

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DEFENDIDA POR Denilson Boschiero do
Espirito Santo E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 25/02/97.


ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**POSSIBILIDADES DE CONSERVAÇÃO
DE ENERGIA E ESTUDOS DE CASO DE
COGERAÇÃO NO HOSPITAL DE
CLÍNICAS DA UNICAMP**

Autor : Denilson Boschiero do Espirito Santo

Orientador : Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

04-97

Es65p

32336/BC

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E
FLUIDOS**

**POSSIBILIDADES DE CONSERVAÇÃO
DE ENERGIA E ESTUDOS DE CASO DE
COGERAÇÃO NO HOSPITAL DE
CLÍNICAS DA UNICAMP**

Autor : Denilson Boschiero do Espirito Santo

Orientador : Waldyr Luiz Ribeiro Gallo

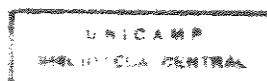
Curso : Engenharia Mecânica

Área de Concentração : Térmica e Fluidos

Dissertação de Mestrado apresentada à comissão de Pós Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 1997

S. P. - Brasil



UNIDADE	BC
N.º CHAMADA:	Unicamp
V.	Ex. 65 p.
TCMBO BC/	32336
PROC.	28.1/97
C	<input type="checkbox"/>
D	<input checked="" type="checkbox"/>
PRFCC	89.11.00
DATA	29/11/97
N.º CPD	

CM-00104028-4

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

Sa59p

Espirito Santo, Denilson Boschiero do

Possibilidades de conservação de energia e estudos de caso de cogeração no hospital de clínicas da UNICAMP / Denilson Boschiero do Espirito Santo.--Campinas, SP: [s.n.], 1997.

Orientador: Waldyr Luiz Ribeiro Gallo.

Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Energia elétrica e calor - Cogeração. 2. Energia - Conservação. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

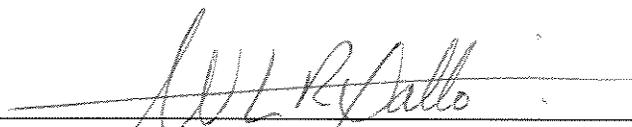
**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA TÉRMICA E FLUIDOS**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**POSSIBILIDADES DE CONSERVAÇÃO DE
ENERGIA E ESTUDOS DE CASO DE
COGERAÇÃO NO HOSPITAL DE CLÍNICAS
DA UNICAMP**

Autor : Denilson Boschiero do Espirito Santo

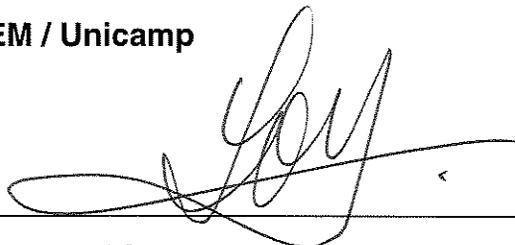
Orientador : Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo



**Prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo, Orientador
FEM / Unicamp**



**Prof. Dr. Jorge Isaías Llagostera Beltrán
FEM / Unicamp**



**Prof. Dr. Sílvio de Oliveira Júnior
Poli / USP**

RESUMO

ESPIRITO SANTO, D.B., “POSSIBILIDADES DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA E ESTUDOS DE CASO DE COGERAÇÃO NO HOSPITAL DE CLÍNICAS DA UNICAMP”, DISSERTAÇÃO DE MESTRADO, UNICAMP, CAMPINAS 1997.

Buscando formas mais eficientes de aproveitamento de recursos naturais energéticos, novas tecnologias têm sido descobertas e mesmo as antigas tecnologias têm sido desenvolvidas. Dentro do grupo das que têm sofrido desenvolvimento, a cogeração ocupa local de destaque, mostrando-se ser viável em diversas aplicações do setor industrial e terciário. Este trabalho trata da aplicação de sistemas de cogeração em um hospital, que é o caso mais comum de sistemas de cogeração dentro do setor terciário.

Inicialmente são identificados os sistemas utilizadores e consumidores de energia no hospital de clínicas da Universidade Estadual de Campinas e quantificadas as necessidades energéticas dos principais sistemas.

De posse das informações das características operacionais, procurou-se propor algumas possibilidades de conservação de energia, visando a redução de custos operacionais.

Foi também desenvolvida uma metodologia de caráter técnico e econômico para o estudo de implantação de sistemas de cogeração com motores de combustão interna a gás natural, dimensionados para atender a demanda de base das necessidades de eletricidade do HC.

Finalmente, analisa-se a viabilidade técnico-econômica de sistemas de cogeração, apontando para a situação atual, o seu futuro e as principais barreiras a serem vencidas para a sua difusão.

ABSTRACT

Searching for more efficient uses of energy natural resources, new technologies have been devised and old ones developed. Within the latter group the co-generation of energy is outstanding. It shows to be feasible for several applications in the industrial as well as in the tertiary sectors. This work deals with the application of co-generation systems in a hospital, which is the most common case of co-generation system within the tertiary sector.

First, user's systems and energy consumers were identified in the Clinic Hospital of the State University of Campinas (Unicamp) and later the demand of energy of the main systems were quantified.

Based on the information about operational characteristics , there were proposed some measures for energy conservation aiming at the reduction of operational costs.

In the last part of this work, a methodology of both technical and economic analysis was developed, for the study of implementation of co-generation systems using internal combustion engines fueled by natural gas. These were designed to meet the base load of electricity of the hospital.

As a result of the above mentioned analysis, it was concluded that the co-generation can be both technical and economically feasible. It was also discussed the state-of-the-art, the future and the major obstacles to be overcome for cogeneration diffusion in this country.

AGRADECIMENTOS

Àqueles que, de alguma forma, contribuíram com ensinamentos, informações, amizade e estímulo para que eu superasse as dificuldades técnicas e emocionais encontradas durante o período de realização deste trabalho. Em especial :

- A DEUS, que cada vez mais participa de minha vida.
- A Universidade Estadual de Campinas, que devido a sua estrutura física e humana possibilitou-me obter informações para a realização deste trabalho.
- Ao meu orientador prof. Dr. Waldyr Luiz Ribeiro Gallo pela orientação, sugestões, acompanhamento e dedicação.
- Aos participantes da banca de defesa, Professores Doutores Jorge Isaías Llagostera Beltran e Sílvio Oliveira Júnior.
- Aos funcionários da CPG e do DETF que me ajudaram ao longo destes 30 meses de trabalho.
- Às empresas que contribuíram com informações sobre seus produtos.
- Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPQ).
- A minha família, em especial a minha mãe.
- Ao prof. Dr. Arnaldo César da Silva Walter pelas sugestões.
- Ao engenheiro Ênio Lorenzetti e a todos os funcionários do HC que de alguma forma contribuíram para a realização do trabalho.

ÍNDICE

Capítulo 1 - Introdução.....	1
-------------------------------------	----------

Capítulo 2 - Cogeração - Revisão Bibliográfica

2.1. Introdução.....	6
2.2. Tecnologias de Cogeração.....	7
2.3. Máquina Motora.....	9
2.4. Gerador.....	33
2.5. Sistemas de Recuperação de Calor.....	35
2.6. Sistemas de Controle.....	38
2.7. Dimensionamento do Sistema de Cogeração.....	40
2.8. Métodos de Seleção e Níveis de Cogeração.....	42
2.9. Cogeração com Turbinas a Gás no HC - Unicamp.....	45

Capítulo 3 - Sistemas de Utilidades do Hospital de Clínicas da Unicamp : Descrição e Possibilidades de Conservação de Energia

3.1. Introdução.....	47
3.2. Instalações Elétricas.....	48
3.3. Sistema de Produção, Distribuição e Utilização de Vapor.....	57
3.4. Sistema de Ar Condicionado.....	65
3.5. Sistema de Água Quente.....	78
3.6. Sistema de Produção de Oxigênio Medicinal.....	83
3.7. Sistema de Ar Comprimido.....	86
3.8. Sistema de Vácuo.....	88
3.9. Resumo de Cargas.....	90

Capítulo 4 - Custos Energéticos e Estudos de Caso de Cogeração no Hospital de Clínicas da Unicamp

4.1. Introdução.....	91
4.2. Custo de Compra de Energia Elétrica.....	92
4.3. Custo de Produção de Vapor.....	95
4.4. Custo de produção de Água Quente.....	96
4.5. Introdução aos Estudos de Caso de Cogeração.....	97
4.6. Estudos de Caso - Informações Técnicas.....	100
4.7. Fator de Utilização de Energia.....	116
4.8. Informações Econômicas dos Estudos de Caso.....	118
4.9. Planilha de Viabilidade Econômica.....	121
4.10. Análise de Sensibilidade.....	123

Capítulo 5 - Conclusão.....	143
------------------------------------	------------

Referências Bibliográficas.....	147
--	------------

ANEXO I.....	154
---------------------	------------

LISTA DE FIGURAS

- Figura 2.01. - A) Ciclo Topping.
B) Ciclo Bottoming.
- Figura 2.02. - Sistema de recuperação de calor para a produção de água quente.
- Figura 2.03. - Típico sistema de recuperação de calor do radiador de óleo e do aftercooler.
- Figura 2.04. - Sistema de produção de vapor utilizando-se o calor da água da camisa e dos gases de escape.
- Figura 2.05. - Balanço de energia em motor aspirado.
- Figura 2.06. - Balanço de energia em motor turboalimentado.
- Figura 2.07. - Cogeração com motores de ebulição.
- Figura 2.08. - Efeito do aproveitamento do calor dos gases de escape abaixo de 200° C sobre a área de troca de calor.
- Figura 2.09. - Curva de atenuação de silenciadores.
- Figura 2.10. - Energia térmica recuperada dos gases de exaustão de motor diesel de 600 kW.
- Figura 2.11. - Esquema básico de uma planta a vapor de geração de eletricidade.
- Figura 2.12. - Efeito da taxa de extração sobre a necessidade total de vapor em turbinas de condensação.
- Figura 2.13. - Esquema de turbina de extração e balanço energético.
- Figura 2.14. - Esquema de turbina a gás - ciclo simples.
- Figura 2.15. - Ciclos Brayton ideais para diferentes razões de pressão e mesma temperatura de entrada na turbina.
- Figura 2.16. - Efeito da temperatura ambiente sobre a capacidade de turbinas a gás.
- Figura 2.17. - Efeito da perda de carga na admissão e na exaustão sobre a capacidade de turbinas a gás.
- Figura 2.18. - Curva de eficiência de uma típica turbina a gás.

- Figura 2.19. - Típico sistema de recuperação de calor de turbinas a gás.
- Figura 2.20. - Ciclo combinado.
- Figura 2.21. - Efeito da temperatura ambiente sobre o desempenho do ciclo combinado.
- Figura 2.22. - Curva de eficiência de gerador típico.
- Figura 3.01. - Demanda de eletricidade contratada x registrada na ponta.
- Figura 3.02. - Demanda de eletricidade contratada x registrada fora da ponta.
- Figura 3.03. - Variação no consumo de eletricidade (MWh).
- Figura 3.04. - Demanda média de eletricidade - dias úteis - março de 1996.
- Figura 3.05. - Demanda média de eletricidade - finais de semana e feriados - março de 1996.
- Figura 3.06. - Curva de duração de carga - eletricidade - 12/95 a 03/96.
- Figura 3.07. - Esquema do sistema de produção e distribuição de vapor.
- Figura 3.08. - Demanda média de vapor (kg/h).
- Figura 3.09. - Curva média de duração de carga de vapor.
- Figura 3.10. - Demanda de energia do vapor (kW).
- Figura 3.11. - Compra mensal de óleo combustível do HC.
- Figura 3.12. - Esquema do sistema de ar condicionado (água gelada).
- Figura 3.13. - Termoacumulação com armazenamento total.
- Figura 3.14. - Termoacumulação com armazenamento parcial.
- Figura 3.15. - Entradas / saídas de máquinas de absorção.
- Figura 3.16. - Esquema do sistema de água quente.
- Figura 3.17. - Demanda média de água quente (m^3/h).
- Figura 3.18. - Demanda média de água quente (kW).
- Figura 3.19. - Curva de duração de carga - água quente.
- Figura 3.20. - Sistema de produção de oxigênio medicinal.
- Figura 3.21. - Sistema de ar comprimido - uso medicinal.
- Figura 3.22. - Sistema de produção de vácuo - uso medicinal.
- Figura 4.01. - Diagrama T x S para vapor no boiler.
- Figura 4.02. - Esquema do sistema de cogeração - Caso A.
- Figura 4.03. - Esquema do sistema de cogeração - Caso D.
- Figura 4.04. - Esquema do sistema de cogeração - Caso B.

- Figura 4.05. - Esquema do sistema de cogeração - Caso E.
- Figura 4.06. - Esquema do sistema de cogeração - Caso C.
- Figura 4.07. - Esquema do sistema de cogeração - Caso F.
- Figura 4.08. - Valor presente x custo do gás natural ($i=12\%$).
- Figura 4.09. - Valor presente x custo do gás natural ($i=15\%$).
- Figura 4.10. - Valor presente x custo do gás natural ($i=20\%$).
- Figura 4.11. - Valor presente x horas de operação por ano ($i=15\%$).
- Figura 4.12. - Valor presente x horas de operação por ano ($i=20\%$).
- Figura 4.13. - Valor presente x taxa de desconto (custo do gás R\$ 0,10 / m³).
- Figura 4.14. - Valor presente x taxa de desconto (custo do gás R\$ 0,12 / m³).
- Figura 4.15. - Valor presente x taxa de desconto (custo do gás R\$ 0,14 / m³).
- Figura 4.16. - Valor presente x tarifa de eletricidade ($i = 10\%$).
- Figura 4.17. - Valor presente x tarifa de eletricidade ($i = 20\%$).
- Figura 4.18. - Valor presente x tarifa de eletricidade ($i = 30\%$).
- Figura 4.19. - Valor presente x tarifa de eletricidade ($i = 40\%$).
- Figura 4.20. - Valor presente x custo do gás ($i=20\%$) com financiamento.
- Figura 4.21. - Valor presente x taxa de retorno (com financiamento).
- Figura 4.22. - Valor presente x tarifa de eletricidade ($i=20\%$) com financiamento.
- Figura 4.23. - Valor presente x tarifa de eletricidade ($i=40\%$) com financiamento.
- Figura 4.24. - Payback x tarifa de eletricidade ($i=20\%$).
- Figura 4.25. - Payback x tarifa de eletricidade ($i=20\%$) com financiamento.
- Figura 4.26. - Payback x custo do gás ($i=20\%$) com financiamento.
- Figura 4.27. - Payback x taxa de desconto (com financiamento).

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.01 - Controles do gerador.

Tabela 3.01 - Dados de placa das caldeiras.

Tabela 3.02 - Calor rejeitado pelo sistema de ar condicionado em cargas parciais.

Tabela 3.03 - Custos de máquinas de absorção.

Tabela 3.04 - Resumo de cargas do setor de utilidades do HC.

Tabela 4.01 - Tarifas de eletricidade do grupo A4 - horosazonal azul.

Tabela 4.02 - Balanço de energia em grupo gerador de 900 kW.

Tabela 4.03 - Características operacionais do circuito auxiliar - Casos A e D.

Tabela 4.04 - Características operacionais do circuito principal - Casos A e D.

Tabela 4.05 - Dados da caldeira de recuperação - Casos A e D.

Tabela 4.06 - Balanço de energia em grupo gerador de 450 kW.

Tabela 4.07 - Características operacionais do circuito auxiliar - Casos B e E.

Tabela 4.08 - Características operacionais do circuito principal - Casos B e E.

Tabela 4.09 - Dados da caldeira de recuperação - Casos B e E.

Tabela 4.10 - Balanço de energia em grupo gerador de 375 kW.

Tabela 4.11 - Características operacionais do circuito auxiliar - Casos C e F.

Tabela 4.12 - Características operacionais do circuito principal - Casos C e F.

Tabela 4.13 - Dados da caldeira de recuperação - Casos C e F.

Tabela 4.14 - Fator de utilização de energia nos estudos de caso de cogeração.

Tabela 4.15 - Custo de manutenção dos grupos geradores.

Tabela 4.16 - Custo dos equipamentos do sistema de cogeração.

Tabela 4.17 - Custo médio de investimento.

Tabela 4.18 - Expectativa de custo do gás natural.

Nomenclatura

PB - Payback (anos)

C_{aq} - Custo de produção de água quente (R\$/m³)

C_{aqm} - Custo médio de produção de água quente (R\$/hora)

C_c - Custo de combustível (R\$/m³)

c_c - Consumo de combustível (kW)

C_{cc} - Custo com combustível (R\$/hora)

C_{cc}' - Custo com combustível (R\$/ano)

C_{cel} - Custo com eletricidade (R\$/ano)

C_{cog} - Custo da cogeração (R\$/ano)

C_{cog}' - Custo da cogeração (R\$/MWh)

C_{com} - Custo com óleo e manutenção (R\$/ano)

C_{om} - Custo de óleo e manutenção (R\$/hora)

C_v - Custo de produção de vapor (R\$/kg)

C_{fp} - Consumo de eletricidade fora da ponta (kWh)

C_p - Consumo de eletricidade na ponta (kWh)

D_{aq} - Demanda média de água quente (m³/h)

D_{fp} - Demanda de eletricidade contratada fora da ponta (kW)

D_p - Demanda de eletricidade contratada na ponta (kW)

ΔT - Diferencial de temperatura (°C)

E_{aq} - Economia com aquecimento de água (R\$/ano)

E_v - Economia na produção de vapor (R\$/ano)

E_{cog} - Economia com cogeração (R\$/ano)

F - Fator de conversão de unidades

FUE - Fator de Utilização de Energia

h - entalpia (kJ/kg)

h_{ano} - Horas de operação por ano

i - taxa de desconto (%)

II - Investimento inicial (R\$)

m - fluxo mássico (kg/s)

η - Rendimento

n - número de anos

n_m - número de máquinas

Paq - Parcela da água quente

Pel - Parcela da eletricidade

PCI - Poder calorífico inferior do combustível (kJ/m^3)

P_{liq} - Potência líquida (kW)

Pv - Parcela do vapor

Qaq - Calor necessário para aquecer demanda média de água quente e água de reposição da caldeira (kW)

Q_{ch} - Capacidade nominal dos chillers (TR's)

Qge - Calor dos gases de exaustão (kW)

Qr - Calor rejeitado (kW)

Q_{vp} - Quantidade de vapor produzido com cogeração (kg/h)

RC_{fp} - Redução no consumo de eletricidade fora da ponta (kWh)

RC_p - Redução no consumo de eletricidade na ponta (kWh)

RVF - Redução no valor da fatura (R\$)

TC_{fp} - Tarifa de consumo de eletricidade fora da ponta (R\$/MWh)

TC_p - Tarifa de consumo de eletricidade na ponta (R\$/MWh)

TD_{fp} - Tarifa de demanda de eletricidade contratada fora da ponta (R\$/kW)

TD_p - Tarifa de demanda de eletricidade contratada na ponta (R\$/kW)

Tm_s - Tarifa média de eletricidade no período seco (R\$/MWh)

Tm_u - Tarifa média de eletricidade no período úmido (R\$/MWh)

Tm_a - Tarifa média anual (R\$/MWh)

V_{aqp} - Volume da água quente produzida com cogeração (m^3/h)

VF - Valor da fatura de eletricidade (R\$)

v - volume específico (m^3/kg)

VPE - Valor presente das economias (R\$)

VPL - Valor presente líquido (R\$)

VPT - Valor presente total (R\$)

VR - Valor residual (R\$)

Capítulo 01 - Introdução

O uso de energia, seja de combustíveis ou de eletricidade, está presente em quase todas as atividades do homem no mundo atual, sejam elas atividades de entretenimento ou de trabalho. O aumento do uso dos energéticos está vinculado ao aumento das atividades industriais, ao desenvolvimento tecnológico, ao crescimento populacional, entre outros.

O uso da energia requer um pouco mais de reflexão, não só por causa do aumento da conta com combustíveis e com energia elétrica, mas principalmente por que o uso de combustíveis fósseis em larga escala provoca riscos ambientais devido ao seu manuseio, e a queima de combustíveis produz gases poluentes que lançados na atmosfera, causam efeitos como o efeito estufa e a chuva ácida.

No Brasil, devido a grande quantidade de bacias hidrográficas, a forma predominante de produção de energia elétrica é a hidrelétrica, responsável por 96% da energia elétrica produzida e consumida no Brasil (CORREIO POPULAR, 1996). Forma esta que apesar de não contribuir para a poluição atmosférica e apresentar custos de produção tão baixos quanto US\$ 0,01 / kWh, provoca um desequilíbrio ecológico na região inundada, está limitada a locais favoráveis a sua construção e pode ter sua capacidade reduzida durante os períodos de estiagem.

Na maioria dos países a forma predominante de produção de eletricidade é através de usinas termoelétricas. As usinas termoelétricas utilizam algum tipo de combustível como sua fonte energética. Elas podem ter eficiências variando entre 20% e 60%, na conversão da energia química do combustível em energia elétrica, dependendo da tecnologia empregada. A escolha da tecnologia é definida principalmente pela disponibilidade de combustíveis, regime de operação e investimento necessário.

Os combustíveis utilizados podem estar na forma gasosa, líquida ou sólida. Do ponto de vista de impactos ambientais, o melhor combustível é o gás natural. Os resíduos poluentes provenientes da queima do gás natural

são gases na forma de NO_x , CO_x e hidrocarbonos não queimados. O gás natural é o combustível de menor consequência de aquecimento global por unidade de energia liberada (GAS RESEARCH INSTITUTE, 1995).

O NO_x é um dos responsáveis pela formação da chuva ácida e pelo nível de ozônio na superfície da terra que é o constituinte irritante da névoa (smog). A formação de NO_x na queima do gás natural pode ser menor do que a emitida na queima do carvão e do óleo.

A busca por menores custos produtivos e/ou custos operacionais, bem como a preocupação com o meio ambiente são fatores que determinaram o desenvolvimento de processos energéticos mais eficientes e o surgimento de novas tecnologias de produção de eletricidade (GREEN, 1990).

Dentro desta busca por melhores eficiências, a cogeração se destaca como uma boa alternativa. A utilização de um único combustível para a produção de potência e energia térmica possibilita aos sistemas de cogeração operarem com fator de utilização de energia (FUE) próximo a 80%, enquanto que sistemas térmicos para a produção de eletricidade convencionais possuem eficiência entre 30 e 35%.

A instalação de sistemas de cogeração no setor industrial ou terciário pode possibilitar ao empreendedor, diminuir ou até mesmo extinguir a sua dependência da rede de distribuição de energia elétrica além da redução de custos operacionais.

A difusão de sistemas de cogeração no Brasil esbarra na pequena disponibilidade de gás natural, no pouco conhecimento da tecnologia por parte de técnicos e empreendedores e na inexistência de incentivos políticos e econômicos. A ampliação da oferta de gás natural com a construção do gasoduto Brasil-Bolívia, aliado a custos de fornecimento do gás natural compatíveis com o mercado internacional são fatores que contribuirão na economicidade de sistemas de cogeração.

A tarifa de energia elétrica brasileira é um outro fator que dificulta a difusão da cogeração, já que é uma das mais baratas do mundo, principalmente para os consumidores de alta tensão, que pagam aproximadamente entre R\$ 0,03 e 0,06 / kWh, dependendo da tarifa contratada, do fator de utilização, da concessionária de energia, etc. O

consumidor residencial paga tarifas entre R\$ 0,045 e 0,128 / kWh, dependendo de sua faixa de consumo. LANGSTON (1996), cita que o custo médio de produção de eletricidade nos Estados Unidos e no Reino Unido é em torno de U\$ 0,03 / kWh e que o preço de venda nos países industrializados varia entre U\$ 0,04 e 0,20 / kWh. Os valores apresentados revelam que o consumidor brasileiro residencial é o único a estar pagando tarifas compatíveis com a tarifa média dos países industrializados.

Uma outra questão que dificulta a difusão da cogeração no Brasil é a imposição de dificuldades por parte das concessionárias de energia quando consultadas por empreendedores interessados na cogeração. Aliás, as experiências internacionais mostram que as concessionárias de eletricidade tendem, em primeiro instante, a inibir a cogeração como alternativa de expansão do sistema, tendo em vista dificuldades no gerenciamento, perdas de receitas e perda de poder da empresa (SILVEIRA, 1994).

Um último fator de estímulo à difusão da cogeração a ser considerado é a existência ou não de linhas de crédito que dêem fomento aos sistemas de cogeração. Este incentivo governamental poderia ser justificado pelo benefício ao meio ambiente, pela geração de um novo mercado de prestação de serviços, pelo desenvolvimento de mercados industriais já existentes e por atraírem empresas fabricantes de máquinas e equipamentos a se instalarem no país.

Nos países onde os critérios acima mencionados são favoráveis, os sistemas de cogeração têm se difundido entre os estabelecimentos que necessitam de energia elétrica e térmica. Os sistemas, quando corretamente desenvolvidos, produzem grandes economias e conseguem períodos de amortização do investimento entre 2 e 4 anos.

O segmento industrial é o setor da economia a ser mais beneficiado com instalações de cogeração, já que grande parte das indústrias necessitam de energia térmica e de energia elétrica. Algumas inclusive podem aproveitar-se de seus rejeitos de processo para obterem economia e até receita através de sistemas de cogeração, como é o caso das indústrias de açúcar e álcool, das siderúrgicas e das de papel e celulose (COELHO, IENO e ZYLBERSZTAJN, 1995).

Alguns estabelecimentos do setor terciário (serviços) também apresentam grande potencial para a aplicação de sistemas de cogeração. Entre estes destaca-se os centros de convenções, shopping centers, hotéis e hospitais.

Os hospitais são responsáveis por uma grande parcela dos sistemas de cogeração atualmente existentes no setor terciário no mundo. Como maior consumidor de energia por metro quadrado dentro do setor terciário e devido a necessidades simultâneas de energia térmica e elétrica, os hospitais se tornaram o melhor caso de aplicação de cogeração do setor.

A energia elétrica consumida nos hospitais é utilizada para iluminação, em equipamentos hospitalares, no condicionamento ambiental (ventilação, calefação, resfriamento) e no acionamento de máquinas (bombas, compressores, bombas de vácuo, caldeiras, etc). A energia térmica geralmente produzida em caldeiras, na forma de vapor saturado, é destinada à cocção de alimentos, esterilização de equipamentos cirúrgicos, lavagem e secagem de roupas, aquecimento de água para fins sanitários, etc.

O presente trabalho visa difundir a aplicação de sistemas de cogeração dentro do setor terciário. Para cumprir tal finalidade, o mesmo foi desenvolvido levando-se em consideração as características reais de demanda e consumo de energia do Hospital de Clínicas da Unicamp.

O trabalho apresenta um capítulo de revisão bibliográfica de cogeração, onde são mostradas as principais configurações de sistemas de cogeração, as possibilidades de recuperação de energia de cada tipo de máquina motora comercialmente disponível, os controles e equipamentos necessários para a recuperação da energia, os controles e equipamentos necessários para o paralelismo elétrico entre máquinas motoras e a rede elétrica, os métodos de seleção e de dimensionamento do sistema.

No capítulo 3 procurou-se fazer um levantamento das instalações usuárias de energia do HC, identificando o modo operacional, quantificando as necessidades energéticas e desenvolvendo formas mais econômicas de operação, visando a conservação de energia. Além disso, procurou-se citar algumas possibilidades técnicas de conservação de energia no setor de utilidades do HC.

De posse dos dados de demanda de energia térmica e elétrica e da simultaneidade destas demandas, foram desenvolvidos estudos de caso de cogeração utilizando motores de combustão interna (capítulo 4). Nos estudos de caso (um total de 6) foram feitas discussões técnicas a respeito dos equipamentos envolvidos e da forma de operação, análise de custo de investimento e análises de sensibilidade econômica prevendo-se alguns possíveis cenários para algumas das muitas variáveis envolvidas.

O capítulo 5 apresenta as conclusões e recomendações sobre as possibilidades de conservação de energia e os seus efeitos sobre os consumos energéticos atuais. Conclui-se também sobre a viabilidade técnica e econômica de sistemas de cogeração com motores de combustão interna, apontando o tempo de retorno do investimento (payback) para valores de custos de combustível e de energia elétrica para algumas situações de taxas de desconto, horas de operação por ano e financiamento.

Capítulo 02 - Cogeração - Revisão Bibliográfica

2.1. Introdução

Cogeração é a produção simultânea de duas formas úteis de energia - energia térmica e potência - a partir de um único energético, fazendo desta maneira, uso eficiente das limitadas fontes energéticas. A energia térmica rejeitada por um processo é a energia necessária para um processo subsequente. A cogeração pode ser empregada em qualquer processo onde haja a necessidade de aquecimento ou resfriamento. O principal campo de aplicação da cogeração é o setor industrial (DIESEL AND GAS TURBINE WORLDWIDE, 1988; FOURNIER, 1988; WAUKESHA) , onde há diversas possibilidades de uso da energia térmica rejeitada, e em algumas situações há rejeitos de processos industriais que podem ser usados como combustíveis, porém há outros campos onde a cogeração têm sido aplicada com bastante sucesso, como por exemplo : hospitais (PICCININI, 1994; SILVEIRA, 1994; DIESEL AND GAS TURBINE WORLDWIDE, 1993; MANNING, 1996), campus universitário (HITE and FIELDING, 1985; KOSLA, SHEPHERD and ORBACH, 1985), hotéis, shopping centers (NOGUEIRA E SANTOS, 1995), complexos residenciais, etc.

A cogeração pode representar uma boa oportunidade de investimento, pois o preço da energia elétrica e dos combustíveis comumente empregados na produção de energia térmica, têm tido grandes altas durante os últimos anos, e há expectativa de que continuem crescendo durante os próximos. A expectativa de crescimento do custo de energéticos primários e secundários no Brasil se deve, entre outras razões, a privatização das estatais que controlam estes mercados, a pressões de grupos ambientalistas contra o uso excessivo de energéticos, e a escassez de reservas naturais.

A utilização do calor que é geralmente rejeitado para o meio ambiente em instalações térmicas para a geração de eletricidade, possibilita aos sistemas de cogeração operarem com eficiências maiores que aquelas

encontradas quando energia térmica e potência são produzidos em processos distintos. Isto torna os sistemas de cogeração atrativos sob o ponto de vista técnico (eficiência termodinâmica) e ambiental (ALLEN and MACDONALD, 1995).

2.2. Tecnologias de Cogeração

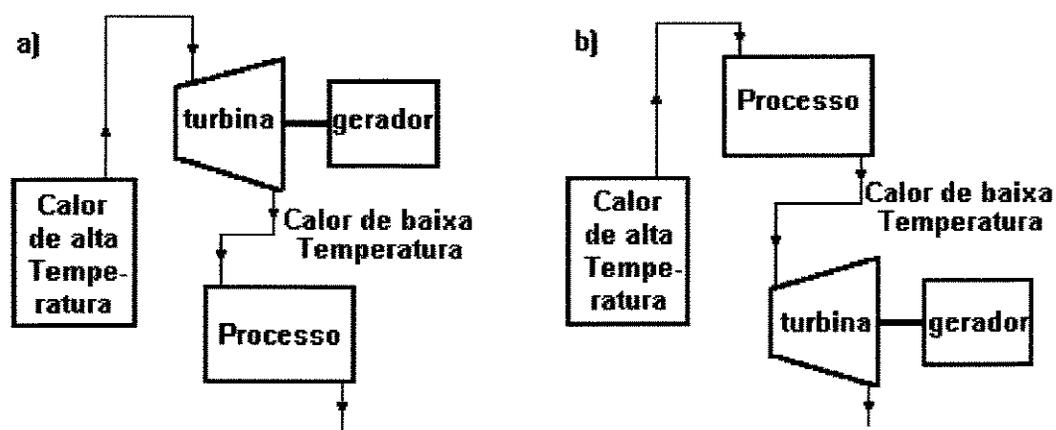
A cogeração é uma concepção onde potência e energia térmica são sequencialmente produzidas a partir de uma única fonte energética. A aplicação desta concepção pode ser muito diversificada, utilizando-se diferentes tecnologias, porém o coração de qualquer sistema de cogeração é a máquina motora (prime mover) que converte energia térmica ou química em potência. As máquinas motoras, comercialmente disponíveis, mais comumente empregadas em sistemas de cogeração, incluem os motores de combustão interna, turbinas a gás e as turbinas a vapor. Existem outras tecnologias que estão sendo estudadas e implantadas em fase experimental (células de combustível) e outras que foram utilizadas em cogeração no passado (motores alternativos a vapor). As máquinas motoras oferecem potencial para a cogeração dentro de uma larga faixa de capacidades (desde algumas poucas centenas de watts até centenas de megawatts) e diferentes performances (ORLANDO, 1991).

Na cogeração ocorre uma cascata energética que tende a diminuir as perdas verificadas pela segunda lei da termodinâmica na conversão da energia dos combustíveis fósseis em potência de eixo (CESPEDES e OLIVEIRA, 1995; KOTAS, 1985).

As tecnologias de cogeração são divididas dentro de dois grupos, dependendo de como ela é integrada dentro do processo de produção. Estes dois grupos são : ciclos topping e ciclos bottoming. No ciclo topping, a geração de potência é anterior ao processo que necessita de energia térmica a baixa ou média temperatura ; no ciclo bottoming a geração de potência se dá após o processo que necessita de alta temperatura (HU, 1985).

A escolha entre sistemas que operam em ciclo topping ou em ciclo

bottoming deve ser feita com base nas necessidades dos níveis de energia térmica do cogeador. Por exemplo, em instalações industriais onde um processo qualquer necessita de vapor de alta pressão e temperatura e rejeita vapor a média pressão e temperatura, existe a possibilidade de se implantar um sistema de cogeração de ciclo bottoming. Se a necessidade de vapor do processo for a média pressão e temperatura, um sistema de cogeração de ciclo topping pode ser implantado.



**Figura 2.01. - a) Ciclo Topping
b) Ciclo Bottoming**

A figura 2.01 mostra um esquema do ciclo topping e do ciclo bottoming utilizados em sistemas de cogeração com turbinas a vapor.

O número de tecnologias de sistemas de cogeração disponíveis para o cogeador são determinadas pelas fontes energéticas disponíveis e suas necessidades em termos de aplicação. As tecnologias são classificadas de acordo com o tipo de máquina motora (HU, 1985).

Os componentes básicos de uma planta cogeadora são (ASHRAE, 1992) :

- a) Máquina motora.
- b) Gerador.
- c) Sistemas de recuperação de calor.
- d) Sistemas de controle.
- e) Sistemas de transmissão e distribuição de eletricidade e energia térmica.

f) Conexão aos sistemas mecânicos e elétricos do empreendimento.

Os sistemas de cogeração comercialmente disponíveis incluem turbinas a vapor, turbinas a gás, ciclos combinados e motores de combustão interna.

Quando a condição operacional do sistema variar de acordo com as necessidades da instalação (térmica ou elétrica), os dados de performance e de custo para cada sistema devem incluir a condição de operação da máquina motora e dos demais componentes à plena carga e em cargas parciais. Sistemas dimensionados para operarem de acordo com a variação das necessidades de energia elétrica (paridade elétrica) ou das necessidades térmicas (paridade térmica) operam a cargas parciais por grande parte do tempo. As máquinas motoras apresentam queda de eficiência quando operam em cargas parciais; esta queda de eficiência pode ser conhecida através de curvas de desempenho em cargas parciais. A simulação do tempo de operação em cada situação de carga deve ser prevista dentro da análise de viabilidade econômica. Geralmente esta simulação é feita através do uso de programas computacionais desenvolvidos para esta finalidade.

2.3. Máquina Motora

É o componente básico de um sistema de cogeração, transforma energia do combustível ou energia térmica em trabalho de eixo. A seguir comentaremos as características principais de cada uma das máquinas motoras mais comumente empregadas em sistemas de cogeração.

2.3.1. - Motores de Combustão Interna

São máquinas bastante comuns em sistemas de cogeração de pequeno e médio porte. Possuem elevada relação potência/calor, portanto são indicados para lugares onde a demanda de energia térmica é igual ou um pouco superior à demanda de energia elétrica.

Os motores podem ser classificados em automotivos, automotivos fora

de estrada (off road), marítimos e industriais. Os motores automotivos têm sido limitados a aplicações de 100 kW ou menos, enquanto os fora de estrada e os industriais têm sido usados em sistemas de cogeração entre 100 kW e 2 MW. Motores marítimos de baixa rotação têm sido usados em aplicações entre poucos megawatts e até 50 MW.

Os motores de combustão interna podem ser de ciclo Diesel ou Otto; os de ciclo Diesel são motores de auto-ignição, são geralmente mais eficientes e trabalham com menores rotações. Os de ciclo Otto possuem ignição por centelha.

Os motores operam geralmente entre 120 e 1800 rpm. A rotação do motor depende do seu tamanho, de características do fabricante, do gerador, e do tempo desejado entre rotinas de manutenção. Os motores a gás natural são geralmente selecionados para operar entre 12000 e 18000 horas entre rotinas de manutenção menores, e acima de 36000 horas entre rotinas de manutenção maiores. Os maiores valores de intervalos horários entre manutenções correspondem a motores que operam com menores velocidades.

ORLANDO (1991) comenta que os motores de mais alta rotação utilizam combustíveis leves, enquanto que motores de alta potência e baixa rotação (abaixo de 300 rpm), exigem maior investimento, mas podem alcançar eficiências de 45% e utilizar óleos combustíveis pesados.

Os componentes de um motor de combustão incluem o sistema de partida, o sistema de injeção de combustível, sistema de ignição (ciclo Otto), câmara de combustão, sistemas de coleta e remoção dos gases de escape, sistema de lubrificação, virabrequim, sistema de transmissão de potência (pistões, bielas, anéis, etc) e o volante. Alguns motores também incrementam a potência fornecida através do uso de turbocompressores (compressores do ar de admissão movidos por turbinas nos gases de exaustão) que aumentam a quantidade de ar inserida nas câmaras de combustão. Os motores apresentam eficiência entre 20 e 45% na conversão de energia do combustível para potência de eixo (ASHRAE, 1992).

O aproveitamento de energia térmica em sistemas com motores de combustão interna ocorre com a utilização da energia dos gases de

exaustão, do fluido de refrigeração e do fluido de lubrificação. As figuras seguintes apresentam algumas formas de montagens de sistemas de cogeração com motores de combustão interna.

A figura 2.02 representa uma montagem típica utilizada para o aproveitamento da energia da água da camisa e da energia dos gases de escape para a produção de água quente. Percebe-se um trocador de calor para a recuperação de calor e um segundo trocador usado para a rejeição de calor durante os períodos de baixa demanda. O controle da quantidade de água que passa pelos trocadores é feito por válvulas de três vias motorizadas que são operadas por sensores de temperatura.

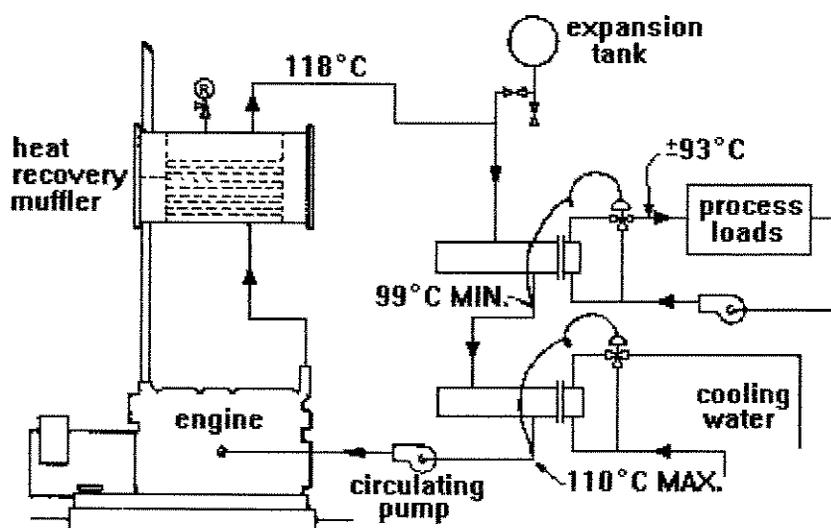


Figura 2.02.- Sistema de recuperação de calor para a produção de água quente (Fonte : ASHRAE, 1992)

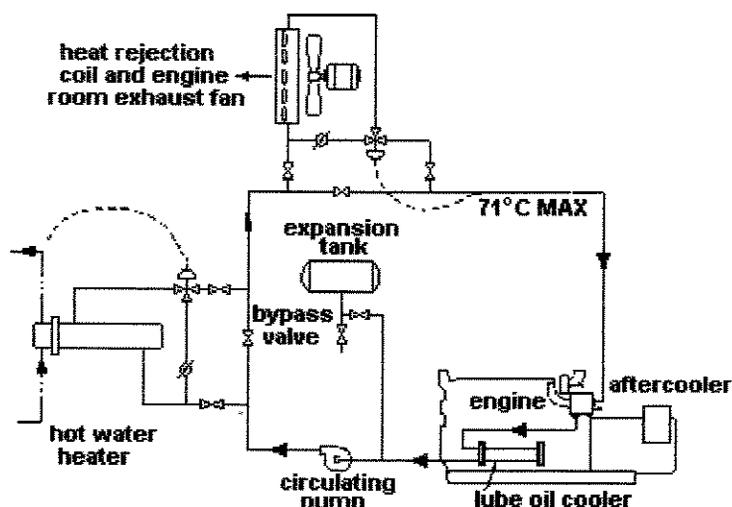


Figura 2.03.- Típico sistema de recuperação de calor do óleo com aftercooler.(Fonte: ASHRAE, 1992)

A figura 2.03 ilustra uma possível montagem de sistema recuperador de energia do aftercooler e do óleo lubrificante de motores de combustão interna. Nesta montagem também temos dois trocadores de calor, sendo um do tipo casco tubo para a recuperação de calor e outro (radiador) para a rejeição. O controle é feito por válvulas de três vias motorizadas.

A figura 2.04 representa uma instalação de cogeração onde aproveita-se a energia da água da camisa e dos gases de escape para a produção de vapor. A água é circulada por bomba, sendo que a água quente na saída do motor é inserida em trocador de calor dos gases de escape (também tem função de silenciador) onde ocorre a vaporização da mesma. O condensado retorna para o motor para seu resfriamento.

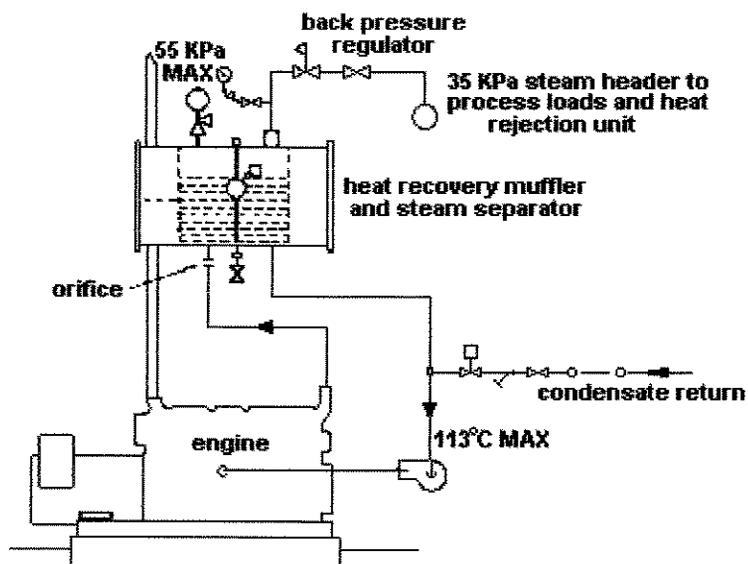


Figura 2.04.- Sistema de produção de vapor utilizando-se o calor da água da camisa e dos gases de escape [Fonte : ASHRAE, 1992]

Os sistemas de cogeração com motores de combustão interna requerem curtos períodos de instalação, são simples de se fazer a manutenção (já que seu princípio está muito difundido) e existe a possibilidade de construção modular. Justamente por serem sistemas modulares e serem entregues já montados ao usuário, o seu tempo de

construção é pequeno (WALTER, 1994; POHLMEIER AND DRUFFNER, 1995).

Os motores de combustão interna, quando comparados com turbinas a gás ou com turbinas a vapor, possuem menores intervalos de funcionamento contínuo, já que devido à grande quantidade de peças móveis possuem maiores necessidades em termos de manutenção.

