbinas a gás

Uma característica importante do ciclo Brayton é que o compressor utiliza uma grande quantidade de trabalho na sua operação (em comparação ao trabalho gerado na turbina). A potência utilizada no compressor pode representar de 40 a 80% da potência desenvolvida na turbina. Isso é particularmente importante quando se considera o ciclo real, porque o efeito das perdas é de requerer uma quantidade maior de trabalho no compressor e realizar menor quantidade de trabalho na turbina. Assim, o rendimento global diminui rapidamente com a diminuição das eficiências do compressor e da turbina. De fato, se essas eficiências caírem abaixo de 60%, será necessário que todo o trabalho realizado na turbina seja utilizado no acionamento do compressor e o rendimento global será zero. Isto está em nítido contraste com o ciclo de Rankine, onde é necessário somente 1 ou 2% do trabalho da turbina para acionar a bomba. A razão disto é que, para um processo em regime permanente com variação desprezível de energias cinética e potencial, o trabalho é igual ao produto do volume específico e da variação de pressão. Isso demonstra a vantagem inerente do ciclo que utiliza a condensação do fluido de trabalho, pois o volume específico da fase vapor é muito maior do que o da fase líquida.

4.4-Motores de combustão interna

Os motores de combustão interna mais normalmente utilizados realizam trabalho a partir do movimento de um pistão num cilindro. É interessante, antes de analisarmos os ciclos utilizados nos motores com pistão, apresentar alguns termos e definições que são importantes na análise destes ciclos. O curso do pistão é dado por

$$S = 2R_{man} \quad (20)$$

O volume deslocado no motor pode ser calculado com a equação

$$V_{desl} = N_{cil} (V_{max} - V_{min}) = N_{cil} A_{cil} S \quad (21)$$

Note que o volume deslocado no motor caracteriza bem o seu tamanho. A razão entre os volumes internos máximo e mínimo da câmara de combustão é denominada relação de compressão

$$r_v = \frac{V_{max}}{V_{min}} \quad (22)$$

O volume deslocado no motor em conjunto com a relação de compressão caracteriza a geometria do motor. O trabalho específico líquido num ciclo completo é utilizado para definir a pressão média efetiva

$$w_{liq} = p_{mef} (v_{max} - v_{min}) \quad (23)$$

O trabalho líquido realizado por um cilindro é

$$W_{liq} = p_{mef} (V_{max} - V_{min}) \quad (24)$$

Nós podemos utilizar este resultado para determinar a potência do motor, ou seja,

$$\dot{W} = p_{mef} V_{dest} \frac{RPM}{60} \quad (25)$$

onde RPM é o acrônimo de rotações por minuto. Este resultado precisa ser corrigido pelo fator $\frac{1}{2}$ quando o motor for 4 tempos e isso ocorre porque são necessárias duas revoluções completas para que o motor de quatro tempos complete o ciclo.

4.4.1-O ciclo Otto

O ciclo padrão a ar Otto é um ciclo ideal que se aproxima do motor de combustão interna de ignição por centelha. Os diagramas p-v e T-s deste ciclo estão mostrados na figura 4.4.1.1. O processo 1-2 é uma compressão isentrópica do ar quando o pistão se move, do ponto morto do lado da manivela (inferior) para o ponto morto do lado do cabeçote (superior). O calor é então transferido para o ar, a volume constante, enquanto o pistão está momentaneamente em repouso no ponto morto superior (num motor real, este processo corresponde à ignição da mistura combustível-ar pela centelha, e à queima subsequente). O processo 3-4 é uma expansão isentrópica e o processo 4-1 é o de rejeição de calor do ar, enquanto o pistão está no ponto morto inferior.

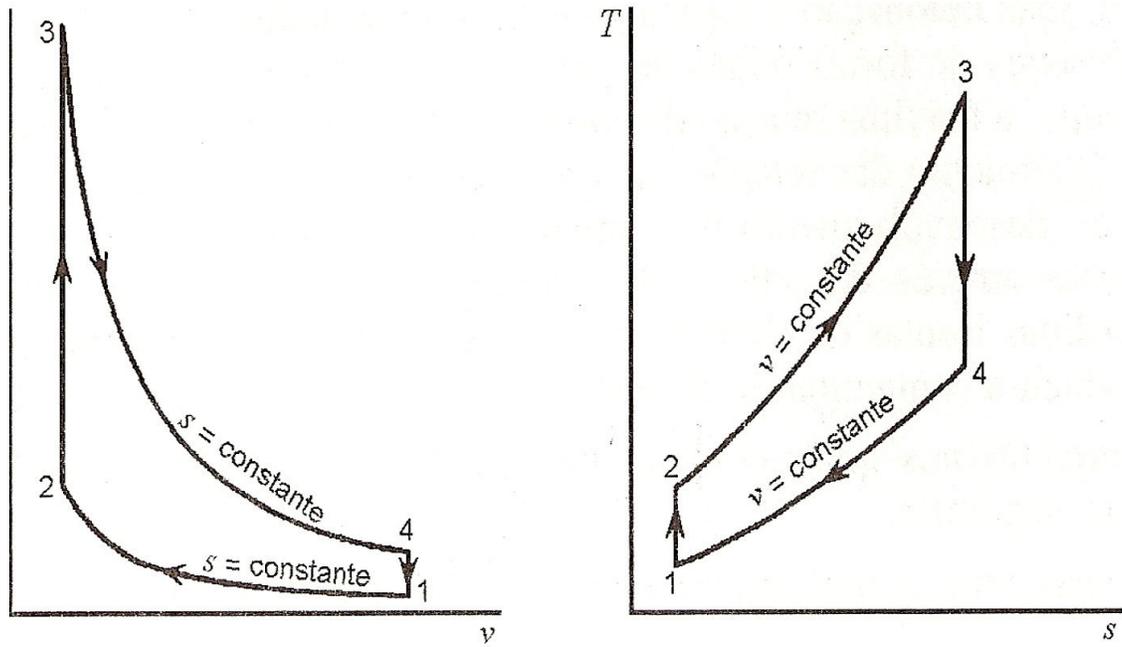


Fig. 4.4.1.1-Diagramas p-v e T-s de um ciclo Otto

Admitindo que o calor específico do ar é constante, determina-se o rendimento térmico deste ciclo do seguinte modo:

$$\eta_{termico} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \quad (26)$$

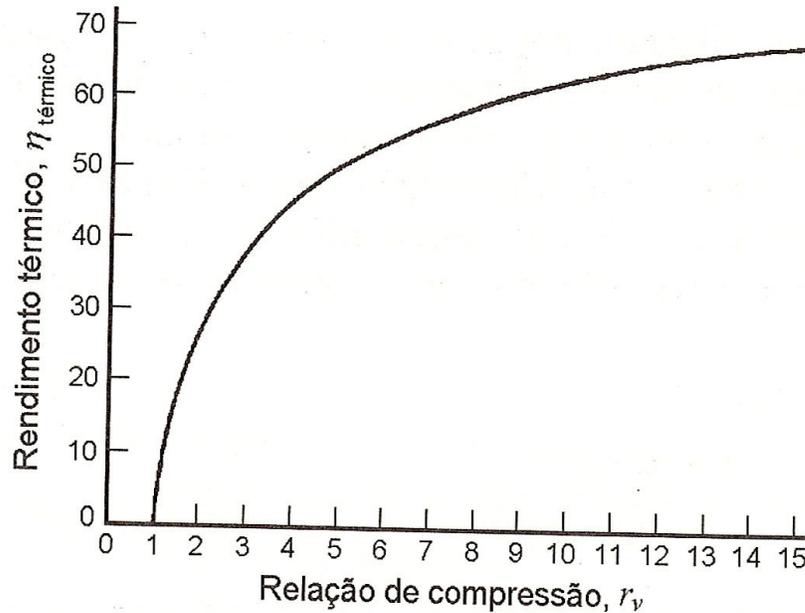


Fig.4.4.1.2-Rendimento térmico do ciclo Otto em função da relação de compressão

4.4.2-O ciclo Diesel

O ciclo ideal para o motor a Diesel também é conhecido por motor de ignição por compressão. Neste ciclo, o calor é transferido ao fluido de trabalho a pressão constante. Este processo corresponde à injeção e queima do combustível no motor Diesel real. Como o gás expande durante a transferência de calor no ciclo padrão a ar, a transferência de calor deve ser apenas o suficiente para manter a pressão constante. Quando se atinge o estado 3, a transferência de calor cessa e o gás sofre uma expansão isentrópica (processo 3-4) até que o pistão atinja o ponto morto inferior. A rejeição de calor, como no ciclo-padrão Otto, ocorre a volume constante e com o pistão no ponto morto inferior. Esta rejeição simula os processos de descarga e de admissão do motor real.

O rendimento do ciclo-padrão Diesel é dado pela relação

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{T_1}{kT_2} \frac{(T_4/T_1 - 1)}{(T_3/T_2 - 1)} \quad (27)$$

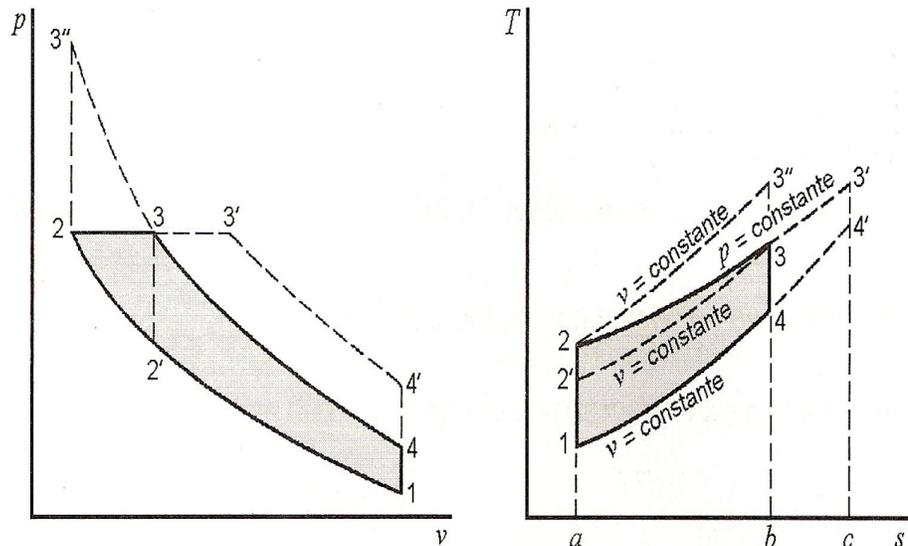


Fig.4.4.2.1-Ciclo padrão a ar Diesel

4.5-Ciclos frigoríficos por compressão de vapor e por absorção

O ciclo por compressão a vapor funciona de modo semelhante ao ciclo Rankine porem no sentido contrário. A figura 4.4.1 mostra como funciona este ciclo, vapor saturado a baixa pressão entra no compressor e sofre uma compressão adiabática reversível 1-2. Calor é então rejeitado a pressão constante no processo 2-3 e o fluido de trabalho deixa o condensador como líquido saturado. O próximo processo é um estrangulamento adiabático , processo 3-4, e o fluido de trabalho é então vaporizado a pressão constante, processo 4-1, para completar o ciclo.

