

**UNIVERSIDADE METODISTA DE PIRACICABA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA E DE PRODUÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE PRODUÇÃO**

**Sistemas de Refrigeração a partir da Cogeração:
Análise e simulação de propostas para o caso de
cervejarias utilizando gás natural**

Antonio Garrido Gallego

Orientador: Prof. Dr. Paulo Jorge Moraes Figueiredo

Co-orientador: Prof. Dr. Gilberto Martins

**Santa Barbara d'Oeste, SP
1998**

**UNIVERSIDADE METODISTA DE PIRACICABA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA E DE PRODUÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE PRODUÇÃO**

**Sistemas de Refrigeração a partir da Cogeração:
Análise e simulação de propostas para o caso de
cervejarias utilizando gás natural**

Antonio Garrido Gallego

Orientador: Prof. Dr. Paulo Jorge Moraes Figueiredo

Co-orientador: Prof. Dr. Gilberto Martins

Dissertação apresentada à Banca Examinadora do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção da Universidade Metodista de Piracicaba como exigência para a obtenção do título de Mestre em Engenharia de Produção Mecânica, Área de Concentração Gestão Ambiental e Energética.

**Santa Barbara d'Oeste, SP
1998**

Sistemas de Refrigeração a partir da Cogeração: Análise e simulação de propostas para o caso de cervejarias utilizando gás natural

Antonio Garrido Gallego

Dissertação de Mestrado defendida e aprovada, em 7 de maio de 1998,
pela Banca Examinadora constituída pelos Professores:

Prof. Dr. Paulo Jorge Moraes Figueiredo
Instituição: UNIMEP

Prof. Dr. Gilberto Martins
Instituição: UNIMEP

Prof. Dr. Álvaro José Abackerli
Instituição: UNIMEP

Prof. Dr. Waldir Luiz Ribeiro Gallo
Instituição: UNICAMP

À

Minha esposa Sebastiana e

minhas filhas Victoria e Rafaela.

Agradecimentos

Aos senhores Élcio da Silva Oliveira Filho e Celso Risk da empresa Antartica de Jaguariuna, pela atenção e pelas valiosas informações.

Ao senhor Leonilton Tomaz Cleto da empresa Veranum, pelas informações sobre sistemas de refrigeração com uso de amônia.

Aos amigos da Polyenka e da UNIMEP, que sempre me incentivaram e acreditaram no meu trabalho.

À minha esposa Sebastiana e as minhas filhas Victoria e Rafaela, pela paciência e compreensão durante o tempo que lhes privei de minha companhia.

*“Os caminhos que conduzem o homem
ao saber são tão maravilhosos
quanto o próprio saber.”*

Johannes Kepler

Resumo

GALLEGO, Antonio Garrido. **Sistemas de Refrigeração a partir da Cogeração - Análise e simulação de propostas para o caso de cervejarias utilizando gás natural.** Santa Bárbara D'Oeste: Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção, Universidade Metodista de Piracicaba, 1998, p. 83, Tese (Mestrado)

O presente trabalho busca analisar algumas propostas de geração combinada de calor e potência com o uso da cogeração, para o sub-setor industrial de produção de cerveja. Tomando como referencia a perspectiva de utilização do gás natural oriundo da Bolívia, ou mesmo dos campos extrativos nacionais são analisadas três propostas de cogeração e comparadas com a tradicional tecnologia em uso no sub-setor analisado. A partir de balanços de massa e energia, simulações de consumo energético envolvendo energia elétrica, térmica e de refrigeração, análise dos custos operacionais e de equipamentos, e dos rendimentos exergéticos das propostas, são discutidas as viabilidades técnico, econômicas e ambientais das propostas de cogeração assim como a tecnologia tradicional em uso no setor em questão.

Para a avaliação das propostas foram realizados levantamentos das demandas de energia elétrica, vapor e refrigeração para a produção de cerveja da empresa Antartica (Jaguarúna). A partir dos levantamentos, foram propostas três configurações de cogeração, tendo como equipamentos comuns duas turbinas a gás com caldeira de recuperação. As propostas se diferenciam na concepção do sistema de refrigeração. Na proposta 1 utiliza-se um sistema de refrigeração por compressão de amônia, enquanto na proposta 2 é utilizado um sistema de refrigeração por absorção água-amônia e na proposta 3 sistema combinado com compressão e absorção. A empresa avaliada utiliza atualmente um sistema de refrigeração por compressão tendo amônia como fluido refrigerante

As turbinas foram especificadas para atender o pico de demanda máximo de energia da empresa. Entretanto, como existem períodos de disponibilidade para geração de energia elétrica excedente, são feitas simulações inicialmente das turbinas operando somente para atender à demanda da empresa, e em um segundo momento com a possibilidade destas operarem a plena carga vendendo energia excedente para a concessionária. Verificou-se que o custo operacional da condição atual de operação é superior a quaisquer das propostas.

As propostas com venda de energia para a concessionária apresentaram-se atraentes dentro do cenário proposto de tarifa de venda de energia de 40 R\$/MWh, e o gás natural a um custo de 3,38 R\$/MBtu.

Dentre as propostas de cogeração analisadas, a que apresentou melhor resultado foi a que possui o sistema de refrigeração combinado com compressão e absorção. Do ponto de vista energético e operacional esta proposta apresentou melhor rendimento e menor custo operacional, além da flexibilidade para absorver as variações de demanda de energia elétrica e térmica que ocorrem no processo de fabricação da cerveja.

De forma global, a combinação da análise exérgica, econômica e ambiental é uma ferramenta importante para a avaliação de novos projetos, ou readequação dos sistemas existentes.

Palavras chaves:

Cogeração, Cervejaria, Absorção, Refrigeração, Planejamento Industrial.

Abstract

GALLEGO, Antonio Garrido. **Cogeneration in Breweries Analysis and Simulation of Systems for Simultaneous Generation of Power, Heat and Refrigeration Using Natural Gas.** Santa Bárbara D'Oeste: Master Degree on Industrial Engineering Thesis – Methodist University of Piracicaba, 1998, p. 83.

The present work analyses some proposals of cogeneration systems for the simultaneous generation of power, heat and refrigeration in a brewery. The requirements of steam, refrigeration and electricity, as well as the production of beer in a plant of the Antarctica Company, located in Jaguariuna – SP were collected monthly for the year of 1997. Three conceptions of systems using two gas turbines with heat recovery steam generator were then proposed to meet the surveyed demand. The proposals differ in the refrigeration system: the first one uses a traditional ammonia compression system while the second uses an ammonia absorption system, the third proposal is a combination of the compression and absorption systems. These proposals are compared to the present configuration which purchases electricity from the Public Utility for power and refrigeration (using an ammonia compression) system, and fuel oil to generate steam for process heat. The technical, economical and environmental feasibility of the proposals, as well as of the present configuration are discussed on the basis of mass balances, energy balances (first law of Thermodynamics), exergy fluxes (second law analysis), operational and capital costs, based on simulation of the performance of each configuration proposed to meet the monthly electricity, steam and refrigeration requirements for the referred plant. The turbines were chosen so as to meet the peak energy demand of the plant and two cases were simulated for each proposal: turbine operation meets only the demand of the plant and turbine operates at full load, selling electricity for the Public utility. Results obtained show that the current operational costs are higher than any of the proposals presented. The high capital costs of the proposals, though, make them less interesting financially. The simulation of the case of sale of excess electricity to the Public Utility is very attractive, considering the cost of natural gas 3,38 U\$/Mbtu and the fare of 40 U\$/MWh. The proposal of best performance energetically, operationally and economically is the one that uses the combined compression and absorption system, presenting a flexibility to absorb the variations of the electrical and thermal energy demand inherent to the process of production of beer. In general terms, the combination of energy, exergy, economic and environmental analysis are important tools to evaluate concurrent industrial energy technologies .

Key words: Cogeneration, Brewery, Absorption Refrigeration, Industrial Energy Management.

Índice	Página
1. INTRODUÇÃO	1
2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA E HIPÓTESES	4
2.1 Metodologia e elementos de pesquisa	5
3. COGERAÇÃO E CICLOS COMBINADOS	7
4. A INDÚSTRIA DO FRIO	14
4.1 Refrigeração por compressão mecânica de vapor	14
4.2 Refrigeração por meio de vapor d'água	17
4.3 Refrigeração por absorção de água-amônia	18
4.4 Amônia como fluido refrigerante	20
5. A CONFIGURAÇÃO PROPOSTA	21
5.1 Processo de fabricação de cerveja	23
5.2 Levantamento de consumos da empresa	25
5.3 Configuração Atual - Transformador de alta tensão, caldeira fogo tubular e sistema de refrigeração com compressor de amônia	29
5.4 Configuração das Propostas dos Sistemas de Cogeração	
5.4.1 - Proposta 1 - Turbina a gás com caldeira de recuperação e sistema de refrigeração com compressor de amônia	32
5.4.2 - Proposta 2 - Turbina a gás com caldeira de recuperação e sistema de refrigeração com absorção de amônia-água	35
5.4.3 - Proposta 3 - Turbina a gás com caldeira de recuperação e sistema de refrigeração com absorção de água- amônia combinado com sistema de compressão de amônia	38
6. MODELAGEM	
6.1 Considerações termodinâmicas	40
6.2 Equações básicas usadas	40
6.3 Modelagem dos equipamentos	42
6.4 Considerações Econômicas	47
6.5 Considerações Ambientais	49
7. SIMULAÇÃO OPERACIONAL DA INSTALAÇÃO	52
8. ANÁLISE DOS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES PROPOSTAS	
8.1 Análise energética, ambiental e econômica da condição atual e das propostas de cogeração	56
8.2 Análise energética, ambiental e econômica da condição atual e das propostas de cogeração com venda de energia excedente	63
8.3 Análise energética, ambiental e econômica global das propostas	68
9. CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS	76
9.1 Considerações finais	77
10. REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA	79
11. BIBLIOGRAFIA	81
12. ANEXOS	83

Lista de Figuras

- Figura 3.1 Cogeração do tipo Bottoming Cycle.
- Figura 3.2 Cogeração do tipo Topping
- Figura 3.3 Ciclo Combinado de potência
- Figura 3.4 Custos totais das tecnologias de geração de energia elétrica dos anos 90 (custo para 20 anos de operação)
- Figura 3.5 Custos totais das tecnologias de geração de energia elétrica para o ano 2000 (custo para 20 anos de operação)
- Figura 4.1 Esquema do ciclo padrão de compressão de vapores
- Figura 4.2 Diagrama pressão-entropia do ciclo de compressão de vapores
- Figura 4.3 Diagrama temperatura- entropia do ciclo de compressão de vapores
- Figura 4.4 Esquema de um sistema de refrigeração por meio de vapor d' água usando ejetor de vácuo
- Figura 4.5 Esquema de uma unidade básica de absorção
- Figura 5.1 Esquema simplificado do processo de produção de cerveja
- Figura 5.2 Produção mensal de cerveja da empresa Antartica no ano de 1996
- Figura 5.3 Demanda de energia elétrica na ponta, fora de ponta e média
- Figura 5.4 Consumo de combustível mensal da cervejaria
- Figura 5.5 Estimativa de consumo de vapor horário da cervejaria
- Figura 5.6 Estimativa da demanda de refrigeração da cervejaria
- Figura 5.7 Volume de controle representando o setor de utilidades da condição atual de operação.
- Figura 5.8 Volume de controle representando o setor de utilidades da proposta 1
- Figura 5.9 Volume de controle representando o setor de utilidades da Proposta 2
- Figura 5.10 Comparação do Perfil de demanda de energia elétrica entre sistema com compressor de amônia e máquina de absorção.
- Figura 5.11 Volume de controle representando o setor de utilidades Proposta 3
- Figura 6.1 Gráfico de desempenho da turbina Typhoon
- Figura 6.2 Distribuição de temperaturas e balanço de massa da caldeira de recuperação.
- Figura 7.1 Fluxograma operacional da simulação das propostas e análise.