Uma outra característica importante de ser descrita, é quanto às parcelas de potência e de energia térmica dos gases de exaustão, do sistema de arrefecimento e do óleo lubrificante que podem ser obtidos quando o motor trabalha à plena carga ou em regime parcial de funcionamento. As figuras 2.05 e 2.06 apresentam estas variações para motores aspirados e turboalimentados respectivamente, trabalhando em situações de carga variadas.

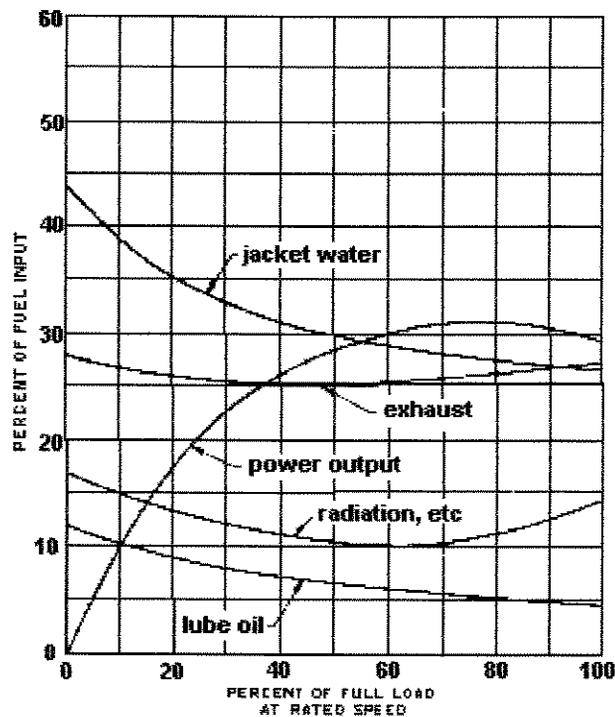


Figura 2.05. - Balanço de energia em motor aspirado
[Fonte : ASHRAE, 1992]

A comparação entre as figuras 2.05 e 2.06 permite-nos visualizar o acréscimo de potência produzida devido à existência do turboalimentador e também as diferenças entre as parcelas de energia dos gases de exaustão,

da água da camisa, do óleo lubrificante, etc.

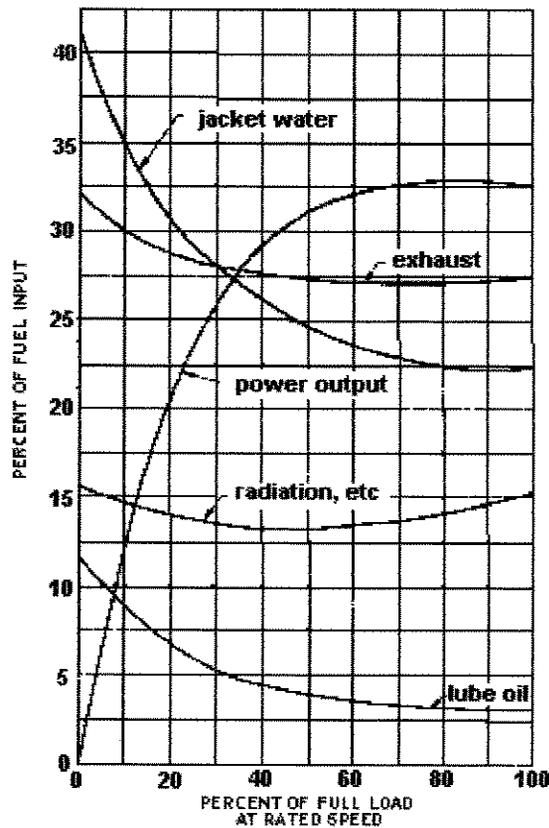


Figura 2.06. - Balanço de energia em motor turboalimentado [Fonte : ASHRAE, 1992]

A existência dos fluidos de refrigeração e de lubrificação também requer cuidados de manutenção. O tratamento da água de arrefecimento e as trocas do fluido de lubrificação não podem deixar de serem observadas.

Quanto ao custo de manutenção, ORLANDO (1991) cita que para motores menores ou iguais a 100 kW, operando com gás natural ou combustíveis leves, irá variar entre U\$ 1,00 e U\$ 1,50 por hora de funcionamento. Motores na faixa entre 100 kW e 1000 kW terão custo de manutenção entre U\$ 0,0075 e U\$ 0,015 por kWh. Motores de maior potência terão custos de manutenção levemente inferiores. O uso de combustíveis pesados ou a sua operação em ambientes sujos podem incrementar os custos acima mencionados entre 50 e 100%.

Os gases de exaustão dos motores de combustão interna podem ser usados para a produção de vapor. Alguns motores são chamados de motores de ebulição, pois a água de arrefecimento contida no bloco do motor

entra em ebulição, produzindo vapor a baixa pressão. A figura 2.07 ilustra um esquema de recuperação de calor em motores de ebulição.

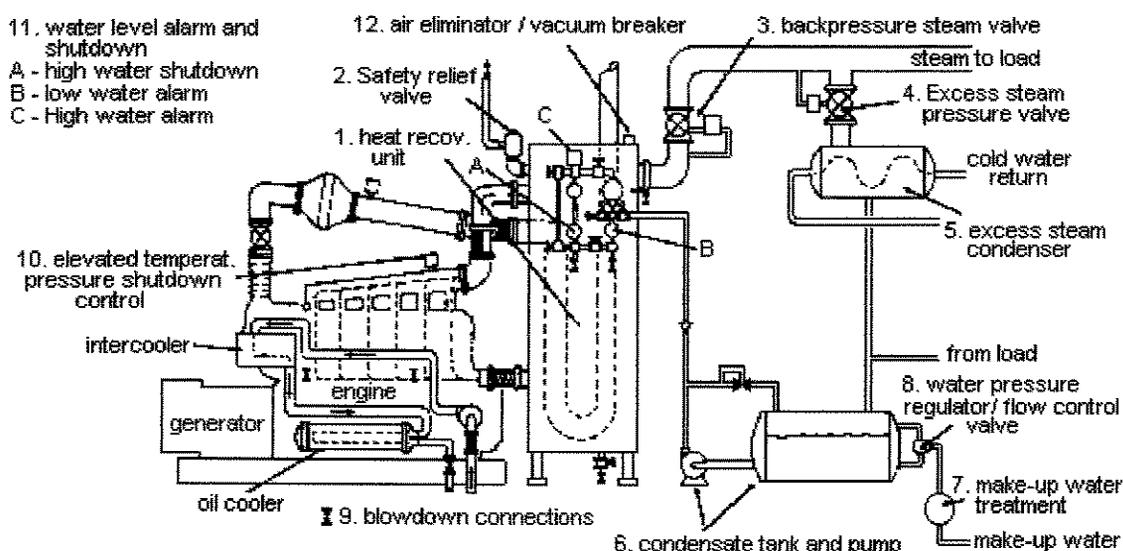


Figura 2.07. - Cogeração com motores de ebulição [Fonte : Waukesha, 1988]

A recuperação de energia do sistema de arrefecimento e do sistema de lubrificação está limitada pelas baixas temperaturas destes fluidos (entre 75° C e 105° C). A recuperação de energia destas fontes é geralmente utilizada na produção de água quente para uso doméstico/sanitário e para pré-aquecimento de água de caldeira.

A Associação dos Fabricantes de Motores Diesel (DEMA - Diesel Engine Manufacturers Association - de acordo com ASHRAE 1992) recomenda que a energia dos gases de exaustão não seja aproveitada a temperaturas menores do que 120° C. Muitos fabricantes de caldeiras de recuperação se baseiam numa temperatura mínima de exaustão de 150° C, prevenindo-se desta maneira a condensação do vapor de água e a conseqüente formação de ácidos na tubulação de exaustão.

É importante também que se preveja a temperatura dos gases de exaustão quando o motor operar a cargas parciais por um longo período. Dependendo da temperatura inicial dos gases de exaustão, aproximadamente 50%-60% do calor exaurido pode ser aproveitado.

O problema da condensação do vapor de água contido nos gases de exaustão ocorre quando se ultrapassa o ponto de orvalho. Este ponto varia

com o combustível utilizado e com as condições atmosféricas, sendo usual a faixa de 52° C - 66° C. Um segundo ponto que deve ser analisado, se refere a quanto deve ser aumentada a superfície de troca de calor para que se reduza a temperatura dos gases de exaustão a níveis inferiores a 200°C. A figura 2.08 apresenta esta relação.

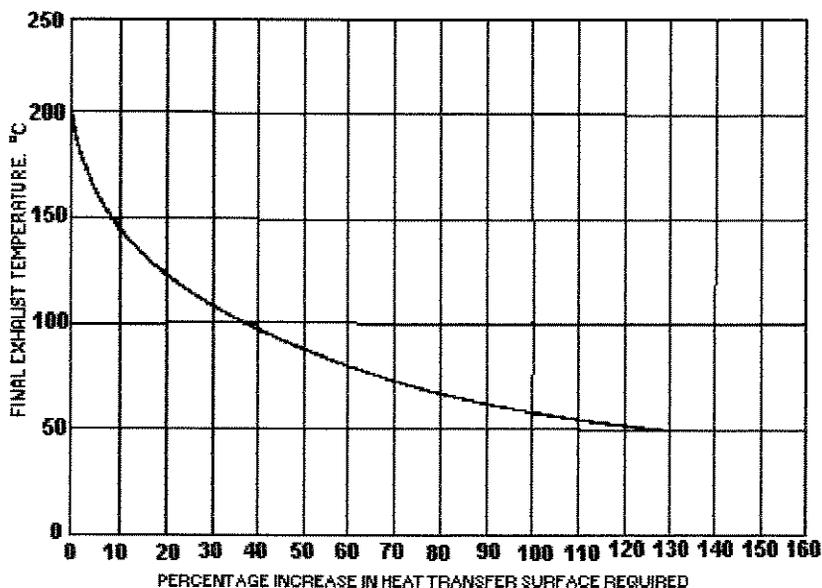


Figura 2.08.- Efeito do aproveitamento do calor dos gases de escape abaixo de 200°C sobre a área de troca de calor [Fonte : ASHRAE, 1992]

Percebe-se que a redução da temperatura a níveis inferiores a 200° C, requer um aumento significativo da área de troca de calor, gerando um maior custo de aquisição do trocador de calor.

Um outro aspecto que deve ser analisado é com relação ao nível de ruído dos motores de combustão interna quando utilizados em sistemas de cogeração, já que dependendo do local onde o sistema será instalado, pode haver transtornos com fontes geradoras de ruídos. As fontes de ruído de motores de combustão interna são duas, a primeira é o próprio motor e a segunda é o ruído proveniente dos gases de exaustão.

O tratamento acústico da casa de máquinas e o uso de abafadores de ruído (silencioso) são as alternativas mais comuns quando se deseja a redução do nível de ruído ambiente. As unidades de recuperação de calor dos gases de escape fazem o papel dos silenciadores.

A figura 2.09 representa a atenuação em decibéis obtida com o uso de silenciadores típicos em motores de combustão interna.

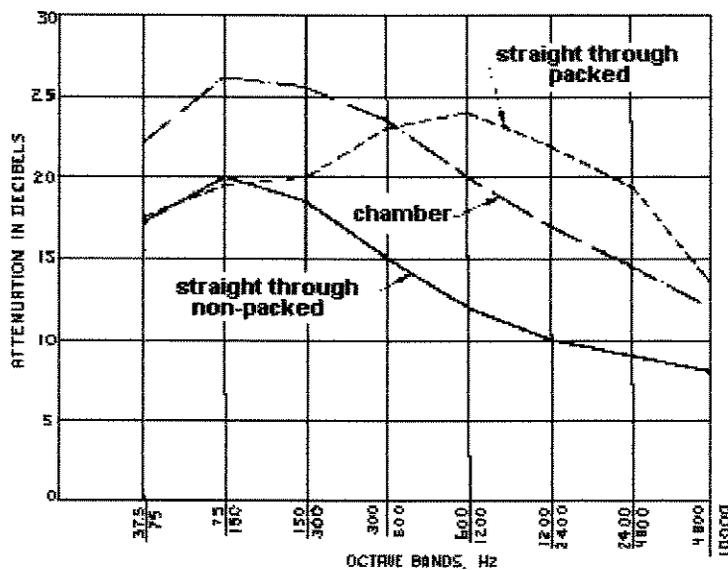


Figura 2.09. - Curva de atenuação de silenciadores
(Fonte : ASHRAE, 1992)

No hospital de Moseley em Birmingham - Inglaterra foi implantado um sistema de cogeração utilizando um motor de combustão interna de 110 kW movido a gás natural. A previsão de economia na compra de combustíveis é de U\$35.000 por ano, economia esta que permitirá um tempo de retorno (payback) inferior a 5 anos. Embora o hospital encontre-se em área residencial, o nível de ruído atingido não criou problemas com a vizinhança (DIESEL AND GAS TURBINE WORLDWIDE, 1993).

A maioria das instalações de cogeração que utilizam motores de combustão interna emprega o gás natural (GAS RESEARCH INSTITUTE, 1985). Entretanto, dependendo das características de custo de eletricidade, custo e disponibilidade de combustíveis, incentivos, etc , é possível se achar viabilidade econômica em sistemas de cogeração com motores de combustão interna movidos por outros tipos de combustíveis. TASSOU, VOTSIS e KERAVNOV (1993) desenvolveram estudos de cogeração na ilha de Chipre. Devido a inexistência de gás natural na ilha, optou-se por utilizar-se motores de combustão interna movidos a óleo diesel. Os estudos foram dirigidos para o setor doméstico, comercial e industrial, sendo que para as

melhores opções foram encontrados períodos de payback entre 2 e 3 anos.

Uma instalação bastante interessante encontra-se em operação desde 1989 na cidade de Barcelona - Espanha. Trata-se de um sistema de cogeração com três motores de combustão interna de ebulição de 1280 kW / cada. O sistema aproveita os gases de exaustão dos motores a gás natural para a produção de dióxido de carbono (CO_2) que será usado na produção de bebidas gaseificadas. O processo consiste em se passar os gases por um purificador de gases, onde ele é lavado e resfriado até a temperatura desejada para o processo de absorção. No processo de absorção o CO_2 é separado dos outros gases por um fluxo, em sentido contrário, de uma solução altamente alcalina, a qual fixa o CO_2 enquanto os outros gases são descarregados na atmosfera. A solução alcalina rica em CO_2 é aquecida pelo vapor proveniente dos motores de ebulição, aquecimento este que provoca a liberação do CO_2 . A solução alcalina retorna para o processo de absorção, enquanto que o CO_2 úmido é secado em reatores de absorção, purificados em filtros de carvão ativado, comprimido a 15 bar e então resfriado a -30°C para ser armazenado na forma líquida antes de ser utilizado (DIESEL AND GAS TURBINE WORLDWIDE, 1991).

Além de todas as características do trocador de calor dos gases de exaustão já descritas, deve-se ainda prever que o mesmo permita fácil inspeção e limpeza no lado dos gases de exaustão e no lado da água. Nos sistemas com motores a diesel deve-se ainda, prever uma maneira de remoção da fuligem, pois a mesma pode rapidamente reduzir a eficiência da transferência de calor, como é mostrado na figura 2.10.

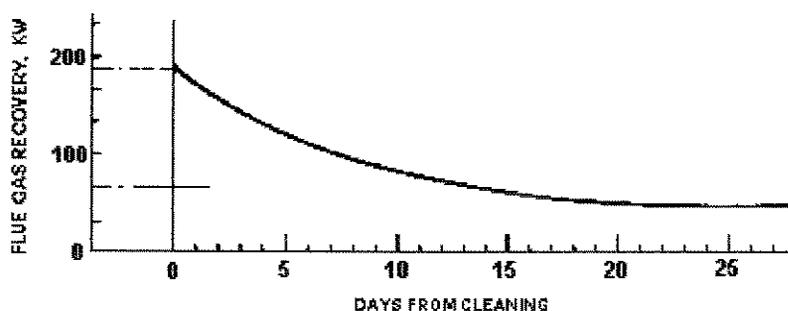


Figura 2.10. - Energia térmica recuperada dos gases de exaustão de motor diesel de 600 KW.
[Fonte : ASHRAE, 1992]

Com relação a emissão de poluentes, as emissões de óxidos nitrosos (NO_x), monóxido de carbono (CO) e hidrocarbonetos não queimados são preocupantes com qualquer tipo de combustível empregado, enquanto que com motores operando com óleo deve-se preocupar ainda, com o controle da emissão de óxidos de enxofre (SO_x) (ORLANDO, 1991).

Os dois componentes chamados de NO_x são o óxido de nitrogênio (NO) e o dióxido de nitrogênio (NO_2). O óxido de nitrogênio é o principal constituinte formado durante a combustão. Na combustão de gás natural ele representa aproximadamente 90-95% do total de NO_x . O NO têm vida curta na atmosfera já que ele reage com o O_2 e com o O_3 formando o NO_2 . O NO_2 reage com outros gases da atmosfera e produz o ácido nítrico (HNO_3) que contribui para a formação da chuva ácida (TEEKARAM, 1992).

O uso de motores de combustão interna em instalações sem o aproveitamento do calor residual também é bastante comum. Motores em standby, prontos para operarem no caso de falha da rede, ou para operarem nas horas de tarifa de ponta, podem dar ao empreendimento um nível de segurança de auto-suficiência da concessionária de energia.

Com condições econômicas favoráveis sistemas utilizando motores de combustão interna para o acionamento de equipamentos têm sido empregados com sucesso. OTTMER (1994) acompanhou start-up das instalações mecânicas e térmicas do aeroporto de Denver. Três chillers com compressores centrífugos de 4000 TR's cada foram instalados, o acionamento dos compressores é através de motores de combustão interna a gás natural de 2500 Hp. Não há aproveitamento de calor residual.

2.3.2. Turbinas a vapor

Turbinas a vapor, operando em ciclo Rankine, são o tipo mais comum de instalações de geração de eletricidade a partir de fontes térmicas, sendo que em alguns países desenvolvidos constituem a principal forma de conversão. Desde a sua introdução no começo do século, elas têm sido os sistemas mais utilizados na produção centralizada de potência, com

constante e contínuo desenvolvimento da tecnologia básica. Com grande acessibilidade e a capacidade de queimar quase todos os combustíveis, inclusive rejeitos de alguns processos, estes sistemas têm sido aplicados pelas concessionárias de energia, em plantas de potência industriais e em sistemas de cogeração.

Uma planta de vapor básica consiste de uma caldeira (que produz vapor superaquecido a alta pressão), uma turbina a vapor onde o vapor é expandido produzindo potência mecânica, um condensador onde o vapor rejeitado pela turbina é resfriado e condensado, se transformando em água líquida, e uma bomba que retorna o condensado para a caldeira. A figura 2.11 ilustra a montagem básica de uma planta a vapor.

Plantas a vapor possuem eficiências que podem variar desde 15% até acima de 35%. Em geral as turbinas de pequena capacidade possuem menores eficiências que as maiores.

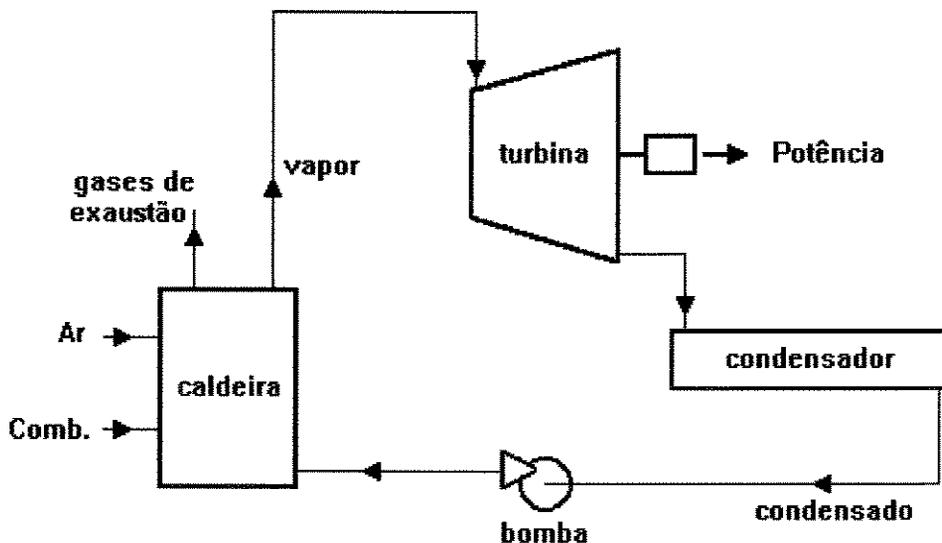


Figura 2.11. - Esquema básico de uma planta a vapor de geração de eletricidade

Existem dois tipos de turbinas a vapor : as turbinas de condensação, que operam com pressões de saída menores que a atmosférica e requerem condensadores e bombas que operem em vácuo; e as turbinas de contrapressão que operam com pressões de descarga superiores à pressão atmosférica. Se todo o vapor exaurido pela turbina de contrapressão for

utilizado, teremos um sistema de cogeração utilizando turbinas a vapor com máxima eficiência.

Entretanto, se a necessidade de eletricidade e energia térmica da instalação não absorver todos os produtos da turbina, o perfil que for menor deve ser seguido, e a redução na quantidade de energia gerada ou do vapor produzido deve ser aceito. A eficiência anual pode ser alta se a instalação operar com necessidades compatíveis e simultâneas de calor e potência por períodos substanciais (ASHRAE, 1992).

O uso de turbinas de condensação é limitado a ciclos bottoming. O vapor rejeitado pelo processo pode ser mais eficientemente aproveitado pelas turbinas de condensação do que pelas turbinas de contrapressão.

Tanto as turbinas de contrapressão como as de condensação podem ser utilizadas como turbinas de extração. Parte do vapor que passa pela turbina de extração expande-se parcialmente até a temperatura e pressão requeridos pelo processo, enquanto que o restante segue para os estágios de baixa pressão. A vantagem das turbinas de extração está na maior flexibilidade de se ajustar a cargas elétricas e térmicas não coincidentes.

A figura 2.12 mostra a performance de uma turbina de condensação de 1500 kW, indicando o efeito da extração de quantidades de vapor na quantidade de vapor total necessário.

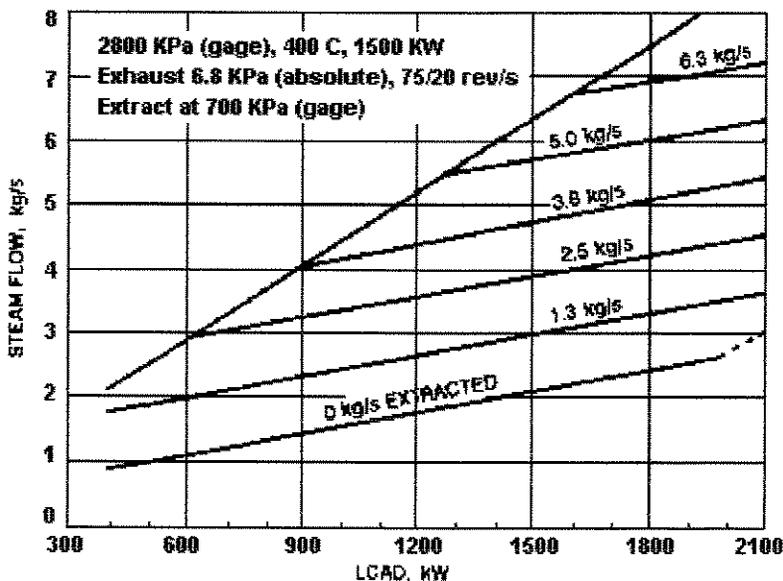


Figura 2.12. - Efeito da taxa de extração sobre a necessidade total de vapor em turbinas de condensação [Fonte : ASHRAE, 1992]

Quando não há extração e se deseja a produção de 1500 kW, são necessários 2,2 kg/s de vapor (5,29 kg/kWh). Quando desejamos extrair 5,7 kg/s e obtermos os mesmos 1500 kW, necessitaremos de 6,2 kg/s de vapor, portanto precisaremos gerar apenas 0,5 kg de vapor a mais do que o extraído. A quantidade de energia transformada em potência é representada pela soma entre o fluxo mássico que atravessa a turbina (neste caso 1,2 kg/kWh) multiplicado pela variação de entalpia entre a entrada e a saída da turbina e o fluxo mássico de extração multiplicado pela variação de entalpia entre a entrada e a extração. De fato, quanto maior a extração maior a eficiência global do sistema. Entretanto quando a extração for total, uma porção significativa de vapor, com a finalidade de resfriar, deve passar pelos estágios finais da turbina para ser condensado, e nesta condição uma simples turbina de contrapressão operará de forma mais eficiente se todo o vapor exaurido puder ser utilizado (ASHRAE, 1992).

A figura 2.13 ilustra o balanço de energia em uma turbina de extração.

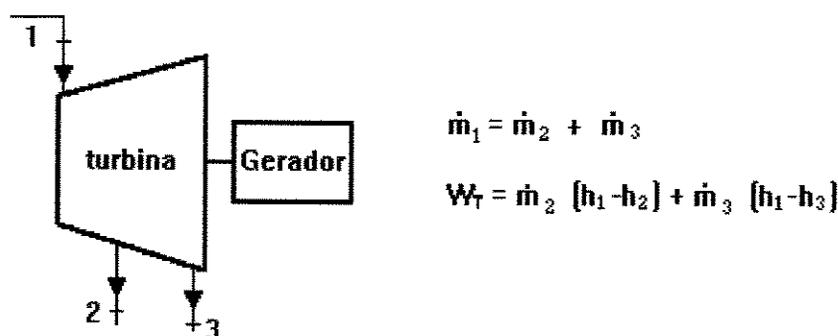


Figura 2.13. - Esquema de turbina de extração e balanço energético

Alguns países europeus desenvolveram uma maneira de aplicação de turbinas a vapor em sistemas de cogeração denominados de calor distrital (district heating). Nestes sistemas o vapor rejeitado pela turbina é utilizado para o aquecimento de água que é distribuída para os bairros vizinhos à planta de geração, ou ainda, o vapor é vendido a indústrias vizinhas à planta.

A água quente distribuída para as casas pode ser utilizada para uso sanitário ou ainda para aquecimento ambiental.

A simultaneidade da razão calor / potência por longos períodos pode

fazer sistemas de produção de potência a vapor extremamente eficientes em termos energéticos, conforme evidenciado pelo uso destes sistemas para a produção de eletricidade e calor distrital em regiões frias do mundo (WILLIAMS and HESSAMI, 1993).

Questões ambientais envolvendo uso de sistemas a vapor se referem ao ar e a água. A emissão de poluentes gasosos é similar a dos outros equipamentos que realizam combustão, exceto que a possibilidade de se usar combustíveis sólidos adiciona preocupações com materiais particulados. Sistemas que utilizam carvão e óleo devem limitar a emissão de óxidos de enxofre (SO_x).

Plantas com turbinas de condensação rejeitam grandes quantidades de calor a baixas temperaturas, para a atmosfera, para rios ou para lagos. Em áreas onde há a preocupação com a poluição térmica das águas recomenda-se o uso de torres de resfriamento (ORLANDO, 1991).

2.3.3. - Turbinas a gás

As turbinas de combustão são classificadas como aeroderivativas ou industriais, sendo que as industriais são maiores e mais pesadas que as aeroderivativas. As aeroderivativas foram desenvolvidas originalmente para serem utilizadas exclusivamente na propulsão de aeronaves. Atualmente, após terem sido adaptadas para uso estacionário, têm tido grande aceitação como máquinas motoras. Elas são mais baratas que as industriais, mas geralmente requerem um programa de manutenção mais intenso. Com o crescente uso das turbinas aeroderivativas em cogeração, plantas centrais de eletricidade e em ciclos combinados, as diferenças de mercado entre estas duas opções tendem a desaparecer. As turbinas a gás são comercialmente disponíveis em tamanhos variando de poucas centenas de kW até 253 MW (GAS TURBINE WORLD, 1996).

O preço das turbinas a gás varia de acordo com a sua capacidade, sendo que as de capacidade entre 500 kW e 2 MW tem média de preço entre U\$500,00 e U\$800,00 por kW pelo conjunto turbina, gerador e

controles. As de capacidade entre 2 MW e 5 MW possuem preços entre U\$400,00 e U\$500,00 por kW. As de média capacidade (5 MW até 25 MW) têm preço variando entre U\$300,00 e U\$400,00 por kW e, as de grande porte custam entre U\$200,00 e U\$300,00 por kW. A eficiência das turbinas a gás aumenta com o tamanho da turbina, sendo que as de pequeno porte são ineficientes quando comparadas com motores de combustão interna a pistão (GAS TURBINE WORLD, 1996).

BABUS HAQ, ELDER e PROBERT (1991) apresentaram trabalho utilizando turbinas a gás compactas de pequena capacidade (menores de 200 kW). As turbinas a gás compactas têm ganho popularidade em muitos campos. Entretanto, de uma maneira geral, as turbinas a gás de pequeno porte apresentam dificuldades de projeto associadas com sua alta rotação, tamanho reduzido de suas partes e menores eficiências térmicas que as grandes unidades. Porém, o uso de turbinas a gás compactas de pequeno porte oferece benefícios quando comparadas com motores de combustão interna. Entre estes benefícios destacamos : menor nível de ruído, menor tamanho, menor peso, menores custos de manutenção, maior vida útil, maior relação calor/potência e maior temperatura dos gases de escape.

As turbinas a gás têm sido utilizadas em aplicações como hospitais, universidades (BRISTER, 1990), indústrias e plantas centrais de produção de eletricidade. As aplicações têm sido para atender a cargas de base ou as totais necessidades da instalação. Uma combinação de economia e de características de performance, incluindo a confiabilidade de operar aproximadamente 8600 horas durante o ano, resultou em transformar a turbina a gás numa boa opção a partir dos anos 80. Quando operando em sistemas de cogeração, a necessidade de manutenção em outros equipamentos reduz a confiabilidade do sistema (ORLANDO, 1991).

ORLANDO (1991) comenta que rotinas de inspeção mensais não requerem a parada do sistema. Paradas para inspeção de erosão das paletas da turbina, checagem do sistema de manuseio de combustível, checagem dos sensores e controles, limpeza das partes afetadas pela combustão e dos sistemas auxiliares devem ser feitas a cada 4000 horas. Rotinas de manutenção maiores são requeridas em intervalos iguais ou

maiores que 20000 horas de operação.

Quanto ao custo de manutenção, ORLANDO (1991) comenta que estão na faixa entre U\$ 0,003 e U\$ 0,006 por kilowatt hora.

As turbinas a gás, quando comparadas com motores de combustão interna, são equipamentos que possuem poucas partes móveis e isto explica a grande confiabilidade das mesmas. A configuração mais simples (ciclo aberto) opera de acordo com o ciclo Brayton, e pode ser representada pela figura 2.14. A turbina a gás de ciclo simples consiste de três componentes principais: o compressor, a câmara de combustão e a turbina.

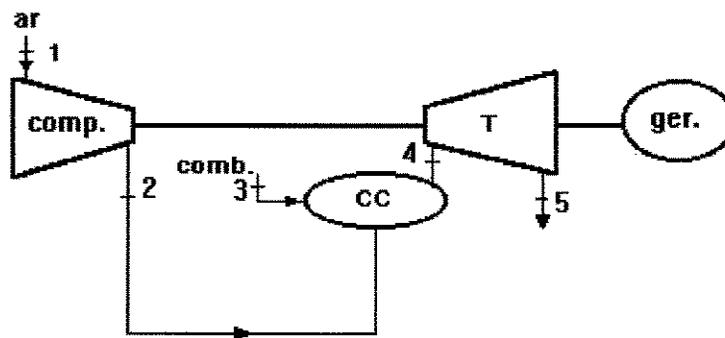


Figura 2.14. - Esquema de turbina a gás - ciclo simples

O ar admitido na entrada da turbina está a pressão atmosférica, ele é comprimido pelo compressor, misturado ao combustível e queimado na câmara de combustão para ser expandido na turbina.

A temperatura dos gases de exaustão da turbina varia entre 480° C e 590° C, sendo portanto uma boa fonte de energia térmica para ser utilizada em sistemas de cogeração. A turbina a gás tem rápida resposta a mudanças de carga, sendo que devido a diminuição da quantidade de combustível empregado, a temperatura dos gases sofre redução.

A figura 2.15 representa o ciclo Brayton, com os processos de compressão, combustão e expansão. São mostrados dois ciclos sendo que os dois possuem a mesma temperatura na entrada da turbina. O ciclo A possui maior relação de pressão e melhor eficiência térmica. O ciclo B produz maior potência líquida por unidade de fluxo mássico, como pode ser constatado devido a diferença de áreas dos ciclos.

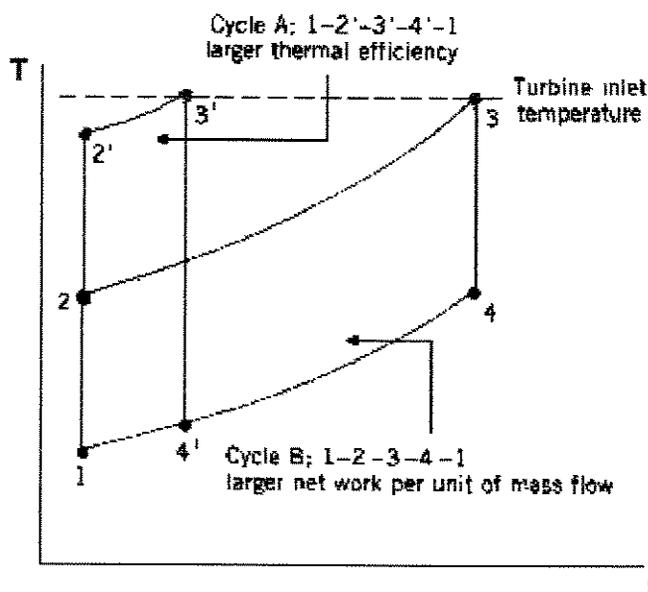


Figura 2.15. - Ciclos Brayton ideais para diferentes razões de pressão e mesma temperatura de entrada na turbina. (Fonte : Moran, 1995)

Os gases de exaustão de turbinas a gás podem ser utilizados em caldeiras de recuperação para a produção de vapor, no aquecimento de fluidos, em processos de secagem, no pré-aquecimento de cargas de fornos, na produção de frio utilizando-se máquinas de refrigeração por absorção, etc.

LIZARRAGA e AGUADO (1995) acompanharam o start-up de uma instalação de cogeração em indústria fabricante de embalagens que utiliza o papel cru como matéria prima. Duas turbinas a gás de potência 1030 kW (cada) foram instaladas. A eficiência das turbinas é de 25,1% e a energia dos gases de escape é utilizada para o aquecimento de água (usada no processo de fabricação) e na alimentação de queimadores, com queima suplementar, responsáveis por um processo de secagem.

Os gases de exaustão de turbinas a gás são ricos em oxigênio, devido ao processo de combustão se dar com grande excesso de ar. A concentração de oxigênio nos gases de exaustão varia entre 15 e 16%.

Devido a esta alta concentração de oxigênio, quando a necessidade térmica for maior do que a disponibilidade dos gases de exaustão, o uso de equipamentos que fazem queima suplementar é possível de ser implantada sem o insuflamento de ar adicional.

No hospital Rainha Elizabeth em Birmingham - Inglaterra foi implantado um sistema de cogeração operando em conjunto com um sistema incinerador de lixo hospitalar. O sistema consiste de uma turbina a gás de 3,6 MW, vendendo excedentes a concessionária, um incinerador de lixo de 750 kg/h de capacidade, e uma caldeira de recuperação que aproveita os gases da turbina e do incinerador (passes de tubos distintos) para a geração de vapor. O payback era esperado dentro de 4 anos (YATES, EDGE e BRIGGS, 1990).

A capacidade (potência) e o desempenho (rendimento térmico) de uma turbina a gás são diretamente afetados pela densidade do ar ambiente ou, em outras palavras, pelas condições atmosféricas (temperatura e pressão). Nesse sentido, a temperatura atmosférica é mais crítica que a pressão, afetando de maneira acentuada o desempenho da máquina. Turbinas a gás operando em regiões onde as diferenças de temperatura são significativas entre o dia e a noite, ou entre o verão e o inverno, apresentam grandes variações de desempenho. A figura 2.16 ilustra a relação existente entre temperatura ambiente e a capacidade de uma turbina a gás típica.

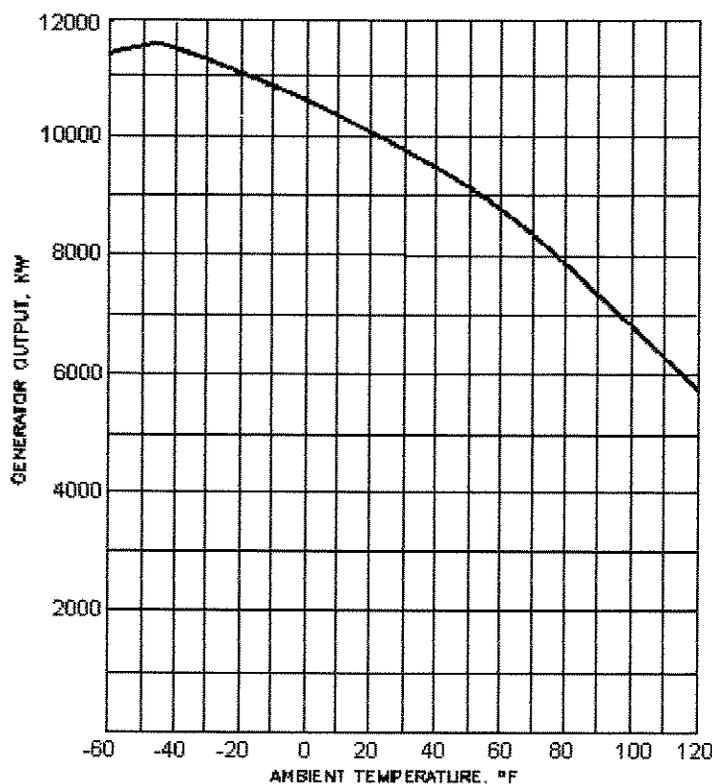


Figura 2.16. - Efeito da temperatura ambiente sobre a capacidade de turbinas a gás
[Fonte : Orlando, 1991]

Uma maneira encontrada para evitar a perda de potência devido a altas temperaturas do ar atmosférico, é o resfriamento do ar por meio de máquinas de refrigeração.

WINBERLY, LONG e DRYER (1996) propuseram o uso de um resfriador de líquido de 300 TR's para resfriar o ar de admissão de uma turbina a gás de 5 MW, fazendo desta maneira que a turbina produza 5MW independentemente da temperatura do ar exterior.

A capacidade e a eficiência da turbina também são reduzidos pela quantidade de trabalho requerido para vencer a perda de pressão na entrada do ar e na saída dos gases de exaustão. A figura 2.17 nos ilustra a quantidade de potência perdida em função da perda de pressão na admissão e na exaustão dos gases.

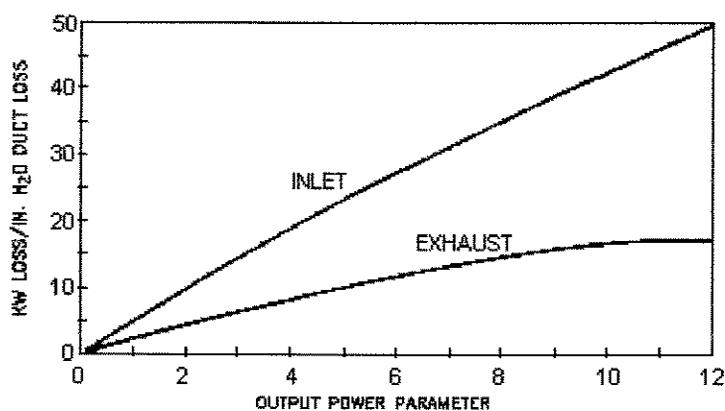


Figura 2.17. - Efeito da perda de carga na admissão e na exaustão sobre a capacidade
[Fonte : Orlando, 1991]

Na admissão de ar de uma turbina a gás os responsáveis pela perda de carga são os filtros de ar, os dutos de admissão de ar e possíveis trocadores de calor. No caso dos gases de exaustão as fontes principais de perda de carga são as caldeiras de recuperação, os trocadores de calor e os silenciadores.

A potência produzida numa turbina é sensivelmente afetada pela perda de carga dos gases de exaustão no trocador de calor, diferentemente da situação dos motores de combustão interna de ignição por centelha ou de ignição por compressão. A obstrução do trocador de calor dos gases de

escape pode pôr em risco a segurança do conjunto através do superaquecimento da turbina. Portanto, é desejável que em um sistema de cogeração, as duas partes do sistema sejam dimensionadas de maneira integrada, pois assim a performance global em termos de potência e calor será otimizada (WILLIAMS AND HESSAMI, 1993).

A busca por formas mais eficientes de operação das turbinas a gás levou a outras configurações que utilizam outros componentes além dos do ciclo simples. Entre configurações deste tipo destacamos : (i) ciclo regenerativo, (ii) ciclo regenerativo com intercooler, (iii) ciclo com injeção de vapor.

Um outro aspecto muito importante de ser analisado no estudo de turbinas a gás na produção descentralizada de potência reside na sua queda de rendimento quando operando em cargas parciais. A figura 2.18 representa uma curva de eficiência típica de uma turbina a gás em carga parcial.

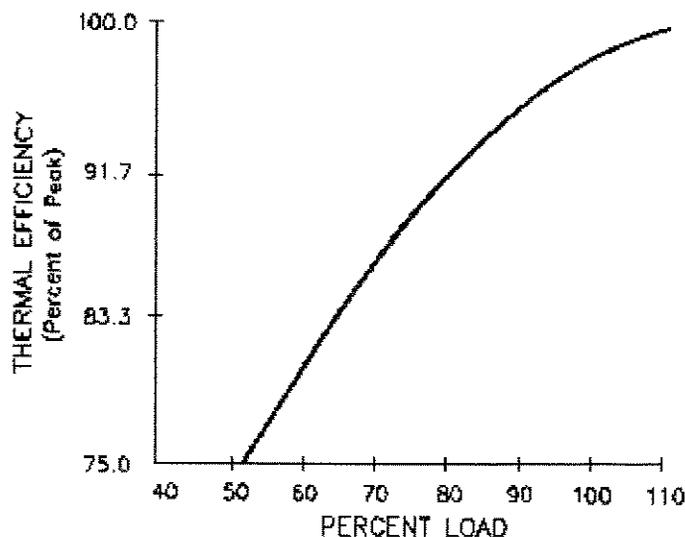


Figura 2.18. - Curva de eficiência de uma típica turbina a gás [Fonte : Orlando, 1991]

As turbinas a gás, diferentemente das turbinas a vapor, são indicadas para serem usadas com combustíveis de melhor qualidade. Apresentam melhor desempenho quando operam com combustíveis gasosos de alto

poder calorífico. O uso de gases de baixo poder calorífico também é possível, porém haverá uma redução significativa de sua capacidade. O uso de combustíveis líquidos de baixa viscosidade provoca uma pequena queda de sua eficiência.

A maior parte das instalações terrestres de turbinas a gás utilizam o gás natural como combustível. Os resíduos de exaustão da queima do gás natural são gases poluentes na forma de NO_x , CO_x e hidrocarbonos não queimados. A emissão de SO_x somente é problemática quando se usar óleos com alto teor de enxofre.

Turbinas a gás modernas podem apresentar níveis de emissão de NO_x tão baixos quanto 9 ppm.

A figura 2.19 representa um típico sistema de recuperação de calor de sistemas de cogeração com turbinas a gás.