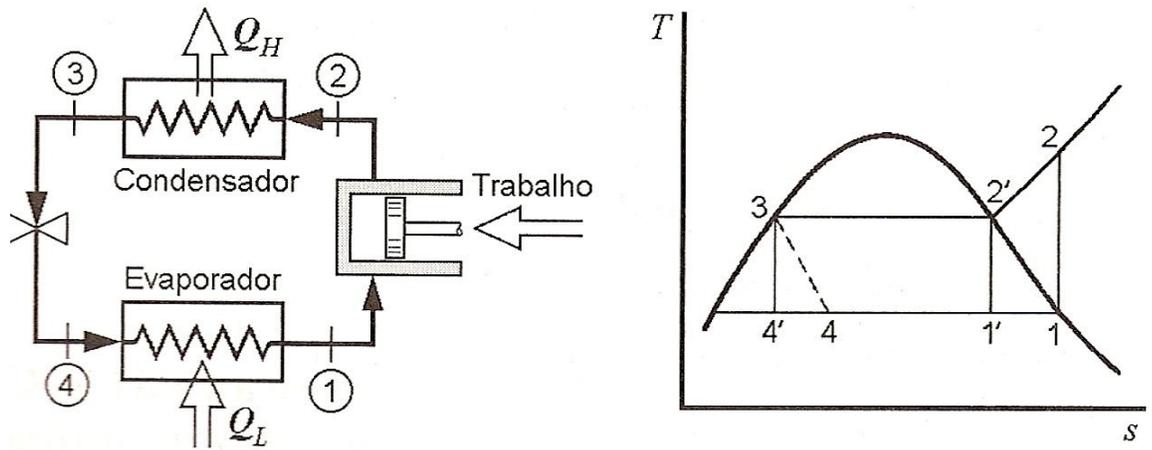


Fig.4.5.1-Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

A única diferença em relação ao ciclo Rankine é a válvula de expansão que substitui a bomba. Esse processo de estrangulamento é irreversível, enquanto que o processo de bombeamento do ciclo Rankine é reversível. O afastamento desse ciclo ideal do ciclo de Carnot $1'-2'-3'-4'-1'$ é evidente. É importante ressaltar que o ciclo mostrado na figura acima pode ser utilizado em duas situações. A primeira é utilizá-lo como ciclo de refrigeração, onde o objetivo é manter um espaço refrigerado a temperatura T_1 mais baixa do que a temperatura do meio T_3 (em aplicações reais, a temperatura do condensador é maior do que a do meio e a do evaporador é menor do que a do espaço refrigerado e isto é feito para termos taxas finitas de transferência de calor nestes componentes).

Assim, a finalidade deste ciclo é a transferência de calor q_L . A medida do desempenho de um ciclo de refrigeração é

$$\beta = \frac{q_L}{|w_c|} \quad (28)$$

A segunda situação é utilizar o ciclo descrito na figura 4.4.1 como bomba de calor. O objetivo deste ciclo é manter um espaço a temperatura T_3 que é maior que a temperatura ambiente, ou a referente a outro reservatório térmico a T_1 . Nesta situação o que interessa é a quantidade de calor transferido no condensador, q_H , e então esta quantidade deve ser utilizada no numerador da expressão do coeficiente de desempenho, ou seja

$$\beta = \frac{q_H}{|w_c|} \quad (29)$$

Já o ciclo de compressão por absorção difere do ciclo por compressão de vapor na maneira pela qual a compressão é efetuada. No ciclo de absorção, o vapor a baixa pressão é absorvido pela água e a solução líquida é bombeada a uma pressão superior ou uma bomba de líquido. A figura 4.4.2 mostra um arranjo esquemático dos elementos essenciais deste ciclo.

O vapor a baixa pressão, que deixa o evaporador, entra no absorvedor onde é absorvido pela solução fraca. Esse processo ocorre a uma temperatura levemente acima daquela do meio e deve ser transferido calor ao meio durante o processo. A solução forte é então bombeada através de um trocador de calor a gerador (onde são mantidas uma alta pressão e uma alta temperatura). Sob essas condições, o vapor se separa da solução em consequência da transferência de calor da fonte de alta temperatura. O vapor vai para o condensador, onde é condensado, como no sistema de compressão de vapor, e então se dirige para a válvula de expansão e para o evaporador. A solução fraca retorna ao absorvedor através do trocador de calor.

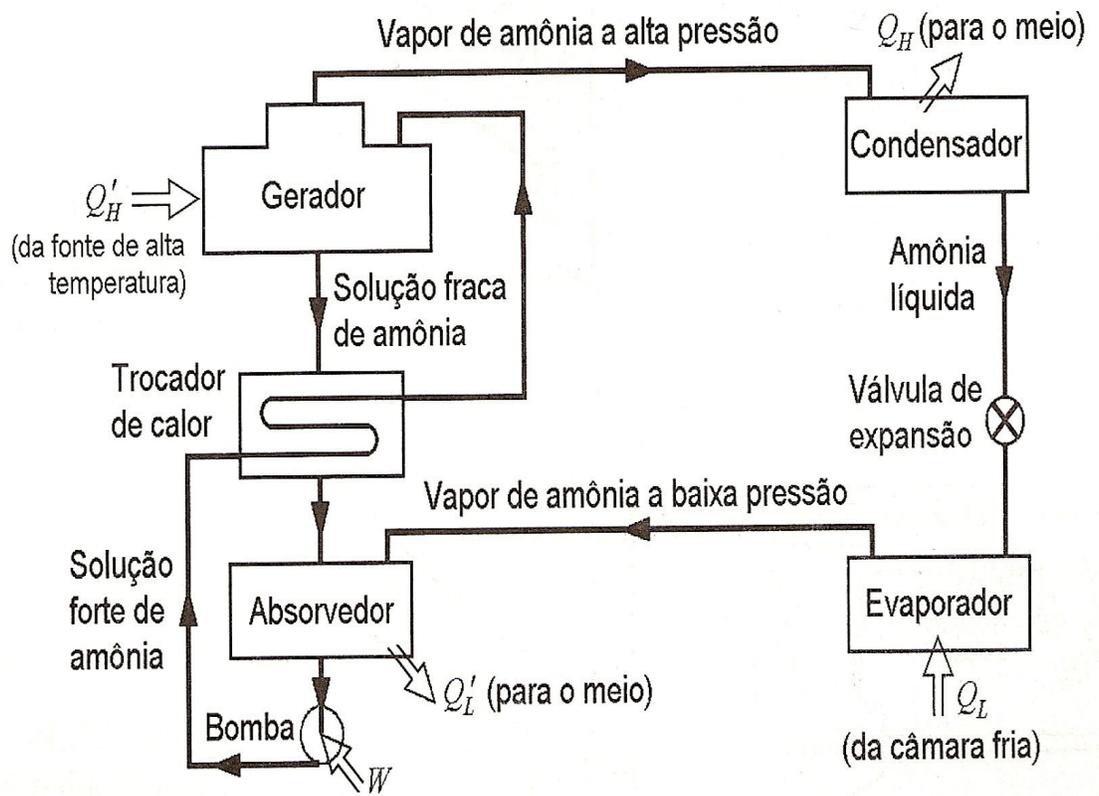


Fig. 4.5.2-Ciclo de refrigeração por absorção de amônia

5-Demandas térmica e elétrica do Hospital

O objetivo principal deste estudo é o de analisar a possibilidade de implantação de uma planta de cogeração em um hospital e se isto for possível, selecionar os equipamentos básicos que formarão esta central. Porém até que este ponto seja atingido, devemos olhar com calma para todos os aspectos relevantes a realização deste investimento, tais como a auto-suficiência da central ou a produção de excedente de energia elétrica para a rede de distribuição, economizando dinheiro e viabilizando o investimento numa central deste tipo, a escolha do combustível que satisfaça as demandas do hospital e seja viável economicamente, a possível configuração que a central possa ter, obedecendo aos critérios analisados anteriormente e satisfazendo a demanda.

Para iniciarmos esse estudo vamos apresentar a demanda do hospital.

Tabela 5.1-Demanda elétrica e térmica do hospital estudado

Demanda elétrica (380V trifásico e 220V bifásico)	Demanda térmica para aquecimento	Demanda térmica para refrigeração
-200kW-(dois transformadores com capacidade de 225kVA e 500kVA)	-1000 $\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{h}$ a 8 kgf/cm^2 (vapor saturado)	-160 TR (água gelada) $T_{\text{entrada}}=12^{\circ}\text{C}$ $T_{\text{saída}}=7^{\circ}\text{C}$

O emprego da técnica de cogeração em hospitais é pertinente e adequado pois necessitam de demanda elétrica significativa e pouco variável ao longo do ano, demanda térmica múltipla (água gelada, água quente e vapor) significativa e relativamente constante e da necessidade de abastecimento elétrico 100% confiável.

A utilização de motores de combustão interna tem se mostrado mais vantajosa em centrais deste tipo pois razão entre a energia elétrica e térmica gerada é mais equilibrada do que nas turbinas a gás.

6-A possibilidade de paralelismo na central de cogeração

O paralelismo de sistemas industriais de cogeração de energia elétrica e vapor com a rede pública é um assunto muito discutido entre profissionais de órgãos reguladores, concessionárias de energia elétrica e setor privado. A questão torna-se mais instigante quando se trata do fornecimento de energia e do futuro do setor de energia elétrica no Brasil.