Lista de tabelas

- Tabela 2.1 Padrões de Qualidade de fornecimento de energia elétrica por concessionária
- Tabela 3.1 Participação da Cogeração na Matriz Energética (1995)
- Tabela 3.2 Características das principais tecnologias de cogeração.
- Tabela 5.1 Estimativa do consumo de energia elétrica na fabricação de cerveja
- Tabela 5.2 Levantamento do consumo de energia e produção de cerveja da Indústria Antártica de Jaguariúna (1996)
- Tabela 5.2.a Levantamento de consumo de vapor, refrigeração e energia elétrica da Indústria Antártica Jaguariúna (1996)
- Tabela 5.3 Custo dos equipamentos utilizados na condição atual de operação
- Tabela 5.4 Custo de manutenção e dos energéticos utilizados
- Tabela 5.5 Faixas usuais de valores de β para sistemas de cogeração
- Tabela 5.6 Custos dos equipamentos da Proposta 1
- Tabela 5.7 Custos de manutenção e operação da Proposta 1
- Tabela 5.8 Custos dos equipamentos da Proposta 2
- Tabela 5.9 Custos de manutenção e operação da Proposta 2
- Tabela 5.10 Custos dos equipamentos da Proposta 3
- Tabela 5.11 Custos de manutenção e operação da Proposta 3
- Tabela 6.1 Valores de COP para as máquinas de refrigeração por compressão de amônia em função da porcentagem de carga térmica.
- Tabela 6.2 Preços da energia elétrica utilizada na condição atual de operação
- Tabela 6.3 Índices e custos utilizados nas propostas
- Tabela 6.4 Efeitos das concentrações de CO (para 1 hora de exposição humana)
- Tabela 6.5 Concentração ambiental de SO₂ segundo a EPA
- Tabela 8.1 Demanda de vapor, refrigeração e eletricidade necessária para atender à produção de cerveja.
- Tabela 8.2 Demanda térmica e rendimento da condição atual de operação
- Tabela 8.3 Emissões e temperatura dos gases de combustão da condição atual.
- Tabela 8.4 Demanda térmica e rendimento da Proposta 1
- Tabela 8.5 Emissões e temperatura dos gases de combustão da Proposta 1.
- Tabela 8.6 Demanda térmica e rendimento da Proposta 2

- Tabela 8.7 Emissões e temperatura dos gases de combustão da Proposta 2.
- Tabela 8.8 Demanda térmica e rendimento da Proposta 3
- Tabela 8.9 Emissões e temperatura dos gases de combustão da Proposta 3.
- Tabela 8.10 Custo operacional da condição atual de operação.
- Tabela 8.11 Custo operacional da Proposta 1
- Tabela 8.12 Custo operacional da Proposta 2
- Tabela 8.13 Custo operacional da Proposta 3
- Tabela 8.14 Demanda térmica e rendimento da Proposta 1 - com venda de energia para a concessionária
- Tabela 8.15 Emissões e temperatura dos gases de combustão - Proposta 1, com venda de energia elétrica
- Tabela 8.16 Demanda térmica e rendimento da Proposta 2 - com venda de energia para a concessionária
- Tabela 8.17 Emissões e temperatura dos gases de combustão - Proposta 3, com venda de energia elétrica
- Tabela 8.18 Demanda térmica e rendimento da Proposta 3 - com venda de energia para a concessionária
- Tabela 8.19 Emissões e temperatura dos gases de combustão - Proposta 3, com venda de energia elétrica
- Tabela 8.20 Custo operacional da Proposta 1 - com venda de energia elétrica
- Tabela 8.21 Custo operacional da Proposta 2 - com venda de energia elétrica
- Tabela 8.22 Custo operacional da Proposta 3 - com venda de energia elétrica
- Tabela 8.23 Condições dos produtos de combustão da condição atual de operação e das propostas de cogeração
- Tabela 8.24 Análise econômica comparativa das Propostas com a condição atual de operação
- Tabela 8.25 Valor médio e total dos custos operacionais da condição atual e das propostas de cogeração

Nomenclatura

Letras Latinas

\dot{m}	Fluxo de massa (kg/s)
\dot{Q}	Fluxo de calor (kJ/s)
h	Entalpia específica (kJ/kg)
s	Entropia específica (kJ/kg K)
N	Número de moles
μ	Potencial químico
ex	Exergia específica (kJ/kg)
W	Trabalho (kJ)
T	Temperatura (Celsius)
COP	Coefficiente de desempenho
c_p	Calor específico a pressão constante (kJ/kg °C)
R	Constante dos gas (kJ/kg K)
p	Pressão (kPa)
\bar{c}_p	Calor específico médio a pressão constante (kJ/kg °C)
ϵ^q	Exergia química
$P.C.I$	Poder calorífico inferior
ϕ	Relação entre a exergia química e o poder calorífico inferior do combustível, para o gás natural o valor utilizado é de $1,04^{\pm 0,5\%}$.
A/C	Relação ar combustível
\dot{m}_{gas}	Fluxo de gases de combustão (kg/s)
\dot{m}_{comb}	Fluxo de massa de combustível utilizado na turbina a gás (kg/s)
\dot{m}_{ar}	Fluxo de massa de ar na entrada do compressor (kg/s)
T_{g1}	Temperatura de saída dos gases da turbina a gás (°C)
T_{g2}	Temperatura de pinch-point (°C)
T_{g3}	Temperatura de saída dos gases de combustão da caldeira de recuperação (°C)
T_{w4}	Temperatura da água na entrada do economizador (°C)
T_{w5}	Temperatura da água na entrada do evaporador (°C)
T_{vs}	Temperatura do vapor saturado (°C)

Letras gregas

Σ	Somatório
ψ	Eficiência exergética (%)
η	Eficiência energética (%)
β	Parâmetro adimensional que relaciona demanda de energia elétrica com demanda de energia térmica

Subscritos

e	Entrada do volume de controle
s	Saída do volume de controle
vc	Volume de Controle
o	Relativos ao sistema em equilíbrio de pressão e temperatura com o ambiente
k	Substância à ser tratada
u	Índice referente a trabalho útil
r	Índice referente a efeito refrigerante desejado
des	Índice referente a energia ou exergia desejada
cons	Índice referente a energia ou exergia consumida
1	Índice referente ao estado 1 - entrada da caldeira de recuperação
2	Índice referente ao estado 2 - ponto de “pinch point” na caldeira de recuperação
3	Índice referente ao estado 3 - saída dos gases da caldeira de recuperação
4	Índice referente ao estado 4 - entrada da água na caldeira de recuperação
5	Índice referente ao estado 5 - saída da água do economizador
w	Índice referente a água (fase líquida) na caldeira de recuperação
vt	Vapor total produzido na caldeira de recuperação
vd	Vapor disponível para o processo e para o sistema de refrigeração
df	Descarga de fundo
gás	Índice referente aos gases de combustão
comb	Índice referente ao combustível
ar	Índice referente ao ar
cald	Índice referente a caldeira de recuperação
econ	Índice referente ao economizador
evap	Índice referente ao evaporador
poscom	Índice referente ao combustível para pós queima na caldeira de recuperação
amb	Ambiente

gel	Sistema de refrigeração para água gelada
sol	Sistema de refrigeração para solução alcoólica

Superescritos

o	potencial químico da substância no ambiente de referência
---	---

Abreviaturas

kW	Kilowatt
GW	Gigawatt
kJ	Kilojoule
tEP	Tonelada equivalente de petróleo
MWh	Megawatt hora
kWh	Kilowatt hora
kV	Kilovolt
MPa	Megapascal
kPa	Kilopascal
m ³ /h	Metro cúbico por hora
kg/s	Kilograma por segundo
kg/h	Kilograma por hora
ton/h	Tonelada por hora
°C	Graus centígrados
ppm	Partes por milhão
ROI	Taxa de retorno sobre investimento
LLTA	Lucro Líquido Após Tributação
Ve	Vendas
AT	Ativo total
Com	Custos de operação e manutenção
Cei	Custos dos equipamentos e instalação
CO	Monóxido de Carbono
CO ₂	Dióxido de Carbono
SO _x	Óxidos de Enxofre
NO _x	Óxidos de Nitrogênio
NH ₃	Amônia

Siglas

SINTREL	Sistema Nacional de Transmissão de Energia Elétrica
PIB	Produto Interno Bruto
PURPA	Public Utilities and Regulatory Policies Act
CFC	Clorofluorcarbono
UNEP	United Nations Environmental Program
DNAEE	Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica
CESP	Companhia de Energia do Estado de São Paulo
CPFL	Companhia Paulista de Força e Luz
DEC	Índice de duração equivalente de interrupção por consumidor
FEC	Índice de frequência de interrupção por consumidor
BEN	Balanço Energético Nacional
ABRAVA	Associação Brasileira de Refrigeração Ar condicionado Ventilação e Aquecimento
SINDCERV	Sindicato Nacional da Indústria da Cerveja
DNC	Departamento Nacional de Combustíveis

1. INTRODUÇÃO

No atual cenário energético mundial, onde a escassez dos recursos se soma aos graves problemas ambientais oriundos da geração de energia e extração de produtos naturais, observa-se uma crescente preocupação com a busca de uma maior racionalidade no uso da energia, além da busca de processos menos influentes do ponto de vista ambiental.