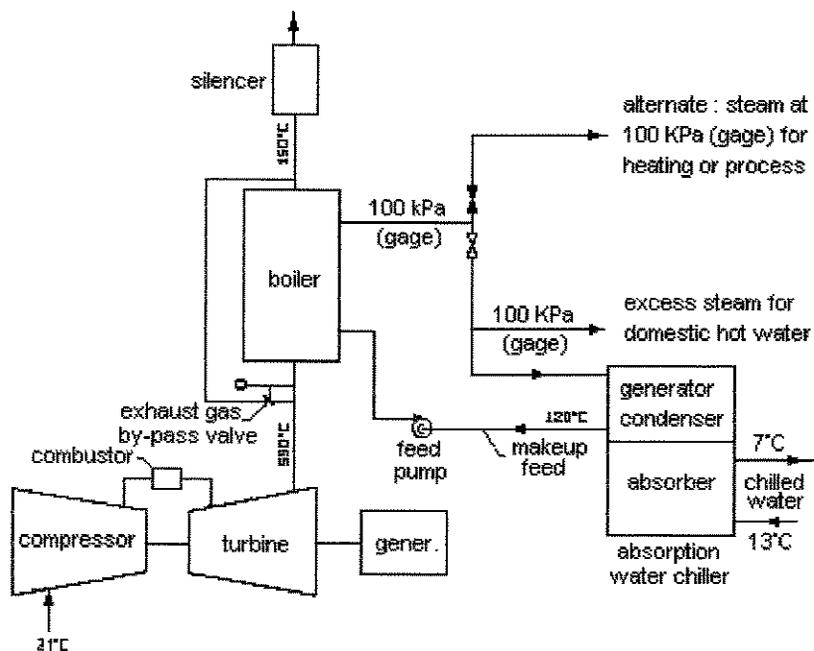


Figura 2.19. - Típico sistema de recuperação de calor de turbinas a gás (Fonte : ASHRAE, 1992)

As turbinas a gás, similarmente as turbinas a vapor, também são aplicadas em instalações de calor distrital nos países onde as condições climáticas são favoráveis a estes sistemas (ASTRAND, 1996 e HOKKANEN, 1996).

2.3.4. Ciclo Combinado

A configuração de um ciclo combinado é mostrada na figura 2.20. Um ciclo bottoming de turbina a vapor é introduzido após um sistema de turbina a gás em ciclo aberto. O rejeito de energia térmica da turbina a gás é passado por uma caldeira de recuperação, que pode ou não ter queima suplementar. Na caldeira há produção de vapor que é expandido em turbina de contrapressão ou condensação.

As instalações de ciclo combinado trabalham com valores de eficiência próximos a 50% na conversão de eletricidade, sendo portanto uma boa opção quando se deseja grandes parcelas de energia elétrica. Valores de eficiência entre 58 e 60% são possíveis de serem encontrados e representam o “estado da arte” desta tecnologia.

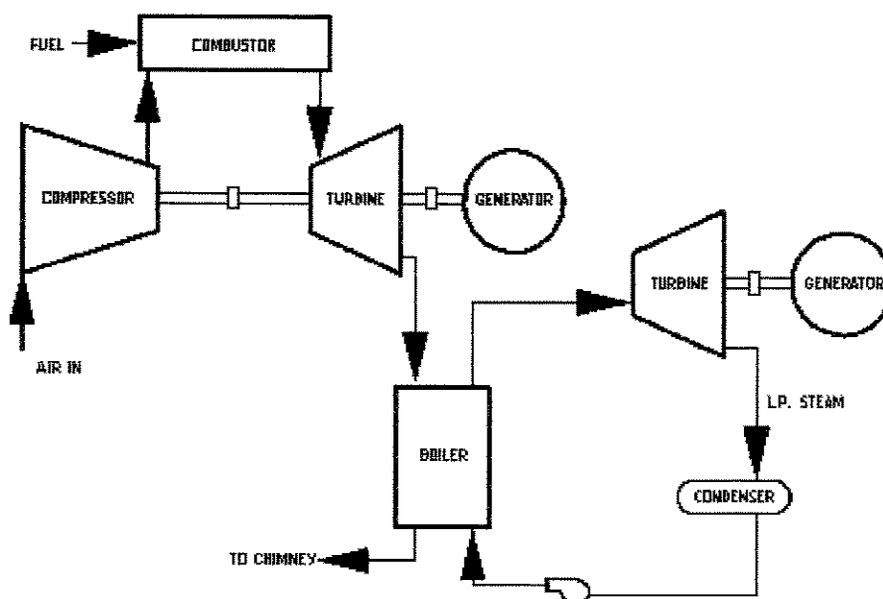


Figura 2.20. - Ciclo combinado [Fonte : Orlando, 1991]

Os sistemas em ciclo combinado apresentam uma grande flexibilidade na produção de eletricidade e calor, face as várias possibilidades de arranjo destes sistemas. Em comparação com grande parte das tecnologias apresentadas anteriormente, a de ciclos combinados permite, de maneira

geral, uma maior extração de potência por unidade de energia térmica (WALTER, 1994).

Do ponto de vista do rendimento térmico, os ciclos combinados não são tão negativamente afetados pelo aumento da temperatura ambiente, como ocorre com as turbinas a gás. Ocorre que, quando há uma elevação da temperatura ambiente, ao mesmo tempo em que cai a potência da turbina a gás, eleva-se a temperatura dos gases de exaustão, permitindo uma compensação por parte do ciclo a vapor. A figura 2.21a ilustra o exposto, mostrando que, inclusive, tem-se ganhos de rendimento. Já a figura 2.21b mostra que a produção de potência do ciclo combinado cai na medida em que eleva-se a temperatura ambiente (KEHLHOFER, 1991 - extraído de WALTER, 1994).

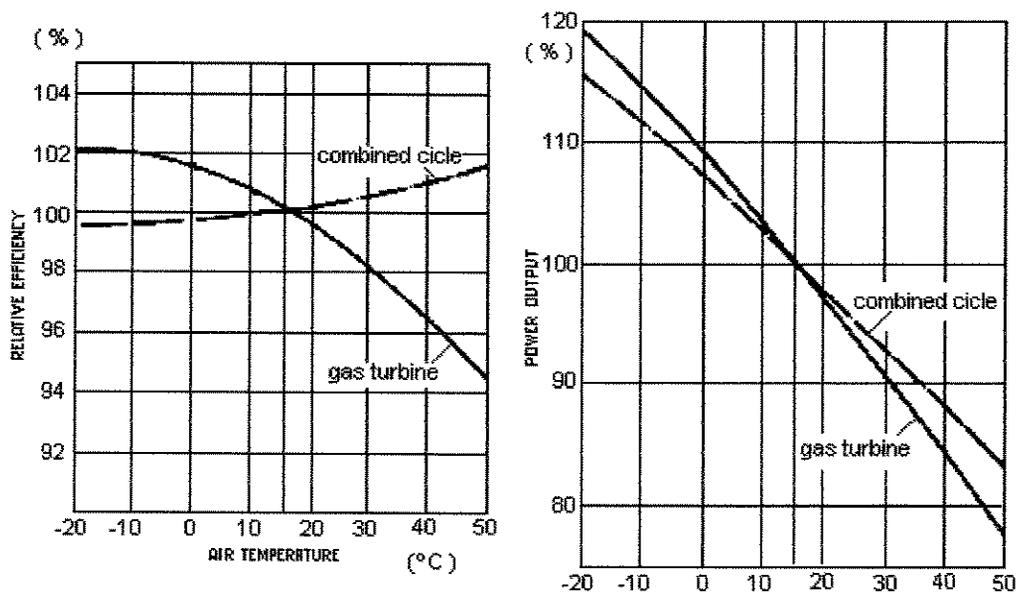


Figura 2.21. - Efeito da temperatura ambiente sobre o desempenho do ciclo combinado : a) eficiência e b) potência [Fonte : Walter, 1994]

Ciclos combinados de 50% de eficiência utilizando o gás natural como combustível, emitem apenas 42% de gás carbônico (CO_2) quando comparados com as emissões de CO_2 de plantas de potência a carvão de 33% de eficiência (GAS RESEARCH INSTITUTE, 1995).

Já com relação ao NO_x , plantas a vapor equipadas com queimadores

de baixa emissão de óxidos nitrosos, produzem aproximadamente 2 kg de NO_x por MW/h. Da mesma forma, uma planta de ciclo combinado a gás natural, de 50% de eficiência, utilizando combustores de baixo nível de emissão de NO_x , produz 0,1 kg de NO_x por MW/h produzido, uma redução de 20 vezes (GAS RESEARCH INSTITUTE, 1995).

HU (1985) comenta que as unidades de conversão do ciclo combinado (turbinas a gás e turbinas a vapor com seus geradores) são responsáveis por 90% do custo total da instalação.

2.4. Gerador

O gerador elétrico é o responsável pela transformação da energia mecânica em energia elétrica. Na maioria dos casos o gerador e a máquina motora são fornecidos como uma unidade integrada.

O conceito de funcionamento de qualquer gerador é baseado no princípio de que um condutor movendo-se através de um campo magnético produzirá uma força eletromotriz ou diferença de potencial entre as pontas do condutor. A voltagem será proporcional à magnitude do campo magnético e a velocidade de rotação do condutor. A frequência do gerador será diretamente proporcional à sua rotação e ao seu número de pólos. Portanto, a rotação da máquina motora deve ser múltiplo do valor da frequência desejada. No Brasil onde a frequência de 60 Hz é o padrão, rotações devem ser, por exemplo, 1200 rpm ou 1800 rpm, etc. Menores rotações são permitidas, entretanto a máxima velocidade de um gerador é de 3600 rpm para um gerador de 2 pólos. Motores de combustão interna geralmente operam com velocidades compatíveis com os geradores. Turbinas geralmente operam a rotações mais altas. Nestes casos se faz necessário o uso de redutores (caixas de redução de rotação), entre a turbina e o gerador (ORLANDO, 1991).

Os geradores necessitam de um campo magnético para operarem. São classificados em síncronos ou indutivos de acordo com a fonte de energia que cria este campo magnético.

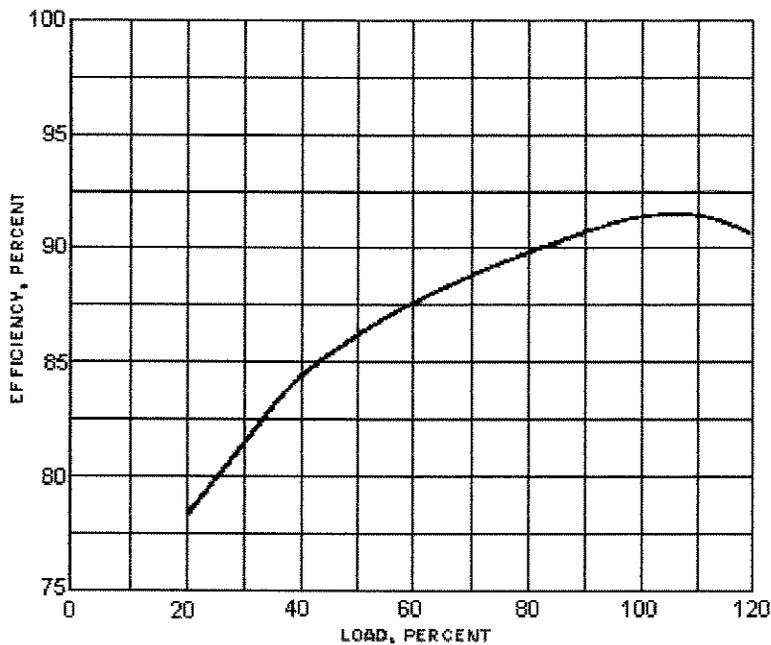
Os geradores síncronos produzem a sua própria excitação e usualmente incluem um núcleo magnético. Este tipo de gerador pode operar em isolado da linha de distribuição da concessionária de energia, sendo geralmente usados em sistemas geradores de emergência ou em sistemas de cogeração isolados da rede elétrica. Quando se desejarem conectar geradores síncronos à rede elétrica, é necessário prever um meio de controle para sincronizar a voltagem, a frequência e a defasagem angular do gerador à da rede elétrica, antes de se fazer a conexão.

Os geradores indutivos são simples motores elétricos movidos mecanicamente à uma velocidade maior do que a que ele se moveria se não estivesse carregado. A máquina motora irá operar a várias velocidades sendo que a potência produzida é proporcional à diferença de rotação entre a do motor e a sua velocidade síncrona. Conforme aumenta-se a rotação de eixo, aumenta-se a quantidade de potência obtida. Em um gerador indutivo típico a máxima carga é obtida quando a rotação da máquina motora for 5% superior à velocidade síncrona. O campo magnético do gerador é gerado a partir do fornecimento de uma corrente magnetizadora externa, portanto, o produto do gerador será sincronizado à esta fonte, que pode ser a rede elétrica ou um outro grupo gerador. O custo dos geradores indutivos são inferiores ao dos síncronos. Entretanto apresentam como desvantagem, não poder operar isolados de uma fonte externa de potência. São os mais utilizados em pequenos sistemas de cogeração (ORLANDO, 1991 e WAUKESHA COGENERATION HANDBOOK, 1986).

O balanceamento de fases é extremamente importante. O uso da potência produzida em motores trifásicos é a melhor opção. O uso em motores monofásicos, lâmpadas, e tomadas em edificações podem causar desbalanceamento de fases, levando a distorções harmônicas, superaquecimento e desequilíbrio elétrico do gerador. Normalmente o desequilíbrio entre as fases não deve ser superior a 5 e 10%. Um correto projeto de distribuição se faz necessário (ASHRAE, 1992).

A curva típica de eficiência de um gerador é mostrado na figura 2.22. É uma função não linear, e têm seu máximo perto da carga nominal. Geradores industriais são dimensionados para operarem com sobrecarga de 20 a 25%

por muitas horas sem maiores problemas (ASHRAE, 1992).



**Figura 2.22. - Curva de eficiência de gerador típico
[Fonte : ASHRAE, 1992]**

Os sistemas de geração transferem grandes quantidades de calor para o ambiente. É necessário que se faça a remoção deste calor para se manter boas condições de trabalho dentro do ambiente e para proteger os sistemas elétricos contra sobrecarga por causa da elevada temperatura ambiente. Um sistema de ventilação forçada é indicado.

2.5. Sistemas de Recuperação de Calor

A cogeração oferece uma oportunidade de se usar a energia do combustível que a máquina motora não converte em trabalho de eixo. Se o calor não puder ser usado a eficiência fica limitada à eficiência da máquina motora. Entretanto, se o calor liberado da máquina motora puder ser aproveitado no nível de temperatura em que ele se encontra, este calor irá reduzir a necessidade em termos de combustível e melhorar a sua eficiência térmica.

A possibilidade de se usar o calor liberado da máquina motora,

determina a eficiência global do sistema e é um dos fatores mais críticos da análise de viabilidade econômica.

Turbinas a vapor oferecem a possibilidade de se recuperar o vapor a médias e baixas pressões para processos, em chillers de absorção, produção de água quente, etc.

Nas turbinas a gás a fonte de calor disponível são os gases de exaustão, sendo que os mesmos podem ser usados para a produção de vapor (com ou sem queima suplementar), produção de água quente, produção de água gelada para condicionamento de ambientes (utilizando-se chillers de absorção), processos de secagem, pré-aquecimento de cargas de fornos, etc.

Em todos os sistemas que utilizam motores de combustão interna, exceto nos pequenos em que o motor é refrigerado a ar, é possível a recuperação de calor do sistema de lubrificação, do sistema de arrefecimento e dos gases de exaustão. A recuperação de calor dos sistemas de lubrificação e arrefecimento (possuem aproximadamente a mesma temperatura) é limitada à produção de água quente para uso doméstico, pré-aquecimento de água de caldeira, etc. Os gases de exaustão permitem a produção de vapor a baixas ou médias pressões.

O sistema de lubrificação do motor de combustão interna é responsável pela absorção de aproximadamente 5 e 10% da energia fornecida ao motor. Óleos lubrificantes de boa qualidade são desenvolvidos para serem aplicados entre temperaturas de 70° e 93° C, sendo que quanto menor a temperatura, maior é a sua expectativa de vida. Cada lubrificante, motor e aplicação apresentam características próprias que dificultam a exata expectativa de períodos entre trocas do óleo. Os fabricantes de motores geralmente possuem dados referentes a estes períodos, porém a análise do óleo por laboratórios pode ajudar para um melhor aproveitamento do mesmo. Os fabricantes de motores projetam seus trocadores para manterem o lubrificante a 88° C.

O sistema de arrefecimento é responsável pela retirada de aproximadamente 30% da energia fornecida ao motor. Geralmente os motores operam a temperaturas superiores a 82° C para prevenir a

condensação dos gases de combustão em seu interior. Para se evitar o choque térmico no bloco do motor, diferenciais de temperatura maiores que $8,3^{\circ}\text{C}$ devem ser evitados. Fluxos de água devem ser mantidos dentro do recomendado pelo fabricante para se evitar a erosão dentro dos canais de arrefecimento do motor e a inadequada distribuição de água no motor. A bomba de circulação de água deve ser dimensionada para altas temperaturas e em algumas ocasiões prevêem-se bombas de reserva. Controles responsáveis por não deixar que a temperatura da água de arrefecimento seja demasiadamente reduzida devem ser previstos. Uma outra questão importante sobre o sistema de arrefecimento é sobre a qualidade da água utilizada. Devido às dificuldades encontradas na limpeza dos circuitos internos ao motor, a água deve ser leve e livre de minerais.

SCESA (1991) sugere a instalação de tanques de armazenamento de água quente quando houver grandes variações de demanda. Desta forma, armazena-se água quente nos períodos de pequena demanda e a utiliza nos períodos de maior demanda. Uma análise da variação da temperatura da água armazenada durante o dia deve ser feita e usada no dimensionamento do tanque, já que um bom sistema de distribuição de água quente fornece a mesma a temperatura aproximadamente constante.

Dos gases de exaustão, a recuperação de energia é limitada devido ao problema de condensação dos gases de combustão. Dependendo da temperatura dos gases a recuperação da energia térmica está entre 50 e 60% do total. Os trocadores de calor que recuperam o calor dos gases de exaustão são disponíveis na mesma forma que as caldeiras que passam água pelos tubos ou pela carcaça. O projeto destes trocadores não deve permitir perdas de carga dos gases de exaustão muito superiores a 1,5 kPa (manométrica) e deve ter áreas de troca para permitir a redução da temperatura dos gases a 150°C .

Os condensados formados a baixas temperaturas podem ser altamente ácidos, como o ácido sulfúrico para os motores diesel e o ácido carbônico para motores a gás natural. Ambos os ácidos podem causar sérios estragos.

2.6. Sistemas de Controle

O nível de automação empregado é função do que requer o empreendimento. Todos os sistemas devem prever controles para se regular a energia produzida e para a proteção dos equipamentos. Em sistemas que operam totalmente isolados da rede, baterias devem ser previstas para desempenharem funções vitais quando o sistema estiver inoperante (alarmes, válvulas de combustível, luzes de emergência, partida do motor, etc).

Sistemas operando em paralelo com a rede possuem necessidades em termos de controles diferentes dos que operam isolados da rede. Sistemas que operam em paralelo com a rede e fornecem energia de emergência (standby), no caso de falha de fornecimento da rede, devem ser capazes de operar da mesma forma que sistemas que normalmente operam isolados da rede elétrica.

Os fatores que determinam os tipos de controle para a produção de energia elétrica necessários são a quantidade de máquinas motoras e o modo de operação em relação à rede elétrica da concessionária (isolado ou em paralelo). A tabela 2.01 apresenta a necessidade em termos de controle para sistemas com uma ou mais máquinas motoras operando em paralelo ou isolados da rede.

Tabela 2.01.- Controles do Gerador

	Isolado		Paralelo	
	um motor	dois ou mais motores	um motor	dois ou mais motores
Frequência	Sim	Sim	Não	Não
Voltagem	Sim	Sim	Não	Não
Potência	Não	Sim	Não	Sim
Pot. Reativa	(segue carga)	(divisão carga)	(segue carga)	(divisão carga)
KVAR	Não	Sim	Sim	Sim
Sincronização	(segue carga)	(divisão KVAR)		
	Não	Sim	Sim	Sim

Fonte : ASHRAE HANDBOOK, 1992

Os sistemas de controle da energia térmica produzida devem prever meios de produção de calor auxiliar e de rejeição de calor em excesso, quando necessário.

Em sistemas operando isoladamente da rede com mais de uma máquina motora, controles devem ser previstos para balancear a quantidade de potência produzida e para balancear a quantidade de potência reativa produzida por cada máquina motora. Equipamentos responsáveis pela sincronização devem fazer a sincronia de funcionamento em paralelo das outras máquinas com a primeira.

Para sistemas operando em paralelo com a rede, a frequência e a tensão são determinadas pela energia recebida da rede. Somente o fluxo de potência reativa é independentemente controlado pelos controles do gerador. Quando geradores adicionais são adicionados deve haver um meio de controle de divisão de potência entre os mesmos e de continuar a dividir e controlar o fluxo de potência reativa. Todas as unidades requerem equipamentos sincronizadores.

Interfaces elétricas adicionais são importantes pois oferecem segurança para a rede elétrica e a habilidade de resolver problemas de operação da rede elétrica e do sistema de geração (ROGERS, 1995). Funções de controle adicionais dependem do método de operação desejado durante a perda da interconexão. Por exemplo, a seção de estrangulamento de um gerador operando em paralelo com a rede é determinada pela quantidade de recuperação de calor requerida (paridade térmica) e sua corrente de excitação, a qual é estabelecido pelo fluxo de potência reativa através da interconexão. Quando a interconexão com a rede é perdida, o sistema de geração deve detectar esta perda, assumir o controle da frequência e da tensão e imediatamente desconectar-se da rede para evitar uma reconexão dessincronizada. A seção de estrangulamento agora, deve operar em paridade elétrica. Quando a energia da rede for restabelecida o sistema deve ser manualmente ou automaticamente sincronizado, e as funções dos controles restauradas às condições normais (ASHRAE, 1992).

O não recebimento de energia da concessionária deve ser percebida por um ou mais dos seguintes fatores : sobrefrequência, subfrequência,

sobrecorrente, sobrevoltagem, subvoltagem ou qualquer combinação destes fatores.

O sistema de partida e parada do sistema deve prever controles manuais ou automáticos para o fornecimento de combustível, partida do motor, e funcionamento dos sistemas de recuperação de energia térmica. O circuito de parada do sistema comumente cessa o fornecimento de combustível e, em motores ciclo Otto o sistema de ignição é geralmente aterrado.

A máquina motora deve ser protegida contra mau funcionamento por alarmes que avisam contra condições fora do normal e por paradas por segurança em condições anormais de operação. O sistema de controle deve ter proteção contra falhas de : (i) controle de velocidade (altas rotações); (ii) lubrificação (baixas pressões ou altas temperaturas); (iii) remoção de calor (alta temperatura do fluido arrefecedor ou deficiência de fluxo do mesmo); e (iiii) processo de combustão (combustível, ignição).

O gerador deve ser protegido contra sobrecarga, superaquecimento, curto-circuito e potências reversas. A menor proteção deve ser um circuito de parada (circuit breaker), corretamente dimensionado, com uma bobina de desvio para imediata desconexão em caso de baixa voltagem, sobrecarga ou potência reversa (reverse power). O controle de regulação de tensão deve prever sobrevoltagem (ASHRAE, 1992).

2.7. Dimensionamento do Sistema de Cogeração

A escolha do tamanho ideal de um sistema de cogeração é uma tarefa de difícil determinação, já que sistemas de cogeração não precisam ser necessariamente dimensionados para atender cargas de pico. Uma análise energética combinada com a análise econômica deve ser utilizada de maneira a maximizar a eficiência e o retorno econômico do investimento.

Além disso, o tamanho ideal de um sistema de cogeração depende dos critérios utilizados e dos pontos de vista empregados na análise do sistema.

De acordo com ASHRAE (1992) os sistemas de cogeração podem ser

dimensionados de acordo com os seguintes critérios :

- Pico de demanda elétrica
- Demanda elétrica de base
- Pico de demanda térmica
- Demanda térmica de base
- Máximo retorno econômico
- Custo marginal / razão de benefício (marginal cost / benefit ratio)

Há ainda outras possibilidades, como por exemplo um sistema de grande eficiência termodinâmica, que não seja dimensionado para atender cargas de pico e nem de base.

As duas ferramentas normalmente utilizadas para se fazer a análise são a simulação e a otimização. No método da simulação, alguns poucos casos considerados como mais favoráveis são analisados para se chegar à melhor opção. No método da otimização, todas as possibilidades são analisadas e a melhor opção é escolhida. As duas aproximações oferecem diferentes benefícios e requerem diferentes empenhos para a determinação do melhor tamanho.

Outro ponto a ser considerado diz respeito aos pontos de vista dos possíveis diferentes proprietários do sistema de cogeração.

HU 1985, destaca três principais elementos como possíveis proprietários : uma indústria (empresa privada), uma concessionária de energia (empresa pública) ou a sociedade.

Para uma indústria privada os pontos de vista a serem analisados são o aspecto econômico e o aspecto ambiental. Entretanto para a determinação do tamanho do sistema cogrador o critério será baseado no custo-benefício da instalação. A medida deste custo-benefício pode ser a minimização do custo de geração de energia ou vapor (marginal ou médio), maximização da taxa de retorno ou a maximização do fluxo de caixa de projeto.

Numa empresa pública concessionária de energia elétrica os pontos de vista a serem analisados são muito mais amplos. Estes fatores incluem a geração, a transmissão e a distribuição de energia pela rede, a eficiência de transformação, a taxa de retorno do investimento, o aspecto ambiental, etc.

Do ponto de vista da sociedade os sistemas de cogeração trazem grandes benefícios já que incrementam a eficiência energética, reduzem o uso das fontes energéticas não renováveis e reduzem a quantidade de gases poluentes despejados na atmosfera quando comparados com sistemas de geração térmica de eletricidade convencionais.

2.8. Métodos de Seleção e Níveis de Sistemas de Cogeração

A seleção da tecnologia de cogeração a ser empregada deve levar em consideração todos os fatores técnicos e econômicos e os problemas apresentados pelas várias tecnologias.

Fatores técnicos determinantes que devem fazer parte de qualquer análise são : espaço requerido, disponibilidade de combustíveis, relação potência/energia térmica, faixa típica de capacidade das tecnologias, nível de ruído, curva de carga da máquina motora, complexidade da instalação, fator de utilização de energia, confiabilidade, etc.

Fatores econômicos incluem : custo do combustível, custo dos equipamentos, custo da instalação, custo de manutenção, custo operacional, impostos, custos de espaço requerido, custos de engenharia e planejamento, seguro, etc.

Na análise técnico-econômica deve-se fazer a seleção do tipo de máquina motora a ser utilizada, conhecer-se as necessidades térmicas e elétricas do empreendimento para a determinação da capacidade da instalação e ainda optar por um modo de operação para o sistema.

A seleção da máquina motora é determinada pelo tipo de combustível disponível, tamanho do sistema, complexidade da instalação e dos equipamentos, relação energia térmica/potência, custo de investimento, etc.

De posse dos dados de necessidades térmicas e elétricas do empreendimento pode-se optar por uma das possibilidades de dimensionamento descritos no item anterior, analisando-se situações de compra/produção e venda de excedentes.

O modelamento das cargas térmicas e elétricas pode ser feito de

acordo com um dos seguintes 4 métodos :

- Valores horários médios para o ano inteiro.
- Valores horários médios mensais.
- Valores horários médios para dias típicos do ano (estações climáticas, dias da semana).

- Método Bin (bin methods) - (ASHRAE, 1992)

Com relação ao modo de operação pode-se pensar em 3 níveis de sistemas de cogeração :

- Cogeração em paridade elétrica.
- Cogeração em paridade térmica.
- Máxima cogeração.

Na cogeração em paridade elétrica dimensiona-se a máquina motora de maneira a suprir as necessidades totais de eletricidade do empreendimento. A necessidade em termos de eletricidade determina a porcentagem de carga instantânea do sistema. No caso de necessidades térmicas maiores do que a possível de ser obtida dentro da curva de demanda de eletricidade do sistema, um sistema de produção de calor alternativo deve ser previsto e no caso de demanda térmica instantânea menor do que a possível de ser obtida pelo sistema cogrador pode-se armazenar energia térmica para períodos de maior demanda ou ainda rejeitá-la para o meio ambiente.

Na cogeração em paridade térmica o sistema responde às necessidades de energia térmica do empreendimento. A necessidade em termos de calor determina a porcentagem de carga instantânea do sistema. Nesta forma de operação, excedentes de eletricidade devem ser vendidos e necessidades suplementares devem ser compradas da rede. A vantagem deste tipo de operação reside nos altos índices de rendimento energético.

Na situação de máxima cogeração, o sistema estaria operando a plena carga, excedentes térmicos são rejeitados ou armazenados e excedentes elétricos são vendidos para a rede. Necessidades auxiliares de calor são produzidos em outro sistema e energia elétrica suplementar é comprada da rede.

O preço da venda de eletricidade para as concessionária de energia no

Brasil segue o custo marginal de expansão do sistema de geração; este custo é bastante restritivo a novos empreendimentos que desejam vender excedentes elétricos. O investimento em instalações auto-produtoras de eletricidade só tem sido feito quando há algum tipo de rejeito de processo que pode ser utilizado como combustível.

Utilizando-se as ferramentas da simulação, da otimização e a experiência do projetista, Hu 1985, cita quatro métodos de seleção de sistemas de cogeração :

- Seleção na base do julgamento.
- Simulação de alguns poucos sistemas.
- Exame de todos os possíveis sistemas.
- Seleção de um sistema baseado em assumir-se diferentes pesos a fatores decisivos.

(i) Seleção na base do julgamento : Este é o método mais simples e mais barato para a seleção de sistemas de cogeração. Não há necessidade que se faça uma análise muito profunda. A seleção por este método é usualmente feita por pessoas com bastante conhecimento sobre o assunto.

(ii) Simulação de alguns poucos sistemas : este método usualmente leva em consideração maior quantidade de fatores técnicos e econômicos que o anterior. A simulação da operação de diversos sistemas permite que se determine qual o mais favorável dentro de uma série de critérios escolhidos. Este método é geralmente usado por projetistas experientes que são capazes de conceptualizar o sistema. Este método de seleção é frequentemente utilizado com o auxílio de programas computacionais.

(iii) Exame de todos os possíveis sistemas : Esta aproximação é também conhecida como o método da otimização. O examinador especifica um critério, como por exemplo o do menor custo, para ser usado na seleção do melhor sistema. O método então consiste do estudo de todas as possibilidades e seleciona o melhor sistema baseado no critério especificado. A complexidade deste método faz necessário o uso de modelos computacionais.

(iv) Seleção baseada em pesos de fatores decisivos : é um método

mais detalhado que a seleção na base do julgamento e menos complicado que os modelos computacionais. O sistema é selecionado assumindo-se pesos a diferentes fatores e somando-se os pontos de cada opção. Quando estiver-se assumindo pesos aos fatores decisivos, é importante que os mesmos não sejam mutuamente correlacionados.

Muitas vezes a escolha do método a ser empregado é definido pela quantidade de dados técnicos e econômicos disponíveis, já que os métodos mais complexos requerem maior número de informações das possíveis alternativas a serem analisadas.

2.9. Cogeração com Turbinas a Gás no HC-Unicamp

Dentre outras atividades, SILVEIRA (1994) desenvolveu estudos de cogeração utilizando turbinas a gás no hospital de clínicas da Unicamp. Os estudos desenvolvidos são um total de quatro. Três deles prevêem a utilização do calor dos gases de escape para a produção de vapor e um deles utiliza o calor dos gases de escape para a produção de água gelada, através de chillers de absorção. Os resultados obtidos, dentro das hipóteses técnicas e econômicas admitidas, indicam períodos de payback de até 3 anos dependendo das condições de comercialização de excedentes elétricos.

Os estudos de caso desenvolvidos neste trabalho utilizam o mesmo hospital como fonte de obtenção de dados. Entretanto os estudos aqui desenvolvidos utilizam motores de combustão interna como máquina motora.

Um outro aspecto que diferencia os trabalhos se refere a como foi feita o dimensionamento da máquina motora. No trabalho do SILVEIRA (1994) o dimensionamento partiu de quantidades de vapor e frio (água gelada) desejadas, prevendo-se inclusive a venda de excedentes elétricos. Neste trabalho o dimensionamento da máquina motora partiu das necessidades elétricas de base do HC, portanto não há venda de excedentes.

A forma de obtenção de dados também apresenta algumas diferenças, já que os dados aqui mostrados são dados reais obtidos por meio de

instalação de instrumentos (hidrômetro para medir vazão de água quente e hidrômetro para medir produção de vapor) e obtenção de dados junto a CPFL no caso das curvas de demanda de eletricidade.

O trabalho de SILVEIRA (1994) foi um trabalho de referência importante, já que utiliza o mesmo hospital como possibilidade prática de implantação de cogeração, porém adaptado para outra configuração.

Capítulo 03 - Sistemas de Utilidades do Hospital de Clínicas da Unicamp : Descrição e Possibilidades de Conservação de Energia

3.1. Introdução

O primeiro contato com as instalações do HC foi realizado no dia 05 de outubro de 1995. No dia 31 do mesmo mês havia sido concedida autorização formal do HC para a realização do trabalho.

Desde então foram realizadas dezenas de visitas na tentativa de conhecer o HC e de se conseguir quantificar os principais consumos energéticos.

As constantes conversas com funcionários do HC e visitas aos principais pontos de interesse permitiu o conhecimento das instalações, a definição dos parâmetros a quantificar e como fazê-lo dentro da realidade de poucas informações quantitativas e poucos recursos para instrumentação das instalações.

Uma vez que o ponto principal do trabalho seria o estudo de caso de aplicação de um sistema de cogeração, optou-se por medir a quantidade de energia utilizada para aquecimento de água, para produção de vapor e a quantidade de energia elétrica utilizada.

No sistema de produção de água quente para uso sanitário foi instalado um hidrômetro na entrada de água para o sistema; no sistema de produção de vapor foi instalado um hidrômetro apropriado para trabalhar com água quente na entrada de água para as caldeiras e na parte de eletricidade, a CPFL cedeu curvas de demanda de eletricidade do HC.

Desde o período de orçamento e pedido de recursos para compra dos hidrômetros até a sua aquisição, o seu recebimento e a sua instalação passaram-se aproximadamente 3 meses.

A ajuda dos engenheiros e dos funcionários do HC planejando a parada dos sistemas para a execução das instalações foi essencial, como também

foi o engajamento dos operadores da casa de máquinas na realização das leituras horárias dos hidrômetros dentro da planilha de medição de dados operacionais dos sistemas.

A coleta e análise dos dados demanda muito tempo, e como não se dispunha de muito tempo para a finalização do trabalho procurou-se trabalhar com dados registrados dentro do período disponível para coleta de dados. Não há informações concretas das variações destes perfis durante um ano inteiro, o que seria o desejável, entretanto previsões de pequenas variações podem ser feitas. As medições continuam sendo feitas e poderão ser melhor analisadas em um próximo trabalho.

Neste capítulo será feita uma descrição dos diversos sistemas utilizadores de energia no HC, descrevendo as suas características físicas e de operação, serão quantificadas as necessidades das instalações, comentado as lógicas, defeitos e deficiências nas formas de controle e operação dos sistemas e serão apresentadas possibilidades técnicas de conservação de energia.

3.2. Instalações Elétricas

3.2.1. Descrição

A energia elétrica consumida no hospital das clínicas é fornecida pela concessionária local. A eletricidade é recebida em subestações. Na subestação principal se faz a redução da tensão de 11900 V para 380 V, através de três transformadores de 1 MW cada. A eletricidade é então enviada aos quadros de distribuição, e segue para os setores consumidores.

Cada setor do HC possui quadros elétricos independentes compostos de dispositivos de proteção e pequenos transformadores que reduzem a tensão para 110 V, tornando desta maneira, os setores independentes uns dos outros.

No caso de falha de fornecimento por parte da concessionária de energia existem dois grupos geradores diesel (620 HP cada) capazes de

fornecerem aproximadamente 900 kW de potência a 380 V. O baixo índice de interrupção de fornecimento por parte da concessionária não requer grandes períodos de utilização dos geradores, já que os mesmos possuem aproximadamente 20 anos de instalação e apresentam apenas cerca de 200 horas de funcionamento cada um. Estes grupos geradores são responsáveis pelo fornecimento de energia elétrica a pontos e equipamentos pré-estabelecidos que não podem ficar sem energia. Entre estes destaca-se um nível mínimo de iluminação, o centro cirúrgico, as unidades de tratamento intensivo, laboratórios, etc. Apenas um destes grupos geradores é capaz de atender ao circuito de emergência. O acionamento é automático e feito por sistema que identifica queda de fornecimento por parte da concessionária.

O Hospital das Clínicas da Unicamp é consumidor classificado pela CPFL como de alta tensão da classe A4 (2,3 a 25 kV). A tensão de fornecimento é de 11.900 V. O contrato de compra de eletricidade é baseado na tarifa horo-sazonal azul. As tarifas cobradas pela CPFL em relação a demanda são diferenciadas em função da hora do dia em que a energia foi consumida. Há dois tipos de tarifas : a tarifa fora de ponta e a tarifa de ponta. A tarifa de ponta é cobrada durante os dias úteis no intervalo horário entre 18 e 21 horas. A tarifa fora de ponta engloba as demais horas dos dias da semana e todas as horas dos finais de semana e feriados. Com relação ao consumo há dois tipos de diferenciação : a primeira diz respeito ao período do ano em que a energia está sendo consumida (período seco ou período úmido), e a segunda diz respeito a hora e dia da semana em que a energia foi consumida. Esta segunda diferenciação segue a mesma regra da demanda (horário de ponta e fora de ponta).

Consumidores de alta tensão mantém junto à concessionária de energia um contrato de compra de eletricidade. Neste contrato, o consumidor estipula valores de demanda para os períodos de ponta e fora de ponta. A concessionária instala além do medidor de consumo, um aparelho processador de demanda. O processador de demanda armazena valores médios da demanda dentro de cada 15 minutos dos dias do mês. Valores de demanda maiores que 10% da demanda contratada para os horários de ponta e fora de ponta, implicam na cobrança de tarifa de ultrapassagem. A

tarifa de ultrapassagem é o triplo da tarifa normal na ponta ou fora da ponta.

A dificuldade na previsão da demanda devido ao crescimento das instalações do HC, de uma maneira geral, tem contribuído para a ultrapassagem das demandas contratadas. As figuras 3.1. e 3.2. ilustram esta situação para o período compreendido entre setembro de 1995 e maio de 1996. Valores de demanda registrada superiores à demanda contratada acrescida de 10% (dez por cento) acarretam a cobrança de tarifa de ultrapassagem.

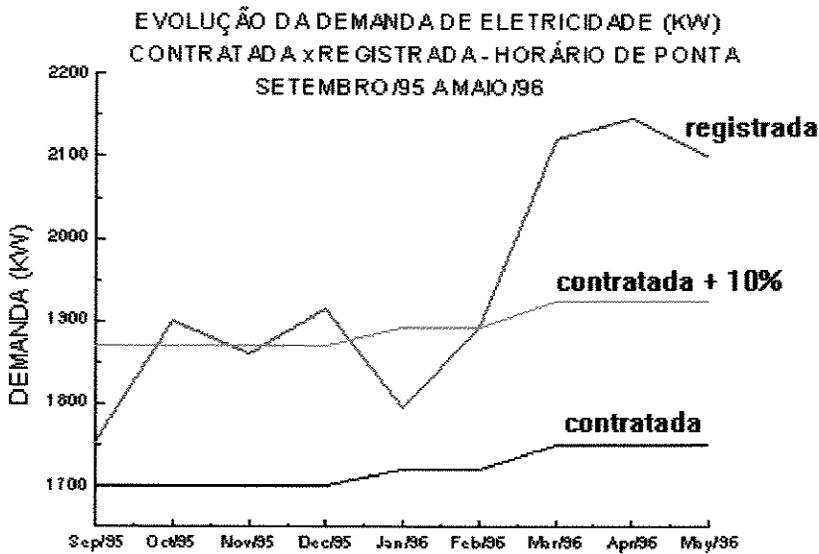


Figura 3.1. - Demanda de eletricidade contratada x registrada (Ponta)

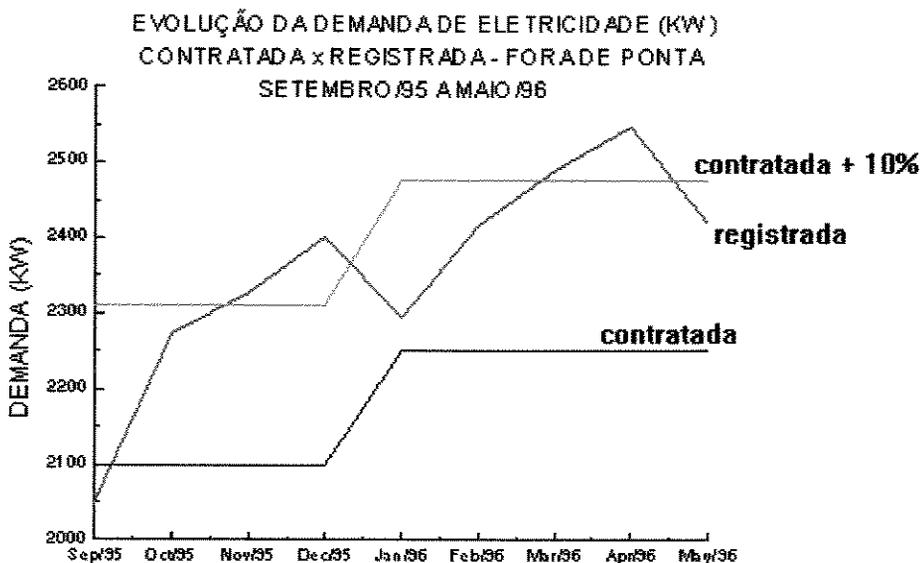


Figura 3.2. - Demanda de eletricidade contratada x registrada (Fora de ponta)

A partir do mês de junho de 1996 a demanda contratada no horário de ponta passou a ser 2000 kW e a demanda contratada no horário fora de ponta passou a ser 2500 kW. Não houve ultrapassagem superior a 10% da contratação desde então até dezembro de 1996.

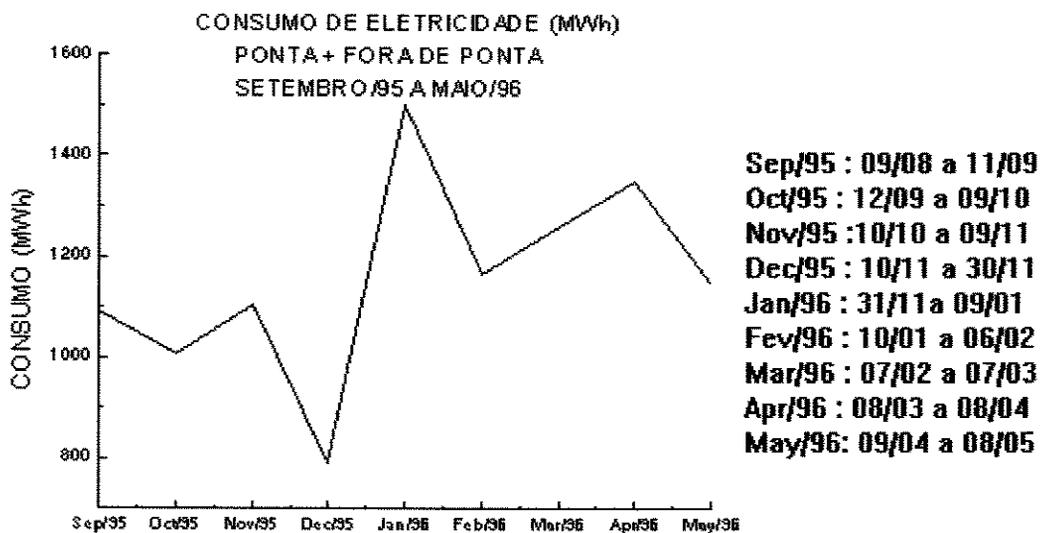


Figura 3.3. - Variação no consumo de eletricidade (MWh)

Com relação ao consumo de energia, os intervalos de tempo no qual as faturas são emitidas tendem a causar uma falsa impressão da realidade, pois os períodos entre leituras por parte dos funcionários da CPFL não são sempre os mesmos. Levando isto em consideração percebe-se um aumento do consumo dentro do período analisado. A figura 3.3. ilustra o consumo de energia nos meses de setembro de 1995 a maio de 1996, conforme faturas da CPFL.

A CPFL forneceu os relatórios de demanda registrada entre dezembro de 1995 e março de 1996. A análise destes relatórios permitiu a construção de curvas de demanda de energia elétrica. Devido a grandes diferenças de demanda registrada durante os dias úteis e os feriados e finais de semana, optou-se pela construção destes dois gráficos em separado, retratando assim a situação de uma maneira mais detalhada. A figura 3.4. mostra a demanda média de energia elétrica durante os dias úteis e a figura 3.5 a demanda média dos feriados e finais de semana do mês de março de 1996.