Em países em desenvolvimento, onde o consumo de energia elétrica cresce a taxas relativamente altas e as redes de distribuição não estão perfeitamente estabelecidas devido a necessidade de crescimento (e investimento) contínuo, a necessidade de se criar uma fonte de energia elétrica confiável é muitas vezes a principal motivação para se instalar a geração própria de energia elétrica.

A princípio, pode parecer que as vantagens previstas da geração própria de energia elétrica podem ser alcançadas operando-se isoladamente da rede pública. Porém, na prática, considerações econômicas e de confiabilidade favorecem a operação em paralelo. Dentre essas considerações podemos citar:

- a Otimização da operação do sistema termoelétrico pela possibilidade de se operar os turbogeradores de acordo com o consumo de energia térmica comprando da rede a energia elétrica suplementar para a indústria ou até mesmo exportando os excedentes de geração para concessionária.
- Regulação automática da potência ativa e do fator de potência no ponto de interligação.
- Possibilidade de se isolar o sistema da central de cogeração da rede pública quando ocorre falha desta última, garantindo o fornecimento de energia elétrica ao menos para cargas prioritárias. Também em caso de falha na geração própria, não haverá interrupção do fornecimento de energia elétrica.

A avaliação da interligação do sistema autoprodutor com a rede pública é de fundamental importância para permitir que sejam atingidas todas as vantagens do paralelismo. Esta avaliação deve definir aspectos de operação e controle do sistema, configuração do circuito, sua monitoração e sua proteção, pontos de sincronização e de isolamento do circuito em caso de falhas, aterramento, entre outros.

No caso do hospital em especial, procuramos otimizar a geração de energia elétrica e térmica, diminuindo assim os custos envolvidos na geração e viabilizando o investimento a ser feito.

As duas principais vantagens do paralelismo neste caso específico são:

- A devolução do excedente de energia elétrica gerada para a rede pública, de acordo com as leis estabelecidas pela ANEEL.
- Modulação da geração própria de acordo com a tarifa de energia elétrica (horário fora de ponta- geração mínima para atender consumo de energia térmica, horário de ponta- aumento da geração através da utilização de toda capacidade instalada).

Para ilustrar como atua o sistema de paralelismo em uma central de cogeração, a figura 6.1 ilustra um exemplo deste tipo numa indústria de papel e celulose.

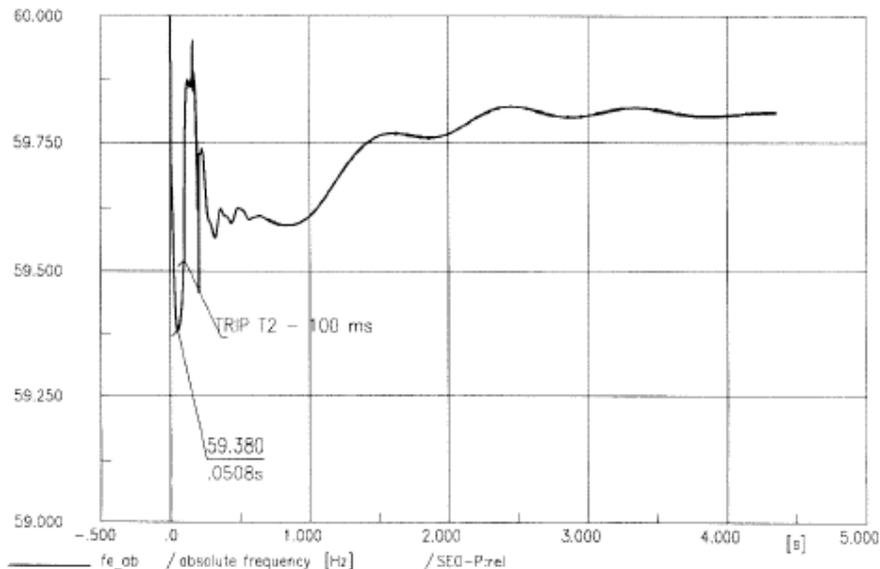


Fig. 6.1-Paralelismo numa indústria de papel e celulose(extraído de Análise de sistemas de cogeração através de modelo termoelétrico integrado-Figener)

O modelo simulado acima é puramente elétrico, ou seja, não prevê a pequena disponibilidade de vapor no caso de crescimento de geração elétrica e atuação de controladores de pressão.

O sistema simulado na figura acima possui a seguinte configuração:

- Quatro caldeiras principais:
 - R2- recuperação química: 100 t/h
 - A1 e A2- a biomassa: 30 t/h
 - A3- a óleo combustível: 30 t/h
- Três turbogeradores:
 - TG1- tipo condensante: 5,6 MW
 - TG2- tipo contra pressão: 8,4 MW
 - TG3- turbina de contrapressão com extração controlada: 23,8 MW

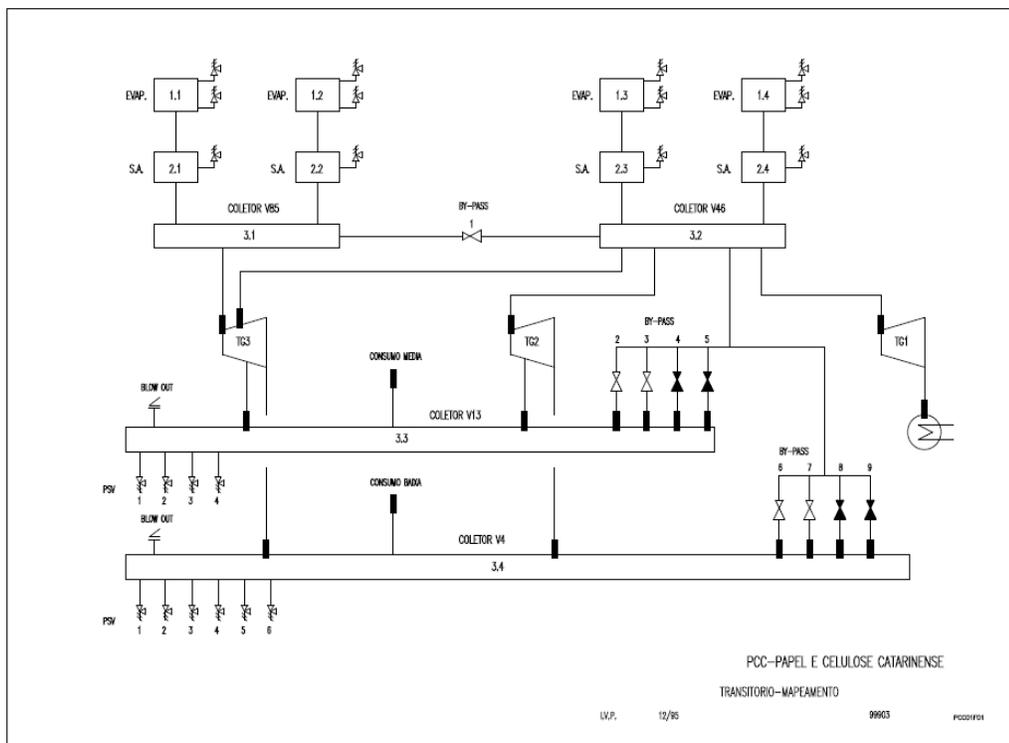


Fig.6.2-Esquema térmico da fábrica de papel e celulose

O modelo completo de excitação do sistema de paralelismo da indústria de papel e celulose leva em conta o sistema de excitação dos geradores, os reguladores de pressão e velocidade das turbinas, a modelagem das turbinas, o modelo dinâmico linearizado do sistema térmico.

O gráfico mostrando o tempo de resposta do sistema é mostrado na figura 6.3 abaixo.

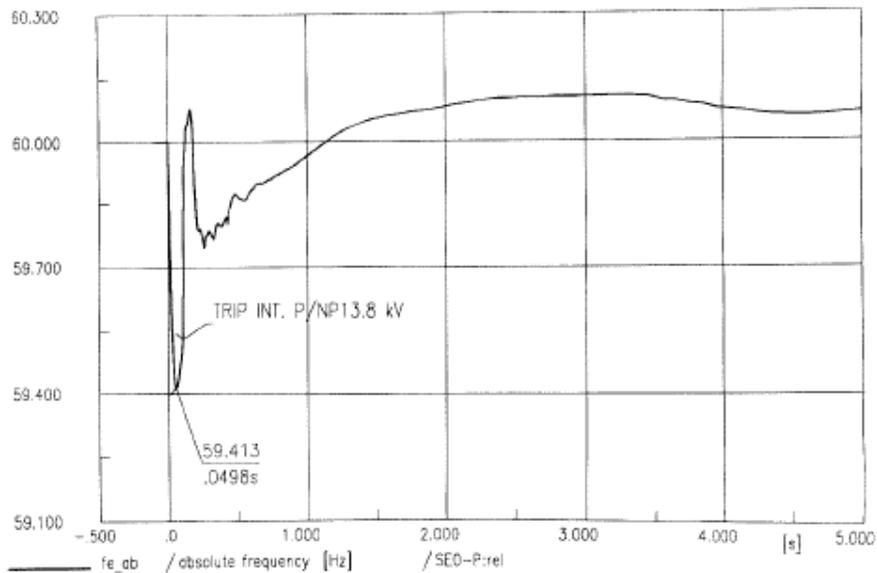


Fig.6.3-Paralelismo utilizando o modelo completo

Em sistemas de cogeração em ciclo combinado, é virtualmente impossível desvincular-se o sistema elétrico do sistema térmico, mesmo em análises de curto e médio prazo. Isso se deve principalmente ao fato de que neste tipo de central a capacidade de geração de vapor na caldeira de recuperação para a turbina a vapor é diretamente ligada à temperatura e à vazão dos gases de escape da turbina a gás, que variam substancialmente dos seus controles de variação de pressão e temperatura.

6.1-Paralelismo e a legislação existente

Toda legislação publicada até janeiro de 1998 contempla a regulação da implantação de grandes projetos de geração de energia elétrica (maiores do que 50 MW), relegando a um plano secundário a cogeração, tida como a forma mais eficiente de produção de energia elétrica. As leis, decretos e portarias que, de alguma forma, mencionaram especificamente a cogeração, foram publicadas até 1989. De lá para cá, nota-se uma preocupação exclusiva com a regulamentação com a atividade de Produtor Independente de Energia e do Autoprodutor de grande porte.