No Brasil, como em todo o mundo, o setor energético vem sofrendo profundas transformações motivadas não apenas por questões de ordem técnica e econômica, mas também por pressões da sociedade. Dentro da matriz energética brasileira a energia elétrica representa 38,6% do consumo final de energéticos. A capacidade instalada de geração elétrica no país é de pouco mais de 60 GW. Deste total, aproximadamente 87% provém de geração hidráulica que é majoritariamente de propriedade do setor público (99%). O restante da capacidade instalada é de origem térmica, sendo que nessa modalidade de geração o setor privado participa com aproximadamente 41% da capacidade (MINISTÉRIO DAS MINAS E ENERGIA, 1997).

Apesar de sua grande dimensão o Setor Elétrico Brasileiro passa por um profundo processo de reestruturação institucional marcado pela descentralização e privatização. Este processo, também percebido em âmbito global, tem sido motivado por razões políticas, econômicas, financeiras e ambientais. No Brasil, interferem neste processo a descapitalização, em função principalmente das diferenças entre as tarifas praticadas e o custo marginal de geração, as dificuldades impostas pelos agentes financiadores internacionais para a expansão do parque elétrico, além do esgotamento do potencial hídrico com possibilidade de aproveitamento energético.

No âmbito da reestruturação institucional do setor elétrico brasileiro, deve-se destacar a criação do Sistema Nacional de Transmissão de Energia Elétrica - SINTREL (Decreto 1.009 de dezembro de 1.993, que propicia o livre acesso à malha integrante do sistema), a nova Lei de Concessão de Serviços Públicos (Lei 8.987 de fevereiro de 1.995) e a Lei que define normas específicas para o Setor Elétrico, tais como: os limites de potência necessária para realização de licitações, a figura do Produtor Independente de Energia Elétrica, e cria um mercado livre para os consumidores de energia elétrica, entre outras regulamentações (Lei 9.074 de julho de 1.995).

Vale salientar ainda que as relações estabelecidas nas últimas duas décadas entre os países desenvolvidos e em desenvolvimento impuseram a estes últimos a absorção de grande parte dos processos energo-intensivos (indústria do alumínio, extração e processamento primário de uma série de metais, entre outros), elevando a demanda de energia e gerando problemas ambientais que se somam aos endêmicos problemas sociais.

Neste cenário, observa-se o debate estabelecido nacionalmente entre as propostas de geração termoelétrica (nucleares e/ou convencionais) e outras opções de ordem comportamental (como programas de racionalização e economia de energia), complementadas pela implantação de programas de geração descentralizada de energia elétrica, a partir de biomassa residual, do aproveitamento de calor residual, dentre outras opções.

Além disso, a insensibilidade demonstrada no planejamento do setor elétrico nas décadas de 60 e 70, que culminou com a proposição do polêmico Plano 2010 da Eletrobrás (segundo o qual deveríamos estar, no momento, operando 9 centrais nucleares, além de Angra 1), gerou desconfiança na sociedade com relação aos setores de planejamento da Eletrobrás, e suas tradicionais ferramentas de projeção da demanda (relação direta entre PIB e geração elétrica, entre outras).

A despeito do cenário apresentado, o não atendimento das demandas básicas de grande parte de nossa crescente população sugere uma futura necessidade de expansão do parque de geração de energia elétrica. Diante disto, algumas modalidades de geração de energia elétrica pouco discutidas para a realidade brasileira até 20 anos atrás, como a cogeração e os ciclos combinados¹, vêm sendo apresentadas como opções de ampliação do parque gerador e incremento na “qualidade” do fornecimento de energia tanto para o parque produtivo como para a sociedade de uma forma geral.

No Brasil, a cogeração é ainda pouco significativa na matriz energética. Segundo NASCIMENTO (1996), a potência instalada de cogeração no Brasil, cerca de 1,1 GW, representa 2% do total da capacidade de geração elétrica instalada no país. Vale mencionar que, devido às características do nosso parque gerador, estes 1,1 GW representam quase 38% da capacidade térmica de geração privada, nicho este mais propício para a aplicação desta tecnologia.

Em vista da conjuntura apresentada para o Setor Elétrico, e do processo de descentralização e privatização, a participação da cogeração na ampliação do parque gerador apresenta um potencial promissor. Essa perspectiva se reforça em função de fatores conjunturais de nossa realidade tais como: o aumento dos custos das tradicionais formas de geração elétrica, a provável disponibilidade de novas mercadorias energéticas em um futuro próximo (como o gás natural da Bolívia ou mesmo das plataformas marítimas) e o processo de modernização do setor produtivo motivado não apenas pelos tradicionais indicadores técnico-econômicos, mas também por parâmetros ambientais e sociais.

Surge, portanto uma grande possibilidade de desenvolvimento da autoprodução de energia elétrica no país, a ser promovida tanto pelo setor industrial quanto pelos setores comercial e de serviços, em função dos preços competitivos dos "novos" combustíveis no cenário nacional e do desenvolvimento tecnológico decorrente das atuais opções energéticas.

Com relação às novas variáveis a serem consideradas nos processos produtivos, particularmente a ambiental, tem-se observado nos últimos anos (após as Conferências das Nações Unidas, Estocolmo-72 e RIO-92) transformações significativas nas concepções tecnológicas dos produtos, tanto destinadas ao uso doméstico quanto industrial. A proposta de redução dos C.F.C.s², apresentada duas décadas atrás em decorrência da descoberta do seu efeito nocivo ao meio ambiente serve como ilustração das transformações ocorridas.

Quando na década de 70, os primeiros trabalhos apontaram a influência dos C.F.C.s na camada de ozônio, pouco se fez para a redução imediata de seus efeitos. Entretanto, com a continuidade das pesquisas, e em particular com a criação de uma missão científica internacional especialmente constituída para estudar as influências globais dos C.F.C.s, constatou-se a ruptura na camada de ozônio sobre a região da Antártica (atualmente conhecida como "buraco da camada de ozônio").

Desde então, o Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente (UNEP), promoveu uma série de reuniões para discutir as influências do CFC na camada de ozônio e em 1983 vários países se reuniram na Convenção de Viena em busca de um protocolo mundial sobre o controle dos C.F.C.s. Em 1987 foi finalmente assinado por 46 países o Protocolo de Montreal, que preconiza a redução gradual, até o total banimento, da produção dos C.F.C.s.

¹ **Cogeração**, é a produção combinada de eletricidade e calor a partir do uso seqüencial da energia decorrente de um combustível (Public Utilities and Regulatory Policies Act - PURPA).

Ciclo Combinado, é a utilização em série de ciclos térmicos. Por exemplo, ciclo de turbina a gás combinado a um ciclo Rankine para produção de trabalho, a partir do uso seqüencial da energia decorrente de um único combustível.

² **C.F.C. ou cloroflurcarbono** – são gases refrigerantes halogenados a base de cloro, fluor e carbono, com grande utilização na refrigeração industrial, comercial e residencial.

Esta decisão gerou um grande incentivo à pesquisa de substitutos dos C.F.C.s em todas as suas aplicações. No caso específico dos sistemas de refrigeração, antigos refrigerantes e tecnologias de produção de frio voltaram a ser foco de interesse.

O aumento das restrições ambientais ao uso dos C.F.C.s e o prognóstico de maiores custos da energia elétrica têm motivado a busca de outras tecnologias para geração de frio, anteriormente consideradas menos competitivas economicamente. Neste sentido, os sistemas de refrigeração por absorção, que podem operar a partir de fontes de calor residuais e com baixíssimo consumo de energia elétrica se comparados com sistemas de compressão do mesmo porte, aparecem como alternativas atraentes.

A tão anunciada crise do setor elétrico brasileiro, com possibilidades de racionamento e necessidade de racionalização do consumo, além das restrições ambientais, apontam para um emergente mercado de "novas" alternativas de produção combinada de frio e potência a partir da cogeração. Dentre os potenciais usuários destas modalidades de geração combinada destacam-se os grandes shoppings centers, hotéis, hospitais, indústrias químicas, indústrias de alimentos e bebidas e cooperativas de indústrias com sistemas integrados de utilidades, onde a produção de "frio" pode ser viabilizada a partir do aproveitamento de calor residual dos sistemas térmicos utilizados para a geração elétrica ou para a geração de vapor de processo. A cogeração visando obtenção de "frio" e potência, além das motivações apresentadas, pode contribuir significativamente para a melhoria do aproveitamento energético dos sistemas.

Com a declaração do contrato de fornecimento de gás da Bolívia para o Brasil, muitas concepções para a utilização desse combustível começaram a ser oferecidas para os empresários de todo o país. Dentre estas, a cogeração tem sido apontada como a tecnologia mais adequada, a despeito de incertezas de ordem econômica e outras relacionadas às potencialidades específicas das instalações atuais frente às transformações necessárias para o uso adequado desta opção. Os setores de utilidades das empresas muitas vezes reagem negativamente quanto à inserção de novas modalidades tecnológicas, em função das readaptações operacionais que estas exigem, seguidas de novas tarefas e responsabilidades.

No sentido de romper com estas reações e viabilizar a implantação de novas modalidades tecnológicas, é tarefa da gerência de produção a análise e escolha das opções mais adequadas para a instalação industrial, tendo em vista: os parâmetros econômicos, o atendimento das demandas operacionais da indústria e suas estratégias, a qualidade das novas tecnologias, a satisfação do seu pessoal, à garantia de suprimento dos recursos necessários à produção (no caso a energia) e as influências sócio-ambientais.

Diante do exposto, o presente trabalho busca contribuir para a proposição de "novas" tecnologias de geração em setores com potencialidades para tal. Em particular é considerado o setor de cervejaria, que dentro do setor de bebidas e alimentos, ocupa lugar de destaque.

2 – FORMULAÇÃO DO PROBLEMA E HIPÓTESES

O crescimento da economia de um país pode representar evolução dos setores empresariais e melhoria de vida da população. Entretanto caso esse crescimento não seja bem planejado, pode ocasionar problemas na qualidade do abastecimento de energia (no caso brasileiro, ilustrados através dos “black-outs” no abastecimento de energia elétrica ocorridos nas regiões Sul e Nordeste, em 1997), representando um fator limitante para o próprio crescimento econômico e a qualidade de vida das sociedades.

Um plano de racionalização e uso eficiente de energia deve contemplar mais do que um simples reajuste tarifário. A conscientização da população para o uso racional da energia, o incentivo a empresas de diversos setores industriais a adotarem sistemas de cogeração, o incentivo a fabricantes de equipamentos elétricos a produzirem equipamentos com menor consumo de energia, são exemplos de estratégias que devem fazer parte desse plano.