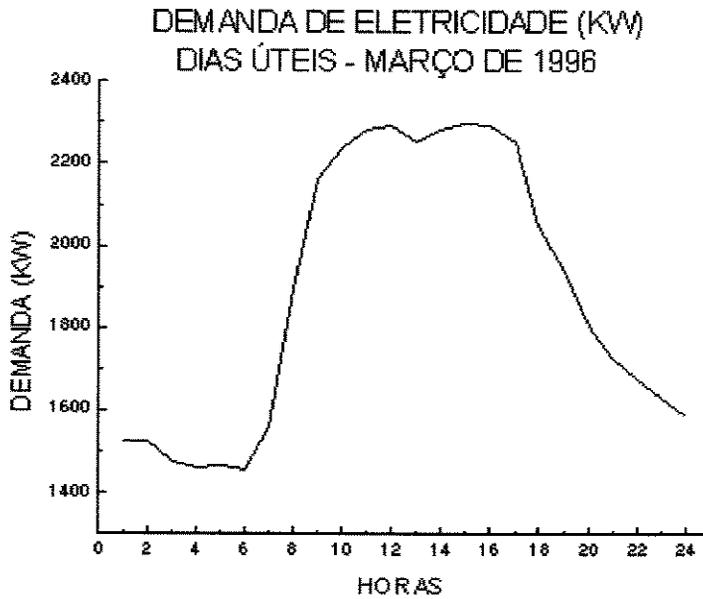


Figura 3.4. - Demanda média de eletricidade - dias úteis - março de 1996

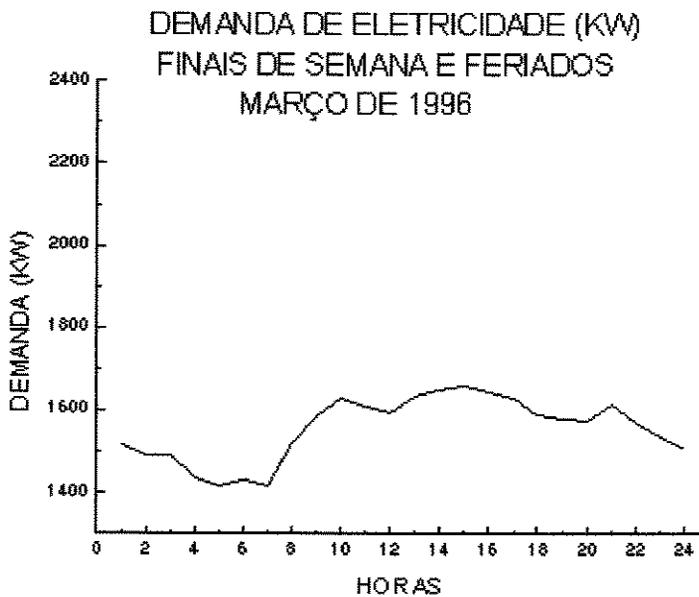


Figura 3.5. - Demanda média de eletricidade - finais de semana e feriados março de 1996

O gráfico de demanda de eletricidade nos dias úteis (figura 3.4.) revela um grande aumento na demanda a partir das 6 horas (começo de atividades), sendo alcançado o pico do horário matutino próximo as 11 horas. Durante o horário do almoço percebe-se uma pequena diminuição da demanda devido a diminuição das atividades. No período vespertino a

demanda atinge seu máximo próximo às 16 horas e segue uma diminuição gradativa a partir das 18 horas até as 24 horas.

No gráfico de demanda de eletricidade de finais de semana e feriados (figura 3.5.) percebe-se uma grande diminuição das atividades hospitalares. A demanda média fica compreendida entre 1400 e 1700 kW durante todo o dia. Percebe-se um começo de atividades a partir das 7 horas e uma diminuição a partir das 21 horas.

A análise dos dados horários entre dezembro/95 e março/96 e o seu agrupamento dentro de faixas estipuladas permitiu a construção da curva de duração de carga de energia elétrica para o período (figura 3.6).

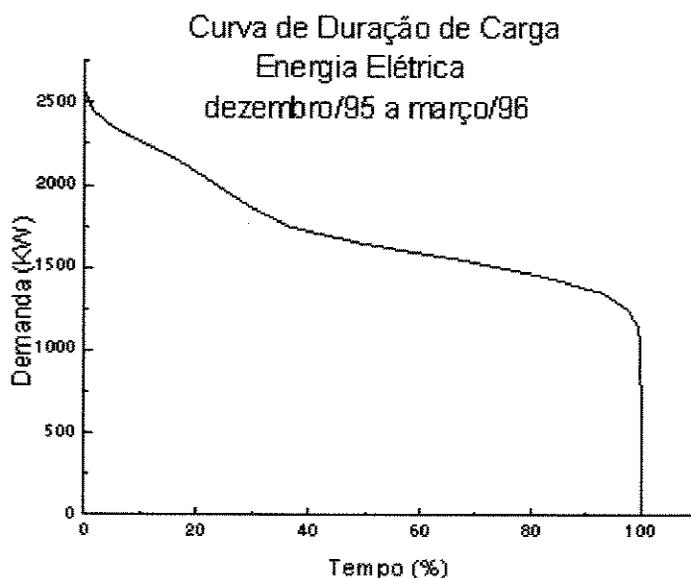


Figura 3.6. - Curva de duração de carga - eletricidade - 12/95 a 03/96

A análise da curva de duração de carga nos permite visualizar qual a porcentagem de tempo no qual a demanda de eletricidade é maior ou menor que um determinado valor. Quando do estudo de sistema de produção descentralizado de energia elétrica totalmente independente da rede, podemos visualizar a situação de carga a que ficará submetido o sistema. Um outro aspecto interessante é com relação à carga de base; nesta situação verificamos que a demanda de eletricidade raramente é inferior a 1100 kW, portanto um sistema de produção descentralizado deste porte trabalharia quase a plena carga durante 100% do tempo.

3.2.2. Possibilidades de Conservação

As possibilidades de conservação de energia elétrica podem ser divididas em medidas de esclarecimento e sensibilização e medidas técnicas. As medidas de esclarecimento e sensibilização produzem um ótimo retorno, entretanto requerem a implementação de uma gestão que deve estudar maneiras de influenciar o comportamento dos ocupantes do hospital, informando-os sobre a maneira correta e racional da utilização dos equipamentos. As medidas técnicas de conservação requerem um investimento inicial e são limitadas por um tempo de retorno sobre o investimento. O trabalho limita-se a comentar algumas possibilidades técnicas de conservação de energia.

A medida básica seria a revisão das demandas contratadas, medida esta que apesar de não representar uma economia de energia pode reduzir significativamente a fatura de eletricidade.

O primeiro passo na tentativa de diminuir o consumo energético é a análise do consumo dos diferentes equipamentos e sistemas, como também a sua evolução ao longo do tempo. Esta medida permitirá identificar os principais consumidores e estudar possibilidades de diminuir a sua participação no consumo energético.

Os consumidores de energia elétrica em um hospital são :

- Iluminação
- Ar condicionado
- Equipamentos hospitalares
- Equipamentos e sistemas em geral

As possibilidades de conservação de energia em iluminação serão discutidas no item 3.2.2.1.

Com relação ao ar condicionado, as possibilidades de conservação serão apresentadas no item 3.4.2.

Os equipamentos hospitalares também podem ser considerados como importantes consumidores de energia elétrica, entretanto devido as suas particularidades é difícil planejar atuações comuns, exceto as ações de

caráter global aplicáveis a qualquer consumidor de eletricidade.

Os compressores, bombas de vácuo, bombas de água, ventiladores, exaustores, etc, podem ser inseridos dentro do grupo dos equipamentos e sistemas em geral. A execução de rotinas de manutenção preventiva, visando manter os equipamentos operando dentro de suas melhores possibilidades pode representar economias significativas. Quando da substituição de algum equipamento, deve-se fazer um estudo das novas opções existentes no mercado de maneira a obter-se reduções no consumo de eletricidade através do uso de equipamentos mais eficientes.

3.2.2.1. Iluminação

O consumo de energia elétrica em iluminação artificial é um dos grandes responsáveis pela fatura de energia elétrica dentro de um hospital. Estudos realizados na Catalunha indicaram que aproximadamente 16% do consumo elétrico de hospitais era proveniente de iluminação artificial, representando entre 10 e 20% dos custos totais com energia (DEPARTAMENT D'INDÜSTRIA I ENERGIA, 1990).

Basicamente, as lâmpadas usadas em luminárias pertencem a um dos seguintes grupos : a) incandescentes comuns; b) halógenas; c) incandescentes específicas; d) fluorescentes; e) luz mista; f) vapor de mercúrio e g) vapor de sódio de alta pressão (CREDER, 1995).

Um primeiro passo a ser dado quando do projeto de iluminação para ambientes hospitalares, diz respeito ao nível de iluminação requerido para os diversos setores do hospital, e a suas necessidades em termos de conseguir identificar as cores com exatidão. A partir disso escolhe-se o tipo de lâmpada mais apropriada para aquele ambiente levando-se em consideração outros fatores como o rendimento luminoso, a vida da lâmpada, o rendimento de cor, o controle direcional da luz, o tempo de reacendimento, o custo de instalação e o custo de funcionamento.

Feita a escolha do tipo de lâmpada a ser empregada, há outros meios (instalações auxiliares ou gestão da instalação) que produzem uma menor

participação da iluminação artificial na fatura de eletricidade. Entre estas possibilidades destacamos :

- Melhoras na gestão e manutenção da instalação : Estas ações correspondem ao comportamento dos usuários do hospital, como também do serviço de manutenção do hospital. Algumas das ações deste grupo são :

- Evitar que as luzes fiquem acesas quando os locais estiverem desocupados.
- Aproveitar ao máximo a iluminação natural.
- Evitar de se usar lâmpadas de tensão inferior à da rede.
- Limpar as lâmpadas frequentemente.
- Substituir as lâmpadas após esgotada a sua vida útil.

- Setorização : O fracionamento dos circuitos permite manter-se um menor nível de iluminação fora dos horários de serviço. Nos recintos de grande superfície (maiores que 60 m²), deve haver no mínimo dois circuitos independentes, de maneira a controlar o fluxo luminoso em função da ocupação e da iluminação natural.

- Regulação e controle : Em instalações setorizadas pode-se prever a instalação de temporizadores que limitam o tempo de funcionamento de lâmpadas em locais de circulação e de serviços intermitentes. Dispositivos fotoelétricos podem ser instalados para controlar a iluminação na parte externa do hospital. Pode-se prever reguladores contínuos da intensidade luminosa (reostatos ou reatâncias) de maneira a diminuir a intensidade de acordo com a necessidade. A implantação de um software gerenciador permite o controle centralizado e a consequente redução do consumo, através do acionamento ou não das lâmpadas do hospital.

- Integração da luminária com o ar condicionado : O insuflamento e/ou o retorno do ar condicionado pode ser integrado com as luminárias. Esta solução apresenta as seguintes vantagens :

- Reduz a radiação produzida pelas lâmpadas e pelas luminárias.
- Reduz a temperatura do ar que envolve as lâmpadas, incrementando o fluxo luminoso e consequentemente a sua eficiência.

O estudo econômico desta solução integrada é bastante complexo, porém pode-se dizer que em novas construções se o número de luminárias comportar a quantidade de ar necessário para a climatização, a solução será rentável.

- Substituição das lâmpadas : Se trata essencialmente de se estudar as possibilidades de se trocar as lâmpadas existentes por lâmpadas mais eficientes. Em determinadas situações o índice de reprodução cromática limita a realização dessa troca.

- Uso de reatores de alta frequência em lâmpadas fluorescentes : A eficiência da lâmpada fluorescente aumenta com o aumento da frequência. Reatores de alta frequência (acima de 20 kHz) permitem um acréscimo de 10% na eficiência quando aplicado em lâmpadas fluorescentes comuns, sendo que quando aplicado em lâmpadas especialmente desenvolvidas para aproveitar todas as vantagens deste sistema a economia pode superar 23% (DEPARTAMENT D'INDÜSTRIA I ENERGIA, 1990).

3.3. Sistema de Produção, Distribuição e Utilização de Vapor

3.3.1. Descrição

A produção de vapor saturado para uso hospitalar se dá através de três caldeiras flamotubulares fabricadas pela ATA Combustão Técnica. Apresenta-se abaixo, os dados de placa das caldeiras.

ATA COMBUSTÃO TÉCNICA S.A.
GERADOR DE VAPOR
TIPO : ATA 18
MODELO : H3
ANO DE FABRICAÇÃO : 04/78
SUPERFÍCIE DE VAPORIZAÇÃO : 100 M2
PRODUÇÃO DE VAPOR : 3300 KG/H
PMTP : 150 PSIG [10,55 KGF/CM2]
TESTE HIDROSTÁTICO : 225 PSIG [15,82 KGF/CM2]

Tabela 3.1. - Dados de placa das caldeiras

Apenas uma das caldeiras é capaz de atender a demanda de vapor do Hospital das Clínicas, as outras ficam uma em serviço de manutenção periódica e a outra em "stand-by" caso a que está em operação venha a falhar.

A caldeira em operação é acionada quando a pressão na linha de distribuição for inferior a $7,5 \text{ kgf/cm}^2$ e é desligada quando a mesma atingir 9 kgf/cm^2 . A condição de trabalho é a plena carga.

Na partida da caldeira se emprega o querosene. O combustível empregado para a produção de vapor é o óleo combustível com baixo ponto de fluidez (BPF) tipo 2A.

A distribuição do vapor é feita através de tubos de aço carbono sem costura, isolados térmicamente com lã de vidro protegida por chapa de alumínio corrugada.

A figura 3.7. ilustra o esquema da instalação de geração e distribuição de vapor do hospital de clínicas.

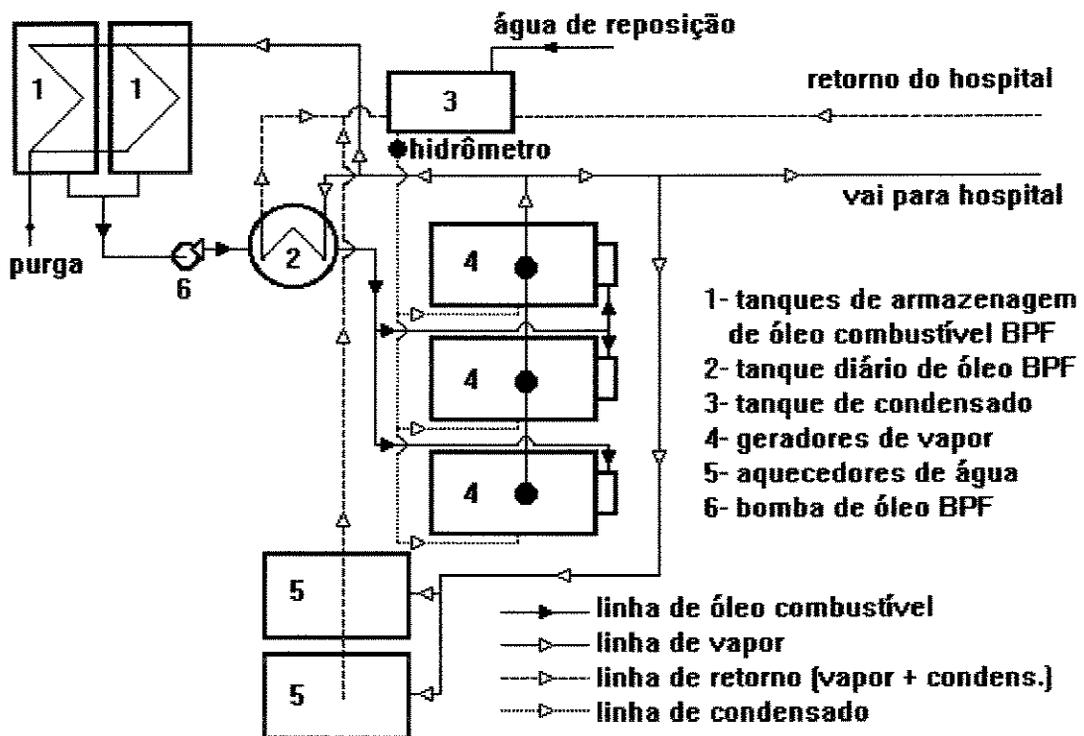


Figura 3.7. - Esquema do sistema de geração e distribuição de vapor

O óleo combustível é recebido e armazenado em tanques de armazenagem (1) com aquecimento à base de vapor produzido nas caldeiras. O óleo é então bombeado (6) para o tanque diário de combustível (2). Do tanque diário ele é introduzido no queimador da caldeira através de bomba que integra a caldeira. O vapor produzido na caldeira (4) é distribuído para os tanques de armazenagem (1), para o tanque diário (2), para os boilers de aquecimento de água para fins sanitários (5) e para os pontos de utilização no prédio do hospital. Dos pontos onde há retorno de condensado, o condensado segue para o tanque de condensado (3) onde é misturado à água de reposição e é introduzido na caldeira por bomba de triplo estágio.

Entre os pontos consumidores de vapor se destacam a lavanderia, a cozinha, os boilers de aquecimento de água para fins sanitários, o tanque de armazenamento de óleo combustível BPF, o tanque diário de óleo combustível BPF, o sistema de calefação (atualmente está inoperante), as autoclaves, etc.

A lavanderia é a principal consumidora de vapor dentro do HC, sendo que não há redutores de pressão nas máquinas de lavagem, secagem e nas calandras de passar roupa. Nas autoclaves a pressão é reduzida para 4 kgf/cm² e posteriormente reduzida para 2,5 kgf/cm². Os boilers de aquecimento de água para uso sanitário utilizam vapor a 1,5 kgf/cm², quando os dois estão operando e a 4 Kgf/cm² quando apenas um deles está operando. A quantidade de roupa lavada por dia gira em torno de 4000 kg. Segundo estudo realizado por comissão de auditores energéticos da Catalunha (Departament D'Indústria i Energia, 1990) a necessidade de vapor por quilo de roupa lavada gira em torno de 3 a 3,5 kg. O processo de lavagem consiste na lavagem propriamente dita, em máquinas que possuem rotina de lavagem de acordo com o grau de sujidade verificado (leve, pesada e cobertores). Dentro das rotinas de cada grau de sujidade existem etapas que necessitam de água quente a 80° C. A água é aquecida através do contato direto com o vapor, não há retorno de condensado. Após a roupa ser lavada e torcida ela é inserida nas secadoras centrífugas a vapor. Nas secadoras centrífugas a vapor há retorno de condensado. Após as roupas estarem secas elas são circuladas nas calandras de passagem de roupa,

que tem os seus cilindros aquecidos através do uso do vapor. Nas calandras há retorno de condensado.

Na cozinha o vapor é utilizado na cocção de alimentos em panelas a vapor e em balcões que mantêm a comida aquecida durante os horários de refeição.

O tanque de armazenamento de óleo combustível, é aquecido para que se mantenha o mesmo em temperatura próxima a 70° C e no tanque diário de óleo combustível a temperatura pode chegar a 100° C. O óleo combustível é transferido do tanque de armazenamento para o tanque diário através de bombas que são operadas por válvula bóia contida no interior do tanque diário. Antes do óleo ser inserido no queimador da caldeira ele é aquecido para aproximadamente 130° C. Este aquecimento é realizado por resistências elétricas quando a caldeira acabou de ser ligada, e é realizado pelo próprio vapor quando a mesma já atingiu o regime de operação.

Existem pontos de utilização em que há retorno do condensado para o tanque de condensado de alimentação da caldeira e outros pontos em que não há retorno. A quantidade exata de condensado que retorna à caldeira não é conhecida, pois não há medidores para tal finalidade, entretanto, estima-se que 50% do vapor produzido retorne para a caldeira em forma de condensado diminuindo-se desta maneira o consumo de óleo combustível, o consumo de água e a necessidade de tratamento de água.

O retorno de condensado para a caldeira contribui para que não haja choque térmico na caldeira e diminui o consumo de combustível já que diminui-se a quantidade de calor necessária para promover a evaporação desta quantidade de água.

A figura 3.7. mostra o posicionamento do hidrômetro que foi instalado na tubulação de alimentação da caldeira. A leitura horária do hidrômetro, por parte dos operadores da casa de máquinas do HC, permitiu conhecer a quantidade de vapor produzida durante um dia típico de operação do sistema. A figura 3.8. ilustra a demanda média de vapor em função da hora do dia entre os dias 25/03/96 e 25/04/96.

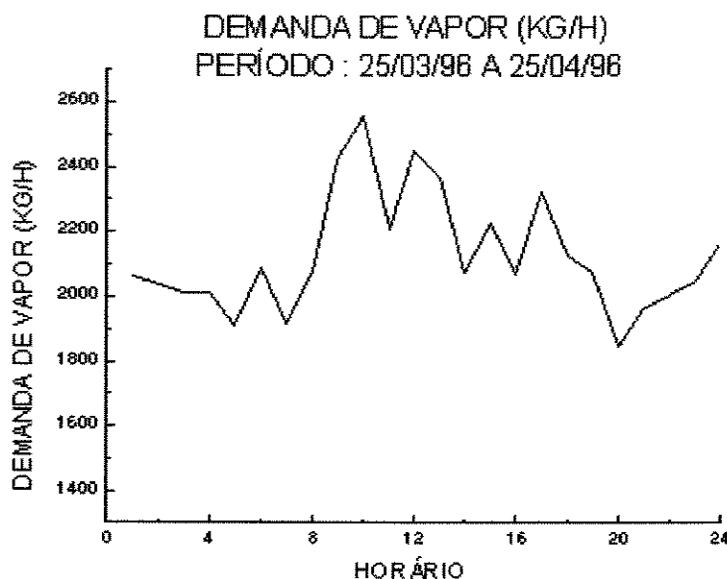


Figura 3.8. - Demanda média de vapor [Kg/h]

A análise do gráfico permite concluir sobre uma maior necessidade de vapor entre as 8 e 20 horas, sendo que a demanda média nunca é inferior a 1800 kg/h. Vale ressaltar que as medidas foram realizadas pelos funcionários da casa de máquinas e que as mesmas foram realizadas de hora em hora, entretanto entre uma e outra medição podem ter ocorrido períodos ligeiramente superiores ou inferiores a uma hora.

A água utilizada na produção de vapor é a água da rede com tratamento à base de aditivo químico que controla o PH da água, diminuindo-se desta maneira a formação de incrustações e corrosão no interior da caldeira.

A temperatura de entrada da água na caldeira têm variado entre 70° C e 90° C, sendo que em alguns momentos, devido a alta temperatura da água na entrada da caldeira, à distância existente entre o tanque de condensado e as caldeiras e ainda devido a baixa altura do tanque de condensado em relação às caldeiras, têm-se verificado problema de cavitação na bomba de alimentação da caldeira. Este problema é contornado através do uso da injetora (sistema de alimentação da caldeira que aproveita a pressão do vapor para "aspirar" a água para o seu interior - ejetor) .

Quanto aos gases de exaustão, não há nenhuma espécie de filtragem dos mesmos e a sua temperatura varia entre 220° C e 250° C. A Agência de

Proteção do Meio Ambiente (EPA - Environmental Protect Agency) possui norma reguladora de emissão de contaminantes dos gases de exaustão de caldeiras. Estas normas estão sendo seguidas em novas instalações em alguns países desenvolvidos (BUILDING SERVICES, 1992).

Através dos dados médios semanais para as 24 horas do dia, durante as 4 semanas do período analisado, construímos uma curva de duração de carga média das necessidades de vapor do HC - Figura 3.9.

A curva média de duração de carga nos mostra que a demanda de vapor de base é de aproximadamente 1600 kg/h. É importante ressaltar que a curva de demanda de vapor foi construída com a média dos valores de demanda, e a curva de duração de carga foi construída com as demandas médias semanais do período analisado.

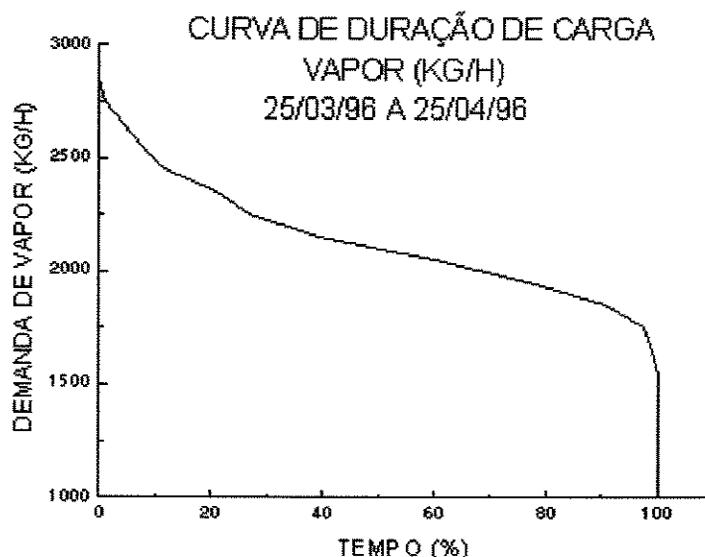


Figura 3.9. - Curva média de duração de carga - Vapor

Adotando a temperatura média de entrada de água na caldeira igual a 70°C e a pressão média igual a 8,25 ata (é a média entre a pressão de desarme a rearme da caldeira) construiu-se a figura 3.10.

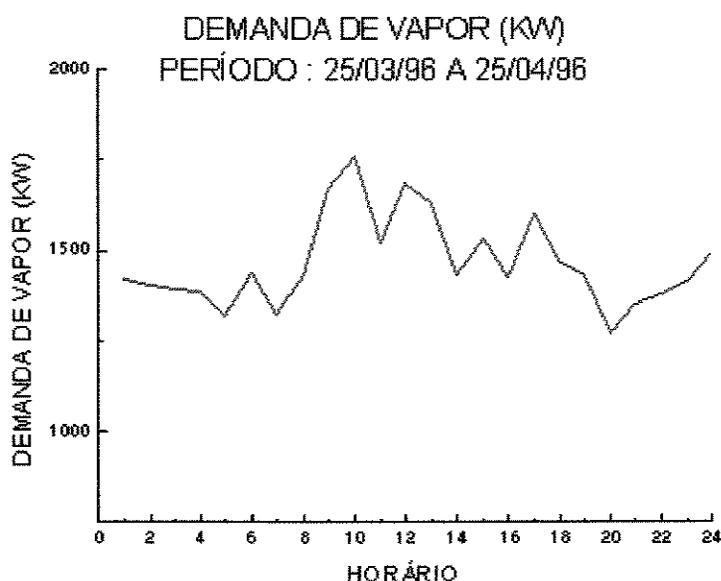


Figura 3.10. - Demanda de energia para a produção de vapor (KW)

A curva de demanda de energia para a produção de vapor revela a quantidade de energia que é necessária para a produção de vapor, dentro das hipóteses admitidas. O aspecto da figura 3.10 é semelhante ao da figura 3.8, a menos das unidades. Percebe-se uma maior necessidade de vapor durante o período compreendido entre 8 e 20 horas, sendo que a demanda fica compreendida entre 1250 e 1750 kW.

A análise dos dados, dentro do período disponível, revela que a quantidade média de produção de vapor é de 2102 kg/h, assumindo-se a temperatura da água na entrada da caldeira igual a 70°C.

Um outro aspecto importante dentro do sistema de produção e distribuição de vapor, diz respeito a quantidade de óleo combustível consumido durante o mês. A Petrobrás fornece o óleo ao HC, sendo que nem sempre que o tanque de armazenamento é carregado, ele é preenchido em sua totalidade, dificultando desta maneira a exata quantificação do consumo, já que não se dispõem de nenhum medidor específico. A análise das notas fiscais de compra permitiu a construção da figura 3.11. e revelou um consumo médio de óleo combustível dentro do período da figura 3.11. de 143 kg/h.

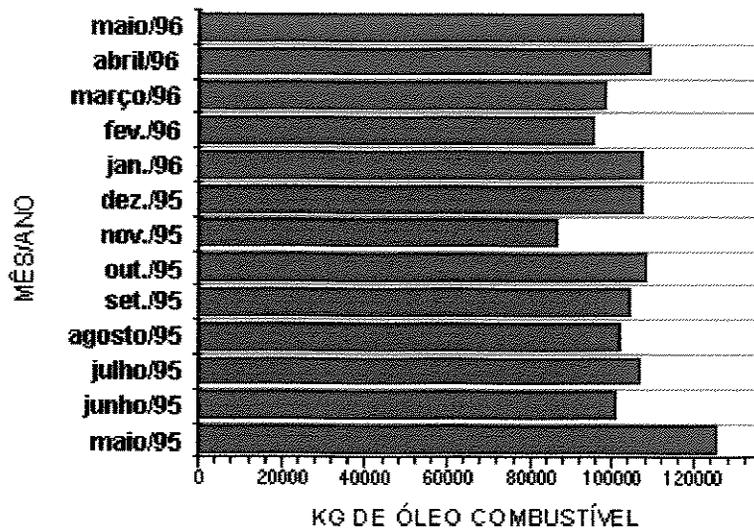


Figura 3.11.- Compra mensal de óleo combustível do HC

De posse dos dados de produção horária de vapor, das condições de entrada de água na caldeira, da condição de saída do vapor saturado, do consumo médio de óleo combustível e do poder calorífico inferior do óleo combustível, pode-se estimar o rendimento da caldeira através de um balanço energético :

$$\eta = \frac{m_v (h_v - h_{cond})}{m_c PCI} = 88,9\% \quad (3.1)$$

onde :

η - rendimento da caldeira

m_v - fluxo mássico médio de vapor = 2102 kg/h

h_v - entalpia do vapor saturado a 8,25 ata = 661,5 kcal/kg

h_{cond} - entalpia do condensado a 70° C = 70 kcal/kg

m_c - fluxo mássico médio de combustível = 143 kg/h

PCI - poder calorífico inferior do combustível = 9780 kcal/kg

O rendimento de 88,9% para caldeiras que possuem vida de aproximadamente 18 anos é um ótimo valor.

3.3.2. Possibilidades de Conservação

Na parte de produção de vapor deve-se acompanhar o rendimento da caldeira e estudar a real necessidade em termos de pressão de vapor, já que a produção de vapor a pressões mais elevadas aumenta as irreversibilidades do processo, acarretando maiores custos de produção. Vale ressaltar que a vida útil das caldeiras existentes está próximo ao fim da vida útil informada pelos fabricantes (20 anos).

No sistema de distribuição de vapor deve-se manter as linhas de distribuição corretamente isoladas, reparar os pontos de vazamento em tubos e válvulas e manter os purgadores em corretas condições de funcionamento, já que purgadores em más condições podem representar perdas de até 15% (DEPARTAMENT D'INDÜSTRIA I ENERGIA, 1990).

Nas lavanderias deve-se procurar utilizar os equipamentos em sua capacidade nominal de operação, recuperar-se a energia do condensado (por exemplo para o aquecimento de água para fins sanitários), e evitar de se secar as roupas excessivamente. A substituição de equipamentos antigos de baixa eficiência energética por equipamentos novos de maior eficiência energética pode representar uma boa possibilidade de redução no consumo de energia.

Nas centrais de esterilização deve-se procurar utilizar as autoclaves nas condições nominais de operação, diminuindo-se desta maneira o custo de esterilização por quilo de produto esterilizado.

3.4. Sistema de Ar Condicionado

3.4.1. Descrição

O sistema de ar condicionado central do HC é do tipo de expansão indireta composto por quatro resfriadores de líquido (chillers) de capacidade

nominal de 140 TR's / cada (423.360 kcal/h). A estimativa da demanda de eletricidade de cada chiller, operando a plena carga, é de 150 kW, sendo que a temperatura de retorno da água gelada é de 12,5° C e a de saída é de 7° C.

O sistema de condensação utiliza a água como meio, sendo a condição de projeto a água retornar ao chiller a 29,5° C e sair do chiller a 35° C. A circulação da água é feita por três bombas instaladas em paralelo, de 30 CV de potência (cada). No caso de falha, há uma bomba reserva (stand-by). A rejeição de calor é através de duas torres de resfriamento forçadas, instaladas em cima da casa de bombas de água de condensação.

A água gelada é distribuída aos fancoil's (climatizadores) por meio de três bombas, de 25 CV/cada, que operam em paralelo. Existe uma bomba de reserva (stand-by) caso uma das três bombas de circulação venha a falhar. Existem casas de máquinas de ar condicionado localizadas na cobertura do HC e outros fancoil's instalados no próprio ambiente ou forro falso.

O ar é distribuído aos pontos climatizados através de rede de dutos confeccionados em chapa de aço galvanizada com isolamento térmico e instalados em forro falso; o retorno do ar aos climatizadores é geralmente feito por rede de dutos. Há ambientes, como o centro de transplante de medula e o centro cirúrgico, onde não há retorno de ar, ou seja todo o ar insuflado no ambiente é captado do exterior e tratado antes de ser insuflado, seguindo as melhores práticas recomendadas por entidades competentes. Dependendo da aplicação temos diferentes tipos e classes de filtragem que podem ser empregados (TORREIRA, 1985). No centro cirúrgico, por exemplo, temos filtros de classificação ABNT (NB-10) como grosso (G), fino (F) e absoluto (A). A periodicidade de troca dos elementos filtrantes é controlada por uma empresa terceirizada que é a responsável pela manutenção do sistema. Sabe-se que a vida útil dos mesmos é reduzida devido a falta de um sistema de controle de emissão de poluentes por parte das caldeiras, o que pode ser constatado pela impregnação de fuligem nos filtros.

O esquema de produção de água gelada existente no HC é apresentado na figura 3.12.

A empresa terceirizada responsável pela manutenção do sistema mantém o sistema dentro das possíveis condições de funcionamento. Os resfriadores de líquido (chillers) estão funcionando de acordo com a capacidade instalada, porém há outros reparos que precisam ser feitos, porém necessitam de investimentos auxiliares.

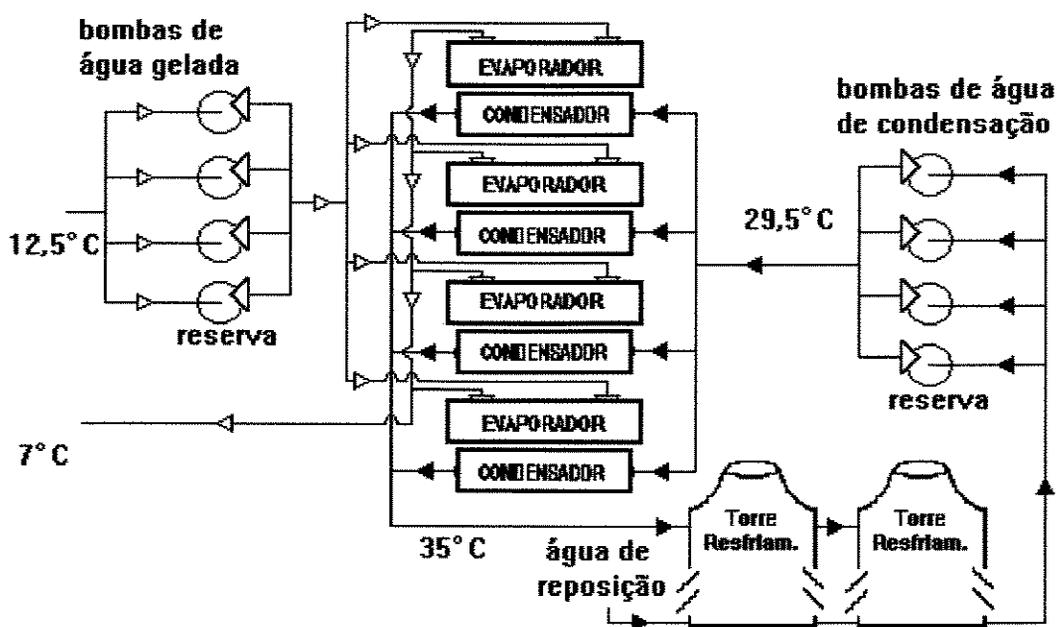


Figura 3.12. - Esquema do sistema de ar condicionado - água gelada

São quatro resfriadores de líquido instalados em paralelo. As temperaturas de operação são mostradas na figura.

Os climatizadores (fan coil's) possuem aproximadamente 20 anos de vida, sendo que alguns estão com parte do gabinete apodrecido e necessitam serem reformados ou substituídos. Este mau estado de conservação provoca fuga de ar tratado para fora da máquina e/ou admissão de ar sem tratamento para dentro da máquina, sendo posteriormente insuflado nos ambientes climatizados.

Existem ainda alguns equipamentos do tipo self-contained e dezenas de aparelhos de janela, que foram instalados em setores que sofreram expansão ou reforma após projeto inicial.

Nos locais onde não há condicionamento de ar, existem ventiladores para insuflamento e exaustão de ar. Muitas vezes o sistema de ventilação

opera em conjunto com o de exaustão, promovendo salas pressurizadas, com pressão zero, e com pressão negativa de acordo com as práticas para ambientes hospitalares.

Para os ambientes em que as condições interiores são mais rígidas em termos de temperatura e umidade relativa foram previstos serpentinas de aquecimento a vapor e injeção de vapor (caldeira) na corrente de ar (STOECKER AND JONES, 1985). Esta serpentina de aquecimento e o conjunto de injeção de vapor na corrente de ar são utilizados para o controle de umidade ambiente. Atualmente estes dois sistemas estão inoperantes devido a problemas na parte de controle dos sistemas.

A parte de controle de temperatura dos ambientes condicionados pelos fancoil's é feita por válvula operada por termostato que regula a passagem de água pela serpentina, o acionamento das válvulas é pneumático. Atualmente, na grande maioria das instalações estas válvulas são motorizadas e operadas por termostato eletrônico (LEVENHAGEN AND SPETHMANN, 1993).

No HC estas válvulas pneumáticas não estão funcionando, portanto não existe nenhum tipo de controle de temperatura ambiental. O controle da quantidade de água fica limitado ao controle por registros. A falta de controle faz com que o sistema fique desbalanceado, este desbalanceamento torna alguns ambientes com condições de temperatura abaixo do necessário e outros ambientes com condições de temperatura acima do desejável, gerando desta maneira desconforto para os usuários dos diversos setores climatizados.

O projeto do sistema de ar condicionado do HC foi desenvolvido na década de 70 (período de construção do HC). Nesta época, devido a inexistência de computadores a níveis de pequenos usuários, os cálculos de carga térmica eram feitos para algumas situações pré-estabelecidas, portanto não há no projeto um perfil de carga térmica mostrando a variação da carga térmica em função da hora do dia e dos meses do ano. O aumento de equipamentos nas áreas climatizadas (fontes de calor) e a mudança de metodologias e valores de carga para as diversas variáveis envolvidas no cálculo de carga térmica sugerem um estudo para readequação do sistema.

3.4.2. Possibilidades de Conservação

O sistema de ar condicionado do HC quando trabalhando a plena carga é responsável por aproximadamente 1/3 (um terço) da demanda de pico de eletricidade. A falta de investimentos no sentido de manter o sistema operando dentro das condições para que o mesmo foi projetado, tem sido objeto de desconforto por parte dos usuários de áreas climatizadas, além de infringir as melhores práticas de condicionamento ambiental para ambientes hospitalares.

As possibilidades de conservação de energia em sistemas de ar condicionado são muito grandes. Variadores de frequência em bombas de distribuição de água gelada (HANSEN, 1995), sistemas de volume de ar variável (VAV), aproveitamento entálpico, sistema gerenciador, recuperação de calor da água de condensação, máquinas de absorção, sistema de termoacumulação, etc, são alguns exemplos.

A seguir discutiremos algumas das possibilidades de redução de demanda e conservação de energia possíveis de serem aplicadas no HC.

3.4.2.1. Recuperação de Calor do Sistema de Condensação

A quantidade de calor rejeitada no condensador de uma máquina de ar condicionado pode ser estimada como 25% superior à sua capacidade de produção de frio. Fazendo-se esta análise e levando-se em consideração as quatro máquinas existentes operando a plena carga, teremos :

$$Q_r = 1,25 \cdot Q_{ch} \cdot n_m \cdot F1 \quad (3.2)$$

onde :

Q_r = calor rejeitado

Q_{ch} = capacidade nominal dos chillers (TR's) = 140

n_m = número de máquinas = 4

$F1$ = Fator de conversão (TR's para kW) = 3,517

Portanto : $Q_r = 2461,9$ kW

A princípio percebemos uma grande possibilidade de recuperação de calor. Entretanto temos dois grandes problemas para serem avaliados. O primeiro diz respeito à baixa qualidade desta energia já que o sistema é projetado para trabalhar com grandes quantidades de água entre 29,5° C (entrada dos condensadores) e 35° C (saída dos condensadores).

O segundo problema se refere ao regime de operação do sistema. A disposição das bombas, dos chillers e dos controles faz com que os chillers tendam a operar em situações de carga parecidas, ou seja quando a carga térmica for por exemplo 50% da total, os quatro resfriadores de líquido tendem a operar na metade de sua capacidade máxima. Esta situação faz com que a água de resfriamento esteja a 35° C somente quando o sistema estiver operando a plena carga.

O sistema de ar condicionado é dimensionado de maneira a atender a carga de pico. Esta situação de carga ocorre durante algumas horas dos dias mais quentes do ano. Durante os outros períodos o sistema opera em condição de carga parcial. A tabela 3.2. nos mostra a quantidade de calor rejeitada e a respectiva temperatura da água na saída do condensador para algumas situações de carga, admitindo-se a hipótese de variação linear entre a variação de carga e a temperatura da água.

situação de carga	calor rejeitado	temperatura água [°C]
40%	985 KW	31,7
50%	1231 KW	32,25
60%	1477 KW	32,8
70%	1723 KW	33,35
80%	1969 KW	33,9
90%	2215 KW	34,45

Tabela 3.2.- Calor rejeitado pelo sistema de ar condicionado em cargas parciais

A expectativa é de que o sistema opere em uma situação de carga média entre 60 e 70%.

Devido ao baixo diferencial de temperatura entre a água de resfriamento e a água da rede introduzida no sistema de água quente a recuperação de calor necessitaria de um trocador de calor de grande superfície.

3.4.2.2. Sistema de Termoacumulação

Este tipo de sistema tem sido bastante utilizado dentro do mercado de ar condicionado em médias e grandes instalações (INOUE et al, 1995).

As possibilidades e as estratégias aplicadas dependem basicamente da estrutura de cobrança das tarifas de eletricidade.

Sendo o sistema de ar condicionado responsável por uma grande parcela do consumo/demanda de eletricidade em edifícios comerciais e residenciais, alguns países tem dado apoio a este tipo de projeto criando uma tarifa diferenciada para consumo/demanda no horário noturno (por exemplo das 22 as 6 horas). Nestes países, os sistemas de ar condicionado com termoacumulação tem sido projetados na estratégia de armazenagem total (full storage), ou seja as máquinas trabalham durante a noite/madrugada armazenando frio e são totalmente desligadas durante o dia (período de utilização). A figura 3.13 ilustra esta situação.

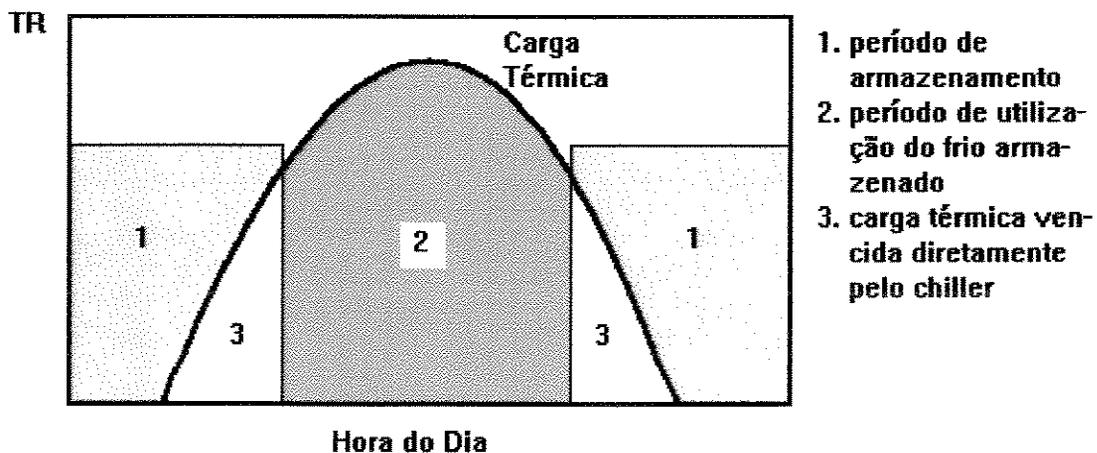


Figura 3.13- Termoacumulação com armazenamento total

No Brasil devido a não existência de incentivos a consumo de eletricidade durante o período noturno, os sistemas normalmente utilizados são os de armazenagem parcial (partial storage). A estratégia empregada consiste na armazenagem de frio durante a noite e utilização do mesmo para atender a carga térmica de pico e a carga térmica durante o período em que a eletricidade é mais cara (tarifa de ponta). A figura 3.14 ilustra este caso.