Esta orientação, a principio, é coerente com a urgente necessidade de procurar soluções de produção de grandes blocos de energia em curto prazo, para equacionar as iminentes deficiências no atendimento do mercado de energia elétrica, causado pela paralisação nos investimentos públicos em infra-estrutura nos últimos 15 anos.

Um resumo sobre as principais leis, minutas e portarias publicadas sobre cogeração e principalmente sobre a geração de energia elétrica excedente para ser devolvida a rede publica está relatado abaixo.

1-Portaria DNAEE n° 283 de 31/12/85- Regulamenta o fornecimento de energia elétrica de emergência.

Art.1- No fornecimento a unidade autoprodutora de energia elétrica, poderão ser contratadas demandas suplementares de reserva, a serem utilizadas quando da paralisação ou redução temporária da geração própria.

Art.2- Quando a demanda integralizada superar a soma entre a demanda suplementar de reserva e a demanda de energia firme contratadas a unidade consumidora pagará a tarifa de ultrapassagem sobre a parcela ultrapassada.

2-Portaria DNAEE n° 246 de 22/12/88 modificada pelas Portarias DNAEE n° 94 de 13/06/89 e n° 220 de 24/10/91- Regulamenta a aquisição de energia elétrica excedente de autoprodutores em contratos de longo prazo

Art.1- Autoriza a aquisição de energia elétrica excedente de autoprodutores em contratos de longo prazo que:

- a- Não usem derivados do petróleo como combustível, com exceção dos sistemas de cogeração.
- b- Assegurem contratos de no mínimo 10 anos de suprimento.

Art.6- O preço de compra será, no máximo, o valor do custo marginal de longo prazo de geração.

Art.7- Se comprovados custos evitados em transmissão, estes poderão ser adicionados ao valor acima.

#1- O preço nunca poderá ser maior do que o custo marginal regional de longo prazo de expansão do sistema.

Art. 24- Permite o transporte de energia do autoprodutor para outra unidade industrial de sua propriedade.

3-Portaria DNAEE n° 95 de 13/06/89- Regulamenta a aquisição de energia elétrica excedente de autoprodutores pelas concessionárias em contratos de curto prazo.

Art.1- Autoriza a aquisição de energia elétrica excedente de autoprodutores em contratos de curto prazo que:

- a- não usem derivados de petróleo como combustível, com exceção dos sistemas de cogeração.

Art.5- Os contratos devem ser ajustados anualmente.

Art.6- O preço de compra será, no máximo, o valor do custo marginal de curto prazo de geração, com estrutura monômnia (não inclui adição de custos de transmissão evitados).

4-Lei n° 9074 de 07/07/95- Estabelece normas para concessões de serviços públicos e dá outras providências

Art.11- Produtor Independente de Energia (PIE)= Pessoa Jurídica ou Consórcio autorizado a produzir energia elétrica destinada ao comércio de todo ou parte da energia elétrica produzida.

Art.12- O PIE pode comercializar energia elétrica com:

- a- Concessionária
- b- Consumidores de energia que:
 - Possuam carga superior a 10000kW, ligados em tensão maior ou igual a 69 kV;
 - Após Setembro de 1999 a carga mínima passará para 3000kW;
 - Após Setembro de 2004 os limites acima podem ser reduzidos;
 - Novas instalações em qualquer nível de tensão, com carga superior a 3000kW;

- c- Consumidores de energia elétrica integrantes de complexo industrial ou comercial, aos quais forneça vapor ou outro insumo oriundo de cogeração;
- d- Qualquer consumidor em condições ajustadas com a concessionária;
- e- Qualquer consumidor que não tenha sido atendido pela concessionária após 180 dias de sua solicitação formal.

Art.15- Consumidores com carga superior ou igual a 10000kW, atendidos em tensão superior ou igual a 69kV, podem optar por contratar seu fornecimento de energia elétrica com PIE, respeitando os contratos em vigor.

Art.16- Novos consumidores com carga superior a 3000 kW, atendidos em qualquer nível de tensão, podem escolher livremente o seu fornecedor de energia elétrica.

Art.18- Permite a formação de consórcios para exploração de energia elétrica.

5- Decreto nº 2003 de 10/09/96- Regulamenta a produção de energia elétrica por Produtor Independente e Autoprodutor

Art.1- A produção de energia elétrica por Produtor Independente ou Autoprodutor depende de autorização ou concessão.

Art.2- Definições:

- Produtor Independente de Energia (PIE)= Pessoa Jurídica ou Consórcio autorizados a produzir energia elétrica destinada ao seu uso exclusivo.

Art.13- PIE e ATP tem acesso garantido aos sistemas de transmissão e distribuição , mediante ressarcimento dos custos de transporte.

Art.14- Definição da modalidade de Operação Integrada e não Integrada:

- Modalidade Integrada está sujeita as regras operativas do sistema (GCOI da Eletrobrás), no seu sistema interligado.

#1- Quando operando na modalidade integrada, PIE e ATP tem assegurado o fornecimento de energia elétrica do sistema para garantir seus contratos, quando ocorrer redução de despacho pelo GCOI.

#2- Termoelétricas de ATP operam somente na modalidade não integrada.

Art. 23- O PIE pode comercializar energia elétrica com:

- a- Concessionária;
- b- Consumidores de energia elétrica que:

- Possuam carga superior maior que 10000kW, ligados em tensão maior ou igual a 69 kV.
- Após 09/1999 a carga mínima passará para 3000kW;
- Após 09/2004 os limites acima poderão ser reduzidos;
- Novas instalações em qualquer nível de tensão, com carga superior a 3000kW;

Art.25- O PIE poderá permutar blocos de energia, com a concordância das concessionárias envolvidas para:

- a- Consumo em instalações do PIE em outra localidade;
- b- Atendimento de consumidores conforme definido no artigo 23;
- c- Atendimento de necessidades específicas, atestadas pelas concessionárias;

Art. 26- O PIE integrado ou operador de Termelétricas em sistemas isolados pode fazer uso da CCC (Conta de Consumo de Combustíveis da Eletrobrás) mediante autorização da ANEEL.

Art.28- O ATP poderá, após autorização da ANEEL:

- a- Ceder ou permutar energia entre consorciados, na barra da usina.
- b- Vender excedentes de energia elétrica para a concessionária.
- c- Permutar energia para atender unidades industriais de propriedade do ATP em outras localidades.

7-Minuta de Decreto sobre cogeração, versão de 05/08/97- Disciplina as atividades de cogeração

Art.1- Energia elétrica proveniente de cogeração, de PIE ou de ATP (excedente), deverá ser adquirida pelas concessionárias, quando disponibilizadas.

#1- Uma vez por ano, no mínimo, as concessionárias deverão solicitar ao mercado ofertas de suprimento de energia elétrica proveniente de sistemas de cogeração.

#2- A compra desta energia vale para unidades com potência maiores do que 1000kW e menores do que 50000kW, até atingir 50% do crescimento anual da carga própria da concessionária.

#4-Cogerações que utilizem fontes renováveis de energia, resíduos industriais ou rejeitos, não estão sujeitas à limitação de 50 MW.

#5- Devem ser celebrados contratos de no mínimo 10 anos, com garantia de qualidade e confiabilidade em energia firme e sazonal.

Art.2-Condições de contratação:

- a- para sistemas interligados o preço da energia será limitado ao preço máximo de suprimento já contratado pela concessionária.
- b- Para sistemas isolados o preço deve ser menor do que o custo marginal de expansão da geração regional.
- c- Para sistemas de cogeração do setor comercial e de serviços os preços serão acrescidos de 25%.
- d- Para sistemas de cogeração que utilizem fontes renováveis de energia ou rejeitos de qualquer espécie os preços serão acrescidos em 10%.

Art.8- A ANEEL definirá os critérios de qualificação dos cogeneradores e as condições de fornecimento da Energia de Emergência.

#1- Os sistemas de cogeração com potência menor do que 5 MW terão seu processo de aprovação simplificados.

#2- Os sistemas de cogeração com potência maior do que 5 MW deverão atender às exigências dos CONAMA 06 e 08.

Art.9- Os bancos de fomento devem incluir a cogeração em suas linhas de financiamento.

Entre todas as portarias e leis relatadas anteriormente, a Minuta de Decreto sobre cogeração de 05/08/1997 é a mais clara e completa legislação sobre os PIE e AP. Além disso ela favorece a implantação do sistema de cogeração no hospital em questão, incentivando esse tipo de investimento através de abertura de linhas de financiamento e facilitando a aprovação da mesma por parte da ANEEL. Ela também incentiva a utilização da interligação do sistema com a rede pública de energia elétrica e a venda de energia elétrica para as concessionárias.

6.2- A venda da energia elétrica excedente

Em 03 de Julho de 2006, a Agencia Nacional de Energia Elétrica publicou a Resolução Homologatória nº356, que homologa as tarifas de fornecimento de energia elétrica e as Tarifas de Uso do Sistema de Distribuição- TSUD, referentes à Eletropaulo Metropolitana Eletricidade de São Paulo. Essa resolução tem validade de um ano e traz uma serie de informações como por exemplo o preço médio da energia vendida pelos PIE à concessionária.

Existem basicamente dois tipos de energia a serem comprados nesse tipo de Leilão de Energia:

- Na Data de Referência Anterior (DRA)- refere-se a montantes de energia elétrica comprada, valorados pelo preço médio de repasse do reajuste tarifário anterior, o qual foi calculado conforme tabela 6.2.1

Tabela 6.2.1-Valor médio da energia elétrica comprada pela concessionária.