Os custos e a qualidade do fornecimento de energia elétrica em muitas situações podem limitar o desenvolvimento de uma indústria, obrigando-a a repensar as formas tradicionais do uso da energia, e mesmo considerar a possibilidade da autogeração de energia elétrica. Vale mencionar que o extinto DNAEE (Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica) no Projeto de Qualidade de Fornecimento de Energia Elétrica indica os principais padrões de qualidade individuais e coletivos do produto, do serviço e do atendimento comercial a serem seguidos pelas concessionárias de energia elétrica. Na tabela 2.1 são apresentados como parâmetros importantes para a qualidade do abastecimento de energia elétrica, o período de tempo total de interrupções do fornecimento por ano (DEC), e o número máximo destas ocorrências (FEC).

Tabela 2.1- Padrões de Qualidade de fornecimento de energia elétrica por concessionária

Concessionária	DEC ¹ (horas/ano)	FEC ² (vezes/ano)
CESP	10,6	8,9
CPFL	8,6	6,6
ELETROPAULO	12,8	9,2

Fonte: DEPARTAMENTO NACIONAL DE ÁGUAS E ENERGIA ELÉTRICA, 1998.

Esses indicadores da qualidade do fornecimento de energia elétrica auxiliam as empresas que possuem processos sensíveis a qualquer interrupção, na escolha de seu suprimento energético dentro de um mercado mais aberto que inclui as opções de autogeração, cogeração, compra de produtores independentes ou da concessionária.

As tecnologias mais recentes de cogeração têm privilegiado a utilização de gás natural como combustível, não só devido ao seu baixo custo relativo como também aos seus reduzidos impactos ambientais. Nesse sentido, a assinatura do contrato de compra de gás natural da Bolívia, em 17/02/93, veio contribuir para o provável aumento da oferta desse energético, e uma maior penetração do gás natural na matriz energética brasileira.

¹ DEC: índice de duração equivalente de interrupção por consumidor, que exprime o espaço de tempo em que, em média, cada consumidor do conjunto considerado ficou privado do fornecimento de energia elétrica, no período. (Portaria DNAEE nº: 046/87 de 17/04/87)

² FEC: índice de frequência equivalente de interrupção por consumidor, que exprime o número de interrupções que, em média, cada consumidor do conjunto considerado sofreu, no período. (Portaria DNAEE nº 046/78)

Este contrato deverá contemplar o suprimento de gás natural para o estado do Mato Grosso do Sul e as regiões Sudeste e Sul (com destaque para a região de Campinas onde deverá ser instalado um polo distribuidor). Estas regiões, que já dispõem de um grande potencial para a implantação de sistemas de cogeração devido ao perfil industrial, deverão se beneficiar desse contrato.

O cenário ora apresentado serviu de motivação para o presente trabalho, que se analisa a viabilidade de implementação de sistemas de cogeração para produção de potência, vapor de processo e frio. São nele consideradas propostas combinadas de ciclo de turbina a gás utilizando gás natural como combustível, caldeira de recuperação para produção de vapor de processo a partir dos gases de escape da turbina, e sistemas refrigeração de compressão de vapor ou de absorção.

Em todas as propostas o refrigerante utilizado na produção de frio é a Amônia. Esta opção se deve ao baixo custo deste refrigerante amplamente utilizado em diversos setores industriais além de apresentar efeitos ambientais globais reduzidos, tanto com relação à camada de ozônio quanto ao efeito estufa.

Embora os sistemas de absorção apresentem um COP³ menor que os sistemas de compressão mecânica de vapor, a qualidade da energia térmica requerida para a operação destes é inferior à energia na forma de trabalho, requerida pelos sistemas de compressão.

Para auxiliar a análise de viabilidade das propostas são considerados parâmetros econômicos tais como: o tempo de retorno de investimento e rentabilidade; parâmetros termodinâmicos tais como: balanços de massa, de energia e a análise Exergética⁴; além dos fatores estratégicos para implantação, influências ambientais e qualidade de suprimento de energia.

A partir dos balanços de massa e de energia são realizadas, simulações de demandas de energia elétrica, térmica e de refrigeração para as configurações propostas, juntamente com o custo operacional e o rendimento exergético de cada proposta. Posteriormente é realizada uma análise econômica simplificada comparando-se à rentabilidade das propostas, com a rentabilidade característica do setor cervejeiro e a da empresa analisada.

2.1- METODOLOGIA E ELEMENTOS DE PESQUISA

Uma vez apresentada à motivação deste trabalho e seus objetivos, serão discutidos a seguir os aspectos referentes à metodologia adotada.

No que diz respeito à caracterização dos possíveis mercados para a adoção das propostas, foram feitas visitas a algumas empresas do setor de bebidas localizadas na área de influência do sistema de distribuição do gás natural. Foram ainda utilizados estudos oficiais referentes ao projeto do gás natural Brasil-Bolívia, levantamentos de diversas instituições do setor energético brasileiro, consultas ao Balanço Energético Nacional (Ministério das Minas e Energia, 1997), levantamentos de empresas privadas relacionadas à comercialização de sistemas e equipamentos e trabalhos anteriores relacionados ao Planejamento Energético.

³ **C.O.P.** – Coeficiente Operacional de Performance é a relação entre energia pretendida (carga térmica de refrigeração) e a energia gasta.

⁴ **Referente à Exergia.** também chamada de energia disponível, pode ser considerada a propriedade que mede a capacidade máxima de produção de trabalho, capacidade essa que existe quando a substância não se encontra em equilíbrio com o ambiente (temperatura (T_0), pressão (P_0) e concentração (μ_0)) (GALLO, (1990))

No capítulos 3 e 4 faz-se respectivamente uma breve discussão sobre Cogeração e Geração de Frio, apresentando o estado da arte, as tecnologias mais utilizadas e suas aplicações industriais. Estes dois capítulos estão caracterizados de forma a fornecer subsídios gerais para as propostas a serem apresentadas, além de elementos conceituais acerca dos sistemas em estudo e suas possibilidades futuras, ficando fora do âmbito deste trabalho qualquer aprofundamento mais detalhado tanto sobre a cogeração quanto a produção de frio.

No capítulo 5, é apresentada a metodologia que motivou a escolha da região de estudo, do setor escolhido, a definição e representatividade da empresa em questão dentro do setor, e o levantamento do perfil de consumo de refrigeração, energia elétrica e vapor para a empresa. É também apresentado uma breve descrição do sistema típico de produção de cerveja, a condição atual de operação do seu setor de utilidades da empresa escolhida para análise, e as configurações propostas de cogeração.

No capítulo 6 é feita a modelagem de todos os fluxos de massa e energia dos equipamentos envolvidos. No capítulo 7 é descrita a técnica adotada para a simulação das propostas. No capítulo 8 é feita análise dos resultados ensaiados e no capítulo 9 são apresentadas conclusões e considerações finais abrangendo os limites de aplicação dos sistemas tanto do ponto de vista energético quanto econômico.

3. COGERAÇÃO E CICLOS COMBINADOS

O termo cogeração, é um vocábulo de origem americana empregado desde os anos setenta para designar processos de produção combinada de calor e potência. Segundo definição do Public Utilities and Regulatory Policies Act - PURPA (ORLANDO, 1996), “cogeração é a produção combinada de trabalho e energia térmica a partir do uso seqüencial de energia decorrente de um combustível”.

Do ponto de vista energético, sistemas que trabalham segundo um processo de cogeração podem atingir rendimentos energéticos globais da ordem de 75 a 90%, o que representa um alto fator de utilização global de energia.

A cogeração é conhecida desde o início deste século como meio descentralizado de produção de energia térmica e elétrica. Com o crescente desenvolvimento de sistemas centralizados de geração de energia e o custo baixo dos combustíveis, a cogeração foi perdendo importância na matriz energética mundial. Mesmo as crises do petróleo e a alta dos preços dos combustíveis ocorridas na década de setenta não foram suficientes para sua integral reabilitação.

Conforme alguns autores (WALTER, 1995), a cogeração adquiriu importância na passagem para os anos oitenta, devido às tendências de desregulamentação da indústria elétrica em alguns países, e à adoção de políticas de racionalização do uso da energia com objetivos de mais longo prazo. No final dos anos 80, após um período de menor interesse face à queda dos preços dos energéticos, a produção combinada de potência e calor voltou a ser priorizada no contexto das políticas energéticas com vistas à minimização dos impactos ambientais.

A energia produzida a partir da cogeração possui valores expressivos na matriz energética de vários países, como pode ser observado na tabela 3.1. Deve ser destacado que esses países possuem formas tradicionais de geração de energia elétrica a partir de combustíveis fósseis, o que, de certa forma, serve de motivação na busca de tecnologias mais eficientes e de reduzidos impactos ambientais.

Tabela 3.1 - Participação da Cogeração na Matriz Energética de Alguns Países (1995)

País	Potência Total Instalada 10 ³ [MW]	Potência Instalada em Cogeração 10 ³ [MW]	Participação da Cogeração na Potência Instalada Total [%]
Estados Unidos	857,14	60,00	7,0
Espanha	4,20	0,21	5,0
Portugal	5,00	0,15	3,0
Grécia	5,00	0,22	4,4
Holanda	18,86	6,60	35,0
Alemanha	127,27	14,00	11,0
Itália	90,90	10,00	11,0
Reino Unido	94,29	3,30	3,5
Dinamarca	20,00	5,40	27,0
Brasil	56,21	1,10	2,0

Fonte: NASCIMENTO, 1996

No Brasil, apesar da capacidade instalada de cogeração não ser ainda expressiva em relação à capacidade instalada total de geração de energia elétrica, essa tecnologia vem ganhando espaço ao longo do tempo devido à necessidade de algumas empresas de garantia

da qualidade de fornecimento de energia, além dos aumentos das tarifas e a busca de soluções energeticamente mais eficientes para o consumo.

A cogeração pode ser realizada basicamente de duas formas. A primeira, conhecido pelo nome de “bottoming cycle”, onde o calor que provém do processo industrial passa por um sistema de recuperação onde produz vapor com características necessárias para o acionamento de turbinas acopladas a equipamentos mecânicos como bombas e ventiladores, ou turbogeradores. O sistema “bottoming cycle” ilustrado na figura 3.1, é recomendado para indústrias como as siderúrgicas, onde os gases de exaustão do alto forno, de elevada temperatura, são usados como fonte térmica a ser recuperada.