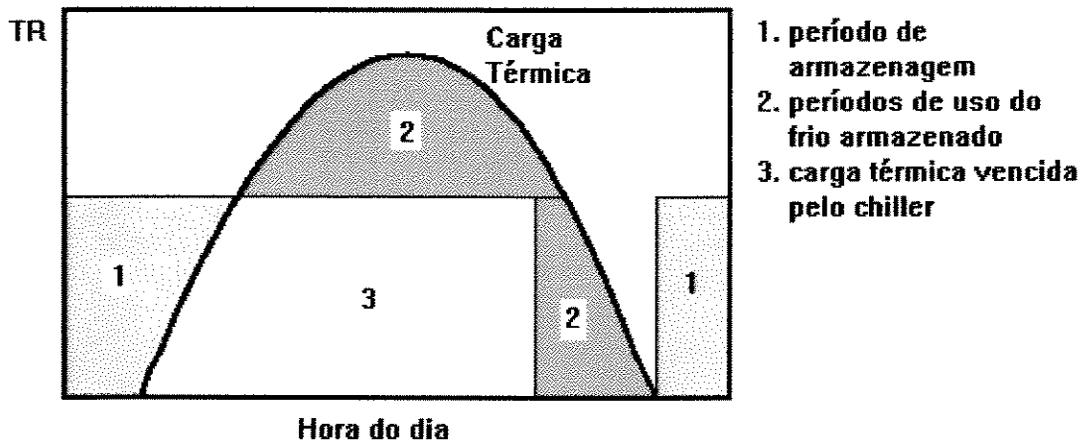


Figura 3.14- Termoacumulação com armazenamento parcial

Após a escolha da estratégia a ser implementada, deve-se pensar em qual tipo de armazenamento que deve ser feito. Dentre as opções existentes citamos (ASHRAE, 1993) :

- Armazenamento de água gelada
- Armazenamento de gelo utilizando-se máquinas de fabricação de gelo
- Armazenamento de gelo (serpentina ou cápsulas)
- Armazenamento térmico através da mudança de fase de sais eutéticos.

Do ponto de vista da eletricidade, sistemas deste tipo permitem que se contrate uma menor demanda nos horários de ponta e fora de ponta, entretanto teremos um maior consumo já que temos de prever perdas nos armazenadores. No caso de sistemas de armazenamento de gelo, o ponto de operação da máquina durante o período de armazenamento terá baixas temperaturas de evaporação do fluido refrigerante e um conseqüente maior consumo de energia. Entretanto devido a se trabalhar com menores

temperaturas e maiores diferenciais de temperatura as bombas de água gelada e os ventiladores dos fan coil's serão de menor potência.

A escolha do tipo de acumulação térmica que deve ser feito envolve uma série de questões. As vantagens e desvantagens de um sistema sobre o outro deve ser analisado para o caso específico que se deseja estudar.

No caso do HC a implantação de um sistema de termoacumulação com armazenamento parcial permitiria colocar-se em disponibilidade ou em reserva pelo menos um dos chillers existentes, já que a capacidade frigorífica em sistemas de termoacumulação é reduzida para aproximadamente 60% da carga térmica máxima.

O cálculo de carga térmica utilizando-se software desenvolvido de acordo com as recomendações do manual Ashrae Fundamentals permitirá a construção de perfis de carga térmica. A análise destes perfis servirá para o dimensionamento da quantidade de frio a ser armazenado.

Em se tratando de um "retrofit" (adaptação de uma instalação já existente) deve-se procurar conceptualizar o sistema de maneira a aproveitar boa parte dos equipamentos já existentes.

Uma outra questão fundamental é a concepção dos controles do sistema. A aplicação de sensores, válvulas, atuadores, etc, deve ser muito bem desenvolvida, sob pena de se ter um mau funcionamento.

Com relação ao custo de implantação, o sistema quando aplicado em novas instalações apresenta custo semelhante ou um pouco superior (entre 10 e 15%) ao de um sistema comum. Este maior investimento inicial é amortizado devido ao menor custo operacional.

Em relação ao HC as vantagens seriam a redução da demanda contratada nos horários de ponta e fora de ponta e a disponibilidade de se deslocar um dos chillers para um outro local.

3.4.2.3. Máquinas de Absorção

A aplicação de máquinas de absorção com a finalidade de resfriamento tem se mostrado como uma alternativa viável por mais de um século. Não há

melhor aproveitamento econômico para recuperação de energia térmica residual do que o seu uso em climatização ou refrigeração quando a energia térmica a ser recuperada satisfaz as necessidades do ciclo de absorção (ASHRAE, 1995).

A primeira máquina de absorção foi desenvolvida e patenteada na metade do século 19 (1860) por um francês de nome Ferdinand Carre (TRANE, 1980). Desde a sua descoberta, a popularidade das máquinas de absorção tem crescido devido a condições econômicas e brechas tecnológicas deixadas pelas tecnologias concorrentes. Os benefícios de um sistema de absorção têm permanecido constantes e incluem o seguinte :

- Sistemas de absorção tem menores requerimentos elétricos quando comparados com sistemas de compressão a vapor.

- Unidades de absorção são silenciosas e livres de vibração.

- Calor rejeitado por outro processo pode ser recuperado para "mover" o ciclo de absorção.

- Máquinas de absorção não agredem a camada de ozônio do globo e devem ter menos impacto no efeito estufa do que as outras opções.

- Máquinas de absorção são economicamente atrativas quando os custos de combustíveis são substancialmente menores do que os custos de eletricidade (tipicamente, se os custos de combustíveis são compreendidos entre 12 e 20% dos custos de eletricidade) (ASHRAE, 1995).

Basicamente podemos dividir as máquinas de absorção em dois grupos : o primeiro seriam as máquinas chamadas de queima direta (utilizam um combustível como fonte térmica) e o segundo seriam as máquinas de queima indireta (utilizam o calor rejeitado por um outro processo como fonte de energia).

A viabilidade econômica é mais facilmente encontrada em máquinas de queima indireta que aproveitam a energia térmica rejeitada por um outro processo. Iremos nos concentrar neste grupo de máquinas.

Com relação aos tipos de máquinas de absorção de queima indireta disponíveis comercialmente temos as que utilizam como solução a mistura brometo de lítio (LiBr) - água e as de água - amônia.

Num sistema de absorção com LiBr - água, o LiBr é o absorvedor e a água o refrigerante. Tipicamente temos máquinas LiBr-água de simples e duplo estágio. Nas máquinas com solução água-amônia a amônia é o refrigerante.

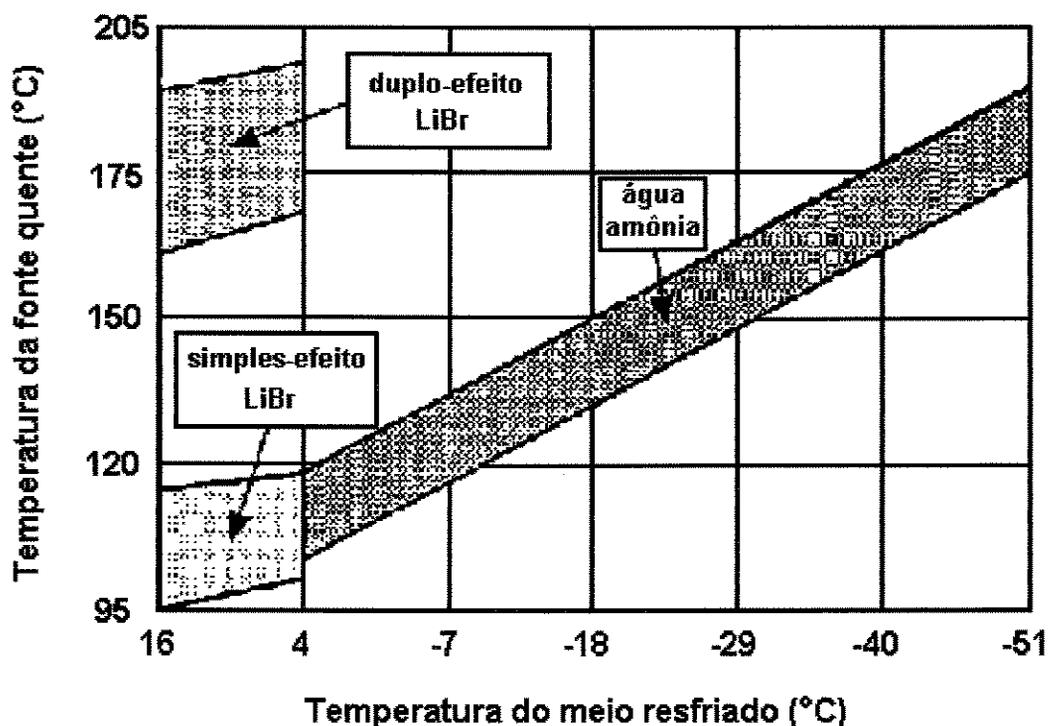


Figura 3.15.- Entradas / Saídas de Máquinas de Absorção
 Fonte : ASHRAE, 1995

As necessidades em termos de entrada de energia e de temperatura de resfriamento atingida variam para cada tipo de sistema empregado. A figura 3.15 ilustra os dados gerais de entrada e saída para máquinas de absorção de queima indireta.

As questões fundamentais quando do aproveitamento da energia térmica residual de um outro processo em sistemas de absorção, são :

- Temperatura da fonte de energia.
- Fluxo mássico da fonte de energia.
- Composição química da fonte de energia.
- Intermitência do fluxo mássico e da temperatura da fonte de energia.

As fontes de energia térmica rejeitada podem advir de processos como :

cogeração, gases de exaustão de processos de secagem, exaustão de incineradores, motores de combustão interna de ebulição, fluido quente ou vapor de processos industriais. As fontes de rejeição são normalmente gases de combustão, vapor ou água quente.

Quando a fonte térmica for gases de combustão, deve-se prever a utilização de um trocador de calor para a produção de vapor ou água quente, pois os mesmos se inseridos diretamente no trocador (gerador) da máquina poderão causar problemas na máquina. Alguns fabricantes tem como opção o fornecimento de máquinas preparadas para receberem gases de exaustão diretamente no gerador.

O frio produzido por máquinas de absorção é tipicamente empregado em processos como : sistemas de ar condicionado, resfriamento de ar na entrada de turbinas a gás, condensação de água em tubulação de gás natural, armazenagem de alimentos, solidificação de fibras, resfriamento de fluidos despejados no meio ambiente, etc.

As máquinas de absorção, similarmente às máquinas de compressão a vapor, possuem como índice de medida de eficiência o COP (coeficiente de performance). Nas máquinas de absorção ele é definido como um índice da efetividade da transferência de calor. O COP em máquinas de absorção não inclui a eletricidade gasta no acionamento da bomba. (ASHRAE, 1995)

As máquinas de absorção que utilizam como solução a mistura brometo de lítio - água de simples estágio possuem COP entre 0,6 e 0,7. E em máquinas de duplo estágio o COP fica compreendido entre 0,9 e 1,2. Para sistemas de absorção que operam a baixas temperaturas (água-amônia), o COP varia entre 0,1 e 0,8 (ASHRAE, 1995).

EGRICAN (1988) realizou estudos comparativos entre máquinas de absorção de simples estágio de solução LiBr-água e água amônia. Para aplicações de condicionamento ambiental a máquina de solução LiBr-água apresentou melhores desempenhos de primeira e segunda lei da termodinâmica.

A diferença, sob o ponto de vista de aplicação, entre máquinas de simples e duplo estágio está no maior investimento inicial e maior necessidade térmica das máquinas de duplo estágio.

Com relação ao consumo de vapor, uma típica máquina de absorção com solução de brometo de lítio de simples estágio consome 8,2 kg/h de vapor por tonelada de refrigeração (TR). Máquinas de duplo estágio consomem 5 kg/h de vapor por tonelada de refrigeração (TR) (ASHRAE, 1995).

Um outro aspecto interessante com relação a sistemas de absorção diz respeito à quantidade de calor rejeitado pela máquina. Como regra geral, sistemas com chillers de absorção, requerem sistemas de rejeição de calor entre 1,5 e 2 vezes maiores que sistemas de compressão de vapor de igual capacidade (ASHRAE, 1995).

A análise de viabilidade econômica de máquinas de absorção compreende a análise de investimento inicial e a análise de custos operacionais. O custo inicial de um sistema de absorção envolve o custo de compra da máquina, os equipamentos de rejeição de calor (torre de resfriamento), os equipamentos de recuperação de calor, e equipamentos auxiliares. Há ainda os custos de preparação do lugar ou construção da casa de máquinas para abrigar a instalação. Deve-se levar em consideração a maior necessidade de espaço físico dos sistemas de absorção em comparação com os sistemas de compressão de vapor.

Os custos médios de máquinas de absorção para serem usados em uma primeira análise são apresentados na tabela 3.3.

Capacidade nominal (TR) *	brometo de lítio - água		água - amônia (U\$/TR)
	simples estágio (U\$/TR)	duplo estágio (U\$/TR)	
250	330-660	460-920	1200
500	220-490	310-690	1200
1000	210-390	290-550	**
1500	200-380	280-530	**

Obs:

* Nas condições ARI (ARI 1992)

** Máquinas água-amônia maiores que 500 TR's são montadas no local pelo fabricante. Não há dados disponíveis.

Tabela 3.3.- Custos de máquinas de absorção [fonte : ASHRAE, 1995]

Os custos operacionais de sistemas de absorção incluem : consumo elétrico da máquina de absorção, perda de energia associada aos equipamentos de recuperação de calor, consumo elétrico das bombas de água de condensação e dos ventiladores das torres de resfriamento e custos de manutenção preventiva e corretiva do sistema.

A implantação de um sistema deste tipo no HC pode ser uma alternativa viável. A utilização de uma das caldeiras para a produção de vapor permitiria utilizar-se um chiller de absorção (402 TR's de simples estágio) para atender a carga térmica de base do sistema de ar condicionado, ou ainda utilizar-se um chiller de absorção de duplo estágio para atender toda a necessidade de climatização do HC. Entretanto, em termos econômicos, sistemas de absorção tem-se mostrado viáveis quando não há custo na produção da fonte térmica.

A implantação de um sistema descentralizado de produção de eletricidade, utilizando-se como máquina motora turbinas a gás, a vapor (WAKED, 1991) ou motores de combustão interna criaria esta possibilidade de aproveitamento da energia térmica residual para acionar máquinas de refrigeração por absorção.

3.5. Sistema de Água Quente

3.5.1. Descrição

O sistema de água quente para fins sanitários é composto por dois boilers (aquecedores de água) que utilizam como fonte para aquecimento da água o vapor gerado na caldeira. Os dois boilers atendem à demanda de água quente do HC operando em paralelo.

O esquema apresentado na figura 3.16. ilustra a instalação de água quente para fins sanitários do hospital das clínicas.

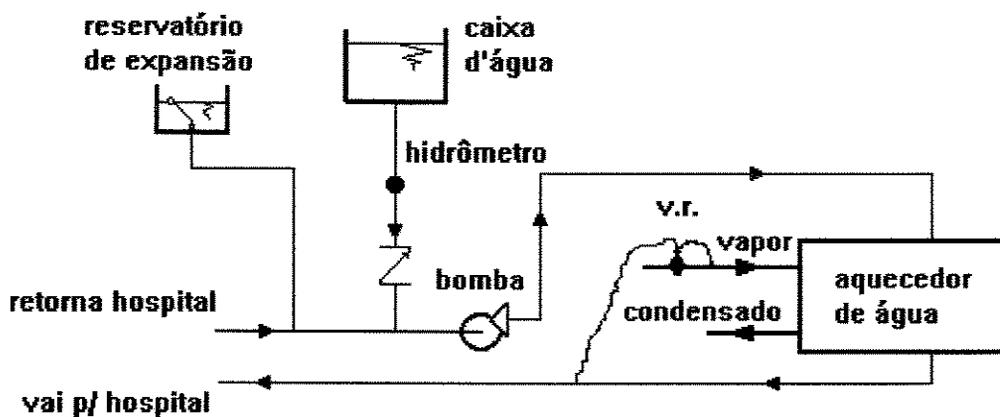


Figura 3.16.- Esquema do sistema de água quente

A água quente produzida no boiler (aquecedor de água), é distribuída ao hospital a 45° C através de bombas que fazem a circulação constante desta água quente pela tubulação que alimenta os diversos pontos de consumo. Existem três bombas de 2 CV cada, instaladas em paralelo, que são responsáveis pela circulação, sendo que em horários de menor consumo apenas uma bomba promove a circulação da água quente. O consumo da água quente faz com que a válvula bóia instalada na caixa de expansão permita a entrada de água da caixa d'água superior ao hospital para dentro do sistema através de uma válvula de retenção (figura 3.16). Nesta tubulação responsável pela reposição de água ao sistema de água quente foi instalado um hidrômetro de diâmetro 1 1/2" e vazão nominal de 20 m³/h, o qual está submetido a leituras horárias por parte dos operadores da casa de máquinas.

A pressão do vapor na entrada dos boilers é reduzida para 1,5 kgf/cm² por válvula redutora de pressão que possui sensor a jusante (figura 3.16). Esta mesma válvula possui um segundo sensor instalado na saída de água do boiler que regula a quantidade de vapor que deve ser introduzida dentro do boiler de maneira a manter a temperatura da água quente na saída do boiler a 45° C.

A tubulação do sistema de água quente do HC é de cobre, sendo o isolamento térmico de lã de vidro e o acabamento em folhas corrugadas de

alumínio.

Os principais pontos consumidores de água quente são os banheiros dos leitos e a cozinha.

A análise das leituras dos valores registrado pelo hidrômetro, possibilitou a construção da figura 3.17 que representa o consumo médio de água quente do HC dentro do período de 20/03/96 a 30/04/96.

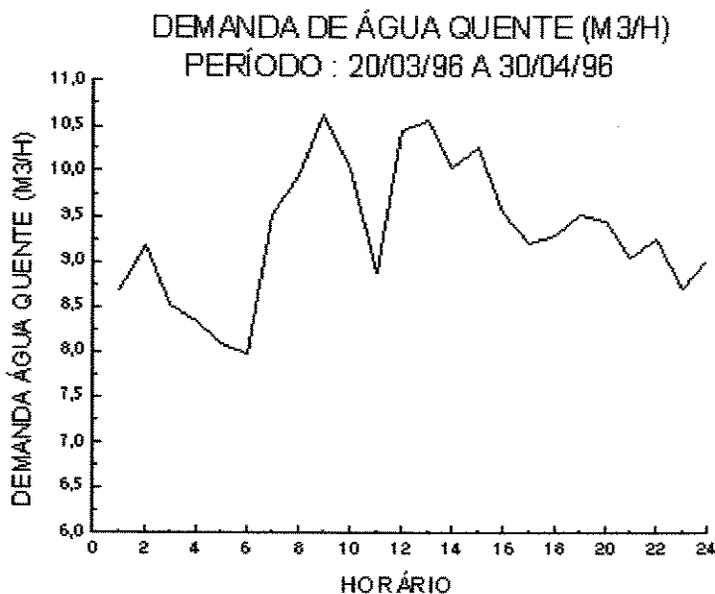


Figura 3.17.- Demanda média de água quente (m³/h)

A demanda de água quente começa a crescer a partir das 6 horas, devido ao começo de atividades na cozinha e horário de despertar de pacientes internados. Atinge o pico no período matutino próximo as 9 horas, e sofre pequena queda durante o horário de preparação e distribuição das refeições. Cresce a partir das 12 horas, devido ao uso por parte da cozinha. Sofre nova queda próximo as 17 horas e novo aumento a partir das 18 horas, possivelmente devido às atividades da cozinha. A partir das 20 horas sofre queda gradativa até as 6 horas da manhã seguinte. Da mesma forma que nos dados de demanda de vapor, vale ressaltar que as leituras do hidrômetro foram feitas pelos operadores da casa de máquinas do HC e que, apesar de serem feitas leituras horárias podem ter ocorrido intervalos ligeiramente superiores ou inferiores a uma hora.

A quantidade de energia necessária para aquecer a água usada para

fins sanitários varia em função da temperatura da água na entrada do boiler. A temperatura da água varia em função do horário do dia e das condições climáticas. Para avaliar a variação da quantidade de energia necessária, dentro do perfil de demanda de água quente da figura 3.17, em função da temperatura de entrada da água no boiler, foi criada a figura 3.18 que mostra a quantidade de energia necessária para aquecer a água para fins sanitários se a mesma entrar no boiler a 15° C, 20° C e 25° C.

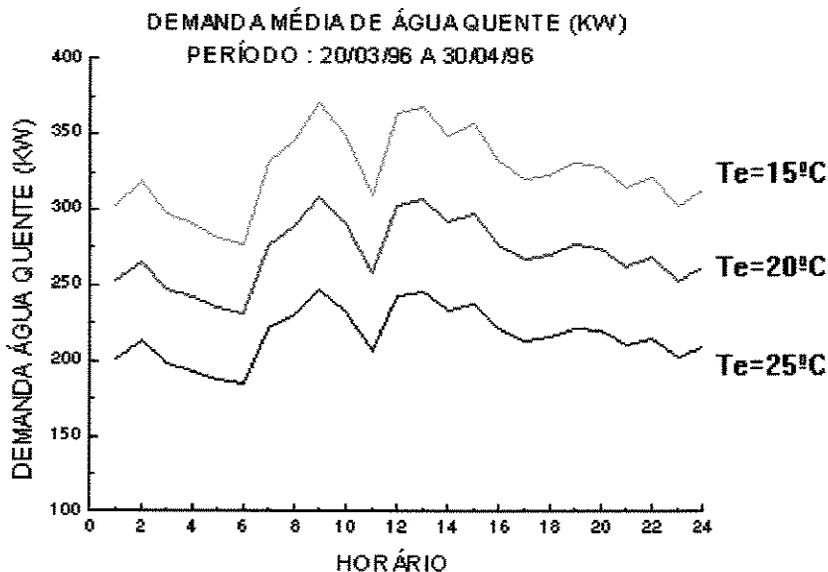


Figura 3.18.- Demanda média de água quente [KW]

Com os dados lidos nos hidrômetros construímos a curva de duração de carga de água quente para o período de 20/03 a 30/04/96 (figura 3.19).

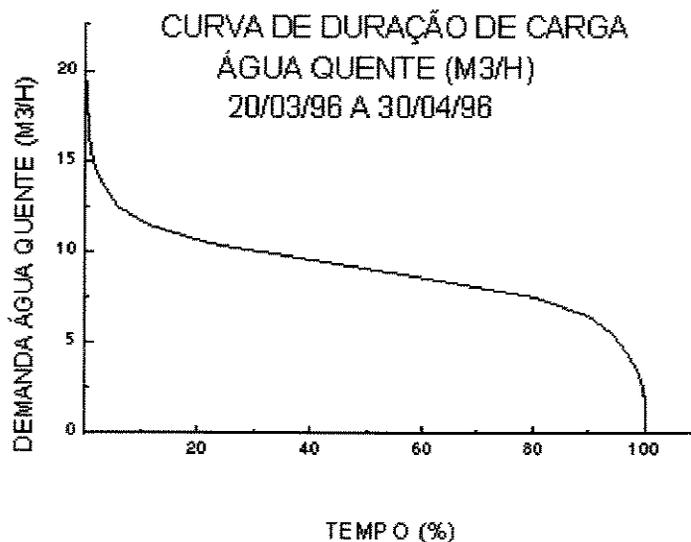


Figura 3.19.- Curva de duração de carga - água quente

A curva de duração de carga neste caso, foi construída com os valores absolutos lidos pelos operadores da casa de máquinas do HC. Percebe-se uma grande amplitude entre o valor mais alto e o mais baixo, entretanto não se nota esta mesma amplitude quando se trabalha com os valores médios (figura 3.17).

A média geral de demanda de água quente verificada no período analisado foi de $9,3 \text{ m}^3/\text{h}$, apesar de existirem valores tão baixos como $2 \text{ m}^3/\text{h}$ e tão altos como $20 \text{ m}^3/\text{h}$.

A análise da curva nos revela que a demanda de água quente raramente é inferior a $6 \text{ m}^3/\text{h}$. O uso de um acumulador de água quente armazenando energia nos períodos de pequena demanda para ser usado em períodos de grande demanda é uma boa alternativa para que se consiga um melhor aproveitamento da energia térmica residual em sistemas de cogeração.

3.5.2. Possibilidades de Conservação

A instalação de água quente sanitária é responsável por aproximadamente 20% das necessidades térmicas do HC.

É uma instalação que opera de maneira contínua e permanente durante todo o ano. As exigências de conforto requerem um fornecimento imediato de água quente; para tal, a água é circulada de maneira contínua pelo circuito de distribuição, mesmo existindo perdas de energia no circuito.

O sistema existente no hospital das clínicas é do tipo centralizado, ou seja, toda a água quente é produzida em uma central localizada na casa de máquinas principal.

Com relação ao consumo, as figuras 3.17 e 3.19 apresentam a curva de demanda média e a curva de duração de carga do sistema, respectivamente. De acordo com Departament D'Indústria i Energia da Catalúnia (1990), o consumo de água quente é relativamente constante durante o ano, sendo que as variações não chegam a 15%.

A temperatura de produção de água quente também é um fator que influencia na eficiência do sistema. Os boilers do HC são operados de maneira a fazer a água sair dos mesmos a 45° C. Este é um bom valor, já que o corpo humano não suporta temperaturas superiores a 42° C e também é uma boa temperatura de água para ser usada na cozinha.

As principais medidas de conservação neste sistema são : manter em bom estado o isolamento térmico das tubulações e dos boilers, fazer um acompanhamento permanente das condições de funcionamento dos boilers no que diz respeito a sua eficiência, condições da válvula redutora de pressão e condição de operação dos purgadores.

Sendo que o sistema de água quente necessita de energia a baixos níveis de temperatura, há possibilidades de se recuperar energia do sistema de condensação do ar condicionado, recuperar energia do condensado do sistema de produção de vapor e recuperar a energia dos gases de exaustão da caldeira (economizador).

3.6. Sistema de Produção de Oxigênio Medicinal

3.6.1. Descrição

O oxigênio medicinal distribuído aos pontos de utilização dentro do HC, era anteriormente comprado na forma líquida e armazenado em tanque apropriado.

Atualmente, o sistema empregado consiste na produção de oxigênio gasoso por sistema próprio. Trata-se de um sistema conhecido por membrana molecular.

A figura 3.20 ilustra o sistema de produção de oxigênio medicinal existente no HC.

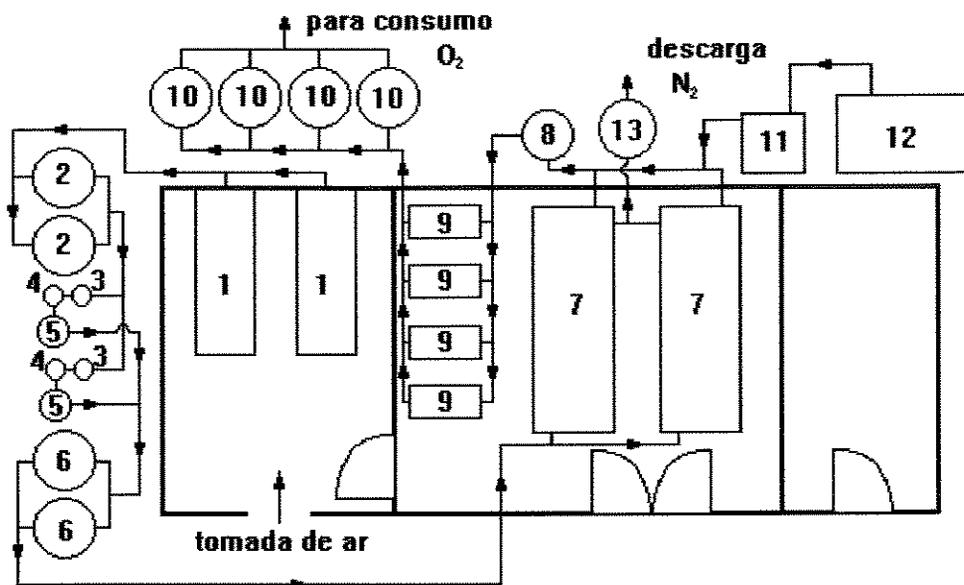


Figura 3.20.- Sistema de produção de oxigênio medicinal

Nomenclatura :

1. Compressor de ar

Pressão de operação : 7 barg

Pressão de sucção : atmosférica

Potência : 125 CV

2. Reservatório armazenador de ar úmido a 7 kgf/cm²

3. Filtro de partícula

4. Filtro coalescente

5. Filtro desoleador

6. Reservatório armazenador de ar medicinal a 6,2 kgf/cm²

7. Concentradores de oxigênio (pressão de operação entre 2 e 3 kgf/cm²)

8. Reservatório de oxigênio gasoso (1,5 a 2 kgf/cm²)

9. Compressores de oxigênio de duplo estágio de 10 CV

10. Reservatórios de oxigênio gasoso a 16 kgf/cm²

11. Evaporador de oxigênio

12. Reservatório de oxigênio líquido (2592 litros)

13. Reservatório de descarga de ar rico em N₂

O ar captado da atmosfera é comprimido por dois compressores de paleta (1) e armazenados em dois reservatórios a 7 kgf/cm² (2). Este ar

comprimido passa por um filtro de partícula (3), um filtro coalescente (4) e por um filtro desoleador (5) para ser posteriormente armazenado em dois reservatórios de ar medicinal a 6,2 kgf/cm² (6). A diferença de pressão entre os reservatórios de ar úmido e os de ar medicinal se deve a perda de pressão nos filtros e na tubulação.

O ar medicinal é então encaminhado as unidades chamadas concentradoras de oxigênio (7). Antes porém, passa por válvula redutora de pressão. Nas unidades concentradoras o ar passa por peneiras moleculares que separam o oxigênio contido no ar dos demais gases. Os gases são liberados para a atmosfera e o oxigênio gasoso passa para um reservatório de armazenamento (8). Do reservatório de armazenamento o oxigênio é comprimido por compressores de duplo estágio (9) e armazenado em reservatórios a alta pressão (10).

No caso de falha do sistema de produção existe um reservatório de oxigênio líquido (12) ligado a um evaporador (11) para o preeenchimento dos reservatórios de armazenagem de oxigênio gasoso.

A quantidade de ar do qual foi retirado o oxigênio é descarregado na atmosfera através do reservatório de descarga (13).

O sistema foi planejado de maneira a permitir que durante os períodos de manutenção o sistema opere com metade de sua capacidade de produção.

Atualmente o sistema está sob responsabilidade da empresa fornecedora, mas a intenção é que a manutenção e o acompanhamento sejam feitos pelos funcionários do HC.

3.6.2. Possibilidades de Conservação

A operação deste sistema é de forma intermitente, o acionamento dos compressores de ar (125 CV) é controlado por pressostato de baixa que não permite que haja uma quantidade estipulada como mínima dentro do reservatório de oxigênio (pressão mínima). A operação do sistema representa uma demanda de eletricidade entre 100 e 250 kW. A reavaliação

deste limite inferior e do limite superior (pressostato) para acionamento e desarme do sistema pode fazer com que não haja a necessidade de acionar o sistema dentro do horário de ponta. O não acionamento do sistema, isolado ou em conjunto com outras medidas de redução de demanda, dentro do horário de ponta pode fazer com que o HC não ultrapasse o valor de demanda contratada, além de deslocar o consumo para fora do horário de ponta. Pode-se também pensar na instalação de outros reservatórios, caso a quantidade de oxigênio armazenada nos reservatórios existentes não seja capaz de atender a demanda de oxigênio no horário de ponta. Pode-se ainda estudar a quantidade média de oxigênio consumido durante intervalos horários do dia e deslocar a operação do sistema para horários de baixa demanda de energia elétrica.

3.7. Sistema de Ar Comprimido

3.7.1. Descrição

O sistema de ar comprimido para uso medicinal é composto de dois compressores rotativos. O acionamento é feito por motor elétrico trifásico de 50 CV de potência e 3510 rpm.

O fluido lubrificante é a água, que tem a função de refrigeração e formação de selo de líquido. Existe um ramal da tubulação de água gelada (chillers) que passa por um trocador casco tubo e resfria a água interna ao compressor.

O ar comprimido é armazenado em reservatório e passado por equipamento secador, que opera segundo o ciclo de refrigeração por compressão a vapor, e é distribuído aos diversos pontos de utilização.

A figura 3.21 representa o sistema de produção de ar comprimido para uso medicinal.

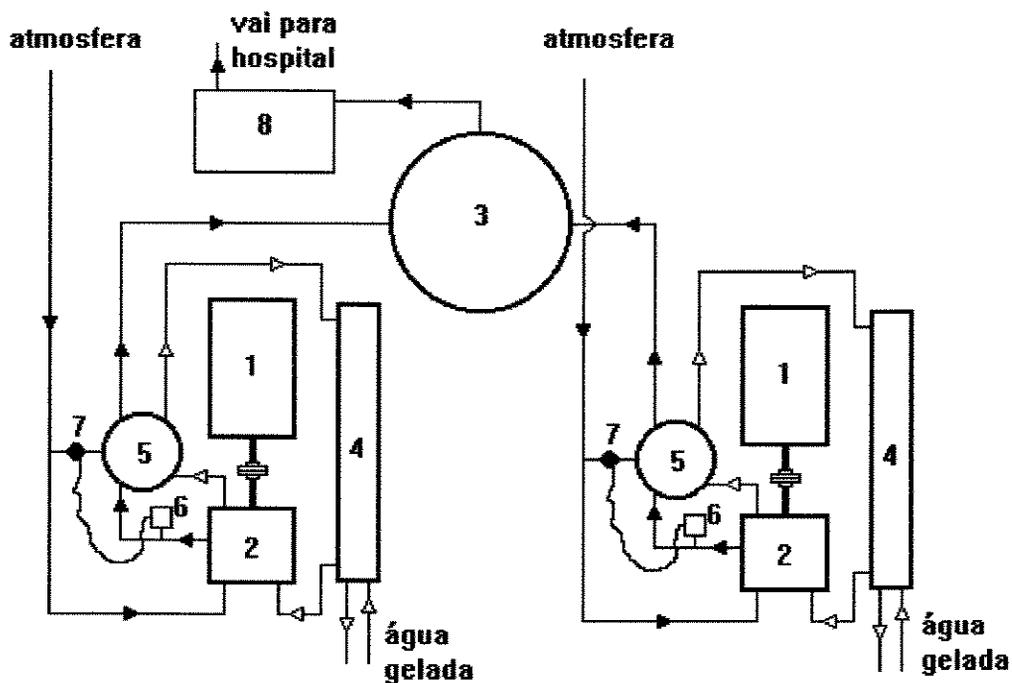


Figura 3.21.- Sistema de ar comprimido - uso medicinal

Nomenclatura :

1. Motor elétrico
2. Compressor rotativo
3. Reservatório
4. Trocador shell and tube
5. Reservatório formador selo água-ar
6. Pressostato
7. Válvula solenóide
8. Secador de ar comprimido

A diferença de pressão entre o lado de descarga e de admissão de ar do compressor promove a circulação de água dentro do conjunto.

A pressão na linha é mantida em 6 kgf/cm^2 sendo que quando a mesma for ligeiramente superior a este valor o pressostato acionará a solenóide que permitirá a descarga de ar para o lado de sucção do compressor.

Os dois compressores operam de maneira contínua e em paralelo. Levando-se em consideração os dados de placa do motor (50 CV) a demanda necessária para o acionamento dos dois compressores seria de aproximadamente 74 kW.

Segundo funcionário do HC, estes compressores eram operados anteriormente de forma intermitente, entretanto, apresentavam seguidos problemas mecânicos e elétricos. Após consulta ao fabricante, foi recomendado um sistema de controle para que os mesmos operem de maneira contínua.

O ar comprimido medicinal é distribuído aos diversos setores do hospital através de rede de tubulação. Cada setor dentro do hospital possui um painel de leitura de pressão que auxilia na manutenção do sistema.

3.7.2. Possibilidades de Conservação

Um estudo com intenção de medir as reais necessidades de ar comprimido durante um dia típico de funcionamento do HC, pode revelar a possibilidade de desligar um dos compressores, pelo menos por certos períodos do dia. Uma outra possibilidade seria a utilização de um variador de frequência controlando a rotação dos mesmos de acordo com a demanda de ar comprimido. Nesta possibilidade se faz necessário a consulta ao fabricante de maneira a prevenir possíveis problemas associados à não formação do selo de líquido em baixas rotações.

3.8. Sistema de Vácuo

3.8.1. Descrição

O sistema de vácuo de uso medicinal é composto de duas (uma standby) bombas de vácuo acionadas por motor trifásico de 30 CV de potência e 865 rpm. O selo de líquido é formado por água.

Apenas uma das bombas de vácuo atende à demanda do HC, sendo que a outra fica em "stand-by". O regime de operação é intermitente.

A figura 3.22 representa o sistema de produção de vácuo do HC.

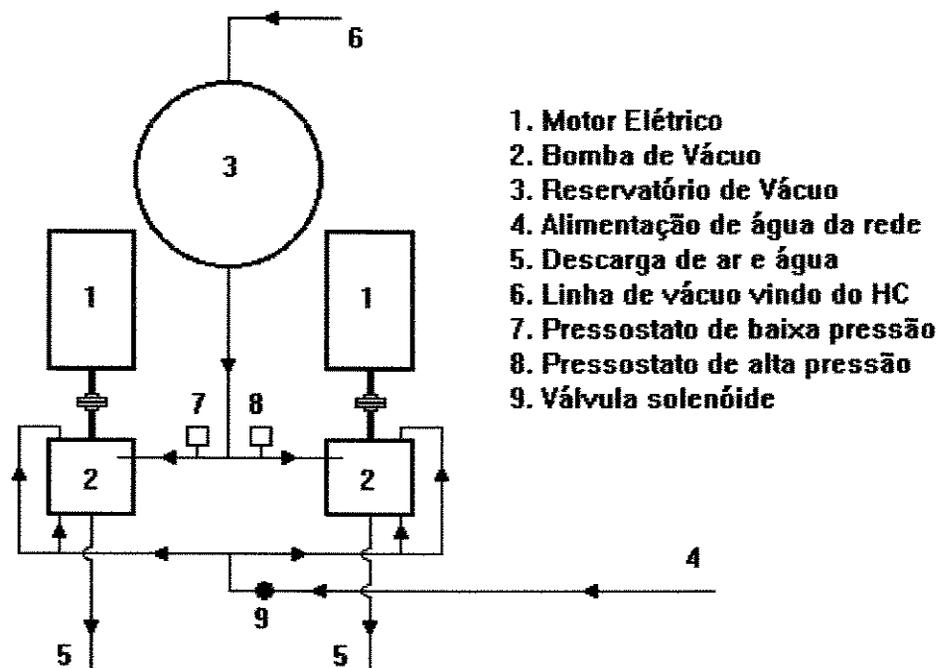


Figura 3.22.- Sistema de produção de vácuo

Quando a pressão na linha for superior a 21" Hg (8) o sistema é acionado. Na partida do sistema, a solenóide (9) permite a circulação de água para dentro do compressor, para formação do selo de líquido e resfriamento, e logo após a bomba de vácuo é acionada. Quando a pressão atingir 18" Hg (7) o sistema é desativado.

Uma rede de tubulação percorre os pontos de utilização do vácuo dentro do HC. Cada setor possui um painel de leitura de pressão.

3.8.2. Possibilidades de Conservação

O sistema de vácuo opera de forma intermitente e demanda aproximadamente 23 kW de eletricidade. Devido a estas características operacionais qualquer possibilidade de conservação trará poucos resultados. A substituição das bombas de vácuo existentes por modelos novos, quando do comprometimento das antigas, pode representar economias significativas.

3.9. Resumo de Cargas

A tabela 3.4 apresenta as potências térmicas e/ou elétricas dos sistemas consumidores apresentados neste capítulo.

Sistema	Potência Elétrica	Potência Térmica
1. Elétrico	3 MW	----
2. Vapor	3 x 20 kW	3 x 2274 kW
3. Ar Condicionado	900 - 1000 kW	1969 kW
4. Água Quente	4,5 kW	600 kW
5. Oxigênio Medicinal	240 kW	----
6. Ar Comprimido	75 kW	----
7. Vácuo	23 kW	----

Obs :

1. Dados elétricos se referem a capacidade instalada
2. Dados de vapor se referem as três caldeiras existentes
3. Dados do ar condicionado incluem chillers, fan coils, bombas, torres, ventilação e exaustão

Tabela 3.4. - Resumo de Cargas do Setor de Utilidades do HC

Capítulo 04 - Custos Energéticos e Estudos de Caso de Cogeração no Hospital de Clínicas da Unicamp

4.1. Introdução

Este capítulo analisará algumas possibilidades de cogeração com motores de combustão interna a gás natural no Hospital de Clínicas da Universidade Estadual de Campinas.

A viabilidade termodinâmica de sistemas de cogeração, quando comparados a usinas térmicas, é incontestável. A questão esbarra no aspecto econômico que, para a situação brasileira, apresenta algumas particularidades momentâneas que tendem a dificultar a sua difusão.

O capítulo começa com a determinação dos custos atuais de compra de energia elétrica da rede de distribuição, custo de produção de vapor e custo de produção de água quente. De posse destes dados é possível se quantificar em termos financeiros qual é a economicidade dos estudos de caso de cogeração que serão analisados.

Após a determinação destes custos, serão introduzidos os sistemas de cogeração propostos com explicações sobre a escolha do tipo de máquina motora e da faixa de capacidades.

A seguir serão apresentadas as concepções dos sistemas que serão analisados e as suas características técnicas e econômicas.

Por fim, foi desenvolvida uma planilha eletrônica envolvendo as variáveis que afetam economicamente as instalações de cogeração. Através desta planilha procurou-se fazer uma análise de sensibilidade para algumas das mais importantes variáveis.

4.2. Custo de Compra de Energia Elétrica

Conforme discutido no capítulo 02, item 2.2 do presente trabalho, o Hospital de Clínicas da Unicamp é consumidor classificado pela CPFL como A4. De acordo com portaria do DNAEE (Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica) nº 470, as tarifas praticadas pela CPFL para consumidor horo-sazonal azul são as mostradas na tabela 4.1.:

Demanda (R\$/KW)		Consumo (R\$/MWh)			
		Ponta		Fora de Ponta	
Ponta	Fora de ponta	Seca	Úmida	Seca	Úmida
11,05	3,69	72,54	67,13	34,49	30,48

Tabela 4.1. - Tarifas de eletricidade do grupo A4 horo-sazonal azul

O cálculo da fatura de energia elétrica para consumidores da tarifa horo-sazonal azul é efetuado de acordo com a expressão :

$$VF = D_{fp} \times TD_{fp} + D_p \times TD_p + C_{fp} \times TC_{fp} + C_p \times TC_p \quad (4.1)$$

Onde :

VF = valor da fatura

D_{fp} = demanda contratada fora da ponta

TD_{fp} = tarifa de demanda fora da ponta

D_p = demanda contratada na ponta

TD_p = tarifa de demanda na ponta

C_{fp} = consumo de eletricidade fora da ponta

TC_{fp} = tarifa de consumo fora da ponta

C_p = consumo de eletricidade na ponta

TC_p = tarifa de eletricidade na ponta

Conforme já comentado no capítulo 03, os valores de demanda contratada no período fora de ponta e na ponta são respectivamente 2500 e 2000 kW. O consumo de eletricidade varia em função das condições climáticas e das atividades hospitalares.

Para a determinação da tarifa de eletricidade por kWh (R\$/kWh) será adotada uma metodologia, na qual se terá um sistema de produção de eletricidade trabalhando a plena carga durante as 24 horas de cada dia do mês. O sistema operará em paralelo com a rede. Desta forma pode-se diminuir a quantidade de demanda contratada nos períodos de ponta e fora de ponta e ainda deduzir-se a quantidade de energia produzida durante os períodos de ponta e fora de ponta.

Por simplicidade de cálculo será adotado um sistema de produção de 1 kW de capacidade. Desta forma a demanda contratada no período fora de ponta e na ponta passará a ser 2499 e 1999 respectivamente, já que será contratado 1 kW a menos.