(Fonte:ANEEL)

TARIFA MÉDIA DA ENERGIA COMPRADA (IRT 2005)			
Empresa Vendedora	Energia - MWh	R\$	Tarifa média 2005
CI - AES TIETÉ	470.238	39.782.756,57	84,60
CI - CESP G	1.498.955	130.482.812,44	87,05
CI - DUKE ENERGY	366.362	31.906.877,74	87,09
CI - EMAE	285.941	24.082.744,13	84,22
CI - FURNAS	1.376.090	156.169.333,07	113,49
AES TIETÉ - C.Bilateral	6.385.650	805.054.199,78	126,07
AES URUGUAIANA	388.969	41.414.832,33	106,47
SALTO DO LOBO	6.343	639.882,71	100,87
EQUIPAV	109.875	15.874.880,86	144,48
CERRADINHO	56.003	8.114.384,18	144,89
Leilão - CCEAR	15.131.608	900.135.348,39	59,49
ITAIPU	12.206.388	1.019.483.711,62	83,52
TOTAL	38.282.422	3.173.141.763,82	82,89

Note que a tarifa média da energia elétrica vendida nos leilões é de R\$ 59,49/MWh e este é o preço que a concessionária pagaria pelo excedente de energia elétrica produzida pelo central de cogeração do hospital e o valor de R\$ 82,89/MWh seria

repassado ao consumidor final como um custo que a Eletropaulo teve ao comprar essa energia elétrica excedente.

- Na Data do Reajuste em Processamento (DRP)- se aplica aos contratos firmados anteriormente a 16/03/2004, além disso deve ser contabilizada a energia elétrica comprada por geração distribuída e da binacional de Itaipu.

Tabela 6.2.2-Preço da energia elétrica praticado nos leilões

TARIFA MÉDIA PONDERADA DOS LEILÕES (CCEAR 2005, 2006 e 2007)			
Empresa Vendedora	Energia - MWh	Tarifa - R\$/MWh	R\$
CCEAR 2005 - 8 anos	8.579.934	61,95	531.488.168,49
CCEAR 2006 - 8 anos	5.334.070	72,52	386.841.962,12
CCEAR 2007 - 8 anos	142.152	81,28	11.554.078,02
MCSD - 2005 - 8 anos	0	-	-
MCSD - 2006 - 8 anos	0	-	-
TOTAL	14.056.156	Tarifa Média 66,15	929.884.208,62

Se o hospital do projeto gerar 1 MW de potência excedente e a turbina funcionar 24h por dia, aplicando a tarifa média ponderada dos leilões (DRP) que é de R\$ 66,15/MWh teremos ao final de 1 ano o valor de:

$$V = 1MW \times 24h \times 365dias \times R\$66,15 / MWh$$

$$V = R\$579.474,00$$

Esse valor pode ajudar na amortização do investimento a ser feito na implantação do sistema de cogeração e no custo de manutenção da mesma. Além dessa alternativa de vender a energia excedente para a concessionária, o hospital também pode optar por repassar essa energia para uma instalação com grande demanda de energia no próprio município onde o hospital está localizado, pagando somente o custo da utilização da rede de distribuição.

7-Ciclos propostos para cogeração

As vantagens econômicas e energéticas dos sistemas de cogeração são especialmente evidentes em aplicações quando energia elétrica e térmica é requerida simultaneamente a uma taxa constante aproximando-se muito da aplicação adotada para este modelo, apesar das demandas de energia dos hospitais serem caracterizadas por cargas térmicas e elétricas simultâneas longe da razão ótima, sendo extremamente variável ao longo do dia e também influenciada demandas de energia sazonais. Essas peculiaridades fazem com que seja muito difícil alcançar uma configuração ótima para a planta em questão. Aqui vamos admitir que tais demandas são constantes ao longo do dia e também ao longo do ano, hipótese essa razoável e que é adotada pelas bibliografias adotadas nesta obra.

Dois casos serão estudados : ciclo com uma turbina a gás (fig.7.1) e ciclo com motor alternativo(fig.7.2).Essa escolha se deve ao fato de ambas configurações citadas acima terem se mostrado mais vantajosas do ponto de vista técnico e econômico em projetos deste tipo relatados na bibliografia. Ainda há a possibilidade de utilização de uma turbina a vapor nessas configurações para geração de uma quantidade maior de trabalho mecânico e conseqüentemente maior possibilidade de geração de energia elétrica, fortalecendo assim ainda mais a hipótese de exportação de energia elétrica excedente para a rede pública, diminuindo assim o tempo de retorno deste investimento e aumentando a sua atratividade.

Planta de cogeração com turbina a gás

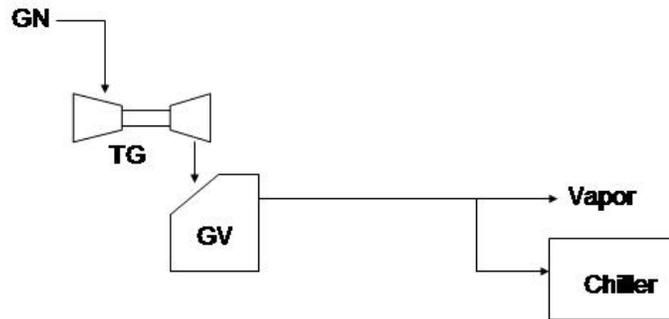


Fig.7.1-Esquema de cogeração com turbina a gás

Para efetuar o dimensionamento preliminar destes ciclos, temos como parâmetros de entrada os dados de demanda térmica e elétrica do hospital apresentados na tab. 5.1. Basicamente são os 200KW de eletricidade, 1 ton/h de vapor a 8 kgf/cm^2 e 160 TR para suprir as necessidades de água gelada da central de cogeração. A partir dos resultados apresentados por esses modelos de cálculo podemos prever a possibilidade de instalação de uma turbina a vapor no ciclo e efetuar a seleção dos equipamentos que irão compor essa central de cogeração. A partir daí será possível realizar um estudo econômico sobre esse investimento, levantando parâmetros como retorno do investimento, atratividade, etc.

Esses modelos de cálculo serão simplificados ao máximo porém procurando sempre se aproximar da real situação real. No primeiro modelo de cálculo será realizada a modelagem da turbina a gás, do gerador de vapor e do chiller de absorção. Já no segundo modelo de cogeração serão modelados o motor de combustão interna, o gerador de vapor e o chiller de absorção.

Planta de cogeração com motor de combustão interna

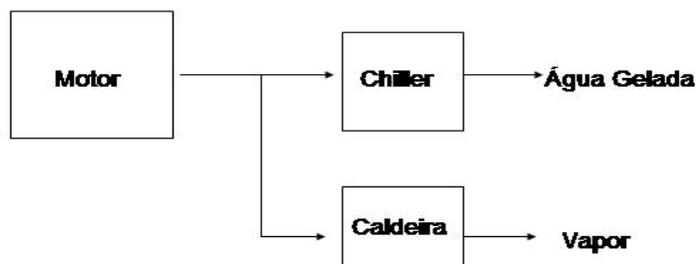


Fig.7.2-Esquema de instalação com motor de combustão interna

7.1-Cogeração com turbina a gás

Para estudar o ciclo de cogeração com turbina a gás, iremos montar algumas configurações com modelos de equipamentos diversos escolhidos através de catálogos. Através desses catálogos temos informações relevantes como potência elétrica gerada pela turbina, vazão dos gases de exaustão, consumo de gás natural, pressão de trabalho da caldeira de recuperação, capacidade nominal do chiller. Portanto poderemos determinar coeficientes importantes na análise da cogeração do hospital e assim determinar qual configuração será mais vantajosa não só do ponto de vista técnico mas também do ponto de vista econômico. Vamos utilizar o sistema topping, ou seja, primeiro atendemos a demanda elétrica do hospital e analisamos quanto de vapor conseguimos produzir através desta configuração. Como as turbinas a gás existentes possuem uma potência elétrica muito maior do que a nossa necessidade, iremos utilizar uma tecnologia denominada de micro-turbina. O termo “micro-turbina” refere-se em geral a um sistema de dimensões relativamente reduzidas composto por compressor, câmara de combustão, turbina e gerador elétrico, com uma potência total disponível não superior a 250 kW. No nosso caso iremos utilizar mini-turbinas com capacidade de 100 kW cada (3 no total) somando uma oferta de eletricidade de 300 kW.

Segue abaixo uma tabela com os parâmetros principais destas turbinas.

Tabela 7.1.1-Dados da micro-turbina (dados nominais para uma mini-turbina).

	Modelo TA100 CHP Elliot
Potência elétrica (kW)	100
"Heat Rate" (kJ/KWh)	13035
Vazão dos gases de exaustão (kg/s)	0,52
Consumo de combustível (kg/s-Nm ³ /h)	0,02-37,2
Temperatura dos gases de exaustão (°C)	293

A potência gerada por essas turbinas (300 kW) não corresponde exatamente a demanda do hospital pois aquele valor tido como referência (200 kW) é apenas uma estimativa de média de consumo durante o ano. O consumo de energia por parte do hospital pode sofrer variações ao longo do ano e por isso essa folga deve ser adotada. Além disso, o uso de três turbinas propicia a não interrupção no fornecimento de energia elétrica quando for necessário realizar a manutenção de uma destas turbinas. Essa mini-turbina apresenta a vantagem de serem compacta, o que facilita a sua instalação, além da facilidade na sua operação e manutenção, portanto não requer custos extras com mão de obra especializada.

A portaria nº 41 da ANP (Agência Nacional de Petróleo) de 15 de Abril de 1998 regulamenta a composição do gás natural utilizado no Brasil e obedecendo a essa regulamentação, o gás extraído da Bacia de Campos possui a seguinte composição física e química:

Tabela 7.1.2-Composição física e química do gás natural da Bacia de Campos

Composição Química do Gás Natural (% volumétrica)	
Metano (CH ₄)	89,44 %
Etano (C ₂ H ₆)	6,7 %
Propano (C ₃ H ₈)	2,26 %
Pentano (C ₅ H ₁₂)	0,31 %
Iso-Butano (C ₄ H ₁₀)	0,15 %
Nitrogênio (N ₂)	0,8 %
Dióxido de Carbono (CO ₂)	0,34 %

Composição física do Gás Natural (% volumétrica)	
Massa Específica (kg/m ³)	0,741
Densidade	0,624
Poder calorífico inferior (PCI)	8283 kcal/m ³
Poder calorífico superior (PCS)	9400 kcal/m ³
Massa Molecular Aparente	17,367 g/mol
Velocidade de Chama (H ₂ =346)	49,4 cm/seg
Limite Flamabilidade Superior (LSF)	14,9 (% gás no ar)
Limite de Flamabilidade Inferior(LIF)	4,8 (% gás no ar)
Relação Gás / Ar	1 / 9,96 (m ³ /m ³)

Já a caldeira de recuperação escolhida para compor essa configuração foi o modelo AV-4 da Aalborg, caldeira flamotubular com construção vertical e horizontal, que possui as seguintes especificações:

Tabela 7.1.3-Especificações da caldeira de recuperação

Capacidade da saída da turbina(MWe)	1 a 8
Temperatura dos gases de exaustão(°C)	<600
vazão dos gases de exaustão(kg/s)	até 75
capacidade de produção de vapor(ton/h)	1 a 15
pressão do vapor(barg)	25
Pinch Point(°C)	20 a 30

È importante lembrar que quanto maior a temperatura dos gases de exaustão da turbina, maior a capacidade de geração de vapor por parte da caldeira de

recuperação, porém esse limite não pode ultrapassar a máxima temperatura dos gases de exaustão requerida pela caldeira. Como todas as turbinas atendem a essa especificação, ainda são válidas as alternativas de turbinas a gás selecionadas anteriormente.