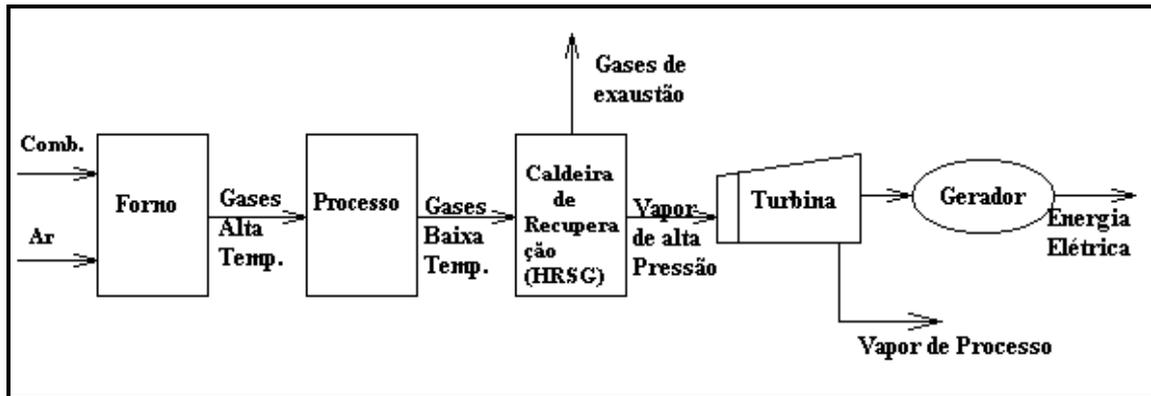


Figura 3.1- Cogeração do tipo Bottoming Cycle.

Fonte: ORLANDO (1996)

A segunda forma de cogeração, “Topping cycle”, é caracterizada pelo uso da energia do combustível inicialmente para a produção de trabalho e depois para produção de energia térmica. Esse tipo de sistema, ilustrado na figura 3.2, pode apresentar uma turbina a gás que utiliza gás natural como combustível para produzir trabalho e acionar um gerador de energia elétrica, além do próprio compressor de ar da turbina.

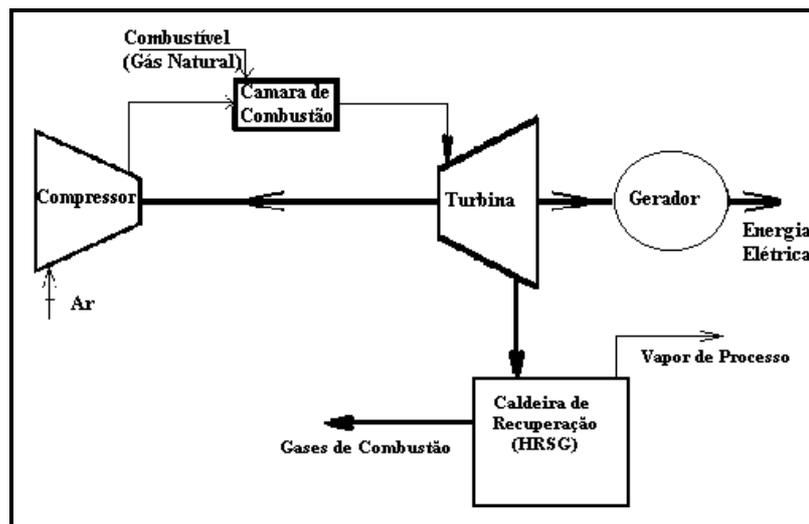


Figura 3.2 – Cogeração do tipo Topping.

Fonte: ORLANDO (1996)

Os gases de alta temperatura no escape da turbina (por volta de 500°C), são direcionados para uma caldeira de recuperação (Heat Recovery Steam Generator-HRSG) onde será produzido vapor d'água para utilizar no processo ou até mesmo para produção de frio em máquinas de absorção. Esse tipo de ciclo pode ser adaptado a qualquer tipo de indústria onde a necessidade de energia elétrica se combina com a de vapor de processo.

Outras formas de cogeração podem ser promovidas a partir de, por exemplo, um ciclo combinado de turbina a gás (ciclo Brayton) com um ciclo a vapor com turbina de contrapressão (ciclo Rankine). Nestes casos, ilustrados na figura 3.3, a energia contida nos gases de escape da turbina a gás (3), são direcionados a uma caldeira de recuperação (5) produzindo vapor superaquecido que, por sua vez, é utilizado para acionar uma turbina de vapor de contra pressão (6). O vapor de escape da turbina pode ser utilizado em processos industriais (8), máquinas de refrigeração de absorção (9), ou direcionado diretamente para o condensador (7), retornando para a caldeira de recuperação (5).

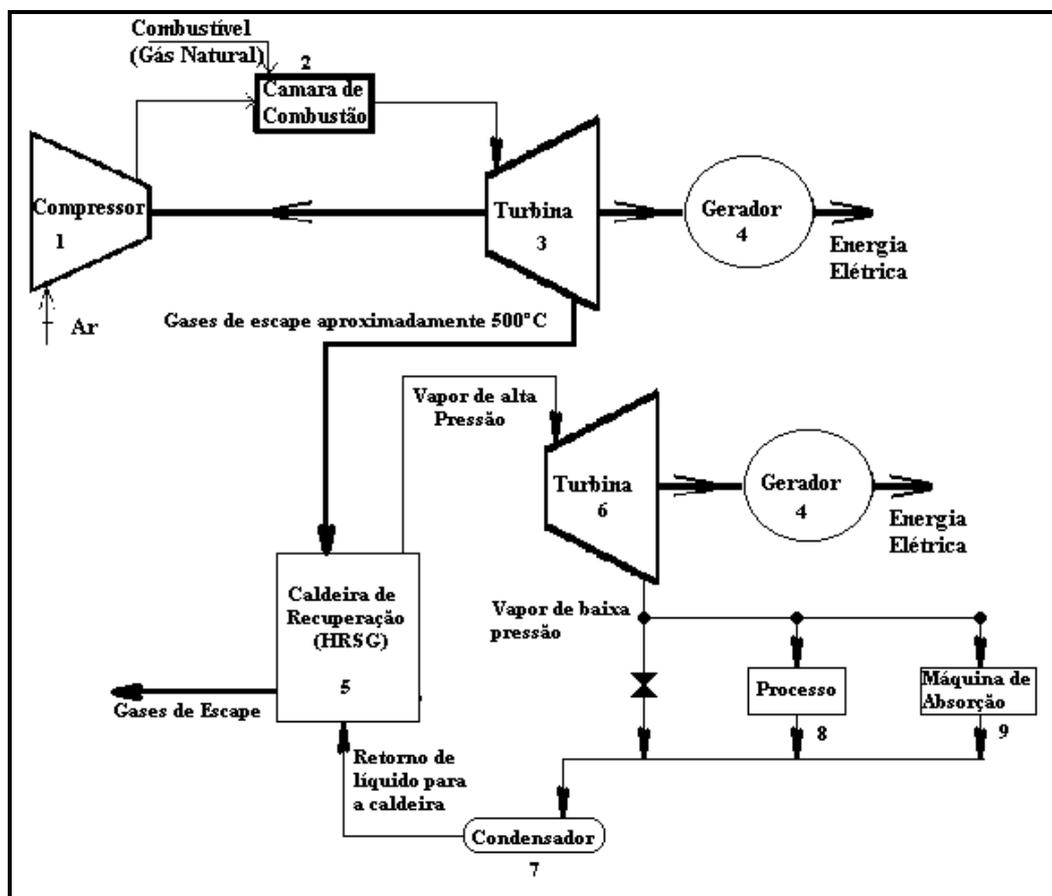


Figura 3.3 – Ciclo Combinado de potência

Fonte: ORLANDO (1996)

Para a escolha do sistema de cogeração a ser utilizado, é necessário inicialmente determinar a relação entre a demanda de energia elétrica e térmica, que pode ser representada pelo parâmetro adimensional β^1 . Em muitos casos, as oscilações nas demandas de energia elétrica e térmica, características dos processos específicos, sugerem a escolha de sistemas flexíveis com possibilidades de modulação de carga.

¹ Parâmetro β - relaciona o consumo de potência eletromecânica demandada (kW) e o consumo de energia térmica demandada (kW). Este parâmetro será discutido no capítulo 5.

Na escolha do tipo de sistema a ser utilizado deve-se ter em mente que, a medida que se necessita de maiores rendimentos energéticos, maiores são os custos iniciais de instalação. Ciclos de turbinas a gás simples possuem rendimento térmico da ordem de 25 a 40 %, se for acoplado um ciclo de turbina a vapor com caldeira de recuperação o rendimento térmico varia de 44 a 55% (Sistema do tipo Ciclo Combinado). Na tabela 3.2 são apresentadas algumas tecnologias de cogeração com parâmetros característicos de referência.

Tabela 3.2.: Características das principais tecnologias de cogeração

Características do sistema	Turbina a Vapor	Ciclo Combinado	Motor Diesel	Turbina a gás + caldeira de recuperação	Turbina a gás
Eficiência Térmica [%] *	40 a 43	44 a 55	35 - 45	25 a 40	25 a 40
Eficiência global [%]**	65 a 85	65 a 85	70 a 95	65 a 85	25 a 40
Relação Eletricidade / Vapor [kW/ton/h]	55 a 132	385 a 700	440 a 1300	220 a 550	-
Parâmetro β	0,10 a 0,30***	0,60 a 1,50	0,80 a 2,40	0,30 a 0,80	-
Custo de Capital [US\$/kW]	400 a 1.800	450 a 950	350 a 1.700	550 a 850	300 a 550
Amortização [anos]	1,5 a 6	2 a 4	2 a 5	2 a 4	1,5 a 2,5
Capacidade [MW]	1 a 500	> 50	0,1 a 30	> 50	0,1 a 140
Vida Útil [anos]	25 a 35	15 a 25	15 a 25	15 a 20	15 a 20
Tempo de construção [anos]	1 a 3	2 a 3	0,75 a 2,50	0,75 a 2,50	0,75 a 2,0

Fonte: WALTER (1994)

* Considerando somente a produção de potência

** Considerando produção de potência e calor

*** Para turbinas de contrapressão: 0,4 a 1,5 para turbinas com reaquecimento

Curvas de custos em função do tempo de operação são apresentadas na figura 3.4. Observa-se que a Turbina a Gás com Ciclo Simples (TGCS) deve ser usada para períodos de operação inferiores a 1700 horas/ano, enquanto que a Turbina a Gás com Caldeira de Recuperação e Turbina a Vapor - Ciclo Combinado (TGVCC) é econômica para períodos de operação acima de 1700 horas/ano. Os Ciclos a Carvão e o de Integração da Gaseificação com Ciclo Combinado (IGCC) não são vantajosos devido ao alto investimento de capital (NASCIMENTO, 1996).