Imaginando-se um mês de 30 dias, dos quais 21 dias são dias úteis e 9 dias são sábados, domingos ou feriados teremos que o consumo de energia elétrica comprada da rede durante o período fora de ponta será reduzido em:

RC_{fp} = Redução no consumo fora da ponta

$RC_{fp} = 1 \text{ kW} \times 21 \text{ horas/dia} \times 21 \text{ dias/mês} + 1 \text{ kW} \times 24 \text{ horas/dia} \times 9 \text{ dias/mês} = 657 \text{ kWh/mês}$

No período de ponta teremos :

RC_p = Redução do consumo na ponta

$RC_p = 1 \text{ kW} \times 3 \text{ horas/dia} \times 21 \text{ dias/mês} = 63 \text{ kWh/mês}$

Os sistemas de cogeração que serão analisados, atendendo a carga de base de eletricidade do HC, irão reduzir a quantidade de eletricidade

comprada da rede numa faixa onde o fator de utilização é igual a um, ou seja a demanda média é igual à demanda contratada. Portanto, a tarifa de eletricidade que iremos calcular e utilizar na análise econômica será a tarifa de eletricidade do grupo A4, horosazonal azul para fator de utilização igual a um.

A implantação de um sistema de cogeração para atender a carga de base de eletricidade do HC implicará numa redução do seu fator de utilização em relação às demandas contratadas da rede, sem acréscimo de custo.

Desta forma aplicando-se a equação 5.1 para o período úmido e substituindo VF por RVF teremos :

RVF = redução no valor da fatura

RVF = 38,99 (R\$)

O valor de RVF representa a diminuição mensal em reais na fatura de energia elétrica comprada da rede . Dividindo-se este valor pela quantidade de energia elétrica produzida durante o mês (0,72 MWh) teremos um valor de tarifa por MWh .

$T_{mu} = \text{tarifa média período úmido} = R\$ 38,99/0,720 = R\$ 54,16 / \text{MWh}$

Da mesma forma para o período seco teremos :

$T_{ms} = \text{tarifa média período seco} = R\$ 41,97/0,720 = R\$ 58,29 / \text{MWh}$

Levando-se em consideração que o fator de utilização do HC é menor do que um, o cálculo do valor pago (de acordo com faturas) por MWh consumido será maior do que a economia calculada anteriormente, já que a parcela fixa da fatura (demandas contratadas) possuem maior peso sobre a fatura para menores fatores de utilização. Para exemplificar, durante o mês de junho de 1996 a quantidade de energia elétrica consumida foi de 1069,017 MWh para um valor de fatura de R\$ 72.084,75, que equivale a R\$ 67,43 / MWh. De forma similar, a tarifa média paga durante os meses de setembro e outubro de 1996 foram respectivamente, R\$ 63,96 / MWh e R\$ 66,31 / MWh.

4.3. Custo de Produção de Vapor

O combustível utilizado na produção de vapor é o óleo combustível BPF tipo 2A. O custo atual de compra deste tipo de óleo para o HC é de R\$ 0,1631 / kg.

Utilizando os dados de produção de vapor apresentados no capítulo 03 entre 23/03 e 25/04 temos uma necessidade média de produção de vapor (V) de 2,17 m³/h.

Adotando a temperatura da água na entrada da caldeira igual a 70° C, temos : $v = \text{volume específico} = 0,0010227 \text{ (m}^3/\text{kg)}$

$m = \text{fluxo mássico médio de vapor} = V / v = 2,17 / 0,0010227 = 2121,8 \text{ kg/h}$

Desta forma durante um mês de 30 dias produziremos 1.527.696 kg de vapor saturado.

Analisando-se os dados de compra de óleo combustível entre 01/05/95 e 31/05/96, calculamos uma média de compra mensal equivalente a 104.848 kg/mês.

Portanto teremos um custo médio de compra de óleo combustível por mês (30 dias) de R\$ 17.100,55.

Dividindo-se o gasto mensal com óleo combustível pela quantidade de vapor total produzida durante o mês, teremos uma estimativa de custo por kg de vapor produzido :

$$C_v = 17.100,55 / 1.527.696 = \text{R\$ } 0,0112 / \text{kg de vapor}$$

$C_v = \text{custo de produção de vapor.}$

O valor calculado na realidade é um custo energético de produção de vapor, já que não considera o custo da água, o custo de manutenção, a vida dos equipamentos, custo do tratamento da água, etc.

4.4. Custo de Produção de Água Quente

A produção de água quente do HC, conforme descrito no capítulo 03, se dá através do uso de boilers de aquecimento de água que utilizam o vapor como fonte térmica. Antes do vapor ser introduzido nos boilers ele sofre uma redução de pressão de 8,25 kgf/cm² (média entre 7,5 e 9 kgf/cm²) para 1,5 kgf/cm². A figura 4.01 ilustra a mudança de estado do vapor desde a saída da caldeira até a saída dos boilers.

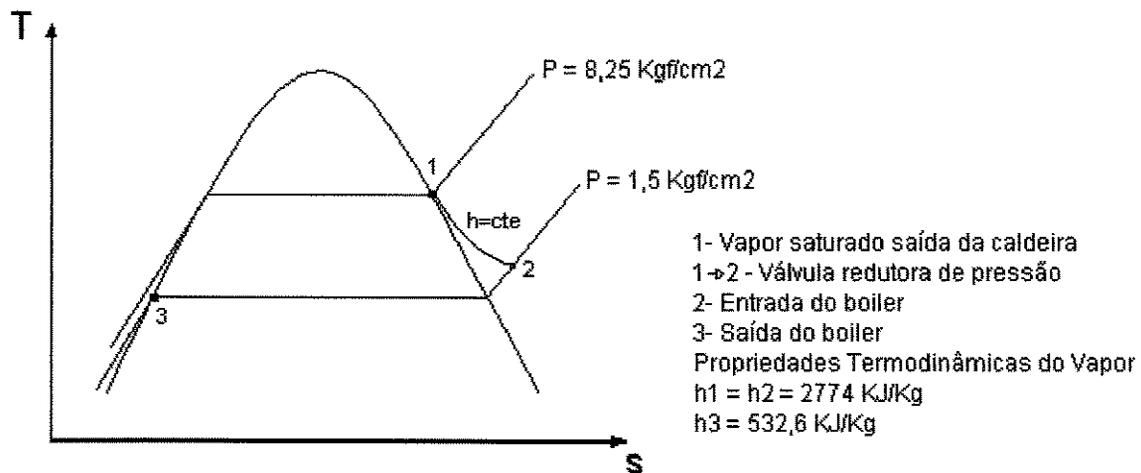


Figura 4.1. - Diagrama T x S para vapor no boiler

A quantidade de vapor utilizada depende da quantidade de água consumida no hospital e das condições climáticas, já que há circulação permanente de água pela tubulação e pode-se prever dissipação de calor para a atmosfera, apesar de haver isolamento térmico na tubulação.

De acordo com os dados de demanda de água quente apresentados no capítulo 03 temos que a demanda média de água quente do HC, para o período analisado, é de 9,3 m³/h. Adotaremos a temperatura média da água de reposição do sistema igual a 20°C e a temperatura final da água igual a 50°C.

O balanço de energia entre a água quente e o vapor será :

$$\frac{D_{aq} \cdot c \cdot \Delta T}{v} = m(h_2 - h_3) \quad (4.2)$$

onde:

D_{aq} = Demanda média de água quente = $9,3 \text{ m}^3/\text{h}$

v = volume específico da água quente

ΔT = Diferencial de temperatura da água (30°C)

m = fluxo mássico de vapor

h_2 = entalpia do vapor na entrada dos boilers = 2774 kJ/kg

h_3 = entalpia da água saturada na saída dos boilers = $532,6 \text{ kJ/kg}$

Substituindo os valores, teremos :

$m = 518 \text{ kg/h}$, valor que equivale a $55,7 \text{ kg}$ de vapor por m^3 de água quente consumida.

Em termos de custos, utilizando-se o custo de produção de vapor do item anterior, teremos :

$C_{aq} = 0,0112 \text{ R\$/kg vapor} \cdot 55,7 \text{ kg vapor/m}^3 = \text{R\$ } 0,62 / \text{m}^3$

Utilizando-se a demanda média de água quente (D_{aq}), teremos :

$C_{aqm} = \text{R\$ } 5,80 / \text{h}$

onde :

C_{aq} = Custo da água quente

C_{aqm} = Custo médio horário da água quente

Da mesma forma que no cálculo do custo de produção de vapor, o custo calculado neste item se refere ao custo energético para a produção de água quente já que não são considerados o custo da água, o custo dos equipamentos, o custo de manutenção, a vida dos equipamentos, etc.

4.5. Introdução aos Estudos de Caso de Cogeração

Os casos de cogeração que serão estudados, utilizarão como máquina motora motores de combustão interna operando com gás natural.

A escolha do tamanho do sistema de cogeração foi determinada em função de se conseguir atender uma carga de base de eletricidade, evitando desta maneira simulações computacionais dos perfis de necessidades térmica e elétrica para se estabelecer situações de carga do sistema.

Além disso, atendendo-se a carga de base de eletricidade, o sistema de cogeração operará a plena carga por todo o tempo, suprindo “toda” a necessidade de água quente para fins sanitários e uma parcela da carga de base de vapor do HC. O que confere aos sistemas estudados, possibilidades de operarem com grande fator de utilização de energia.

Poderia ter sido pensado na venda de excedentes elétricos para a rede de distribuição; entretanto, a política de compra de excedentes por parte das concessionárias de eletricidade impõe restrições difíceis de serem superadas, principalmente para pequenas instalações. Entre estas barreiras pode-se citar o baixo preço de compra, a imposição de energia firme e a solicitação por parte da concessionária, de instalações elétricas com alto grau de proteção e elevado custo. A venda de excedentes para a rede só tem sido viável para grandes produtores que utilizam rejeitos de processos industriais como fonte energética.

A limitação encontrada na busca de um maior fator de utilização de energia dos sistemas de cogeração, foi a “pequena” necessidade de calor a baixos níveis de temperatura no HC. Além da água quente para fins sanitários outras possibilidades seriam a água quente utilizada para a lavagem de roupa hospitalar, a qual não pôde ser quantificada neste trabalho, e a utilização de chiller de absorção para condicionamento ambiental.

Os estudos serão feitos por simulação de casos pré-estabelecidos. Os casos que serão estudados, num total de seis, são :

- CASO A) Um grupo gerador de 900 kW
- CASO B) Dois grupos geradores de 450 kW/cada
- CASO C) Dois grupos geradores de 375 kW /cada

- CASO D) Um grupo gerador de 900 kW (com radiador)
- CASO E) Dois grupos geradores de 450 kW /cada (com radiadores)
- CASO F) Dois grupos geradores de 375 kW /cada (com radiadores)

A diferença básica entre os casos A e D, B e E, e C e F, reside no meio utilizado na rejeição de calor da água da camisa. As possibilidades mais comuns são as torres de resfriamento e os radiadores, sendo que sistemas com torres de resfriamento produzem maior potência líquida do que os que utilizam radiadores (ventilação forçada), mas requerem um maior investimento inicial, maior custo operacional, maior disponibilidade de espaço e uma instalação mais complexa. Dentre os motores analisados, chegou-se a perder 12,5% da potência elétrica capaz de ser produzida (de acordo com catálogo do fabricante), quando se utiliza motores com radiadores.

Uma outra vantagem do uso de torres de resfriamento reside no fato de que as torres normalmente conseguem reduzir a temperatura da água para 29° C, enquanto que nos radiadores esta temperatura não é inferior a 54° C. Todos os motores analisados são motores turbo-alimentados com intercooler, sendo que no intercooler o ar é resfriado pela água, portanto menores temperaturas da água produzem melhores eficiências .

Os casos B e E são bastante semelhantes em termos de eletricidade produzida em relação aos casos A e D, entretanto os sistemas com dois grupos geradores possuem maior confiabilidade, já que são responsáveis por menor fração das necessidades elétricas do hospital. As desvantagens são : maior investimento inicial em grupos geradores, em instalações civis e de recuperação de calor, maior complexidade da instalação e custo de paralelismo elétrico entre os dois grupos geradores.

Os casos C e F utilizam grupos geradores de menor potência, que operam com maior rotação (1800 rpm contra 1200 rpm dos casos A,B,C e D). Portanto teremos um menor custo de compra dos grupos geradores, menores intervalos entre manutenções e um conseqüente maior custo de manutenção.

4.6. Estudos de Caso - Informações Técnicas

4.6.1. Casos A e D - Um Grupo Gerador de 900 kW

Os dois primeiros estudos de caso compreendem a utilização de um único grupo gerador de 900 kW de capacidade, rejeitando a energia do intercooler e do radiador de óleo para uma torre de resfriamento (caso A) e rejeitando a energia do intercooler e do radiador de óleo para o radiador (caso D). A energia da água da camisa será aproveitada em dois trocadores de calor, sendo o primeiro para pré-aquecimento de água de reposição da caldeira e o segundo para aquecimento de água para fins sanitários. No caso A haverá ainda um terceiro trocador de calor responsável por rejeitar o calor não utilizado, para um outro circuito de rejeição com torre de resfriamento, e no caso D a quantidade de calor não utilizada será rejeitada no radiador. A energia dos gases de escape de ambos os casos será aproveitada para a produção de vapor em caldeira de recuperação.

	Caso A	Caso D
Consumo de combustível (kW)	2914	2784
Potência Bruta (kW)	900	835
Potência Líquida (kW)	862,3	816,4
Calor da água da camisa (kW)	877	845
Intercooler (kW)	87	53
Óleo lubrificante (kW)	118	113
Calor radiado (kW)	244	268
Calor dos gases de exaustão (kW)	689	652
Fluxo de gases de exaustão (kg/h)	4172	3971
Temperatura de exaustão (°C)	593	589
Fluxo de ar de admissão (m ³ /min)	54	52
Fluxo de ar do radiador (m ³ /min)	-----	2747

fonte :
fabricante

Tabela 4.2. - Balanço de energia em grupo gerador de 900 kW

As figuras 4.2 (caso A) e 4.3 (caso D) apresentam os esquemas dos sistemas de cogeração propostos com todos os seus equipamentos de recuperação e rejeição de calor (trocadores de calor, torres de resfriamento e caldeiras de recuperação sem queima suplementar), equipamentos de circulação de água (bombas e tubulações), de controle (válvulas de 2 vias, válvulas de 3 vias e um controlador proporcional de pressão), além da máquina motora (motor de combustão interna) e do gerador elétrico.

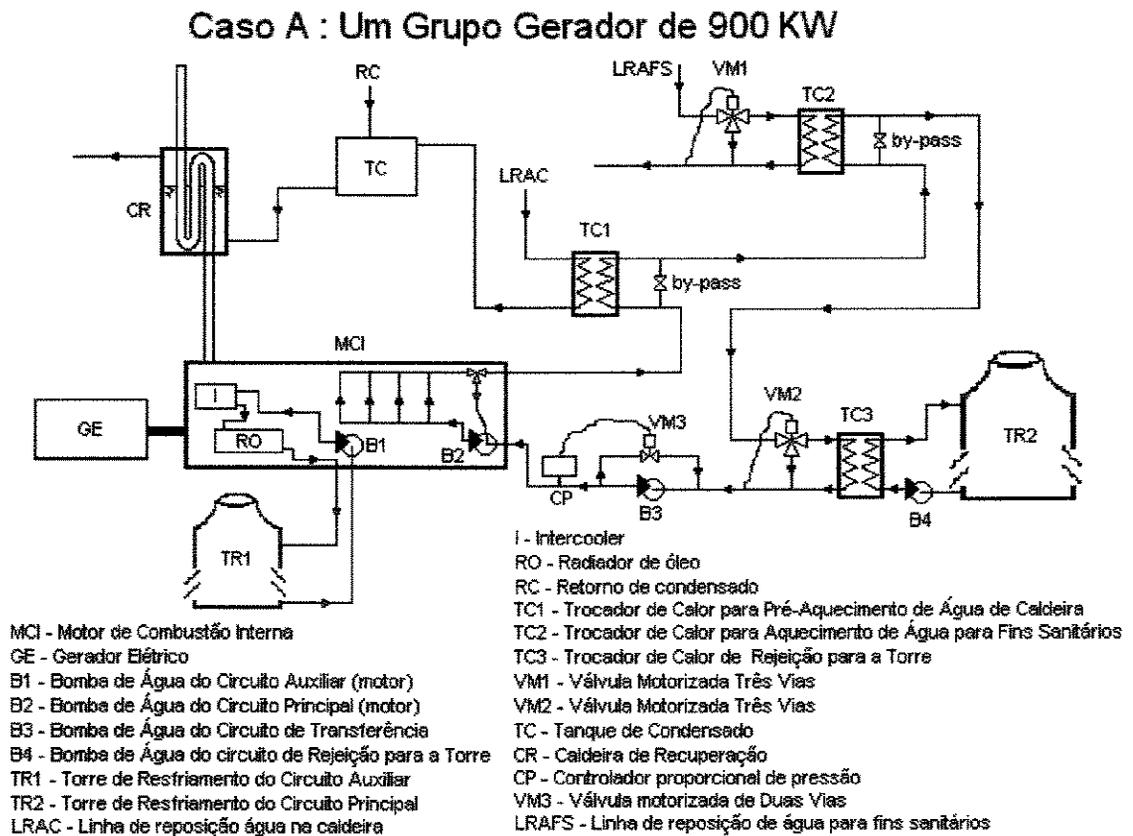


Figura 4.2. - Esquema de sistema de cogeração - Caso A

Caso D : Um Grupo Gerador de 900 KW com Radiador

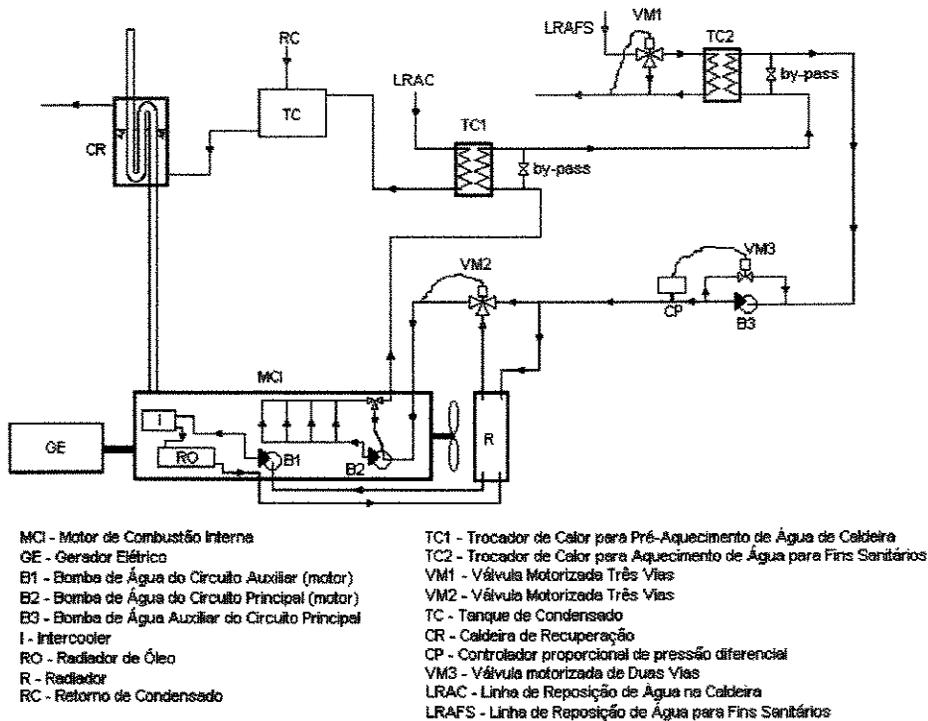


Figura 4.3.- Esquema do sistema de cogeração - Caso D

O aproveitamento da energia térmica do radiador de óleo e do intercooler não está sendo prevista em nenhum dos casos que serão analisados, já que não há demanda de energia no HC, a quantidade de energia disponível é pequena (aproximadamente 200 kW) e o seu nível em termos de temperatura é baixo, além do que, similarmente ao sistema de recuperação de água da camisa, seria necessário uma série de trocadores de calor e válvulas de controle para atender às mudanças de demanda.

O fabricante de motores, no qual foram baseados os estudos, chama de circuito auxiliar o sistema de rejeição de calor formado pelo intercooler e pelo radiador de óleo, e de circuito principal o circuito de rejeição de calor da água da camisa. No trabalho, será utilizada a mesma nomenclatura adotada na literatura do fabricante de motores.

A seguir será apresentada uma tabela com as características de operação dos circuitos auxiliares, de acordo com material cedido pelo fabricante.

Circuito Auxiliar (Intercooler e Resfriador de Óleo)		Caso A	Caso D
Bomba de água do motor acionada pelo virabrequim			
Vazão de água (m ³ /h)		22,7	22,7
Pressão estática disponível (mca)		9,8	9,8
Quantidade de calor a rejeitar :	Intercooler (kW)	87	53
	Radiador Óleo (kW)	118	113
Fonte de rejeição de calor : Torre de resfriamento em circuito aberto ou radiador			
Temperatura da água :	entrada do motor (° C)	29,5	54
	saída do motor (° C)	37,3	60,3
Potência de acionamento da torre (kW)		2,2	----

Tabela 4.3. - Características operacionais do circuito auxiliar (Casos A e D)

Nestes casos não estão sendo previstas bombas auxiliares para promover a circulação da água de resfriamento do circuito da auxiliar, já que há 9,8 mca disponíveis para perdas de carga externas ao motor.

No circuito principal de todos os casos estudados, estão sendo previstas três bombas de água auxiliares (duas operando e uma reserva), trabalhando em série com a bomba do motor, já que a bomba d'água do motor não tem pressão suficiente para promover a circulação da água quente pelo circuito de transferência de calor no qual existem três trocadores de calor instalados em série além da tubulação de interligação entre os mesmos com o motor.

No caso A, a torre de resfriamento do circuito principal e o trocador de calor (TC3) foram dimensionados para rejeitar todo o calor produzido pelo motor, prevendo-se desta maneira a situação em que não há demanda de energia térmica por parte do HC. A circulação de água pela torre de resfriamento do circuito principal se dará através do uso de três bombas, sendo duas operando e uma reserva.

No caso D, a energia térmica não utilizada é rejeitada no radiador fornecido em conjunto com o grupo gerador pelo fabricante.

A tabela 4.4 apresenta as características de operação do circuito principal, do circuito de rejeição de calor para a torre de resfriamento (caso A) e do circuito de rejeição para o radiador (caso D), baseado em

informações de fabricante de grupos geradores, fabricante de trocadores de calor, de bombas e de torres de resfriamento.

Circuito Principal (Água da Camisa)	Caso A	Caso D
Bomba de água do motor acionada pelo virabrequim		
Vazão de água (m ³ /h)	144,1	144,1
Pressão estática disponível (mca)	4,2	4,2
Bomba de água auxiliar (instalada em série com bomba do motor) :		
Vazão total (m ³ /h)	144,1	144,1
Pressão disponível (mca)	30	25
Potência total (kW)	22,4	18,6
Quantidade de calor disponível (kW)	877	845
Temperatura da água : saída do motor (°C)	80	80
entrada do motor (°C)	74,7	75
Fonte de rejeição de calor : torre de resfriamento ou radiador		
Bomba de água do circuito de rejeição para a torre		
Vazão água total (m ³ /h)	137,3	-----
Pressão estática (mca)	15	-----
Potência total (kW)	7,5	-----
Quantidade de calor a rejeitar :	877	845
Temperatura da água : entrada da torre (° C)	35	-----
saída da torre (° C)	29,5	-----
Potência de acionamento da torre (kW)	5,6	-----

Tabela 4.4. - Características operacionais do circuito principal (Casos A e D)

Os grupos geradores previstos, trabalhando em forma contínua de operação produzem potência bruta de acordo com tabela 4.2. em 380 V. Os valores apresentados como potência líquida já prevêem os descontos devidos as parcelas de consumo em motores elétricos que fazem parte das instalações.

Os trocadores de calor previstos para ambos os casos serão trocadores de calor a placas, operando de acordo com as seguintes características :

Trocadores de calor - Caso A	
TC1 (83 kW)	lado a - água (1,3 m ³ /h sendo T entrada = 20° C e T saída = 75° C) lado b - água (8,9 m ³ /h sendo T entrada = 80° C e T saída = 72° C)
TC2 (500 kW)	lado a - água (14,35 m ³ /h sendo T entrada = 20° C e T saída = 50° C) lado b - água (20,4 m ³ /h sendo T entrada = 79,5° C e T saída = 58° C)
TC3 (887 kW)	lado a - água (144,1 m ³ /h, T entrada = 80° C e T saída = 74,7° C) lado b - água (24,4 m ³ /h, T entrada = 29,5° C e T saída = 60,9° C)

- Trocadores de calor - Caso D	
TC1 (83 kW)	lado a - água (1,3 m ³ /h sendo T entrada = 20° C e T saída = 75° C) lado b - água (9 m ³ /h sendo T entrada = 80° C e T saída = 72° C)
TC2 (500 kW)	lado a - água (14,3 m ³ /h sendo T entrada = 20° C e T saída = 50° C) lado b - água (20,4 m ³ /h sendo T entrada = 79,5° C e T saída = 58° C)

Os trocadores de calor a placas foram selecionados por empresa fabricante. Para os trocadores TC1 e TC2 foram previstos um “by-pass” de uma parte do fluxo, de maneira a permitir um melhor selecionamento dos trocadores.

Um outro equipamento importante dentro deste sistema de cogeração é a caldeira de recuperação (sem queima suplementar). A caldeira será do tipo flamotubular, de formato cilíndrico horizontal, uma passagem de gases, própria para a utilização de gás de combustão proveniente da queima de gás natural.

A caldeira de recuperação proposta foi selecionada e orçada por fabricante, de acordo com as seguintes características construtivas e condições de operação, mostradas na tabela 4.5 :

	Caso A	Caso D
Superfície de aquecimento (m ²)	64	64
Produção de vapor (kg/h)	626	542
PMTP (psig)	150	150
Pressão máxima de operação (psig)	135	135
Temperatura dos gases à saída da caldeira (°C)	220	220
Perda de carga dos gases na caldeira (mmca)	30	30

Fonte : fabricante

Tabela 4.5. Dados da caldeira de recuperação

4.6.2. Casos B e E - Dois Grupos Geradores de 450 kW / cada

Os próximos estudos de caso compreendem a utilização de dois grupos geradores de 450 kW cada, trabalhando em paralelo entre si, e em paralelo com a rede. A energia da água da camisa é aproveitada para pré-aquecimento de água de reposição da caldeira e para aquecimento de água para fins sanitários. A energia dos gases de escape será aproveitada para a produção de vapor em caldeira de recuperação.

	Caso B	Caso E
Consumo de combustível (kW)	1484	1387
Potência Bruta	450	400
Potência Líquida	430,6	390,7
Calor da água da camisa (kW)	445	421
Intercooler (kW)	45	32
Óleo lubrificante (kW)	60	57
Calor radiado (kW)	132	134
Calor dos gases de exaustão (kW)	352	324
Fluxo de gases de exaustão (kg/h)	2127	1978
Temperatura de exaustão (°C)	594	589
Fluxo de ar de admissão (m ³ /min)	28	26
Fluxo de ar do radiador (m ³ /min)	-----	1473

fonte:
fabricante

Tabela 4.6. - Balanço de energia em grupo gerador de 450 kW

A tabela 4.6 mostra o balanço de energia de grupos geradores de 450 kW, rejeitando o calor do radiador de óleo e do intercooler para uma torre de resfriamento (caso B) e rejeitando calor para o radiador (caso E).

As figuras 4.4 e 4.5, casos B e E respectivamente, apresentam os esquemas propostos para os sistemas de cogeração com dois grupos geradores de 450 kW / cada e os respectivos componentes para

recuperação e rejeição de calor, de circulação de água, e de controle do sistema.

Na situação do caso B, a pressão disponível para a circulação de água pelo intercooler, pelo radiador de óleo e pela torre de resfriamento não é suficiente, portanto foram dimensionadas duas bombas auxiliares (uma operando e uma reserva) instaladas em série com as bombas de água do motor, para promover a circulação de água pelo circuito.

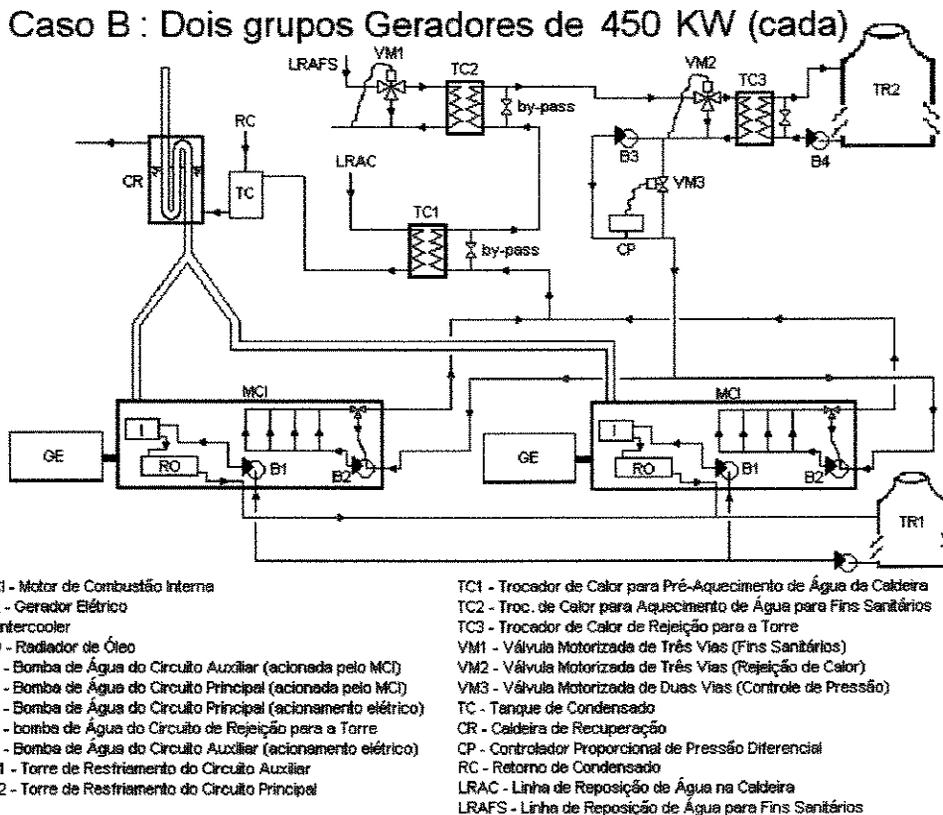


Figura 4.4.- Esquema de sistema de cogeração - Caso B

Caso E : Dois Grupos Geradores de 450 KW (cada) com Radiadores

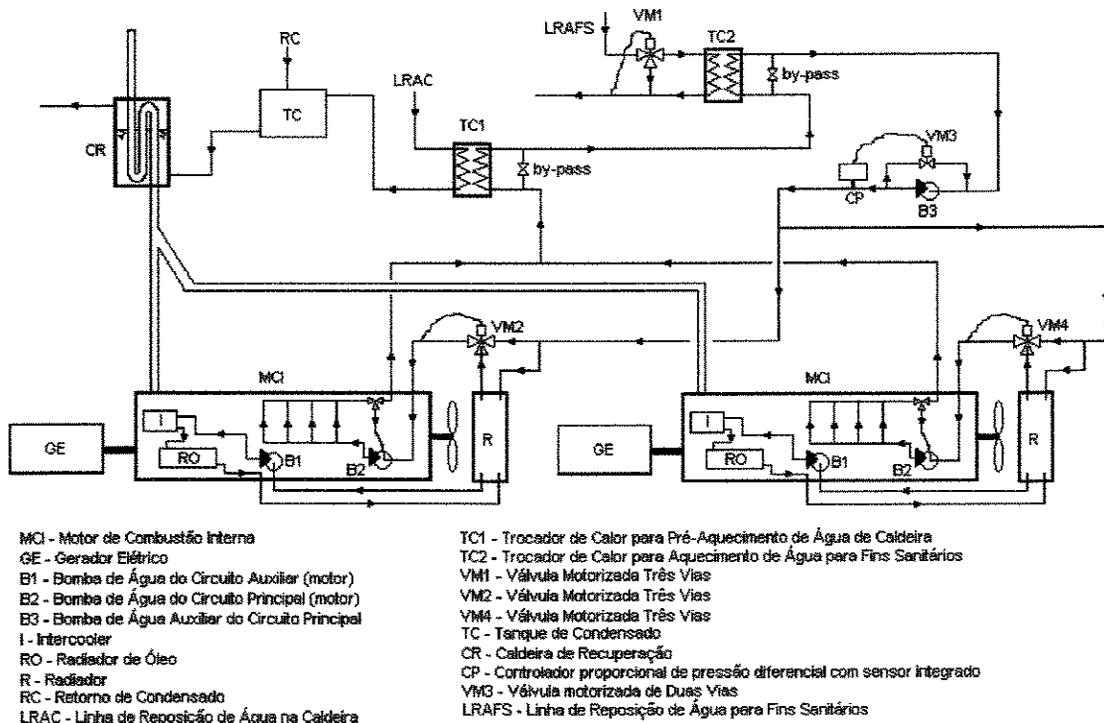


Figura 4.5. - Esquema do sistema de cogeração - Caso E

No caso E (figura 4.5) não há necessidade de bomba auxiliar para promover a circulação de água pelo intercooler, pelo radiador de óleo e pelo radiador do motor.

A tabela 4.7 apresenta as características operacionais do circuito auxiliar, com as respectivas parcelas de potência consumida para acionamento dos motores elétricos (caso B), quantidade de calor a ser rejeitado, vazão de água e temperatura da água.

- Circuito Auxiliar (Intercooler e Resfriador de Óleo)		Caso B	Caso E
Bomba de água do motor acionada pelo virabrequim			
Vazão de água (m3/h cada)		10,4	10,4
Pressão estática disponível (mca)		2,5	2,5
Bomba de água auxiliar (instalada em série com bombas do motor)			
Vazão de água (m3/h)		20,8	-----
Pressão disponível (mca)		10	-----
Potência (kW)		2	-----
Quantidade de calor a ser rejeitado :			
Intercooler (kW)		45	32
Radiador Óleo (kW)		60	57
Fonte de rejeição de calor : Torre de resfriamento em circuito aberto ou radiador			
Temperatura da água : entrada do motor (°C)		29,5	54
saída do motor (°C)		38,2	61,4
Potência de acionamento da torre (kW)		2,2	-----

Tabela 4.7. - Características operacionais do circuito auxiliar (Casos B e E)

Os trocadores de calor a placas foram selecionados por empresa fabricante dentro das seguintes condições de operação :

- Trocadores de calor - Caso B	
TC1 (83 kW)	lado a - água (1,3 m3/h sendo Tentrada = 20° C e Tsaída = 75° C) lado b - água (8,98 m3/h sendo Tentrada = 80° C e Tsaída = 72° C)
TC2 (500 kW)	lado a - água (14,3 m3/h sendo Tentrada = 20° C e Tsaída = 50° C) lado b - água (20,4 m3/h sendo Tentrada = 79,5° C e Tsaída = 58° C)
TC3 (890 kW)	lado a - água (156,6 m3/h, T entrada = 80° C e T saída = 75° C) lado b - água (23,5 m3/h, T entrada = 29,5° C e T saída = 62,2° C)

- Trocadores de calor - Caso E	
TC1 (83 kW)	lado a - água (1,3 m3/h sendo Tentrada = 20° C e Tsaída = 75° C) lado b - água (9 m3/h sendo Tentrada = 80° C e Tsaída = 72° C)
TC2 (500 kW)	lado a - água (14,3 m3/h sendo Tentrada = 20° C e Tsaída = 50° C) lado b - água (20,4 m3/h sendo Tentrada = 79,5° C Tsaída = 58° C)

As características operacionais e as potências utilizadas para o acionamento de motores do circuito principal são apresentadas na tabela 4.8.

4.6.3. Casos C e F - Dois Grupos Geradores de 375 kW / cada

Os próximos casos compreendem a utilização de dois grupos geradores de 375 kW / cada, operando em paralelo entre si, e em paralelo com a rede. De forma análoga aos casos anteriores, a energia da água da camisa será aproveitada para o pré-aquecimento da água de reposição da caldeira e para aquecer a água de reposição do sistema de água quente para fins sanitários. No caso C a energia não utilizada será rejeitada por torre de resfriamento e no caso F a energia não utilizada será rejeitada por radiador. A energia dos gases de exaustão será utilizada para a produção de vapor em caldeira de recuperação sem queima suplementar.

	Caso C	Caso F
Consumo de combustível (kW)	1100	1100
Potência bruta	375	350
Potência líquida	363,4	346,25
Calor da água da camisa (kW)	273	273
Intercooler (kW)	59	59
Óleo lubrificante (kW)	45	45
Calor radiado (kW)	42	48
Calor dos gases de exaustão (kW)	305	305
Fluxo de gases de exaustão (kg/h)	2193	2193
Temperatura de exaustão (°C)	458	458
Fluxo de ar de admissão (m ³ /min)	31	31
Fluxo de ar do radiador (m ³ /min)	-----	1359

Fonte:
fabricante

Tabela 4.10. - Balanço de energia em grupo gerador de 375 kW

A tabela 4.10 apresenta o balanço de energia em grupos geradores de 375 kW, rejeitando o calor do intercooler e do radiador de óleo para torre de resfriamento em circuito aberto (caso C) e para radiador (caso F).

A figura 4.6 mostra o esquema proposto para o sistema de cogeração (caso C) com dois grupos geradores de 375 kW / cada rejeitando calor não utilizado para torre de resfriamento.

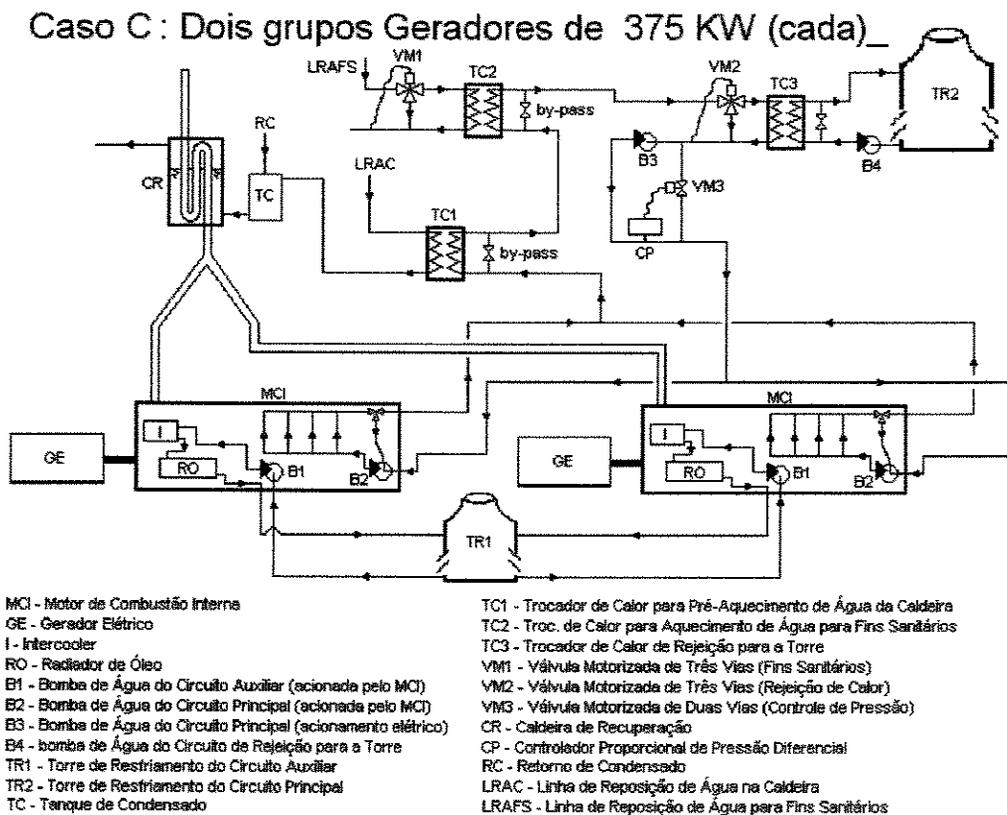


Figura 4.6.- Esquema do sistema de cogeração - Caso C

A figura 4.7 mostra o esquema proposto para o sistema de cogeração (caso F) com dois grupos geradores de 375 kW rejeitando calor não utilizado para radiador.

Caso F : Dois Grupos Geradores de 375 KW (cada) com Radiadores

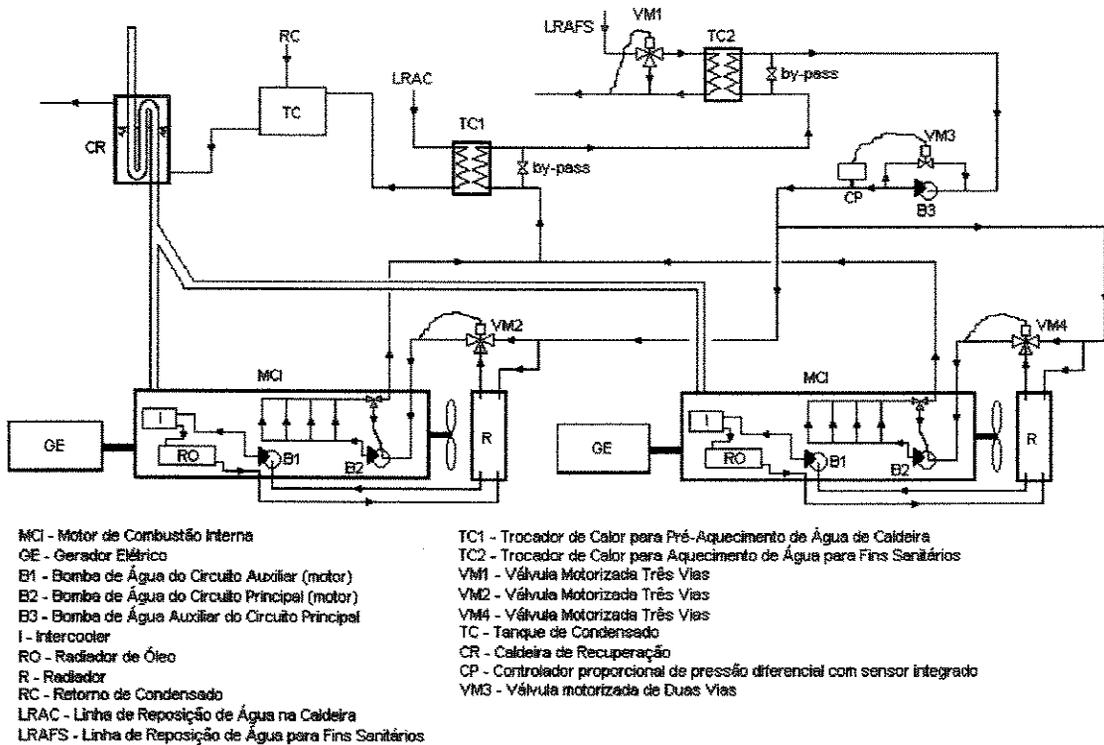


Figura 4.7.- Esquema do sistema de cogeração - Caso F

A tabela 4.11 apresentada abaixo, mostra as características operacionais do circuito auxiliar, baseado em informações do fabricante.

- Circuito Auxiliar (Intercooler e Resfriador de Óleo)		Caso C	Caso F
Bomba de água do motor acionado pelo virabrequim			
Vazão de água (m ³ /h)		7,9	7,9
Pressão estática disponível = 10,3 mca		10,3	10,3
Quantidade de calor a rejeitar :	Intercooler (kW)	59	59
	Rad. de Óleo (kW)	45	45
Fonte de rejeição de calor : Torre de resfriamento em circuito aberto			
Temperatura da água :	entrada do motor (°C)	29,5	54
	saída do motor (°C)	40,8	65,3
Potência de acionamento da torre (kW)		2,2	-----

Tabela 4.11. - Características operacionais do circuito auxiliar (Casos C e F)

As características operacionais e as potências consumidas para o acionamento dos motores do circuito principal são apresentados na tabela 4.12.