Já os chillers de absorção, que fornecerão água gelada (aproximadamente 7°C) foram selecionados a partir da capacidade requerida pelo hospital (160 TR). Para simulação da melhor configuração foram escolhidos dois modelos com capacidades semelhantes aquelas de projeto.

Os dados nominais destes equipamentos são apresentados na seguinte tabela:

Tabela 7.1.4-Dados nominais dos chillers.

	1A2	2A3
Capacidade (kW)	545,00	605,00
consumo de vapor (kg/h)	1290,00	1425,00
Temperatura de entrada da água (°C)	12,20	12,20
Temperatura de saída da água (°C)	6,70	6,70
vazão da água (m ³ /h)	5,33	5,90
pressão de entrada do vapor (bar)	1,51	1,65

Agora de posse de todos os dados dos equipamentos a serem utilizados na cogeração, podemos determinar condições importantes para o ciclo, como por exemplo a vazão de vapor requerida para alimentar tanto a demanda de água gelada como a demanda de vapor propriamente dita, além de alguns coeficientes relevantes para a análise da cogeração explicitados anteriormente no capítulo 2.

Algumas conclusões importantes já podem ser tiradas com essas informações obtidas nos catálogos dos equipamentos. Uma informação importante é a quantidade de vapor que deve ser gerada na caldeira de recuperação, que utiliza os gases de exaustão da turbina a gás. Somando-se a demanda de vapor do próprio hospital (cerca de 1 ton/h) com o consumo de vapor do chiller (1,29 ton/h ou 1,425 ton/h dependendo do modelo de chiller), obtemos o valor de 2,29 ou 2,425 ton/h.

Essa quantidade de vapor que deve ser gerada na caldeira de recuperação respeita a especificação técnica da própria caldeira de recuperação, que tem capacidade de gerar entre 1 e 15 ton/h de vapor.

Outro aspecto importante é que a pressão do vapor que entra no chiller é baixa (por volta de 1,5 bar) em relação a pressão que o vapor é gerado na caldeira, portanto a colocação de uma válvula redutora será necessária para baixar a pressão do vapor.

7.2-Alternativa a turbina à gás:Motor gás natural

Uma alternativa ao emprego da turbina à gás no arranjo do sistema de cogeração é a utilização de um motor de combustão interna cujo combustível é o gás natural. Ele se apresenta como uma alternativa mais vantajosa do ponto de vista econômico, porém do ponto de vista de capacidade de se gerar maior quantidade de energia elétrica ele se torna menos atrativo. Um aspecto atrativo do motor citado acima é seu rápido acionamento, dando assim mais confiabilidade e robustez ao sistema de cogeração. Vamos simular a utilização de um motor deste tipo, mais especificamente um motor da CATERPILLAR modelo G3516-DM 8531 com as seguintes características técnicas:

Tabela 7.2.1- Dados nominais do motor de combustão interna.

Motor CATERPILLAR Modelo G3516-DM 8531	
Potência Elétrica Gerada (kW)	660
Taxa de Compressão	9:1
Consumo de Combustível (Nm ³ /h)	546,8
Vazão dos gases de exaustão (kg/s)	2,30
Temperatura dos gases de exaustão (°C)	543

As condições nominais definidas acima são obtidas de acordo com as especificações SAE J1995, ISO 3046/1, BS 5514/1 e DIN 6271/1. Esses padrões são definidos como: Potência do motor baseada em combustível tendo PCI de 33,74 kJ/L à pressão de 101kPa e 15°C, consumo de combustível baseado em um metro cúbico à pressão de 100kPa e 15,6°C, fluxo dos gases de exaustão baseado em um pé cúbico a 100kPa.

8-Modelagem, Resultados e Viabilidade econômica

Para facilitar a apresentação dos resultados de todos os arranjos citados no capítulo 7 e a obtenção de uma melhor didática, vamos nomear todas as configurações da seguinte maneira:

1. Micro-turbina a gás TA100+Caldeira de Recuperação+Chiller 1A2(alternativa 1).
2. Micro-turbina a gás TA100+Caldeira de Recuperação+Chiller 2A3(alternativa 2).
3. Motor Combustão Interna (gás natural) + Caldeira de Recuperação + Chiller 1A2 (arranjo 7).
4. Motor Combustão Interna (gás natural)+ Caldeira de Recuperação + Chiller 2A3 (arranjo 8).

Temos portanto 4 (quatro) arranjos de equipamentos para compor o sistema de cogeração do hospital em questão e tentar rastrear todas as alternativas tecnicamente e economicamente possíveis e assim fazer uma análise abrangente e o mais completa possível.

Vamos primeiro calcular alguns parâmetros importantes nas plantas de cogeração que foram citados no capítulo, são eles:

- PHR (índice potência/calor gerado).
- η_g (eficiência global do ciclo).
- η_t (eficiência térmica do ciclo).
- cec (consumo específico de combustível).

Como acontece normalmente quando tomamos um modelo para representar o que acontece na vida real, temos que assumir algumas hipóteses que simplifiquem a realidade e torne possível a correta interpretação dos resultados obtidos através destes modelos. As hipóteses adotadas para essa análise são:

1. Todos os equipamentos utilizados nos diversos arranjos de sistemas de cogeração (com exceção dos chillers de absorção) operam em carga nominal (100% Load), ou seja, operam em capacidade máxima ou dentro da faixa de

operação nominal (no caso da caldeira de recuperação). Essa hipótese é adotada pois o comportamento dos equipamentos em carga parcial não é conhecido (as curvas que esses equipamentos obedecem não são fornecidas pelos fabricantes e a sua determinação foge do escopo deste trabalho).

2. No caso dos chillers de absorção (que podem não operar na sua capacidade nominal pelo fato dessa condição ser determinada pelo arranjo da turbina a gás e da caldeira de recuperação), temos que adotar uma hipótese para o seu comportamento em condições que não sejam as nominais. Um parâmetro importante para este equipamento é seu coeficiente de eficácia (COP), que mede a razão entre a capacidade de refrigeração e a quantidade de energia necessária para realizar essa transferência de energia (a vazão de vapor multiplicada pela diferença de entalpia entre a entrada e a saída de vapor no chiller) ou a razão entre a carga térmica do evaporador(Q_{ev}) do chiller e a carga térmica do gerador(Q_{ger}) .

No caso da análise aqui realizada, vamos adotar que este coeficiente é constante para qualquer regime de operação em que o equipamento estiver operando, ou seja:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{ger}} \quad (32)$$

$$tg(\alpha) = COP \quad (33)$$

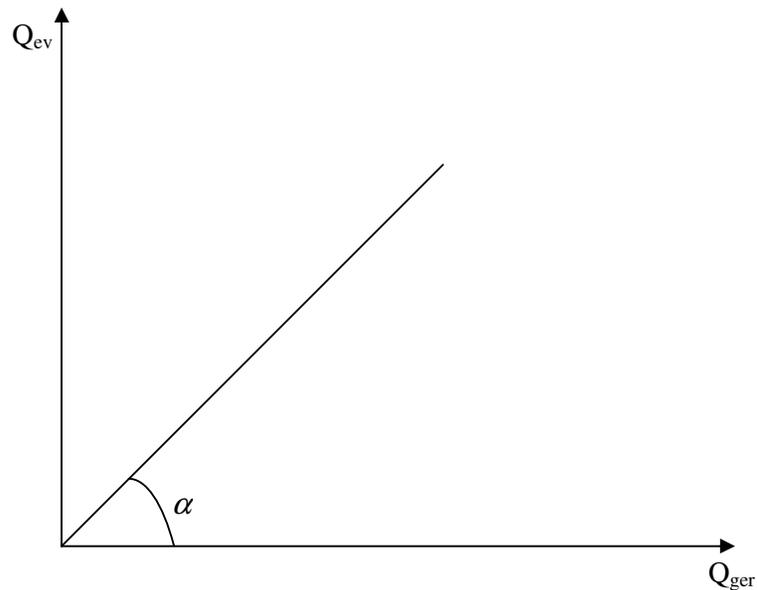


Fig. 8.1-Modelo para operação dos chillers de absorção em carga parcial.

Com a hipótese adotada no item 2 podemos prever o comportamento do chiller quando ele opera em diferentes regimes de carga, sendo assim possível a determinação dos parâmetros relevantes ao arranjo de cogeração.

Agora falta determinar o coeficiente de eficácia (COP) de ambos os chillers utilizados neste projeto. A capacidade nominal dos modelos 1A2 e 2A3 respectivamente é 545 e 605 kW, o vapor que entra no chiller na condição nominal tem pressão de 1,51 e 1,65 bar respectivamente e vazão também nominal de 1,29 ton/h e 1,425 ton/h.