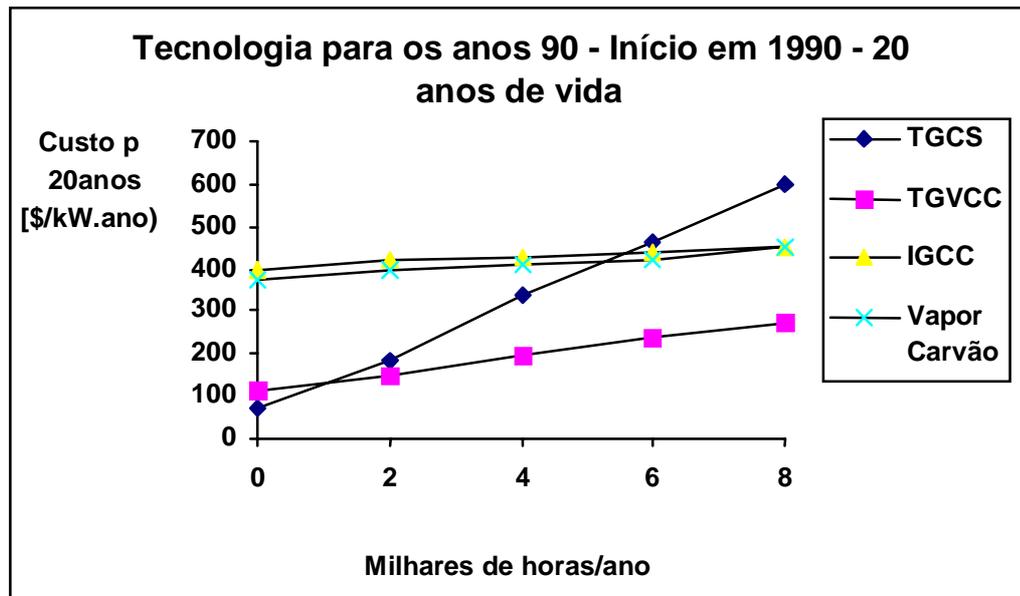


Figura 3.4 – Custos totais das tecnologias de geração de energia elétrica dos anos 90 (custo para 20 anos de operação)

Fonte: NASCIMENTO (1996)

A tendência indicada, conforme a figura 3.5, é que a partir do ano 2000 as Turbina a Gás com Ciclo Simples (TGCS) devem ser utilizadas para períodos de operação inferiores a 2.000 horas/ano. Os Ciclos Combinados (TGVCC) serão econômicos para períodos de operação entre 2.000 e 5.000 horas/ano, ficando as tecnologias a carvão e de gaseificação destinadas à geração de base. Essa estimativa foi realizada considerando-se o crescimento dos custos de óleo e gás natural na base de 5% ao ano (NASCIMENTO, 1996).

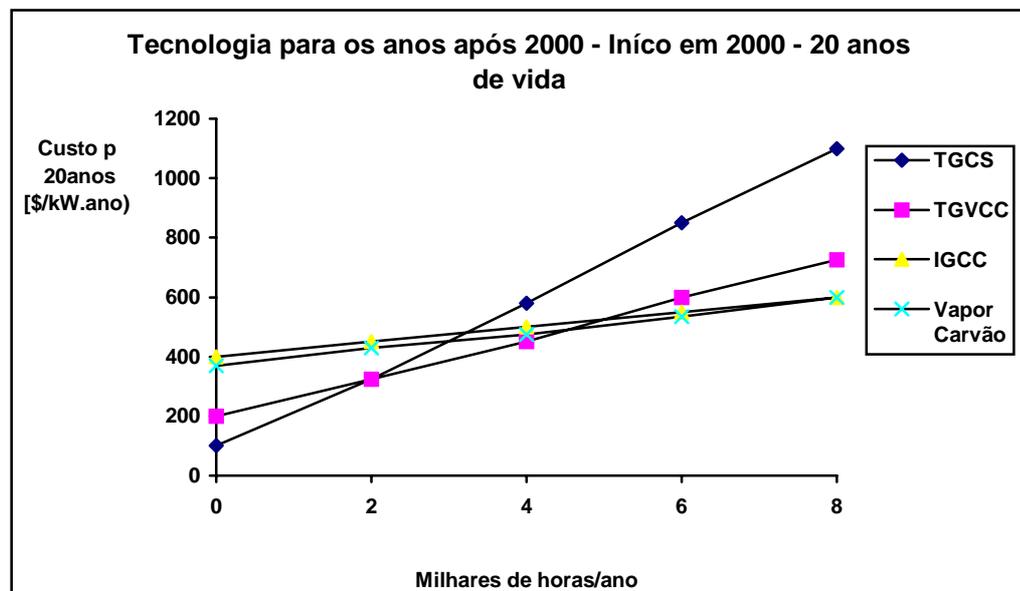


Figura 3.5 – Custos totais das tecnologias de geração de energia elétrica para o ano 2000 (custo para 20 anos de operação)

Fonte: NASCIMENTO (1996)

A viabilização dos sistemas de cogeração pode existir dentro de três concepções distintas. A primeira delas está associada ao funcionamento de centrais termelétricas, de maneira que o calor rejeitado na operação do ciclo termodinâmico de produção de potência seja aproveitado com a finalidade de aquecimento residencial. Esse tipo de configuração, conhecido como aquecimento distrital, pode ser encontrado na Alemanha, Áustria e nos países Escandinavos de clima frio.

Uma segunda possibilidade de viabilização é a produção combinada de potência e calor para o processo que ocorre em instalações industriais. A energia elétrica produzida pode atender parte ou a totalidade das necessidades da planta industrial, sendo que quando ocorre produção excedente de energia elétrica em relação à demanda interna, existe a possibilidade da venda desse excedente para a concessionária local. Neste caso a viabilidade técnica e econômica da cogeração em instalações industriais é favorecida na medida em que a carga térmica for mais significativa e constante. É igualmente favorecida em processos onde há um subproduto que pode ser empregado como combustível.

A terceira e última concepção é a cogeração no setor terciário, onde toda a demanda de potência e calor pode ser obtido no mesmo sistema. Este tipo de sistema convencionou-se designar de configurações que trabalham em "sistemas integrados de energia" ou "sistemas de energia total". O calor rejeitado pelo ciclo de potência, em geral, é empregado no aquecimento de grandes volumes d'água, destinados para finalidades higiênicas, de lazer, calefação ou, ainda, na produção de frio. Sistemas integrados de energia são encontrados em escolas, universidades, hotéis, hospitais, conjuntos residenciais, centros de lazer, centros de pesquisa, supermercados, bancos e instalações de depuração de esgoto urbano. As limitações tecnológicas da cogeração nesse setor estão associadas à baixa necessidade de potência, número reduzido de horas de funcionamento e existência de cargas térmicas sazonais. Esses aspectos quase sempre resultam em uma condição de viabilidade econômica relativamente frágil.

Embora seja simples em seus princípios, qualquer tipo de cogeração requer uma tecnologia de incorporação complexa dentro de um processo produtivo ou em um sistema energético, em função dos múltiplos aspectos associados e à diversidade de interesses que podem ser afetados.

Conforme alguns autores (WALTER, 1994), os fatores que levam ao desenvolvimento da cogeração estão relacionados com o planejamento e com a organização do sistema energético em torno dos interesses das cidades, comunidades e/ou regiões e à importância assumida pelas companhias de provisão de infra-estrutura e de influência local no atendimento das necessidades da população nos serviços de energia, aquecimento, gás, eletricidade, água, transportes, etc. Este tipo de sistema é característico da Alemanha e países Europeus do norte, onde a cogeração é sustentada pelas lógicas energética, econômica e do planejamento, lógicas estas descritas a seguir.

A Lógica energética está baseada no aspectos da eficiência, onde a necessidade de conservação dos recursos energéticos permite a assimilação de investimentos mais elevados. O aspecto da valorização dos insumos energéticos renováveis, onde os sistemas de cogeração são bastante adequados, a racionalização do uso da energia a partir de uma estrutura que busca a conciliação entre esforços de produção e da gestão do uso da energia. Sob o aspecto ambiental, a cogeração em redes de calor permite a eliminação de grande número de equipamentos térmicos de pequeno porte, que geralmente operam mal regulados.

A Lógica econômica é baseada na redução dos custos totais através da combinação da geração de energia elétrica e calor, contribuindo para a diminuição do consumo de combustível, sob o aspecto da estrutura tarifária. Com a integração econômica o setor

energético procura valorizar os recursos energéticos da região.

A Lógica do planejamento está baseada na autonomia do suprimento de energia onde a cogeração oferece maior margem de escolha. A cogeração dentro da concepção de redes de calor, possibilita a integração da energia ao planejamento local do espaço.

Além dos aspectos citados acima como relevantes para difusão da cogeração, existem os riscos de ordem técnica, financeira e econômica atribuídos a escolha de sistemas de cogeração, como podem ser vistos a seguir. Risco de ordem técnica, estão associados aos padrões de desempenho e durabilidade dos equipamentos, à conexão dos sistemas de cogeração com a rede elétrica, à inadequação da instalação de cogeração ao perfil das demandas de calor e potência, além da própria resistência interna à implantação de uma nova tecnologia.

Os riscos de ordem financeiros são associados à eventual baixa atratividade dos empreendimentos ou às incertezas de cumprimento dos compromissos assumidos. Por último, os riscos econômicos, onde todas as incertezas do empreendimento de cogeração podem reduzir, ou até eliminar, a viabilidade econômica do investimento, por exemplo, evolução das tarifas elétricas ou do preço dos combustíveis.

A viabilização dos empreendimentos de cogeração requer condições atrativas e seguras para o investidor, como por exemplo: políticas claras de médio e longo prazo sinalizando os valores da tarifa de energia elétrica e dos combustíveis assim como assegurando o seu fornecimento, além dos custos das tarifas de abastecimento emergencial ao cogenerador não discriminatório em relação aos demais consumidores.

Ao não ter como parâmetros as lógicas acima descritas, percebe-se que em países como o Brasil, a cogeração ainda não se desenvolveu adequadamente devido a uma série de aspectos que são contrários à viabilização de políticas que incentivem a sua implantação, dentre os quais podem ser destacados:

- Aspectos político-institucionais, que priorizem estruturas centralizadas de serviços de eletricidade e aquecimento regulamentados de forma independente.
- Aspectos climáticos, caracterizados pelo menor rigor dos períodos frios, inviabilizando a implantação de sistemas de calefação em algumas regiões.
- Aspectos espaciais, devido à grande área e população distribuída;
- Aspectos econômicos, devido ao abastecimento de energia elétrica via rede já desenvolvida e com preços baixos para o consumidor.