- Circuito Principal (Água da Camisa)	Caso C	Caso F
Bomba de água do motor acionada pelo virabrequim		
Vazão de água (m ³ /h)	29,6	29,6
Pressão estática disponível (mca)	11	11
Bomba de água auxiliar (instalada em série com bomba do motor) :		
Vazão total (m ³ /h)	59,2	59,2
Pressão disponível (mca)	25	15
Potência total (kW)	9	7,5
Quantidade de calor disponível (kW)	273	273
Temperatura da água : saída do motor (°C)	85	85
entrada motor (°C)	77	77
Fonte de rejeição de calor : torre de resfriamento ou radiador		
Bomba de água do circuito de rejeição para a torre		
Vazão água total (m ³ /h)	85,5	-----
Pressão estática (mca)	20	-----
Potência total (kW)	9	-----
Quantidade de calor a rejeitar (kW)	546	546
Temperatura da água : entrada da torre (°C)	35	-----
saída da torre (°C)	29,5	-----
Potência de acionamento da torre (kW)	3	-----

Tabela 4.12. - Características operacionais do circuito principal (Casos C e F)

Os trocadores de calor a placas foram selecionados de acordo com as condições operacionais mostradas nos quadros seguintes :

- Trocadores de calor -		Caso C
TC1 (83 kW)	lado a - água (1,3 m ³ /h sendo Tentrada = 20° C e Tsaída = 75° C)	
	lado b - água (6,3 m ³ /h sendo Tentrada = 85° C e Tsaída = 73,6° C)	
TC2 (453 kW)	lado a - água (12,9 m ³ /h sendo Tentrada = 20° C e Tsaída = 50° C)	
	lado b - água (17,2 m ³ /h sendo Tentrada = 83,9° e Tsaída = 64,3° C)	
TC3 (550 kW)	lado a - água (59,2 m ³ /h, Tentrada = 85° C e T saída = 77° C)	
	lado b - água (17,7m ³ /h, Tentrada = 29,5° C e T saída = 35° C)	

- Trocadores de calor -		Caso F
TC1 (83 kW)	lado a - água (1,3 m ³ /h sendo T entrada = 20° C e T saída = 75° C)	
	lado b - água (6,3 m ³ /h sendo T entrada = 85° C e T saída = 73,6° C)	
TC2 (453 kW)	lado a - água (12,9 m ³ /h sendo T entrada = 20° C e T saída = 50° C)	
	lado b - água (17,2 m ³ /h T entrada = 83,9° C e T saída = 60,7° C)	

A caldeira de recuperação utilizada segue características construtivas e condições operacionais, mostradas na tabela 4.13.

	Caso C	Caso F
Superfície de aquecimento (m ²)	64	64
Produção de vapor (kg/h)	447	447
PMTP (psig)	150	150
Pressão máxima de operação (psig)	135	135
Temperatura dos gases à saída da caldeira (°C)	220	220
Perda de carga dos gases na caldeira (mmca)	30	30

Fonte : fabricante

Tabela 4.13. Dados da caldeira de recuperação

4.7. Fator de Utilização de Energia (FUE)

Os dados de demanda de eletricidade, água quente e vapor do HC de que se dispõem, são para um pequeno intervalo do ano. Um modelamento mais confiável das cargas térmicas e elétricas necessitaria de dados de demanda para um maior período.

A comparação entre as três formas de energia (eletricidade, vapor e água quente) além de ser demasiadamente complicada, não seria totalmente confiável, já que as leituras dos hidrômetros não foram feitas exatamente nos horários adequados. Em função destas limitações, a análise do fator de utilização de energia foi baseado em valores médios obtidos durante os períodos analisados.

Conforme já exposto anteriormente, a quantidade de energia elétrica produzida pelos sistemas de cogeração propostos prevê atender a demanda de base de eletricidade do HC, portanto toda a energia elétrica produzida será utilizada.

No caso da água quente, a análise dos dados disponíveis, nos revelou uma média de 9,3 m³/h de demanda. A análise das figuras 3.17 e 3.19 nos revela uma grande amplitude de variação de carga, entretanto a quantidade de calor disponível nos sistemas de cogeração analisados, que será utilizado para o aquecimento de água para fins sanitários e pré-aquecimento de água de reposição da caldeira, é suficiente mesmo para os maiores valores de demanda verificados durante o período de coleta de dados. Portanto, a utilização de um valor médio de demanda para a determinação do fator de utilização de energia é uma hipótese simplificadora justificável.

A energia da água da camisa seria utilizada para aquecimento de água para fins sanitários (9,3 m³/h de 20° C para 50° C) o que equivale a 324 kW e para pré-aquecer a água de reposição da caldeira (1,3 m³/h de 20° C para 75° C) o que equivale a 83 kW. Apesar da temperatura atual de utilização para a água quente de fins sanitários ser de 45° C, foi previsto um aquecimento de 5° C, prevendo-se desta maneira dissipações de calor que ocorrem pelo circuito de distribuição.

Com relação ao vapor, as figuras 3.8 e 3.9 revelam uma demanda mínima de vapor próxima a 1800 kg/h . A quantidade de vapor obtida com a implantação de qualquer um dos sistemas propostos não representará valores muito superiores a 1/3 da demanda mínima, portanto todo o vapor produzido seria utilizado.

Para a determinação da quantidade de energia utilizada iremos usar o fator de utilização de energia e não a eficiência, já que as qualidades das energias envolvidas são diferentes.

O cálculo do fator de utilização de energia segue formulações abaixo :

$$FUE = P_{el} + P_v + P_{aq} \quad (4.3)$$

- Parcela da eletricidade = $P_{el} = P_{liq} / C_c$ (4.4)

- Parcela do vapor = $P_v = 0,6 \cdot Q_{ge} / C_c$ (4.5)

- Parcela da água quente = $P_{aq} = Q_{aq} / C_c$ (4.6)

onde : P_{liq} = potência líquida

Q_{ge} = calor dos gases de exaustão

Q_{aq} = demanda de calor da água quente

C_c = consumo de combustível

A tabela 4.14 apresenta as parcelas e o fator de utilização de energia de cada caso estudado.

	Parcela da potência elétrica	Parcela da água da camisa	Parcela dos gases de exaustão	F.U.E.
Caso a	0,296	0,140	0,142	0,578
Caso b	0,290	0,137	0,142	0,569
Caso c	0,330	0,185	0,166	0,681
Caso d	0,293	0,146	0,140	0,579
Caso e	0,282	0,147	0,140	0,569
Caso f	0,315	0,185	0,166	0,666

Observações: 1. Demanda de água quente média para o período analisado.

2. Calor da camisa utilizado para aquecer água para fins sanitários e reposição caldeira.

3. Aproveitamento de 60% do calor dos gases de exaustão.

4. F.U.E. - fator de utilização de energia.

Tabela 4.14.- Fator de Utilização de Energia nos Estudos de Caso de Cogeração

4.8. Informações Econômicas dos Estudos de Caso

Neste item serão discutidos alguns custos que envolvem a implantação dos sistemas de cogeração propostos. O primeiro custo que será discutido é o custo de manutenção dos grupos geradores. A tabela 5.15 mostra os custos de manutenção divulgados pela importadora.

Grupo Gerador de 900 kW	U\$ 5,31 / hora
Grupo Gerador de 450 kW	U\$ 3,22 / hora
Grupo Gerador de 375 kW	U\$ 3,46 / hora

Obs : 1. óleo lubrificante : U\$ 8,50 / galão

2. mão de obra : U\$ 15,00 / hora

3. peças de reposição + 60% (importação)

Tabela 4.15. - Custo de manutenção

ORLANDO (1991) apresenta custos de manutenção para motores de combustão interna na faixa de capacidades entre 100 e 1000 kW de U\$0,0075/kWh a U\$ 0,015/kWh. Somente o grupo gerador de 375 kW apresenta custo de manutenção sugerido pelo importador dentro da faixa de valores apresentada por ORLANDO (1991). Nos outros dois grupos geradores o custo sugerido é inferior ao sugerido por ORLANDO (1991).

O segundo custo que será discutido é o custo de investimento dos sistemas de cogeração propostos. Os componentes principais de todos os casos estudados foram orçados dentro do mercado.

A tabela 4.16, apresentada na próxima página, mostra a relação de componentes de cada caso estudado, a quantidade de máquinas ou equipamentos que está sendo prevista e o custo de investimento na aquisição de cada item do sistema.

Ident.	Descrição	Qtde	Custo Total do Sistema					
			Caso A	Caso B	Caso C	Caso D	Caso E	Caso F
MCI	Grupo gerador (motor e gerador elétrico)	1-2	R\$ 380.000,00	R\$ 469.480,00	R\$ 246.840,00	R\$ 407.000,00	R\$ 484.000,00	R\$ 265.000,00
QE	Quadro elétrico de controle do grupo gerador	1-2	R\$ 25.000,00	R\$ 77.000,00	R\$ 77.000,00	R\$ 25.000,00	R\$ 77.000,00	R\$ 77.000,00
B3	Bomba de água do circuito de transferência	3	R\$ 7.500,00	R\$ 7.500,00	R\$ 6.000,00	R\$ 6.500,00	R\$ 6.500,00	R\$ 4.000,00
B4	Bomba de água do circuito de rejeição para a torre	3	R\$ 5.000,00	R\$ 5.000,00	R\$ 5.000,00			
B5	Bomba de água do circuito auxiliar (elétrica)	2		R\$ 2.000,00				
TR1	Torre de resfriamento do circuito auxiliar	1	R\$ 3.400,00	R\$ 3.400,00	R\$ 3.400,00			
TR2	Torre de resfriamento do circuito principal	1	R\$ 14.500,00	R\$ 15.200,00	R\$ 11.100,00			
TC1	Trocador de calor pré-aquecimento água da caldeira	1	R\$ 1.700,00	R\$ 1.700,00	R\$ 1.500,00	R\$ 1.700,00	R\$ 1.700,00	R\$ 1.500,00
TC2	Trocador de calor aquecimento água fins sanitários	1	R\$ 2.250,00	R\$ 2.250,00	R\$ 2.200,00	R\$ 2.250,00	R\$ 2.250,00	R\$ 2.200,00
TC3	Trocador de calor de rejeição para a torre	1	R\$ 5.250,00	R\$ 5.400,00	R\$ 3.700,00			
VM1	Válvula motorizada de três vias (água quente)	1	R\$ 1.100,00	R\$ 1.100,00	R\$ 1.100,00	R\$ 1.100,00	R\$ 1.100,00	R\$ 1.100,00
VM2	Válvula motorizada de três vias (rejeição torre/radiador)	1	R\$ 6.350,00	R\$ 6.350,00	R\$ 4.200,00	R\$ 6.350,00	R\$ 7.500,00	R\$ 6.000,00
VM3	Válvula motorizada de duas vias (controle de pressão)	1	R\$ 5.100,00	R\$ 5.100,00	R\$ 4.150,00	R\$ 5.100,00	R\$ 5.100,00	R\$ 4.150,00
CP	Controlador proporcional de pressão	1	R\$ 1.100,00	R\$ 1.100,00	R\$ 1.100,00	R\$ 1.100,00	R\$ 1.100,00	R\$ 1.100,00
CR	Caldeira de recuperação	1	R\$ 50.000,00	R\$ 50.000,00	R\$ 50.000,00	R\$ 50.000,00	R\$ 50.000,00	R\$ 50.000,00
QPR	Quadro elétrico para paralelismo com a rede	1	R\$ 100.000,00	R\$ 100.000,00	R\$ 90.000,00	R\$ 100.000,00	R\$ 100.000,00	R\$ 90.000,00
HID	Hidráulica com isolamento térmico	1	R\$ 35.000,00	R\$ 35.000,00	R\$ 30.000,00	R\$ 20.000,00	R\$ 20.000,00	R\$ 20.000,00
CV	Construções civis (150 m2 a R\$200,00/m2)	1	R\$ 30.000,00	R\$ 30.000,00	R\$ 30.000,00	R\$ 30.000,00	R\$ 30.000,00	R\$ 30.000,00
CI	Custo de instalação	1	R\$ 70.000,00	R\$ 70.000,00	R\$ 70.000,00	R\$ 65.000,00	R\$ 65.000,00	R\$ 65.000,00
Custo Total do Sistema			R\$ 743.250,00	R\$ 887.580,00	R\$ 637.290,00	R\$ 721.100,00	R\$ 851.250,00	R\$ 617.050,00

Tabela 4.16. - Custos dos equipamentos do sistema de cogeração

O custo dos grupos geradores a gás natural foi obtido junto à empresa importadora e são acrescidos de 10% devido a tarifas de importação, frete, internação, etc, e 5% devido a acessórios auxiliares como amortecedores de vibração, sistemas de proteção auxiliares, silenciador, etc.

O quadro elétrico de controle e proteção do grupo gerador também foi orçado pela importadora do grupo gerador.

Os custos apresentados para as bombas, as torres, os trocadores de calor, as válvulas motorizadas, o controlador proporcional de pressão e para a caldeira de recuperação são baseados em informações obtidas junto a representantes ou fabricantes.

O quadro elétrico para paralelismo com a rede elétrica é a maior incerteza que existe dentro da planilha orçamentária. O fato de não existir um padrão a nível de controle e proteção definidos pelas concessionárias de energia, devido aos poucos casos consultados e realmente instalados, de sistemas de cogeração ou autoprodução operando em paralelo com a rede de distribuição, cria incertezas por parte das empresas que teriam possibilidades de fornecerem quadros elétricos que desempenham a função de paralelismo com a rede.

O custo apresentado para os quadros de paralelismo com a rede elétrica é baseado em informações obtidas junto a empresa representante de fabricante de grupos geradores no Brasil e que produz quadros para esta aplicação em outros países.

O custo de hidráulica segue estimativa do autor e varia de acordo com a complexidade do sistema estudado.

O custo de instalação se refere ao custo de transporte (já que os preços apresentados são preços FOB), custo de montagem da hidráulica, custo de instalações elétricas e demais instalações necessárias para se colocar o sistema em funcionamento. Este custo é baseado em informações obtidas junto a empresa importadora e instaladora de grupos geradores.

Por último, como resultado da análise de custo do sistema é apresentado o custo de investimento por kWh de eletricidade líquida produzida em cada um dos casos analisados. A tabela 4.17 apresenta este custo para os seis casos analisados.

	R\$ / kW
Caso A	861,94
Caso B	1030,63
Caso C	876,85
Caso D	883,27
Caso E	1089,39
Caso F	891,05

Tabela 4.17.- Custo médio de Investimento

Os custos médios de investimento podem representar valores bastante conservadores na ótica de grandes empresas de engenharia. Entretanto, nesta etapa de surgimento dos primeiros casos de cogeração no Brasil, as empresas interessadas em sua difusão precisam estar preparadas para assumirem riscos junto com os empreendedores, já que as variáveis econômicas que afetam a viabilidade dos sistemas de cogeração são desfavoráveis na situação atual.

4.9. Planilha de Viabilidade Econômica

Para analisar os estudos de caso apresentados no item 4.6 , foi desenvolvida uma planilha eletrônica onde se pode variar os custos, economias e produtos (energia térmica e elétrica) que podem influir na viabilidade econômica do projeto e utilizá-la para fazer análises de sensibilidade (KAPLAN, 1983; WALTER, 1994; GALLO E WALTER, 1994).

Os custos, consumos, produtos e variáveis econômicas pertinentes aos sistemas são :

- Investimento inicial
- Financiamento
- Custo do combustível
- Custo de manutenção e operação
- Tarifa de eletricidade
- Custo de produção de água quente para fins sanitários
- Custo de produção de vapor

- Consumo de combustível
- Poder calorífico inferior do combustível
- Taxa de desconto
- Valor residual
- Quantidade de água quente produzida (m³/h)
- Quantidade de vapor produzido (kg/h)
- Potência líquida produzida
- Horas de operação por ano
- Vida útil

Estas variáveis (exceto o financiamento) encontram-se entrelaçadas dentro da planilha de maneira que a substituição de qualquer uma delas gera uma nova situação a ser analisada.

O método utilizado para a análise econômica é o método do valor presente, aplicado com fluxos de caixa na forma de séries uniformes.

As equações que fazem parte da planilha são as apresentadas abaixo :

$$VR = 0,2 \cdot II \quad (4.8)$$

$$C_{cc} = c_c \cdot C_c \cdot 3600 / PCI \quad (4.9)$$

$$C_{cc}' = C_{cc} \cdot h_{ano} \quad (4.10)$$

$$C_{com} = C_{om} \cdot h_{ano} \quad (4.11)$$

$$C_{cog} = C_{cc} + C_{com} \quad (4.12)$$

$$C_{cog}' = C_{cog} / P_{liq} \cdot h_{ano} \quad (4.13)$$

$$C_{cel} = Tm_a \cdot P_{liq} \cdot h_{ano} / 1000 \quad (4.14)$$

$$E_{aq} = V_{aqp} \cdot C_{aqm} \cdot h_{ano} \quad (4.15)$$

$$E_v = Q_{vp} \cdot C_v \cdot h_{ano} \quad (4.16)$$

$$E_{cog} = (C_{cel} - C_{cog}') + E_{aq} + E_v \quad (4.17)$$

$$VPE = E_{cog} / (1 + i)^n \quad (4.18)$$

$$VPT = \sum VPE (1 \text{ a } n) \quad (4.19)$$

$$VPL = VPT - II \quad (4.20)$$

$$PB = II / E_{cog} \quad (4.21)$$

A planilha usada para os estudos de viabilidade econômica (análises de sensibilidade) é apresentada no anexo I.

4.10. Análises de Sensibilidade

Nesta parte do trabalho será analisado o efeito produzido pela variação de alguns dos dados de entrada da planilha. Procurou-se fazer a análise de sensibilidade usando as variáveis que influem de maneira mais significativa sobre a viabilidade do sistema.

4.10.1. Custo do Combustível

O custo de compra do gás natural boliviano ainda não é conhecido, nem mesmo a estrutura de tarifação é conhecida. De forma análoga à energia elétrica, acredita-se numa estrutura do tipo cascata, onde grandes consumidores tenham benefícios maiores (menores preços).

A expectativa de custo gira em torno de R\$ 3,00 e 4,20 / MMBTU (milhão de BTU). Iremos trabalhar dentro desta faixa de custos.

A tabela 4.16 apresenta a equivalência do custo do gás natural em R\$/MMBTU e em R\$/m³ adotando um gás natural com poder calorífico inferior (PCI) de 8450 kcal / m³ (33546,5 Btu / m³).

R\$ / MMBTU	3,00	3,30	3,60	3,90	4,20
R\$ / m ³	0,10064	0,110703	0,120767	0,130831	0,140895

Tabela 4.18. - Expectativa de Custo do Gás Natural

Dentro desta análise de sensibilidade são admitidas as seguintes hipóteses :

- Taxa de desconto : 12, 15 e 20%
- Horas de operação por ano : 8000
- Custo de manutenção : de acordo com estudos de caso.
- Tarifa de eletricidade : de acordo com média anual (sete meses de tarifa seca e cinco meses de tarifa úmida) = 56,57 R\$ / MWh.

Os valores de potência líquida produzida e quantidade de vapor produzido dependem do estudo de caso e os valores para cada uma das seis situações encontram-se nos itens 4.6.

Os custos de produção de vapor e de produção de água quente seguem valores determinados nos itens 4.3 e 4.4, respectivamente.

O valor residual foi fixado em 20% para todos os seis casos que serão analisados. E o seu valor é agregado às economias obtidas durante o ano 20 (fim da vida útil do sistema) .

Os investimentos iniciais seguem os valores apresentados nas tabelas orçamentárias apresentadas nos itens 4.6.

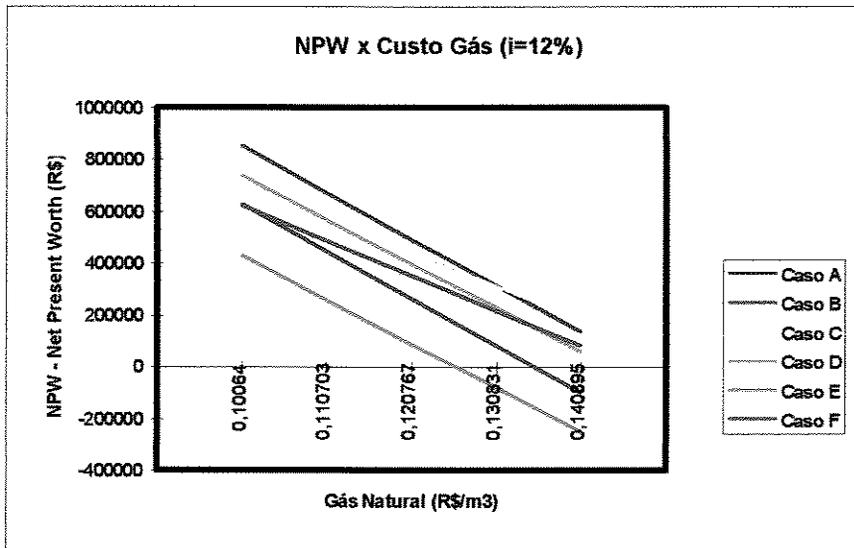


Figura 4.8. - Valor Presente x Custo do Gás Natural (i = 12%)

A figura 4.8. apresenta a análise de sensibilidade dos seis estudos de caso previamente apresentados em função da variação do custo do gás natural de acordo com valores apresentados na tabela 4.18.

Analisando-se a figura, percebe-se que todos os casos que utilizam radiadores, quando comparados aos seus similares que utilizam torre de resfriamento, apresentam menor economicidade.

Os casos E e B, são os únicos que nesta situação deixam de ser economicamente viáveis a partir de valores um pouco superiores a R\$ 0,126 / m³ (caso E) e R\$ 0,135 /m³ (caso B).

As melhores opções de investimento são os casos A e C. Sendo que a partir de valores do gás natural superiores a R\$ 0,13 / m³ a opção C passa a ser melhor opção do que a A.

Similarmente ao exposto acima, a partir de custo do gás natural superior a R\$ 0,132 / m³ o caso F passa a ser melhor opção do que o caso D.

Esta ultrapassagem dos casos C sobre o A e do caso F sobre o D pode ser justificada, devido a que a partir de um determinado custo do gás natural a produção descentralizada passa a ser mais cara do que a compra direta da rede. Diante disso devido a menor produção de potência elétrica dos casos C e F, e de conseguir-se trabalhar com maiores fatores de utilização de energia, obtêm-se melhores resultados nestas situações.

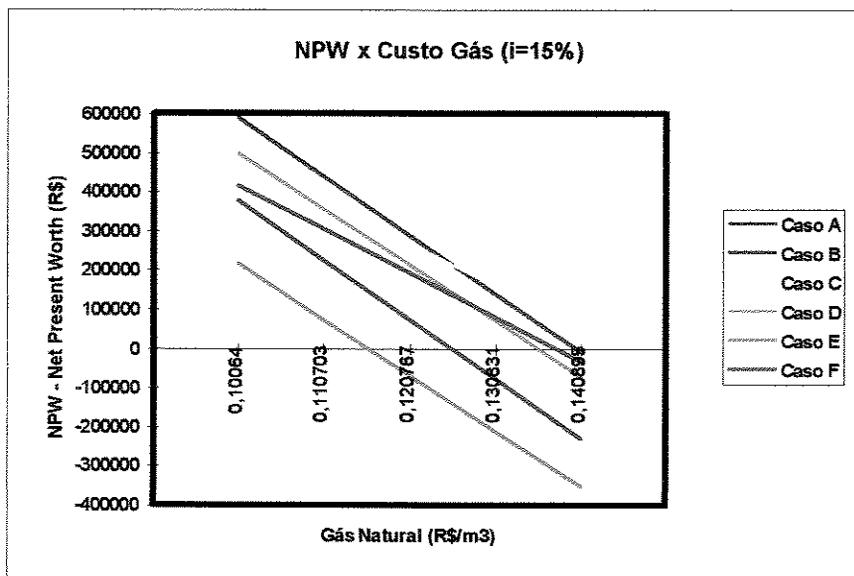


Figura 4.9. - Valor Presente x Custo do Gás Natural (i = 15%)

A figura 4.9 apresenta a mesma situação da figura anterior, porém a taxa de desconto foi aumentada de 12% para 15%. Percebe-se que devido a este aumento da taxa de desconto, todos os casos (exceto o caso C) passam

a ser inviáveis na situação de máximo custo do gás natural admitido no trabalho.

O aumento da taxa de desconto tende a inviabilizar os sistemas a partir de valores de custos de gás natural menores.

Investimentos menores tendem a ser mais viáveis. Isto pode ser percebido através dos casos C e F que tendem a ser mais viáveis economicamente que os casos A e D para valores de custo de gás natural inferiores aos apresentados na figura 4.8.

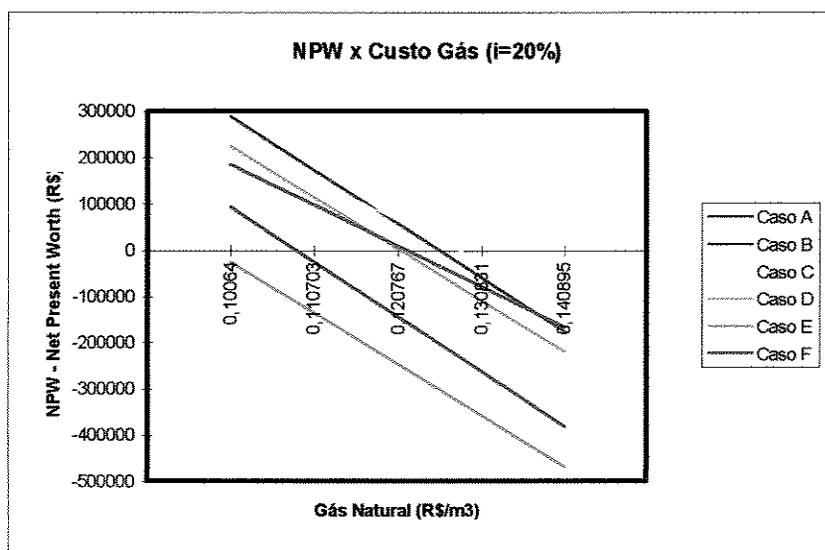


Figura 4.10. - Valor Presente x Custo do Gás Natural (i = 20%)

A figura 4.10 analisa condição similar às das figuras 4.8 e 4.9, para taxa de desconto do investimento de 20%.

Nesta situação o caso E é totalmente inviável independente do custo de fornecimento do gás natural. Todas as opções passam a ser inviáveis a partir de certos valores de custo do gás natural. Destaque mais uma vez para o caso C que a partir de R\$ 0,12 / m³ passa a ser a melhor opção.

Apesar de economicamente inviável, para a situação de máximo custo de gás natural (R\$ 0,14 / m³), o caso F passou a ser a segunda melhor opção entre as opções existentes.

4.10.2. Horas de Operação por Ano

Neste item iremos analisar a sensibilidade da viabilidade econômica em relação a variação do número de horas de operação do sistema de cogeração por ano.

Iremos fazer esta análise de sensibilidade variando o número de horas de operação entre 4000 e 8000 horas / ano e utilizando taxas de desconto de 15% e 20%.

As demais variáveis que fazem parte da análise serão fixadas dentro dos valores abaixo mostrados :

- Investimento inicial : de acordo com planilha orçamentária
- Custo de manutenção : de acordo com informações do fabricante
- Tarifa de eletricidade : R\$ 56,57 / MWh
- Valor residual : 20%
- Vida útil : 20 anos
- Potência líquida : de acordo com caso analisado
- Vapor produzido : de acordo com caso analisado
- Água quente produzida : 9,3 m³/h
- Custo do gás natural : R\$ 0,12 / m³
- Custo da água quente : de acordo com item 4.4.
- Custo do vapor : de acordo com item 4.3.
- Consumo de combustível : de acordo com caso analisado

A figura 4.11, apresentada abaixo, representa a análise de sensibilidade dos seis casos anteriormente discutidos dentro das condições operacionais e econômicas apresentadas acima.

O caso E não é viável em nenhuma situação. O caso B só se torna viável quando o número de horas operacionais for superior a 7300. Os casos D e F são viáveis a partir de 6100 horas/ano de operação. Os casos A e C passam a ser viáveis a 5750 horas/ano e para 8000 horas/ano de operação geram receitas de R\$288 e R\$268 mil respectivamente.

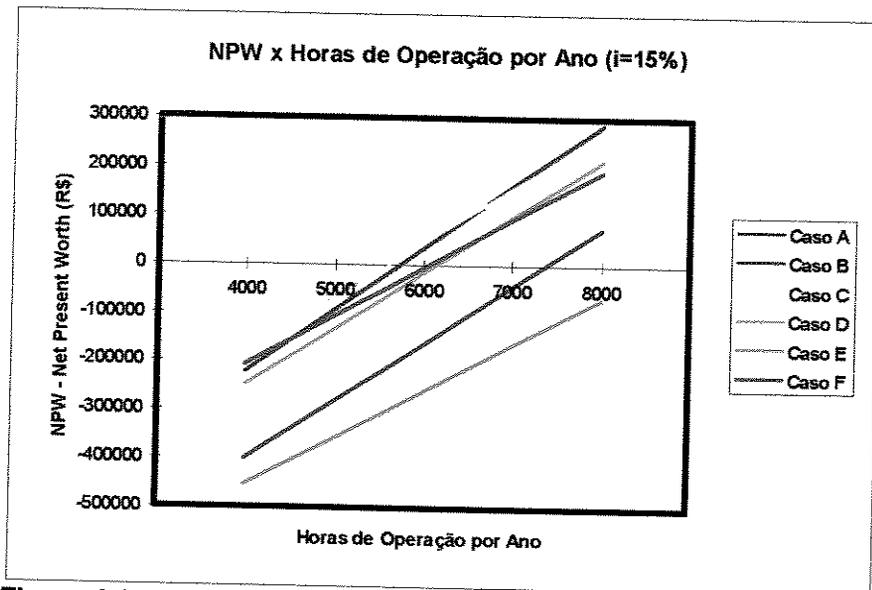


Figura 4.11. - Valor Presente x Horas de Operação por Ano (i=15%)

A figura 4.12 apresenta a mesma situação da figura anterior, para taxa de desconto de 20% ao ano. Os casos B e E são inviáveis. Os casos D e F apresentam pequena viabilidade quando o número de horas operacionais for bem próximo a 8000. Os casos A e C são as melhores opções, entretanto o número de horas operacionais por ano deve ser superior a 7200.

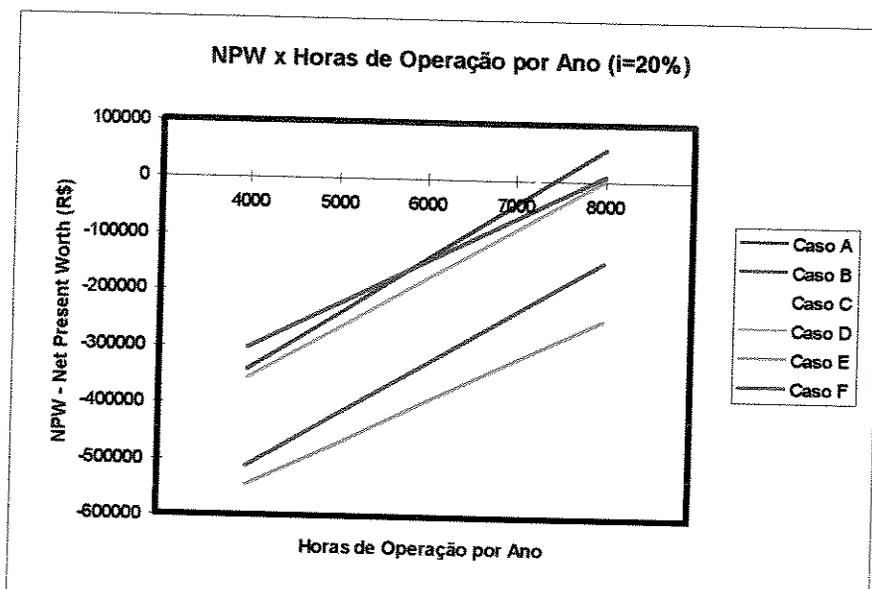


Figura 4.12. - Valor Presente x Horas de Operação por Ano (i=20%)

4.10.3. Taxa de Retorno

Neste item será analisado a sensibilidade da viabilidade econômica em relação à variação da taxa de retorno esperada pelo investidor.

A análise de sensibilidade será feita variando-se a taxa de desconto em 10%, 20%, 30% e 40% e utilizando-se o custo do gás natural de R\$ 0,10 / m³, R\$ 0,12 / m³ e R\$ 0,14 / m³.

As demais variáveis que fazem parte da análise serão fixadas dentro dos valores abaixo :

- Investimento inicial : de acordo com planilha orçamentária
- Custo de manutenção : de acordo com informações do fabricante
- Tarifa de eletricidade : R\$ 56,57 / MWh
- Valor residual : 20%
- Vida útil : 20 anos
- Potência líquida : de acordo com caso analisado
- Vapor produzido : de acordo com caso analisado
- Água quente produzida : 9,3 m³/h
- Custo do gás natural : R\$ 0,10 / m³ ; R\$ 0,12 / m³ e R\$ 0,14 / m³
- Custo da água quente : de acordo com item 4.4.
- Custo do vapor : de acordo com item 4.3.
- Consumo de combustível : de acordo com caso analisado
- Horas de operação por ano : 8000

A figura 4.13, apresentada a seguir, representa a análise de sensibilidade dos seis casos anteriormente discutidos dentro das condições operacionais e econômicas apresentadas acima.

Devido a estar trabalhando com a mais otimista expectativa de custo de combustível, consegue-se obter taxas de retorno (NPW = 0) bastante representativas para todos os casos analisados. Destaque para os casos A, C, D e F que, nesta situação, possuem taxa de retorno próximo a 28%.

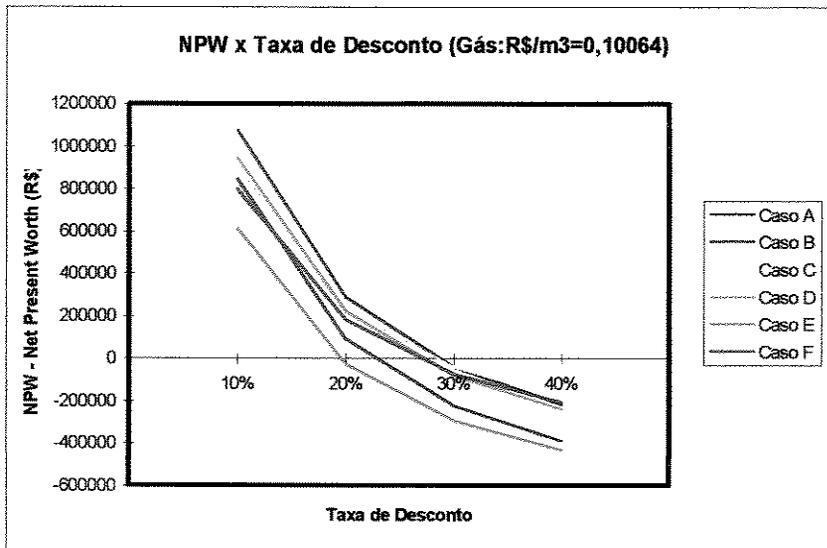


Figura 4.13. - Valor Presente x Taxa de Desconto (Gás :R\$/m3 = 0,10)

A figura 4.14 apresenta a mesma situação da figura anterior, entretanto o custo do combustível foi aumentado para R\$ 0,120767 / m³. Destaque mais uma vez para os casos A, C, D e F que apresentaram taxa de retorno entre 20% e 23%. O caso C foi o que apresentou a maior taxa de retorno dentro desta situação.

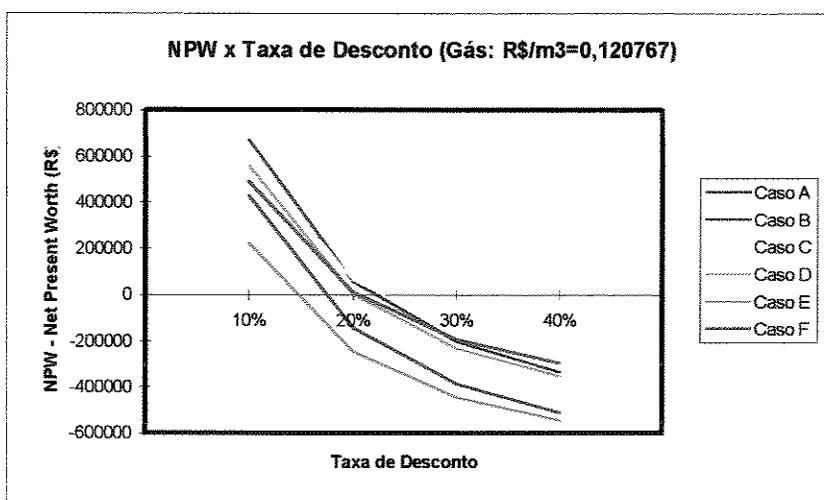


Figura 4.14. - Valor Presente x Taxa de Desconto (Gás : R\$/m3 = 0,12)

A figura 4.15 representa a mesma situação das duas anteriores, entretanto o custo do combustível (gás natural) foi elevado para R\$ 0,140895 / m³.

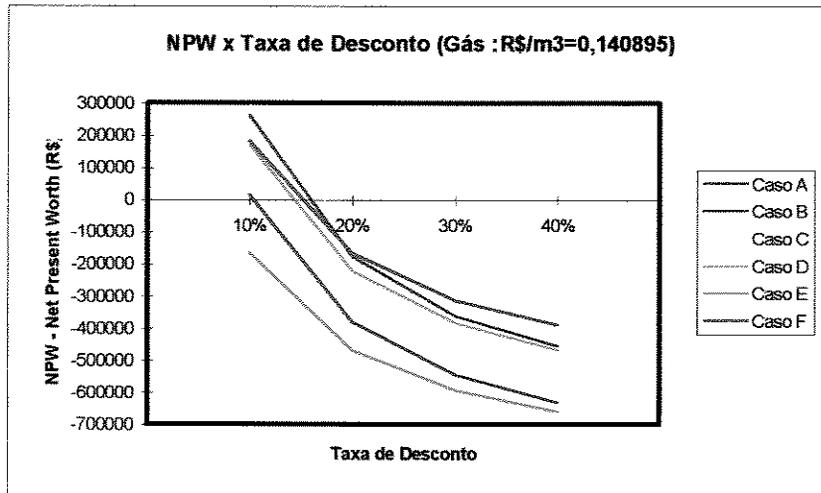


Figura 4.15. - Valor Presente x Taxa de Desconto (Gás : R\$/m³ = 0,14)

O caso E somente será viável para valores de taxa de retorno bem inferiores a 10%. O caso B será viável para taxas de retorno bastante próximas a 10%. Os casos A, C, D e F serão viáveis para taxas de retorno entre 14% e 18%.

Destaque deve ser dado ao caso C, que novamente foi a opção de maior taxa de retorno e portanto a melhor opção entre as analisadas.

4.10.4. Custo da Eletricidade

Neste item do trabalho será analisada a viabilidade de sistemas de cogeração no HC, avaliando uma faixa de custo de eletricidade.

Vale a pena ressaltar que a tarifa de energia elétrica cobrada no Brasil é uma das mais baratas do mundo, e não se sabe até quando esta política

tarifária poderá ser mantida. A tendência dos governos dos países capitalistas em concentrar seus esforços e recursos em questões sociais, de infra-estrutura e de regulação dos mercados, seja para tentar melhorar os serviços oferecidos a população ou para defender o interesse de grupos ou setores privados da economia, abre o setor energético para o capital privado que certamente só irá fazer investimentos para expansão do sistema elétrico brasileiro, no caso de haver uma política tarifária atrativa.

Iremos fazer a análise de sensibilidade utilizando o custo da eletricidade de R\$ 0,04 / kWh, R\$ 0,06 / kWh, R\$ 0,08 / kWh e R\$ 0,10 / kWh com taxas de desconto de 10%, 20%, 30% e 40%.

As variáveis envolvidas na análise de sensibilidade serão fixadas dentro dos valores abaixo :

- Investimento inicial : de acordo com planilha orçamentária
- Custo de manutenção : de acordo com informações do fabricante
- Tarifa de eletricidade : R\$ 40, 60, 80 e 100 / MWh
- Valor residual : 20%
- Vida útil : 20 anos
- Potência líquida : de acordo com caso analisado
- Vapor produzido : de acordo com caso analisado
- Água quente produzida : 9,3 m³/h
- Custo do gás natural : R\$ 0,120767 / m³
- Custo da água quente : de acordo com item 4.4
- Custo do vapor : de acordo com item 4.3
- Consumo de combustível : de acordo com caso analisado
- Horas de operação por ano : 8000

A figura 4.16 revela o comportamento do valor presente líquido para a faixa de valores de tarifa de eletricidade estudada, para valores de taxa de desconto de investimento de 10%.

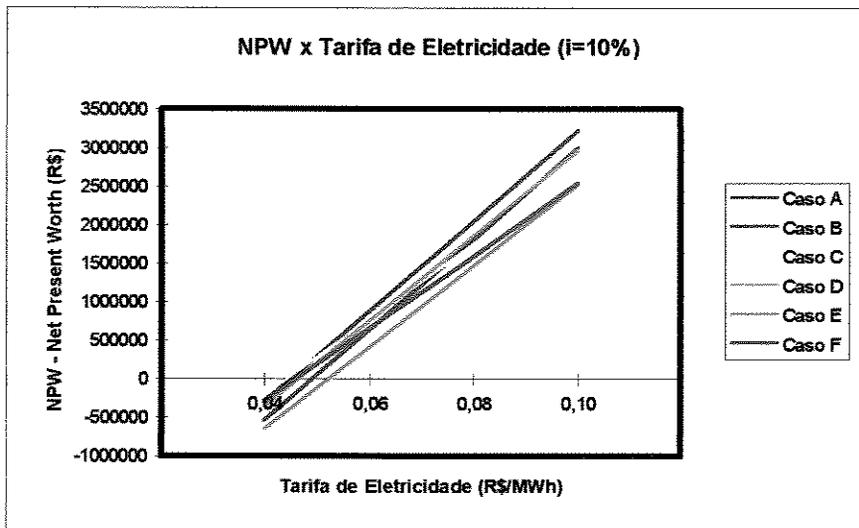


Figura4.16. - Valor Presente x Tarifa de Eletricidade (i=10%)

Percebe-se que para tarifas baixas o caso C e o caso F tendem a ser as melhores opções, devido a serem os sistemas de menor potência. Com o crescimento da tarifa o destaque fica para os casos que produzem maior quantidade de potência, como pode ser comprovado através das curvas dos casos A, B e D. O caso E, apesar de produzir mais potência do que os casos C e F apresentou pior desempenho econômico. Todas as situações passam a ser viáveis para tarifas de eletricidade entre R\$ 0,045 e 0,055 / kWh.

A figura 4.17 apresenta a mesma situação da figura anterior, entretanto neste caso, a taxa de retorno foi fixada em 20%. Para tarifas próximas a R\$ 0,055 / kWh o destaque deve ser dado para o caso C. Tarifas maiores, favorecem os sistemas de maior potência, mas devido a maior taxa de desconto percebe-se um melhor comportamento do caso C, em relação a figura 4.16. Os casos A e D são os que tendem a ser os mais beneficiados no caso de aumento da tarifa de eletricidade. Os casos passam a ser viáveis para tarifas entre R\$ 0,053 e 0,066 / kWh.

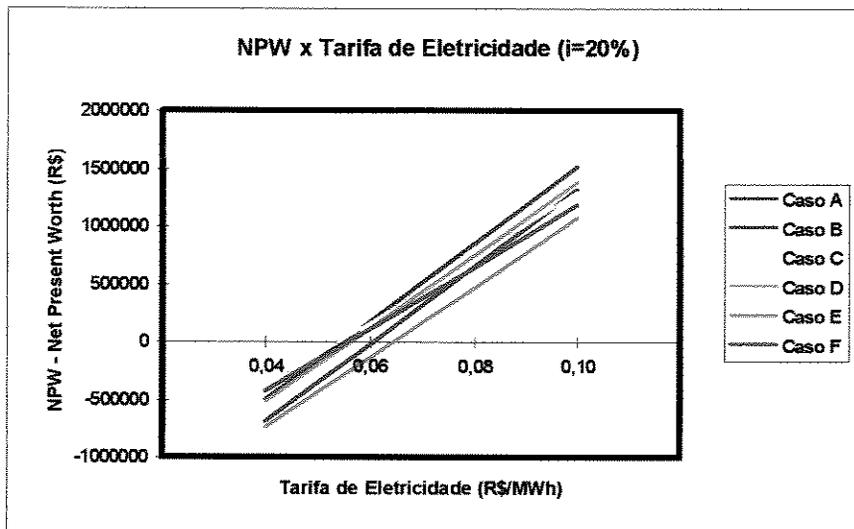


Figura 4.17. - Valor Presente x Tarifa de Eletricidade (i=20%)

A figura 4.18 apresenta a mesma situação para uma taxa de desconto de 30%. Para valores de tarifa próximo a R\$ 0,065 os casos A e C são as melhores opções. No caso de tarifas maiores o destaque fica com o caso A. O caso C permanece sendo melhor opção do que o caso D até valores de tarifa próximo a R\$ 0,085 / kWh. Os casos B e E foram os que tiveram os piores desempenhos. Todas as opções passam a serem viáveis para tarifas entre R\$ 0,063 e 0,078 / kWh.