Consultando uma tabela de propriedades termodinâmicas do vapor, obtemos as entalpias de entrada e saída do vapor no chiller e calculando o COP para o modelo 1A2 temos:

$$h_e = 2694 \text{ kJ/kg}$$

$$h_s = 467,9 \text{ kJ/kg}$$

Assim obtemos:

$$COP = \frac{Capacidade}{\dot{m}_{vapor} \times (h_e - h_s)} \quad (34)$$

Numericamente:

$$COP = \frac{545kW}{1,29 \frac{ton}{h} \times \frac{1000kg}{1ton} \times \frac{1h}{3600s} \times (2694 - 467,9)kJ/kg}$$

$$COP = 0,68 \quad (\text{modelo 1A2}).$$

Para o modelo 2A3 de chiller de absorção, com a mesma metodologia de cálculo obtemos o seguinte resultado:

$$h_e = 2698kJ/kg$$

$$h_s = 479,3kJ/kg$$

Usando da mesma forma a equação (34):

$$COP = \frac{Capacidade}{\dot{m}_{vapor} \times (h_e - h_s)}$$

$$COP = \frac{605kW}{1,425 \frac{ton}{h} \times \frac{1000kg}{1ton} \times \frac{1h}{3600s} \times (2698 - 479,3)kJ/kg}$$

$$COP = 0,69 \quad (\text{modelo 2A3}).$$

8.1-Resultados

Nesse capítulo vamos explicitar os resultados encontrados das simulações efetuadas com o modelo descrito anteriormente bem como analisar estas informações obtidas. Todos os cálculos efetuados e explicitados nas próximas tabelas estão detalhados no apêndice deste trabalho e foram efetuados tendo o auxílio do software EES. Vale ressaltar que os dados obtidos sobre as máquinas utilizadas nessa central foram retirados das tabelas citadas anteriormente e os seus respectivos catálogos citados nas referencias.

Tabela 8.1.1-Resultados da alternativa 1.

	Alternativa 1-(TA100+CR+1A2)
consumo de combustível (Nm ³ /h)	37,2
Potencia elétrica gerada (kW)	300
PHR	1,845
Eficiência global do ciclo (%)	47,6
Consumo específico de combustível (kg/kWh)	0,24
Capacidade de refrigeração (kW)	500
quantidade de vapor produzido na C.R. (ton/h)	0,29

Tabela 8.1.2-Resultados da alternativa 2.

	Alternativa 2-(TA100+CR+2A3)
consumo de combustível (Nm ³ /h)	37,2
Potencia elétrica gerada (kW)	300
PHR	1,845
Eficiência global do ciclo (%)	47,9
Consumo específico de combustível (kg/kWh)	0,24
Capacidade de refrigeração (kW)	559,3
quantidade de vapor produzido na C.R. (ton/h)	0,29

Tabela 8.1.3-Resultados da alternativa 3.

	Alternativa 3(M.C.I+C.R.+1A2)
consumo de combustível (Nm ³ /h)	546,8
Potencia elétrica gerada (kW)	660
PHR	0,777
Eficiência global do ciclo (%)	54,3
Consumo específico de combustível (kg/kWh)	1,145
Capacidade de refrigeração (kW)	500
quantidade de vapor produzido na C.R. (ton/h)	1,493

Tabela 8.1.4- Resultados da alternativa 4.

	Alternativa 4(M.C.I+C.R.+2A3)
consumo de combustível (Nm ³ /h)	546,8
Potencia elétrica gerada (kW)	660
PHR	0,777
Eficiência global do ciclo (%)	54,6
Consumo específico de combustível (kg/kWh)	1,145
Capacidade de refrigeração (kW)	559,3
quantidade de vapor produzido na C.R. (ton/h)	1,493

Os resultados obtidos das tabelas acima permitem obtermos algumas conclusões sobre a utilização da cogeração no hospital em questão.

A primeira conclusão importante é que o fato de atendermos a demanda elétrica do hospital (serão produzidos 300 kW de potência enquanto a demanda do hospital é de 200 kW), não será possível atender a demanda térmica do hospital pois enquanto serão produzidas 0,29ton/h de vapor enquanto a demanda e de 1 ton/h. Sendo assim, uma outra forma de obtenção de vapor para satisfazer esta demanda deverá ser estudada e proposta. Outro aspecto interessante na utilização destas micro-turbinas operando em regime *topping* (atendendo prioritariamente a demanda elétrica) é que não será possível obter um excedente significativo de energia elétrica para exportação à rede pública de eletricidade.

Já com a utilização de um motor de combustão interna movido a gás natural que produz 660 kW de potência elétrica é possível atender tanto a demanda elétrica do hospital quanto a demanda térmica do mesmo (serão produzidas 1,46 ton/h de vapor) atendendo assim tanto o consumo de vapor quanto a produção de água gelada no chiller de absorção.

Note que a eficiência global do ciclo teve um aumento se comparada com a utilização das máquinas de maneira separada, enquanto o rendimento da micro-

turbina gira em torno de 26% se utilizada de maneira separada esse valor atinge algo em torno de 48% no arranjo de cogeração. A mesma coisa acontece com o motor de combustão interna: se utilizado separadamente tem rendimento em torno dos 30%, já a sua utilização na planta de cogeração eleva este valor para algo em torno dos 55%. Esse aumento observado na eficiência do ciclo se deve justamente ao fato de aproveitar melhor a energia proveniente da queima do combustível seja na micro-turbina ou mesmo no motor de combustão interna, possibilitando a obtenção de outras formas de energia que não somente a eletricidade.

Note que a diferença entre as alternativas 1 e 2 e entre as alternativas 3 e 4 é justamente a capacidade de refrigeração dos chillers de absorção: enquanto o modelo 1A2 refrigera o equivalente a 500 kW o modelo 2A3 refrigera 550 kW. Essa pequena diferença também altera o valor do rendimento global do ciclo, que se torna maior quanto maior a capacidade de refrigeração do chiller.

8.2-Viabilidade econômica

Para realização de uma análise de viabilidade econômica, é considerada a redução dos custos operacionais da planta de cogeração em relação aos mesmos custos tradicionais que o hospital possui. O menor custo operacional entre essas duas alternativas será o responsável pela amortização do capital investido neste projeto. Para obtermos um modelo de retorno de investimento iremos considerar as seguintes dados:

- O capital investido (este montante será estimado de maneira grosseira porém coerente com os valores aplicados na venda destas máquinas, isso se deve a dificuldade em obter orçamentos sobre estes equipamentos de maneira precisa e o escopo do projeto é apenas de profundidade superficial, não é um projeto de detalhamento).
- A economia obtida com a aplicação da cogeração, tanto no consumo de energia quanto na venda do excedente para a rede pública, tornando assim o retorno do investimento mais rápido.
- Consumo de combustível que o sistema de cogeração exige.
- Custos de manutenção e operação do sistema de cogeração instalado.

As referências para os valores das variáveis inerentes a análise de viabilidade econômica não são exatas, as cotações foram realizadas de maneira informal visando apenas a obtenção de uma referência de valores de compra destes equipamentos. Porém essa cotação realizada se aproxima bem da realidade e do escopo deste projeto, que é o de fazer um estudo sobre a viabilidade técnica e econômica do tema apresentado. Já as tarifas obtidas foram extraídas da literatura existente na bibliografia, portanto não podemos afirmar ao certo qual é a veracidade destas informações. O valor da caldeira de recuperação e do chiller de absorção foram obtidos através de cotações informais junto aos respectivos fabricantes. No caso do chiller de absorção pudemos obter os valores de forma mais detalhada pois um equipamento semelhante foi vendido e está sendo fabricado na ocasião desta cotação. Muitos dos valores estão em dólares, portanto adotamos como referência o valor de R\$1,75/US\$.

Também é importante ressaltar que do ponto de vista econômico, as alternativas 1 e 2 praticamente se equivalem, o mesmo acontece com as alternativas 3 e 4. Este fato ocorre pois a diferença de preços entre os chillers 1A2 e 2A3 é pequena (ambos possuem praticamente a mesma capacidade de refrigeração e portanto possuem quase as mesmas características construtivas).

Tabela 8.2.1- Tempo de retorno do investimento das alternativas 1 e 2.

Viabilidade econômica (alternativa 1 e alternativa 2)		
Turbina (R\$/unidade)		100.000
Quantidade de turbinas		3
Potência gerada (kW)		300
Preço Total do conjunto (R\$)		300.000,00
Caldeira de Recuperação		1.500.000,00
Chiller	Equipamento	600.000,00
	Civil	400.000,00
	Montagem +periféricos	350.000,00
	Parte elétrica	400.000,00
Capital Total Investido		3.550.000,00
Custos		
Consumo (Nm ³ /h)		37,2
Consumo (Nm ³ /mês)		26.784,00
Preço (R\$/Nm ³)		0,11
Combustível (R\$/mês)		2.812,32
Mão-de-obra +manutenção (R\$/mês)		2.000,00
Total de Custos		4.812,32
Receita		
Preço MWh exportado (R\$)		66,15
Exportação de energia(R\$/mês)		4.762,80
Preço da tarifa de energia elétrica (média entre a tarifa de ponta e fora de ponta-R\$/MWh)		150,00
Demanda de energia elétrica(MW)		0,76
Economia proveniente da geração própria de eletricidade		82.080,00
Total de Receita		86.842,80
Tempo de retorno do investimento (meses)		43,28
Tempo de retorno do investimento (anos)		4,00

Já no caso da planta de cogeração utilizar um motor de combustão interna para gerar eletricidade, teremos a seguinte descrição do investimento a ser feito:

Tab. 8.2.2- Tempo de retorno do investimento para as alternativas 3 e 4.

Viabilidade Economica (alternativa 3 e alternativa4)		
Motor a combustão interna (R\$/motor)		500.000
Quantidade de motores		3
Potência gerada (kW)		660
Preço Total do conjunto (R\$)		1.500.000,00
Caldeira de Recuperação		1.500.000,00
Chiller	Equipamento	600.000,00
	Civil	400.000,00
	Montagem +periféricos	350.000,00
	Parte elétrica	400.000,00
Capital Total Investido		4.750.000,00
Custos		
Consumo (Nm ³ /h)		546,8
Consumo (Nm ³ /mês)		393.696,00
Preço (R\$/Nm ³)		0,11
Combustível (R\$/mês)		41.338,08
Mão-de-obra +manutenção (R\$/mês)		2.000,00
Total de Custos		43.338,08
Receita		
Preço MWh exportado (R\$)		66,15
Exportação de energia(R\$/mês)		21.908,88
Preço da tarifa de energia elétrica (média entre a tarifa de ponta e fora de ponta-R\$/MWh)		150,00
Demanda de energia elétrica(MW)		0,76
Economia proveniente da geração própria de eletricidade		82.080,00
Total de Receita		103.988,88
Tempo de retorno do investimento (meses)		78,32
Tempo de retorno do investimento (anos)		7,00

Note que apesar do investimento na compra dos equipamentos ser relativamente alto, a receita obtida na exportação de energia elétrica e a economia realizada pela geração própria compensam o custo do combustível utilizado para alimentar a turbina e conseqüentemente a central de um modo geral, além de amortizar o investimento inicial.