Esses aspectos podem ser resolvidos a partir de algumas ações, por exemplo, com relação aos aspectos climáticos e espaciais existe a necessidade de se utilizar tecnologias adequadas para cada região, já os aspectos político-institucionais e econômicos dependem da mudança de postura de atuação do governo com relação ao planejamento do setor energético, deixando de atuar somente na construção de grandes obras e viabilizando e incentivando o uso de sistema mais eficientes e mais racionais do ponto de vista energético, já a população deve exigir estas ações dos governos, mesmo sabendo que existirá um custo que deverá ser pago por essa nova postura.

4. A INDÚSTRIA DO FRIO

Teoricamente, qualquer fenômeno físico ou químico de natureza endotérmica pode ser aproveitado para a produção de frio. Entre os processos endotérmicos usados na refrigeração, podemos citar: fusão de sólidos (como gelo comum (0°C) e o gelo seco (neve carbônica - 78,9°C)), a expansão de um gás de uma forma geral, vaporização de um líquido puro ou uma solução binária, fenômeno de adsorção (máquinas de sílica-gel), fenômeno termelétrico, etc.

A refrigeração pode ser definida como *”qualquer processo de remoção de calor. Mais especificamente, a refrigeração é definida como o ramo da ciência que trata dos processos de redução e conservação da temperatura de um espaço ou material, abaixo da temperatura do ambiente circundante. Para se conseguir isto, o calor deve ser removido do corpo que está sendo refrigerado e transferido para outro corpo, cuja temperatura esteja acima daquela do corpo refrigerado. Uma vez que o calor removido do corpo refrigerado é transferido para outro corpo, é evidente que a refrigeração e o aquecimento, são na verdade, extremidades opostas do mesmo processo. Muitas vezes, somente o resultado desejado distingue um do outro”*. (DOSSAT, 1980).

A refrigeração é utilizada em vários setores de produção de bens e serviços, dentre as quais destaca-se a indústria alimentícia (alimentos, bebidas, leite e derivados, entre outras), indústria do gelo (uso comercial, doméstico, pistas de patinação, entre outras), indústria da construção (cura de grandes estruturas, por exemplo: barragens, congelamento de solos para abertura de poços e túneis, entre outros), indústria química (remoção de calor de reações exotérmicas, separação de misturas gasosas, recuperação de solventes, etc.), condicionamento do ar (conforto térmico, indústria fotográfica, têxtil, etc), bombas de calor (aquecimento de líquidos, etc), e na medicina (conservação de vacinas e outros medicamentos, liofilização de tecidos, elaboração e conservação de plasma sanguíneo), e outras aplicações.

Dentre os vários processos utilizados para produção de frio três merecem destaque por serem os mais utilizados ou por apresentarem possibilidade de aplicação em cogeração.

4.1 - Refrigeração por compressão mecânica de vapor

A refrigeração por compressão mecânica de vapor é o processo de refrigeração mais adotado atualmente, tanto na refrigeração industrial como no de conforto térmico. O processo em que se baseia essa tecnologia é o da vaporização de um líquido puro. Para realizar essa mudança de fase, o líquido absorve energia do ambiente que se deseja refrigerar.

Para uma substância pura, a temperatura de vaporização é função da pressão, assim para controlar a temperatura do ambiente a ser refrigerado, esta vaporização ocorre em um equipamento de transferência de calor (evaporador) com pressão controlada. Para que esse processo ocorra de forma contínua utiliza-se um compressor mecânico para aspirar o vapor gerado, aumentar a pressão e conseqüentemente sua temperatura de mudança de fase. O vapor a alta pressão e temperatura é conduzido a outro trocador de calor (condensador), onde cede calor ao meio ambiente, condensando-se novamente. Na próxima etapa o fluido refrigerante, na fase líquida e a alta pressão sofre uma redução de pressão em uma válvula de expansão ou tubo capilar retornando ao evaporador nas condições de pressão e temperatura desejadas.

Na figura 4.1, é ilustrado um esquema simplificado de um ciclo padrão de compressão de vapor, e nas figuras 4.2 e 4.3 são apresentados seus respectivos diagramas de pressão vs. entalpia e temperatura vs entropia em sua forma idealizada (desprezando perdas de calor,

atrito e perdas de carga internas).

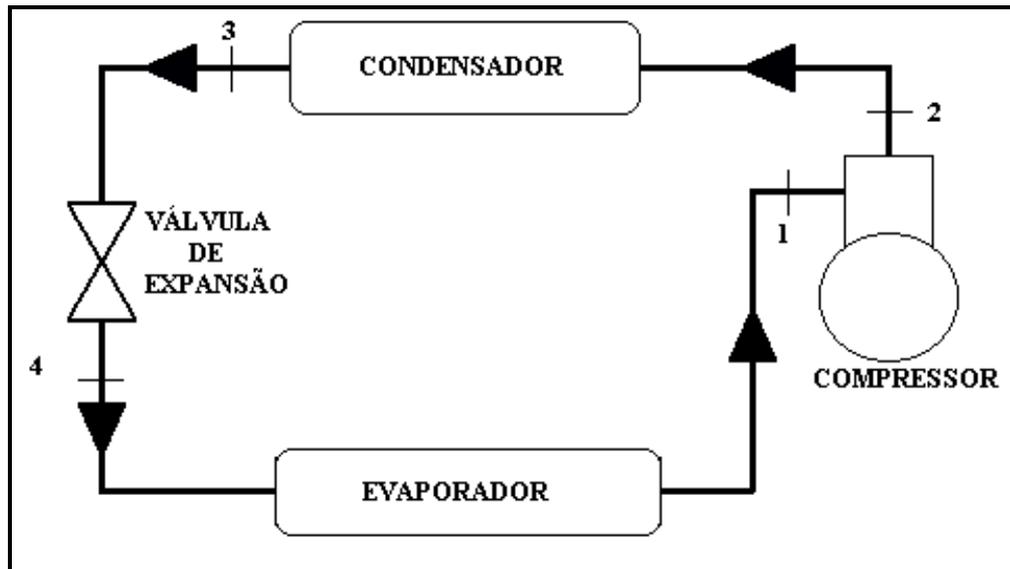


Figura 4.1 - Esquema do ciclo padrão de compressão de vapor

Fonte: STOECKER (1985)

O ciclo pode ser descrito a partir do momento em que o fluido refrigerante sofre uma compressão adiabática reversível do estado de vapor saturado seco até a pressão de condensação (processo 1 - 2), seguido de uma rejeição de calor a pressão constante (processo 2 - 3). Nesta etapa ocorre um dessuperaquecimento do vapor refrigerante seguido de condensação a temperatura constante. O processo 3 - 4 que ocorre na válvula de expansão, que corresponde a uma redução de pressão irreversível a entalpia constante, com o fluido passando de líquido saturado a uma mistura líquido-vapor. Finalmente o processo 4 - 1, que ocorre no evaporador, corresponde a um ganho de calor à pressão e temperatura constantes até o estado de vapor saturado seco.

Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor são os mais utilizados devido à facilidade de instalação, sua compactidade e seu elevado coeficiente de performance (C.O.P.), isto é, baixo consumo específico de energia.

Por possuir muitas peças móveis (mancais, rotores), estes sistemas necessitam de manutenção especializada o que encarece os custos de manutenção. Além disso seu acionamento é feito exclusivamente através de trabalho mecânico (utiliza-se usualmente motores elétricos para esse fim), o que restringe o seu uso em cogeração.

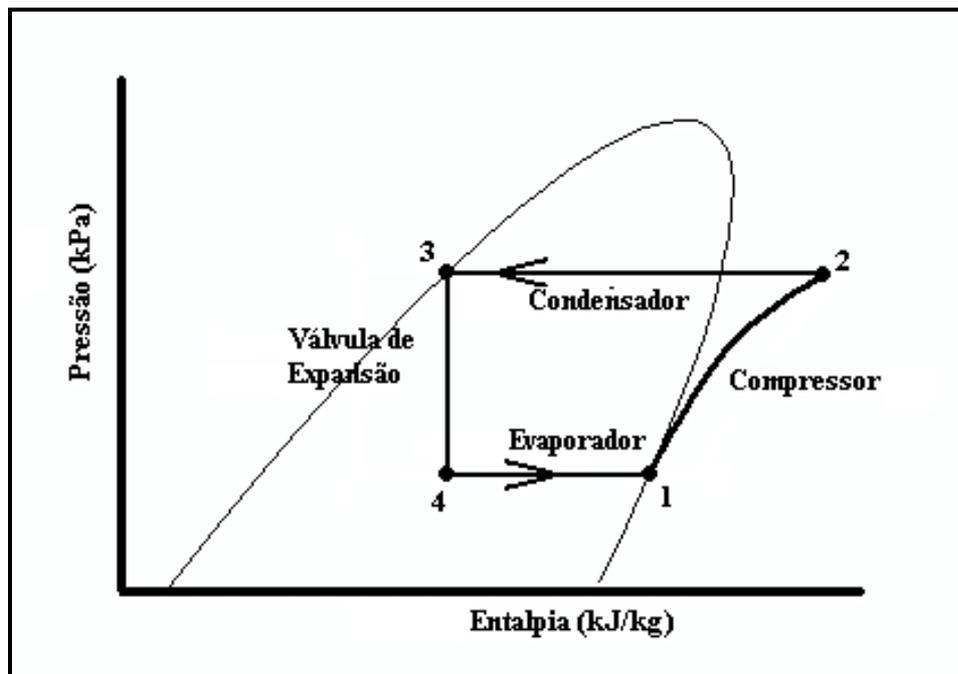


Figura 4.2 - Diagrama pressão-entálpia do ciclo de compressão de vapor
 Fonte: STOECKER (1985)