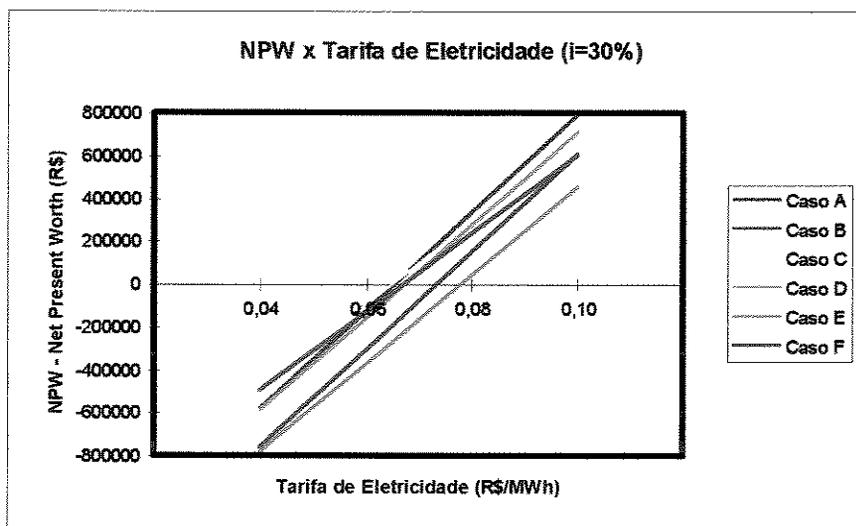


Figura 4.18. - Valor Presente x Tarifa de Eletricidade (i=30%)

Por último, temos a figura 4.19 que apresenta a mesma situação das figuras anteriores, porém a taxa de desconto do investimento nesta situação é de 40%.

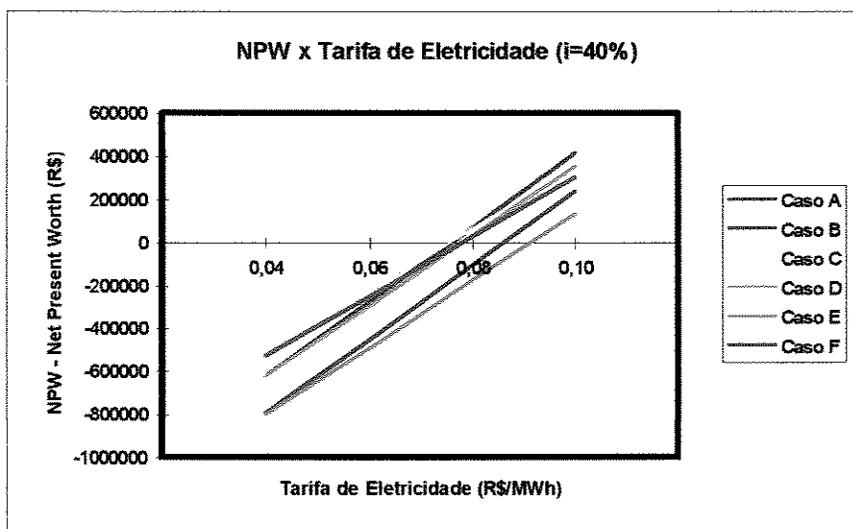


Figura 4.19. - Valor Presente x Tarifa de Eletricidade (i=40%)

O primeiro caso a mostrar viabilidade econômica nesta situação é o caso C, sendo que isto ocorre para valores de tarifa de eletricidade próximo a R\$ 0,073 / kWh. O aumento da tarifa favorece o caso A que passa a ser a melhor opção quando o custo da eletricidade alcança R\$ 0,08 / kWh. O caso C permanece sendo a segunda melhor opção até tarifa próximo a R\$ 0,10 / kWh quando é então ultrapassado pelo caso D. Os casos A, C, D e F passam a ser viáveis para valores de tarifa próximos a R\$ 0,076 / kWh. Os casos B e E foram os que apresentaram piores desempenhos.

A análise das figuras anteriores permite visualizar a grande influência da tarifa de eletricidade sobre a viabilidade dos sistemas de cogeração de pequeno / médio porte. Aumentos de tarifa atual da ordem de 30% transformam alguns dos casos viáveis para taxas de desconto do investimento de até 40% ao ano.

4.10.5. Financiamento

A criação de linhas de crédito é uma forma encontrada por muitos países para fomentar instalações de cogeração, ajudando o empreendedor a assumir o risco de médios/grandes investimentos e melhorando a atratividade dos empreendimentos.

A linha de financiamento que será utilizada será a do BNDES-FINAME, que está disponível para projetos industriais considerados de relevância. O financiamento pode ser de até 65% do capital necessário com taxas de juros de 12% a.a., um ano de carência e três anos para pagar (WALTER, 1994).

As premissas envolvidas na análise de sensibilidade são :

- Investimento inicial : de acordo com planilha orçamentária.
- Custo de manutenção : de acordo com tabela 4.15.
- Tarifa de eletricidade : R\$ 56,57 / MWh.
- Valor residual : 20%.
- Vida útil : 20 anos.
- Potência líquida : de acordo com caso analisado.
- Vapor produzido : de acordo com caso analisado.
- Água quente produzida : 9,3 m³/h.
- Custo do gás natural : R\$ 0,120767 / m³.
- Custo da água quente : de acordo com item 4.4.
- Custo do vapor : de acordo com item 4.3.
- Horas de operação por ano : 8000 horas.
- Consumo de combustível : de acordo com caso analisado.
- Taxa de desconto : 20%.

A figura 4.20, apresentada a seguir, revela a análise de sensibilidade dos seis casos anteriormente discutidos, mostrando o valor presente líquido em função do custo do gás natural imaginando-se uma linha de financiamento dentro dos parâmetros acima mencionados.

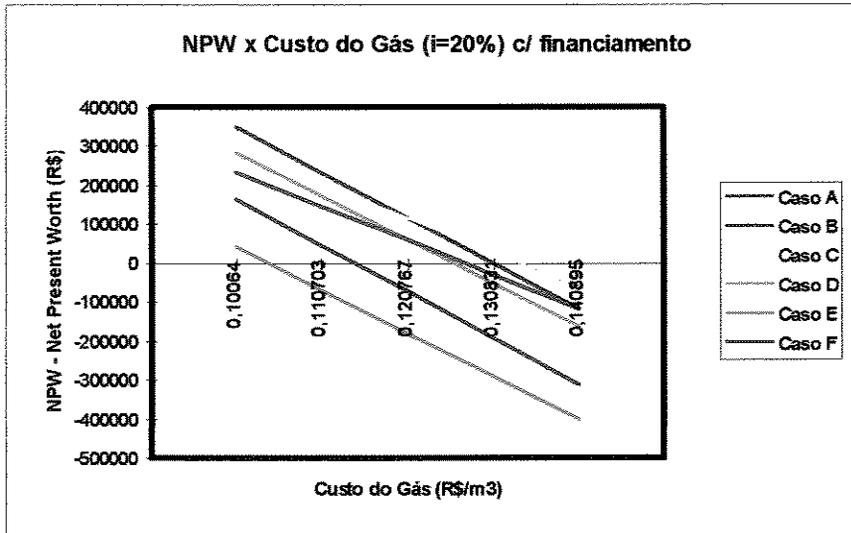


Figura 4.20. - Valor Presente x Custo do Gás (i=20%) c/ financ.

A comparação entre as figuras 4.10 e 4.20 permite perceber a melhora na atratividade do investimento devido ao financiamento. Para custo do gás natural inferior a R\$ 0,12 / m³ o caso A foi a melhor opção, para custos do gás superiores a R\$ 0,12 / m³ o caso C passou a ser a melhor opção. A menor potência produzida favorece o caso C devido ao seu maior fator de utilização de energia e devido ao custo do gás que torna a produção descentralizada de eletricidade mais cara do que a compra da rede.

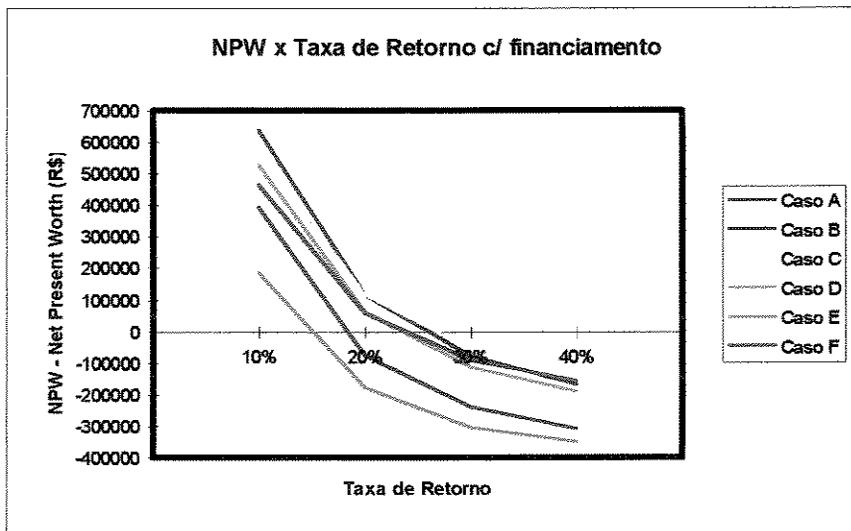


Figura 4.21.- Valor Presente x Taxa de Retorno c/ financiamento

A figura 4.21 mostra a variação do valor presente em função da taxa de retorno obtida com o empreendimento. A existência de linhas de financiamento nesta situação aumentou a taxa de retorno dos casos A e C em aproximadamente 4%, como pode ser constatado comparando-a à figura 4.14.

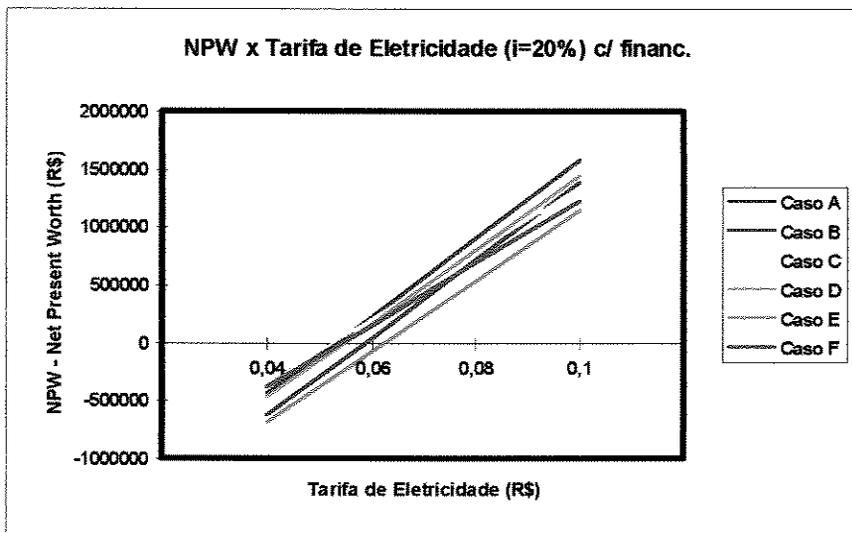


Figura 4.22.- Valor Presente x Tarifa de Eletricidade (i=20%)

Na figura 4.22 a variação do valor presente líquido em função do custo da eletricidade pode ser analisada. A comparação com a figura 4.17 permite concluir que o financiamento torna os sistemas viáveis a partir de menores tarifas de eletricidade.

A última figura dentro deste item é a figura 4.23 que mostra a variação do valor presente líquido em função da tarifa de eletricidade imaginando-se uma situação extrema onde a taxa de desconto pretendida pelo investidor seria de 40% e o custo do gás natural seria de 0,140895 R\$ / m³. Percebe-se um deslocamento das curvas em direção a tarifa de eletricidade mais alta. Mesmo nesta situação pessimista de variáveis importantes para a disseminação da cogeração, o aumento da tarifa de eletricidade em aproximadamente 20% pode levar alguns casos a situações econômicas atrativas.

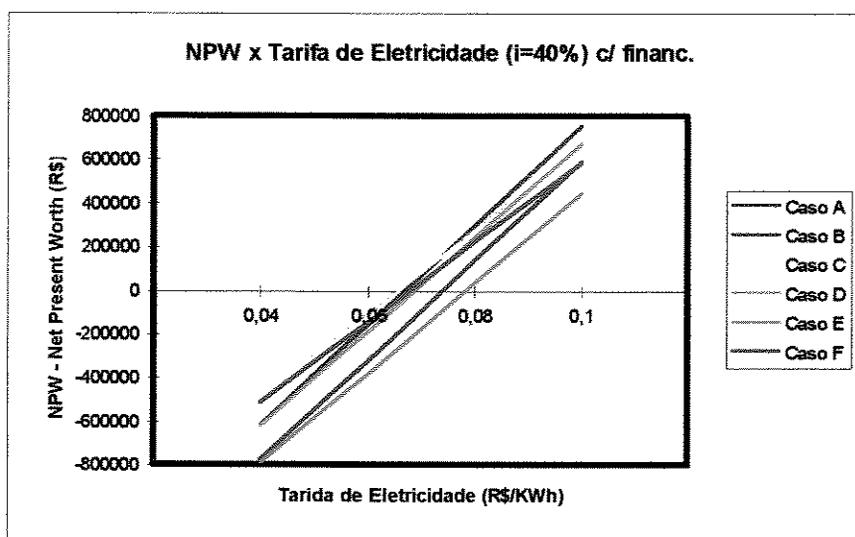


Figura 4.23.- Valor Presente x Tarifa de Eletricidade (i=40%)

4.10.6. Payback

O payback é uma medida bastante difundida na avaliação da viabilidade econômica de investimentos. O payback pode ser definido como a quantidade de tempo necessário para que o fluxo de caixa se iguale ao valor do investimento inicial, sem considerar o valor do dinheiro no tempo e o fluxo de caixa durante o período de pagamento do investimento. Estas duas considerações são limitações do método que acabam por tornar seus resultados, apesar de úteis, inadequados para serem usados como única forma de se estudar a viabilidade de empreendimentos.

Estas limitações podem ser constatadas, principalmente quando se deseja grandes taxas de desconto. Pode-se obter curtos períodos de payback com valores presente líquidos negativos.

As premissas utilizadas serão :

- Investimento inicial : de acordo com planilha orçamentária.
- Custo de manutenção : de acordo com tabela 4.15.
- Tarifa de eletricidade : R\$ 56,57 / MWh.
- Valor residual : 20%.

- Vida útil : 20 anos.
- Potência líquida : de acordo com caso analisado.
- Vapor produzido : de acordo com caso analisado.
- Água quente produzida : 9,3 m³/h.
- Custo do gás natural : R\$ 0,120767 / m³.
- Custo da água quente : de acordo com item 4.4.
- Custo do vapor : de acordo com item 4.3.
- Horas de operação por ano : 8000 horas.
- Consumo de combustível : de acordo com caso analisado.
- Taxa de desconto : 20%.

A figura 4.24 mostra a variação do payback em função da tarifa de eletricidade.

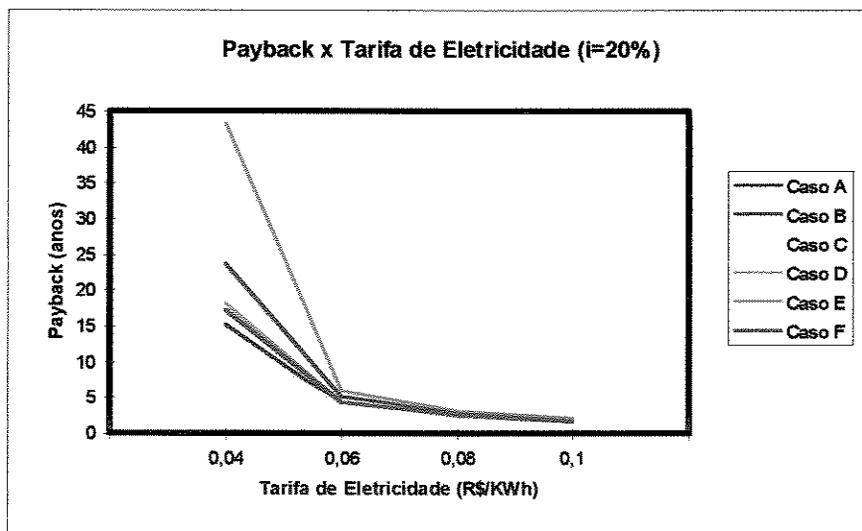


Figura 4.24.- Payback x Tarifa de Eletricidade (i=20%)

A situação de R\$ 0,04 / kWh não se mostrou como boa opção para nenhuma das situações. Na situação de R\$ 0,06 / kWh os valores de payback ficam compreendidos entre 3,9 (caso C) e 5,9 (caso E) anos. Para tarifa de eletricidade de R\$ 0,08 / kWh os payback ficaram compreendidos entre 2,3 (casos A e C) e 3,2 (caso E) anos, e na situação de R\$ 0,1 / kWh os payback ficaram entre 1,6 (caso A) e 2,2 (caso E) anos.

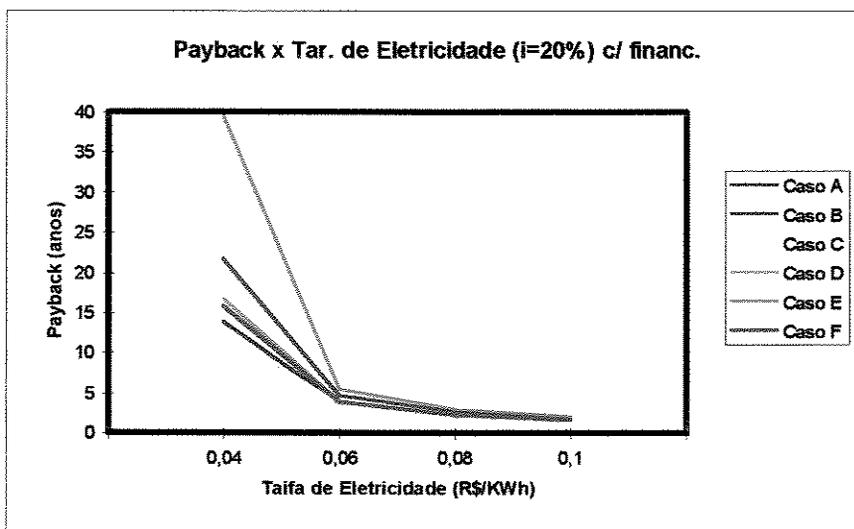


Figura 4.25.- Payback x Tarifa de Eletricidade (i=20%) c/ financ.

A figura 4.25 revela a mesma situação da figura anterior, porém com a existência de uma linha de crédito (financiamento) igual à citada no item anterior. Percebe-se uma pequena melhora na atratividade do empreendimento.

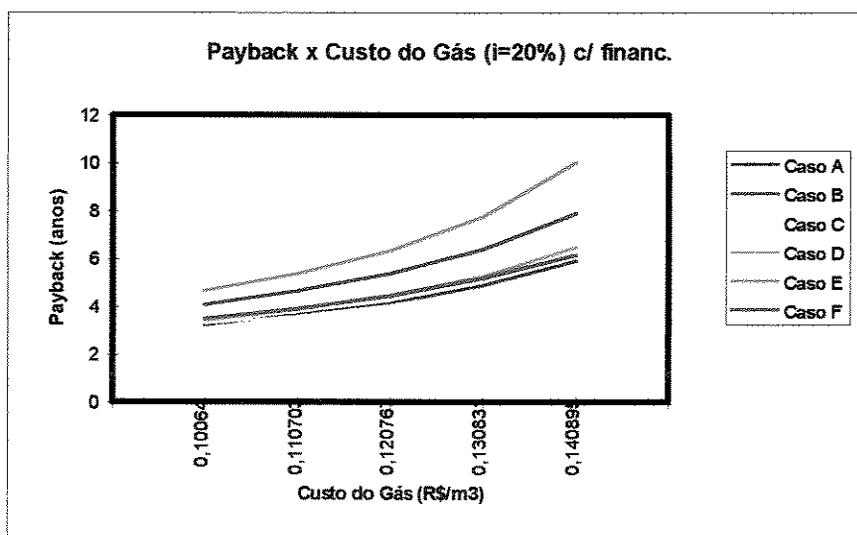


Figura 4.26.- Payback x Custo do Gás (i=20%) c/ financiamento

A figura 4.26 mostra a variação do payback em função do custo do gás natural com a existência da linha de crédito do item 4.10.5. Valores de payback próximos a 3 anos podem ser obtidos na situação de custo do gás natural de R\$ 0,10 / m³ e pouco superiores a 5,4 anos quando o custo do gás for de R\$ 0,14 / m³.

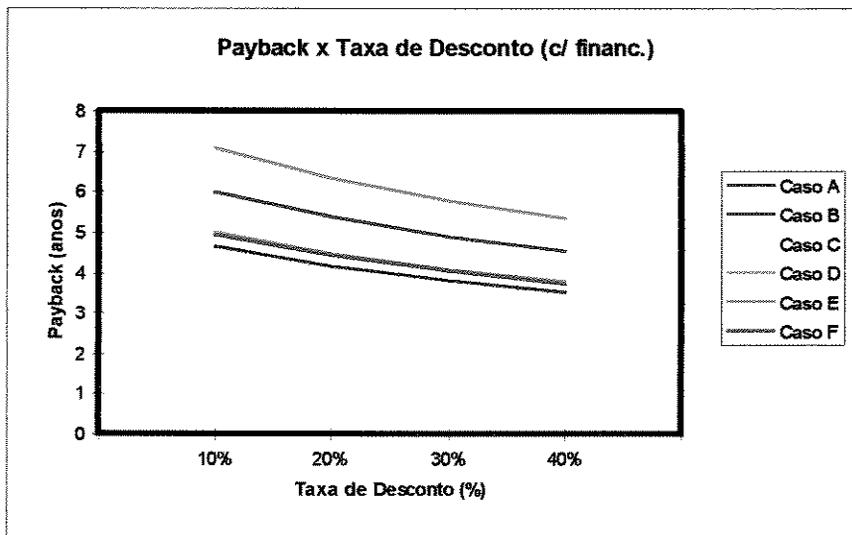


Figura 4.27. - Payback x Taxa de Desconto (c/ financiamento)

Por fim, a figura 4.27 revela a variação do payback em função da taxa de desconto, com a existência de linha de crédito. Para taxas de desconto de 10% o payback fica compreendido entre 4,5 (caso C) e 7 (caso E) anos. Para taxa de desconto de 40% o payback fica entre 3,4 (caso C) e 5,3 (caso E). A diminuição do valor do payback com o aumento da taxa de desconto pode ser explicado devido ao aumento na vantagem do investidor devido ao financiamento, já que o financiamento é de 12% a.a. e taxas de desconto maiores produzem menores valores presentes do investimento inicial.

Capítulo 05 - Conclusão

A determinação da capacidade e do tipo de sistema de cogeração é uma tarefa difícil de ser concluída com a certeza de se ter optado pela melhor opção. Diferentemente de sistemas de ar condicionado, onde o dimensionamento é feito levando-se em conta a carga térmica de pico, os sistemas de cogeração podem ser dimensionados dentro de uma série de situações.

A escolha por realizar-se estudos de cogeração com motores de combustão interna se deu basicamente à existência de grupos geradores de emergência no HC, à grande difusão de seu princípio de funcionamento no Brasil e a maior facilidade de obtenção de informações técnicas. Porém, o uso de turbinas a gás pode se mostrar também uma boa opção.

O objetivo principal do trabalho foi o desenvolvimento de uma metodologia para o estudo técnico-econômico de sistemas de cogeração operando em paralelo com a rede elétrica e dimensionados para atender a demanda de base de eletricidade de um hospital.

Para o desenvolvimento do trabalho foram captados dados reais de demanda de energia no Hospital de Clínicas da Unicamp em um período curto, mas representativo. A pouca disponibilidade de dados de demanda de eletricidade, vapor e água quente é uma das limitações deste trabalho, entretanto os dados continuam sendo captados e poderão ser utilizados em um próximo trabalho.

Somadas às incertezas dos dados de demanda e consumo de água quente, vapor, eletricidade e óleo combustível, estão as do quadro de paralelismo com a rede elétrica, do custo do combustível, ao número de horas de operação por ano, ao incentivo da cogeração por meio de linhas de crédito, a privatização do setor elétrico, do investimento inicial, etc.

O investimento inicial poderia ter sido acrescido de uma margem de segurança devido a manter-se em estoque algumas peças de reposição que necessitam de substituição periódica, como também poderia se ter previsto um tempo de construção e montagem do sistema, um seguro da instalação, a incidência de impostos, etc.

Com relação ao custo de manutenção, na planilha de viabilidade econômica foi utilizado o custo de manutenção sugerido pelo representante do fabricante de grupos geradores. O custo de manutenção dos demais equipamentos que fazem parte da instalação não participaram do custo de manutenção, já que a implantação do sistema de cogeração substitui a utilização de equipamentos atuais e o HC possui equipe de manutenção capacitada para executar a manutenção nos novos equipamentos previstos.

Uma outra questão, se refere a uma possível tarifa de emergência para cogeneradores. Esta tarifa, dependendo do contrato firmado com a concessionária de energia, pode ser cobrada mensalmente para que, quando haja necessidade, o cogenerador possa utilizar a eletricidade da rede, sem arcar com os custos da tarifa de ultrapassagem.

Nos estudos de caso de cogeração, os sistemas mostraram-se viáveis tecnicamente, como pode ser constatado pelos altos valores de fator de utilização de energia encontrados. Na análise econômica bons resultados também foram encontrados. Vale ressaltar que devido ao HC ser uma instituição pública, a incidência de impostos não foi incluída na análise econômica.

O custo do gás natural possui grande influência na viabilidade econômica dos sistemas de cogeração. Valores de custo do gás próximo ao limite inferior da faixa de custo admitida (R\$ 0,10 / m³) confere aos sistemas de cogeração ótimas taxas de retorno, entretanto valores próximos ao limite superior (R\$ 0,14 / m³) tendem a inviabilizar os sistemas para as taxas de desconto do setor privado nas condições econômicas atuais. Valores de custo do gás natural de R\$ 0,12 / m³ podem apresentar bons resultados econômicos desde que as hipóteses admitidas sejam efetivamente satisfeitas.

O número de horas operacionais por ano também afeta de maneira significativa a viabilidade dos sistemas. A disponibilidade de peças de reposição a pronta entrega é um fator que não pode deixar de ser observado. Para taxas de desconto de 20% mesmo as melhores opções não podem operar por menos de 7300 horas / ano.

A taxa de retorno possível de ser obtida foi analisada para algumas situações de custo do gás natural. As melhores opções obtiveram taxas de

retorno entre 16 e 28% dentro da faixa de custo de gás natural de R\$ 0,10 a 0,14 / m³.

Os custos da eletricidade e do gás natural são os fatores que mais afetam a viabilidade dos sistemas de cogeração. A eletricidade brasileira é uma das mais baratas do mundo, devido a ela ser proveniente de geração hidrelétrica e do subsídio oferecido aos grandes consumidores de alta tensão. Aliado a estes fatores está o não reajuste da tarifa desde novembro de 1995, representando portanto 17 meses de defasagem em relação a inflação acumulada no período. Portanto, qualquer análise de viabilidade econômica de produção descentralizada de eletricidade levando-se em conta o custo de fornecimento das concessionárias encontra dificuldades de mostrar economicidade. A viabilidade econômica da cogeração para os consumidores de alta tensão classificados como A4, que são os menos favorecidos dentre os consumidores de alta tensão, é o foco principal do trabalho. Na análise de sensibilidade em relação ao custo da eletricidade pode-se avaliar a situação atual, a previsão de um aumento das tarifas e a situação para consumidores de outras classes de tensão. A simples reposição do índice inflacionário acumulado no período pode elevar a taxa de retorno para aproximadamente 30%.

A disponibilidade de gás natural com custo próximo ao custo médio admitido no trabalho (R\$ 3,6 / MMBTU) pode gerar taxas de retorno de até 23%, desde que se escolha o sistema de maior economicidade. No caso de existirem linhas de crédito similares à admitida no trabalho esta taxa de retorno fica próxima a 27%, com payback próximo a 4 anos.

Quando se supõe um possível aumento na tarifa de eletricidade a situação melhora ainda mais. ORLANDO (1987) cita que quando a tarifa de eletricidade for de U\$ 0,07 / kWh e o custo do gás natural de U\$ 3,5 / MMBTU os sistemas de cogeração tendem a ser viáveis. Imaginando a mesma situação proposta por ORLANDO, obteve-se payback inferior a 3 anos quando são analisadas as melhores opções.

Um outro fator que favorece a instalação de sistemas de cogeração em hospitais ou em outros locais onde haja a necessidade de geradores de emergência, reside no fato de que o sistema de cogeração pode vir a atender

as necessidades elétricas essenciais do hospital no caso de queda de fornecimento da rede. Não sendo necessário portanto, a compra de grupos geradores de emergência.

A implantação de um sistema de cogeração similar ao proposto neste trabalho em um hospital já equipado com os sistemas de água quente e vapor, apresenta a possibilidade de se manter os equipamentos atuais para uma situação em que o sistema não esteja em operação.

Todas estas condicionantes levam a crer que a difusão dos sistemas de cogeração no Brasil é uma questão de tempo. A construção do gasoduto Brasil-Bolívia aliados a custos do gás e de eletricidade compatíveis com o mercado internacional, a vontade política e a difusão da idéia junto a empreendedores irá criar o interesse por sistemas de cogeração na busca por menores custos energéticos e independência da rede de distribuição de eletricidade.

Na parte de conservação de energia foram citadas várias medidas que podem contribuir para a redução do custo operacional do HC, porém a implantação de algumas delas requerem uma análise de viabilidade mais profunda. De qualquer forma, as sugestões podem ajudar na tomada de decisões de modos de operação e na substituição de algumas máquinas que já se encontram próximas do final de sua vida útil. Dentre todas as citadas especial atenção deve ser dada ao sistema de ar condicionado, já que este representa uma alta participação na fatura de eletricidade e há uma série de opções a serem avaliadas.

Como sugestão de trabalhos futuros, têm-se:

- Cogeração com turbina a gás.
- Cogeração no HC com fornecimento de eletricidade excedente para o Campus da Unicamp ou venda a concessionária.
- Análises exergéticas e termoeconômicas de sistemas de cogeração.
- Desenvolvimento de modelo computacional para estabelecer-se condição média de operação de sistemas de cogeração, levando-se em consideração as curvas de demanda simultâneas de eletricidade, vapor e água quente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALLEN, G. K. and MACDONALD, A. J., Cogen Plant Protects Natural Resources - US Generating Co - Power - McGraw Hill - September, 1995.
- ALY, S. E., Gas Turbine Waste Heat Driven Multiple Effect Absorption System - King Abdulaziz University - Saudi Arabia - Heat Recovery Systems & CHP, vol.11, nº 5 , pp. 407-413 - London 1991.
- ASTRAND, L. E., Gas Turbine for the Cogeneration of Electric Power and District Heating, Ashrae Transactions, 1996, pp. 794-800, Georgia 1996.
- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc - Design Guide for Cool Thermal Storage - Charles E. Dorgan, Ph.D., P.E. James S. Elleson, P.E., Georgia, 1993.
- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc - Application Guide for Absorption Cooling / Refrigeration Using Recovered Heat - DORGAN, C. B., LEIGHT, S. P., DORGAN, C. E. - Georgia 1995.
- ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment - Chapter 7 - Cogeneration Systems - 1992.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT) - NB - 10 - Instalações Centrais de Ar Condicionado para Conforto, Rio de Janeiro 1978.
- BUILDING SERVICES, Boilers Raising Steam, Building Services, volume 14, number 12, p. 21-23, december 1992.

BRISTER, A., Lessons in Energy, Building Services, volume 12, number 2, February, 1990.

CESPEDES, J.F.P. e OLIVEIRA, S.; Cogeração no Setor Terciário : Análise Exergética e Termoeconômica. Revista Abrava, volumes 146 (p.54-62) e 147 (p.36-40), 1995.

COELHO, S. T., IENO, G. O., ZILBERSZTAJN, D., Impactos da Inserção da Cogeração na Matriz Energética Brasileira - Eletricidade Moderna, p. 70-76, Junho / 1995.

CORREIO POPULAR, Campinas - SP, 13 de agosto de 1996.

CREDER, H., Instalações Elétricas - Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. - Rio de Janeiro / 1995.

DEPARTAMENT D'INDÚSTRIA I ENERGIA, Centres Hospitalaris- Technologies Avançades en Estalvi i Eficiència Energètica - Generalitat de Catalunya - Direcció General d'Energia - Catalunya - Novembre / 1990.

DIÁRIO OFICIAL DA UNIÃO nº 229 - Brasília - 30 de novembro de 1995.

DIESEL AND GAS TURBINE WORLDWIDE, Cogeneration Backs Up Dailey News Production, June 1988.

DIESEL AND GAS TURBINE WORLDWIDE, Cogen system to save hospital US\$ 35.000,00 per year. V. 25, n. 8, October 1993.

DIESEL AND GAS TURBINE WORLDWIDE, New Engines Systems Provide Big Energy Savings for Australian Hospital, v. 25, n. 8, 1993

DIESEL AND GAS TURBINE WORLDWIDE - Recovering CO2 From Waukesha Engine Exhaust - Reprinted from the edition of October 1991.

EGRICAN, N., The Second Law Analysis of Absorption Cooling Cycles, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 8, n° 6, pp. 549-558, Great Britain, 1988.

FOURNIER, R. C. S., The Drive for Energy Autonomy, DESIGN NEWS, Cahners Publishing Company, May, 1988

GALLO, W. L. R., WALTER, A. C. S., Planejamento da Expansão da Geração na Eletropaulo - Convênio Eletropaulo / Unicamp / Funcamp - Anexo B : Termoeletricidade - Campinas 1994.

GAS RESEARCH INSTITUTE - GRI, The Environmental Benefits of Natural Gas - Gas World International, October, 1995.

GAS RESEARCH INSTITUTE - GRI, The Quest for Smaller Units, ASHRAE JOURNAL, p. 18-23, Georgia - July 1985.

GAS TURBINE WORLD, 1996 Handbook - Pequot Publishing - USA, 1996.

GREEN, D., The Future for CHP - Building Services - The Cibse Journal, vol.12, number 2, February 1990.

HANSEN, E. G., Parallel Operation of Variable Speed Pumps in Chilled Water Systems, ASHRAE JOURNAL, Georgia, October, 1995.

HITE, R. R., FIELDING, G. M. - Cogeneration : A design concept for Caltech - ASHRAE JOURNAL - p. 24-29, Georgia, July 1985.

HOKKANEN, V. P. S., Cogeneration and District Heating - The Solution for

Energy Economy and a Cleaner Environment in Finland and Helsinki - Ashrae Transactions, pp. 784-793, Georgia 1996.

HU, S. D., PhD, Cogeneration - Reston Publishing Company, Inc., 1985.

INOUE, Y, SUGIURA, S., MURAKAMI, K., KOTERA, N., Thermal Comfort and Climate Control, ASHRAE JOURNAL, p. 28-32, Georgia, October 1995.

KAPLAN, S. - Energy Economics - Quantitative Methods for Energy and Environmental Decisions - Polytechnic Institute of New York - McGraw-Hill Book Company - 1983.

KOSLA JR, L. A., SHEPHERD, S. H. P.E., ORBACH, H.S., A.I.A., Cogeneration fills San Jose needs - Ashrae Journal, p. 30-34, Georgia, July 1985.

KOTAS, T. J., The Exergy Method of Thermal Plant Analysis - London - Butterworths, 1985.

LANGSTON, L., Market Drives for Electric Power Gas Turbines : Reasons for the Revolution - Global Gas Turbine News - International Gas Turbine Institute - Volume 36, n° 3, Georgia 1996.

LEVENHAGEN, J. I., SPETHMANN, D. H., HVAC Controls and Systems - McGraw-Hill, Inc, 1993.

LIZARRAGA, J. M. S. and AGUADO, A. V. S. B., Case Study : Cogeneration for gas turbines for dryers and hot water boilers - Heat Recovery Systems & CHP - v. 15, n° 3, p. 319-325, London, April 1995.

MANNING, Ken, Opportunity for Cogeneration - 1996 ASHRAE Technology Award Case Study. ASHRAE JOURNAL, p. 57-59, Georgia, October, 1996.

MORAN, M. J. and SHAPIRO, H. N., Fundamentals of Engineering Thermodynamics - Third Edition - John Wiley & Sons, Inc, 1995.

ORLANDO, J. A., Cogeneration Planner's Handbook - The Fairmont Press, Inc. 1991.

ORLANDO, J. A. P.E., Hospital Cogeneration on the Rise to Cut Electricity and Steam Costs, Cogeneration, vol. 4, no 2, p. 34-36, March-April 1987.

OTTMER, J. H. P.E., Central Plant Cools and Heats World's Largest Airport, Central Plant Design, Penton Publishing, 1994.

PICCININNI, F., Análisi Energético-Económica di um Implanto di Cogenerazione per um Complexo Ospedaleiro - Instituto de Física Técnica - Politécnico de Bari - Atti dell Convegno Nazionale - Associazione Termotecnica Italiana, Perugia 1994.

ROGERS, B. , Connecting Generators to the Grid - Building Services, The Cibse Journal, Volume 17, nº 6, p. 43-45, June 1995.

ROY-AIKINS, J. E. A., An Investigation of the Factors that Determine the Attractiveness of Cogeneration, Heat Recovery Systems & CHP , vol.15, nº 5, pp. 473-480 , London 1995.

SCESA, S., Analysis Of a Cogeneration System - Energy Conversion and Management, vol.31, nº 5, pp. 489-493 , London 1991.

SILVEIRA, José Luz, Cogeração Disseminada para Pequenos Usuários : Estudo de Caso para o Setor Terciário. Campinas - Faculdade de Engenharia Mecânica - Unicamp - 1994. Tese (Doutorado).

STOECKER, W. F., JONES, J. W., Refrigeração e Ar Condicionado, McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1985.

TAKI, Y., BABUS'HAQ, R. F., ELDER, R. L. and PROBERT, S. D., Design and Analysis of a Compact Gas Turbine for a CHP System - Heat Recovery Systems & CHP , vol.11, nº 2/3, pp. 149-160 , London 1991.

TASSOU, S.A., VOTSIS, P.P. and KERAVNOU, C. - The viability of combined heat and power generation in Cyprus - Heat Recovery Systems & CHP, vol. 14, nº 1, p. 29-35, London, January 1994.

TEEKARAM, A., Boilers Take the Knocks, Building Services, volume 14, number 12, p.23-25, december 1992.

TORREIRA, R. P., Salas Limpas - Projeto, Instalação e Manutenção, Hemus - São Paulo, 1985.

TRANE, Manual de Ar Condicionado, The Trane Company, Ken Cook Co, Milwaukee, 1980.

TREVISAN, W., Manual Termo-técnico, IBLC - Instituto Brasileiro do Livro Científico Ltda, São Paulo, março 1980.

WAKED, A. M., Second Law Analysis of a Cogeneration Power-Absorption Cooling Plant, Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 11, pp. 113-120, Great Britain 1991.

WALTER, Arnaldo Cesar da Silva - Cogeração - Departamento de Energia, FEM, Unicamp - Curso de Extensão em Tecnologia da Energia - 1994.

WAUKESHA, Award Winning Co-Gen Operation Saves \$350.000 Annually.

WAUKESHA COGENERATION HANDBOOK - Joseph A. Orlando, and
Waukesha Power Systems Application Engineering Staff - Published by
: Waukesha Power Systems, Waukesha Engine Division, Dresser
Industries, Inc. - Wisconsin, USA - 1986.

WILLIAMS, A., HESSAMI M. A., Case Study : Two case studies of
cogeneration systems design and economic feasibility - Heat Recovery
Systems & CHP, vol. 13, n° 2, p. 167-186, London, March 1993.

WINBERLY IV, J. J. P.E., LONG, S. W. PE and DRYER, J. B., Gas
Cogeneration Systems are Making Headway in Nontraditional
Cogeneration Areas. ASHRAE Transactions pp. 775-783, 1996.

YATES, B., EDGE, C., BRIGGS, R., New Generation in Health Care -
Building Services - The Cibse Journal, vol.12, number 2, February
1990.

ANEXO I - Planilha de Viabilidade Econômica

1 Grupo Gerador de 900 KW

Dados :

Potência Líquida (KW) :	862,3
Horas de Operação por ano :	8000
Água quente produzida (m3) :	9,3
Vapor produzido (kg/h) :	626
Taxa de desconto :	0,2
Custo do Combustível (R\$/m3) :	0,120767
Custo óleo + manutenção (R\$/hora):	5,32
Custo eletric. CPFL A4 (R\$/MWh) :	56,57
Custo da água quente (R\$/m3) :	0,62
Custo do vapor (R\$/Kg) :	0,0112
Consumo de combustível (KW) :	2914
PCI do Combustível (KJ/m3) :	35378,5

	ANO BASE	0	1	2
1	Taxa de Desconto		0,2	0,2
2	Investimento Inicial	R\$ 743.250,00		
3	Valor Residual			
4	Depreciação		R\$ 74.325,00	R\$ 74.325,00
5	Custos :			
	Combustível (R\$/hora)	35,80971881		
	Combustível (R\$/ano)		R\$286.477,75	R\$286.477,75
	Óleo + Manutenção (R\$/ano)		R\$ 42.560,00	R\$ 42.560,00
6	Custo da Cogeração (R\$/ano)		R\$329.037,75	R\$329.037,75
	Custo da Cogeração (R\$/MWh)		R\$ 47,70	
7	Custo da Eletricidade		R\$390.242,49	R\$390.242,49
8	Economias			
	Água Quente (R\$/ano)		R\$ 46.128,00	R\$ 46.128,00
	Vapor (R\$/ano)		R\$ 56.089,60	R\$ 56.089,60
9	Economia com Cogeração		R\$163.422,34	R\$163.422,34
10	Valor Presente das Economias		R\$136.185,28	R\$113.487,73
11	VALOR PRESENTE TOTAL (R\$)	R\$ 799.675,50		
12	VALOR PRESENTE LÍQUIDO (R\$)	R\$ 56.425,50		
13	PayBack (anos) :		4,548031873	

3	4	5	6	7	8	9
	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
R\$ 74.325,00						
R\$286.477,75						
R\$ 42.560,00						
R\$329.037,75						
R\$390.242,49						
R\$ 46.128,00						
R\$ 56.089,60						
R\$163.422,34						
R\$ 94.573,11	R\$ 78.810,93	R\$ 65.675,77	R\$ 54.729,81	R\$ 45.608,18	R\$ 38.006,81	R\$ 31.672,34

10	11	12	13	14	15
0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2

R\$ 74.325,00

R\$286.477,75	R\$286.477,75	R\$286.477,75	R\$286.477,75	R\$286.477,75	R\$286.477,75
R\$ 42.560,00					
R\$329.037,75	R\$329.037,75	R\$329.037,75	R\$329.037,75	R\$329.037,75	R\$329.037,75
R\$390.242,49	R\$390.242,49	R\$390.242,49	R\$390.242,49	R\$390.242,49	R\$390.242,49
R\$ 46.128,00					
R\$ 56.089,60					
R\$163.422,34	R\$163.422,34	R\$163.422,34	R\$163.422,34	R\$163.422,34	R\$163.422,34
R\$ 26.393,62	R\$ 21.994,68	R\$ 18.328,90	R\$ 15.274,09	R\$ 12.728,40	R\$ 10.607,00

16	17	18	19	20
0,2	0,2	0,2	0,2	0,2

R\$148.650,00

R\$286.477,75	R\$286.477,75	R\$286.477,75	R\$286.477,75	R\$286.477,75
R\$ 42.560,00				
R\$329.037,75	R\$329.037,75	R\$329.037,75	R\$329.037,75	R\$329.037,75
R\$390.242,49	R\$390.242,49	R\$390.242,49	R\$390.242,49	R\$390.242,49
R\$ 46.128,00				
R\$ 56.089,60				
R\$163.422,34	R\$163.422,34	R\$163.422,34	R\$163.422,34	R\$163.422,34
R\$ 8.839,17	R\$ 7.365,97	R\$ 6.138,31	R\$ 5.115,26	R\$ 8.140,11