Veja que o tempo de retorno do investimento a ser realizado com o motor de combustão interna é maior do que o tempo de retorno da aplicação das turbinas. O grande diferencial das turbinas é o baixo consumo de combustível (0,62 Nm³/min. de acordo com o seu catálogo) o que reduz o custo do gás natural e propicia um menor tempo de retorno desse dinheiro que foi aplicado.

Vale citar que não foram considerados os custos com a implantação do sistema de paralelismo na planta, já que o valor deste tipo de investimento é difícil de ser estimado.

9-Conclusão

Neste trabalho tivemos a oportunidade de estudar e pesquisar os principais aspectos que conduzem um projeto de uma central de cogeração. Primeiro realizamos um levantamento sobre a história desta técnica de geração de energia, depois foi efetuado um estudo sobre a condição da cogeração no Brasil e no mundo. Foram analisados os seus principais parâmetros e realizada uma revisão dos principais tópicos da Termodinâmica que envolvem os fenômenos inerentes ao assunto.

Depois foi levantada a primeira possibilidade para viabilizar a implantação deste tipo de central através da possibilidade de paralelismo com a rede pública. A conclusão obtida é que existe grande possibilidade de ocorrência além de ser cada vez mais utilizada atualmente.

Então foi realizado um levantamento de diferentes composições de plantas de cogeração que atendam diversas possibilidades de satisfazer não só a demanda do hospital como gerar uma receita maior para o mesmo. Quatro diferentes configurações foram testadas, duas com mini-turbinas e duas com um motor de combustão interna sendo que ambas são movidas a gás natural.

Todas as quatro possibilidades se mostraram satisfatórias, porém as alternativas 1 e 2 não conseguem satisfazer a demanda térmica do hospital, daí torna-se necessária uma outra solução para esse problema.

Já as alternativas que envolvem o motor (alternativas 3 e 4) se mostraram satisfatórias e atendem perfeitamente as necessidades do hospital em questão. A única desvantagem é o tempo de retorno deste investimento que é um pouco maior

do que as outras duas alternativas, mas mesmo assim continua possível de ser realizado.

Portanto de acordo com a análise aqui realizada, o projeto se torna viável tanto do ponto de vista técnico quanto econômico.

10-Apêndice

//Alternativa 1-Micro turbina//

E=300 [KW]
 mcomb=1116,41 [kJ/s]
 mcomb1=0,02 [kg/s]
 vazãogases=1,57 [kg/s]
 T4=548 [K]
 PCI=48601 [kJ/kg]

//Caldeira de Recuperação//

T5=T4-273,15[C]
 h5=Enthalpy (Air;T=T5)
 p7=8E2 [kPa]
 p8=p7
 T7=T_sat(Steam;p=p7)
 T8=T7
 h7=Enthalpy(Steam;T=T7;x=1)
 h8=Enthalpy(Steam;T=T8;x=0)
 T6=T7+25[C]
 cpg=1,063 [kJ/kg*K]
 Q=vazãogases*cpg*(T5-T6)
 mvapor=Q/(h7-h8)

//chiller 1A2//

COP=0,68
 vazãochiller=1,29/3600
 Qev=COP*vazãochiller*(h7-h8)

//Parametros da cogeração//

PHR=E/Q
 rendg=(E+Q)/mcomb
 cec=mcomb1/E*3600
 vaporproduzido=mvapor*3,6

//Alternativa 2-Micro turbina//

E=300 [KW]
 mcomb=1116,41 [kJ/s]
 mcomb1=0,02 [kg/s]
 vazãogases=1,57 [kg/s]
 T4=548 [K]
 PCI=48601 [kJ/kg]

//Caldeira de Recuperação//

T5=T4-273,15[C]
 h5=Enthalpy (Air;T=T5)

$p7=8E2$ [kPa]
 $p8=p7$
 $T7=T_sat(Steam;p=p7)$
 $T8=T7$
 $h7=Enthalpy(Steam;T=T7;x=1)$
 $h8=Enthalpy(Steam;T=T8;x=0)$
 $T6=T7+25[C]$
 $cpg=1,063$ [kJ/kg*K]
 $Q=vaz\ogases*cpg*(T5-T6)$
 $mvapor=Q/(h7-h8)$

//chiller 2A3//
 $COP=0,69$
 $vaz\ochiller=1,425/3600$
 $Qev=COP*vaz\ochiller*(h7-h8)$

//Parametros da cogera\c3o\c3o//

$PHR=E/Q$
 $rendg=(E+Q)/mcomb$
 $cec=mcomb1/E*3600$
 $vaporproduzido=mvapor*3,6$

//Alternativa 3-Motor de combust\c3o\c3o interna//

$E=660$ [KW]
 $mcomb=856,58$ [kJ/s]
 $mcomb1=0,21$ [kg/s]
 $vaz\ogases=2,3$ [kg/s]
 $T4=816$ [K]
 $PCI=48601$ [kJ/kg]

//Caldeira de Recupera\c3o\c3o//

$T5=T4-273,15[C]$
 $h5=Enthalpy(Air;T=T5)$
 $p7=8E2$ [kPa]
 $p8=p7$
 $T7=T_sat(Steam;p=p7)$
 $T8=T7$
 $h7=Enthalpy(Steam;T=T7;x=1)$
 $h8=Enthalpy(Steam;T=T8;x=0)$
 $T6=T7+25[C]$
 $cpg=1,063$ [kJ/kg*K]
 $Q=vaz\ogases*cpg*(T5-T6)$
 $mvapor=Q/(h7-h8)$

//chiller 1A2//

$COP=0,68$
 $vaz\ochiller=1,29/3600$
 $Qev=COP*vaz\ochiller*(h7-h8)$

//Parametros da cogera\c3o\c3o//

$PHR=E/Q$
 $rendg=(E+Q)/(mcomb1*PCI)$
 $cec=mcomb1/E*3600$

vaporproduzido=mvapor*3,6

//Alternativa 4-Motor de combustão interna//

E=660 [KW]
mcomb=856,58 [kJ/s]
mcomb1=0,21 [kg/s]
vazãogases=2,3 [kg/s]
T4=816 [K]
PCI=48601 [kJ/kg]

//Caldeira de Recuperação//

T5=T4-273,15[C]
h5=Enthalpy (Air;T=T5)
p7=8E2 [kPa]
p8=p7
T7=T_sat(Steam;p=p7)
T8=T7
h7=Enthalpy(Steam;T=T7;x=1)
h8=Enthalpy(Steam;T=T8;x=0)
T6=T7+25[C]
cpg=1,063 [kJ/kg*K]
Q=vazãogases*cpg*(T5-T6)
mvapor=Q/(h7-h8)

//chiller 2A3//

COP=0,69
vazãochiller=1,425/3600
Qev=COP*vazãochiller*(h7-h8)

//Parametros da cogeração//

PHR=E/Q
rendg=(E+Q)/(mcomb1*PCI)
cec=mcomb1/E*3600
vaporproduzido=mvapor*3,6

11-Bibliografia

Giacaglia, Giorgio E. O-Cogeração por ciclos de turbinas a gás -São Paulo : Fdte/EPUSP, 1987

Balestieri, José Antonio Perrella-Planejamento de centrais de cogeração : projeto , operação e expansão-Guaratinguetá : UNESP, 1997

Oddone, Domingos Carlos-Cogeração : uma alternativa para produção de eletricidade-São Paulo, 2001

Guimarães, Pedro Henrique Monteiro Pacheco-Estudo de viabilidade de um ciclo de cogeração-São Paulo : EPUSP, 1998

Gissoni, Humberto de Camargo-Projeto de uma central de utilidades para o hospital universitário-São Paulo : EPUSP, 1997

Educogen Tool- The European Association for the promotion of cogeneration-2001

Balestieri, José Antonio Perrella-Cogeração : geração combinada de eletricidade e calor-Florianópolis : Editora da UFSC, 2002

Teixeira, Flavio Neves- Cogeração- Núcleo de Estudos de Sistemas Térmicos

WADE-World Aliance for Decentralized Energy(2006)

Richard E. Sonntag, Claus Borgnakke, Gordon J. Van Wylen-Fundamentals of thermodynamics(2003)

Vasconcellos, Alexandre-Paralelismo de sistemas industriais autogeradores e rede pública: aspectos técnicos da integração dos sistemas e perspectivas futuras- Boletim Informativo- Figener S/A Engenheiros Associados

Vasconcellos, Alexandre;Vicent, Fábio- análise de estabilidade de sistemas de cogeração através de modelo termoeletrico integrado- Boletim Informativo- Figener S/A Engenheiros Associados.

Legislação sobre cogeração inibe investimentos- Boletim Informativo- Figener S/A Engenheiros Associados

www.figener.com.br (Acessado em 07/06/2007)

www.aneel.gov.br (Acessado em 12/06/2007)

P.Arcuri,G.Florio,P.Fragiacomo-A mixed integer programming model for optimal design of trigeneration in a hospital complex-Department of Mechanical Engineering-University of Calábria-December 2005

Centrais Termoeletricas a gás- Prof. Dr. Guenter Krieger-PME 2517-Geração Termoeletrica e Cogeração -notas de aula

Araújo Rocha, Ana Maura- Análise experimental em chamas difusivas pulsadas de gás natural- Tese de Mestrado-INPE-2003

<http://www.globalmicroturbine.com/Site/Microturbine/Microturbine.html> (acessado em 06/12/07)

<http://www.elliottmicroturbines.com/> (acessado em 06/12/07)

Catálogo de caldeiras-Aalborg- www.aalborg.com (acessado em 15/09/2007)

Catálogo de chillers-York- www.york.com (acessado em 15/09/2007)

Catálogo motor combustão interna Caterpillar- www.cat.com (acessado em 02/11/2007).

R. Gonzáles P.; S. Nebra P.; A. Walter S.; W. Galarza S.- Análise da viabilidade econômica e financeira para sistemas de cogeração- estudo de caso: HC-UNICAMP.

Dos Santos Zaroni Pinto, Petterson; Martinet Cardoso Martone, Leonardo- Análise da viabilidade econômica e financeira para a implantação de sistemas de cogeração- Escola Federal de Engenharia de Itajubá.