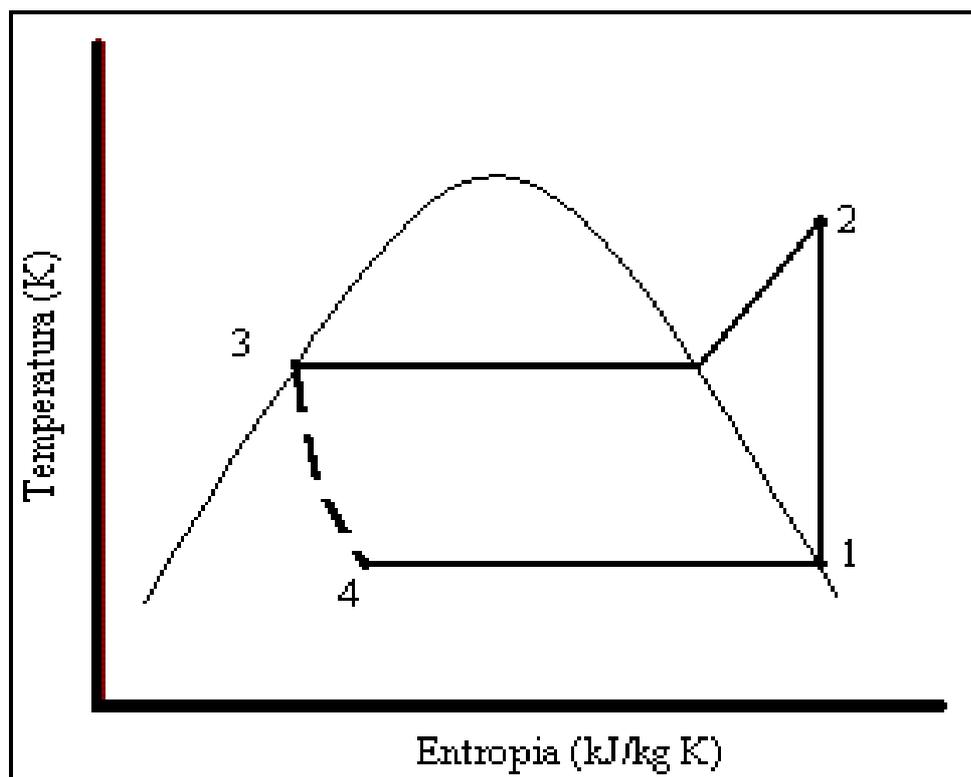


Figura 4.3 - Diagrama temperatura-entropia do ciclo de compressão de vapor
 Fonte: STOECKER (1985)

4.2 - Refrigeração por meio de vapor d'água

A refrigeração por meio de vapor d'água é utilizada quando é desejado resfriamento em temperaturas acima de 0°C e existe disponibilidade de calor (por exemplo, vapor de baixa pressão). O limite da temperatura de trabalho está relacionado ao ponto de solidificação da água da caixa barométrica do evaporador, que trabalha usualmente sob pressão atmosférica.

O sistema é robusto e composto basicamente de uma coluna de evaporação (evaporador), sistema de ejetores e uma coluna de condensação (condensador) além de uma unidade geradora de vácuo e bombas de circulação de água para evaporador, condensador e equipamentos de ar condicionado. Na figura 4.4 é ilustrado o esquema de uma instalação que possui seis ejetores em paralelo (3) acoplados no evaporador (1) e ao condensador primário (2), caixa barométrica (6), dois sistemas de ejetores de vácuo/condensador em série (4), bomba de circulação de água do evaporador (7), bomba de circulação de água do sistema de resfriamento (8), trocador de calor de resfriamento do ambiente a ser condicionado (5).

A partir do momento em que o vapor passa pelos ejetores ligados em paralelo (3), vácuo é produzido na coluna de evaporação (1). Com a vaporização de uma parcela da água de circulação do evaporador (1), ocorre o resfriamento da parcela restante, que é bombeada (8) para as serpentinas dos sistemas de ar condicionado. As temperaturas alcançadas no evaporador podem chegar a 2 °C e a diferença de temperaturas entre a entrada e saída do sistema é da ordem de 20 °C.

Uma parcela de água do evaporador é arrastada pelos ejetores de baixa pressão (4) e condensada no respectivo condensador. Dependendo no nível de vácuo desejado aumenta-se a quantidade de ejetores ligados em série. A água de condensação pode ser utilizada em um sistema fechado ou aberto.

Esse tipo de sistema possui como vantagens menor quantidade de partes móveis o que implica em baixo custo de manutenção, baixo custo inicial, tempo de vida longo, além de poder ser fabricado para altas capacidades (3.500 kW).

O grande espaço requerido para este tipo de instalação é uma desvantagem comparado com outros sistemas de mesma capacidade. Do ponto de vista termodinâmico, segundo COSTA (1982), o C.O.P. destes sistemas é menor que o dos sistemas de compressão mecânica para as mesmas condições de operação. Vale lembrar, entretanto, que o acionamento desses sistemas é de origem térmica (vapor de baixa pressão) e portanto a partir de energia de menor “qualidade” se comparada com a energia elétrica ou mecânica. Essa característica permite sua utilização em sistemas de cogeração.

inferiores a 0°C, os sistemas de água e amônia são normalmente utilizados.

Um sistema de absorção é composto de equipamentos com funções similares ao sistema de compressão, ou seja, condensador de refrigerante, válvula de expansão, evaporador e compressor, conforme ilustrado na figura 4.5. A diferença básica entre os sistemas de compressão de vapor e o de absorção está na substituição do compressor mecânico que usa energia mecânica para seu acionamento, por compressor térmico, que usa calor como energia motriz. Essa característica, de forma similar aos sistemas de ejeção de vapor, é interessante para aplicações em cogeração.

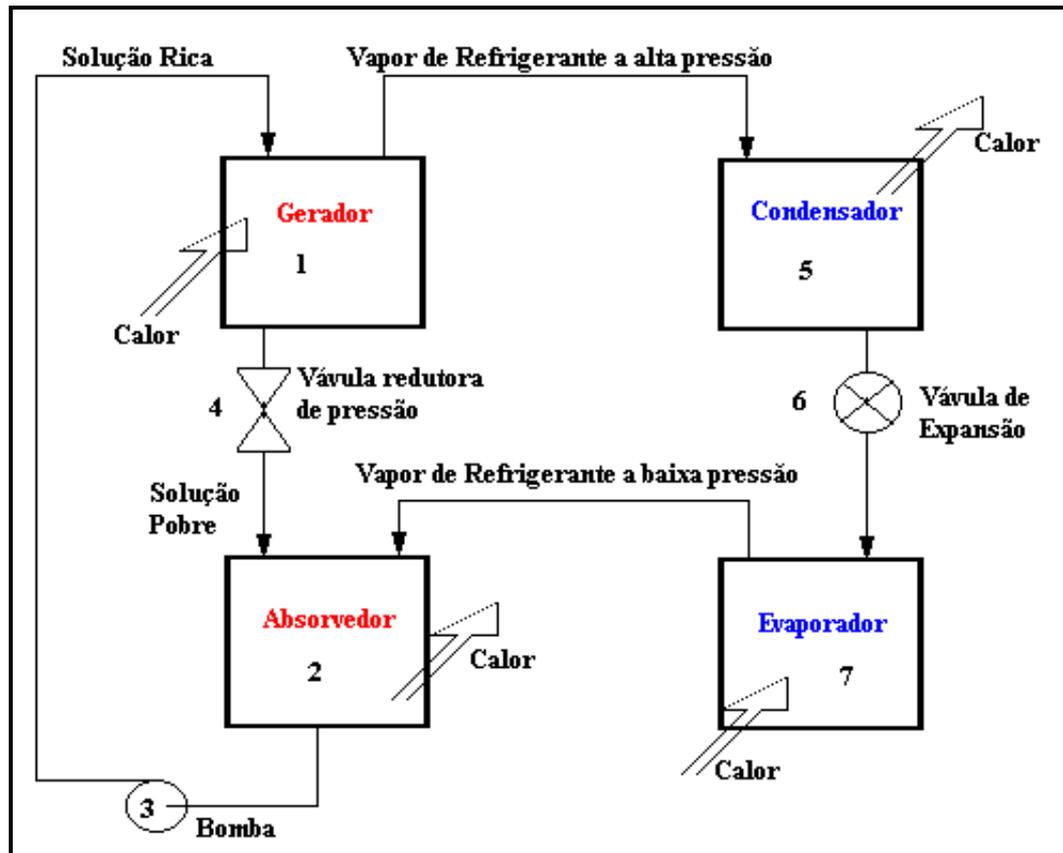


Figura 4.5 - Esquema de uma unidade básica de absorção

Fonte: STOECKER (1985)

O compressor térmico é composto de um gerador (1), absorvedor (2), bomba de solução (3) e válvula redutora de pressão (4). No gerador (1) a mistura refrigerante-absorvente se apresenta com elevada concentração de refrigerante (denominada solução rica) e a alta pressão. A separação de parte do refrigerante da solução ocorre pela recepção de calor. Esta solução, com menor concentração de refrigerante (denominada solução pobre), passa pela válvula redutora de pressão (4) atingindo o absorvedor a baixa pressão. No absorvedor (2) a solução pobre entra em contato com o vapor do refrigerante que vem do evaporador (7), e pela rejeição, de calor absorve esse vapor formando novamente a solução rica. Esta solução é bombeada novamente ao gerador (1) através da bomba de solução (3), que tem a função de fornecer energia na forma de pressão para a solução rica que sai do absorvedor (lado de baixa pressão) e retorna ao gerador (lado de alta pressão). O vapor de refrigerante que sai do gerador (1) segue um percurso similar ao descrito no sistema de compressão: condensador (5), válvula de expansão (6) e evaporador (7).

No sistema de absorção de água e amônia é usualmente instalada uma coluna retificadora na parte superior do gerador (1), para aumentar a pureza do fluido refrigerante que vai para o condensador.

Os sistemas de absorção possuem como vantagens: a possibilidade de recuperação de calor, simplicidade e pouca manutenção devido ao fato de apresentar menor quantidade de partes móveis se comparada aos sistemas de compressão. O consumo de energia elétrica para o seu acionamento é da ordem de 10% do consumo de uma máquina de compressão para mesma carga térmica. O C.O.P. apresentado por sistemas de absorção é menor que de sistemas de compressão, mas apresenta a vantagem de possuir uma variação do COP muito baixa em relação à variação da carga de refrigeração.

Geralmente as máquinas de absorção são grandes se comparadas às máquinas de compressão com a mesma carga térmica, necessitam de mais fluido refrigerante e de sistemas de rejeição de calor maiores.

Os sistemas de absorção se tornam viáveis economicamente nos casos onde há disponibilidade de uma fonte térmica residual de baixo custo.

4.4 - Amônia como fluido refrigerante

Dentre os fluidos refrigerantes usados comercialmente predomina em instalações de média e alta capacidade a amônia (R717), e a sua atratividade aumentou em decorrência de suas boas características térmicas, seu baixo custo comparado a outros fluidos refrigerantes (US\$ 1,05/kg de amônia contra US\$ 9,22/kg do fluido refrigerante CFC-22 (Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento, 1994) e o seu ótimo comportamento ambiental, particularmente medido quanto a sua influência na camada de ozônio conhecido pela sigla ODP (Ozone Destruction Potencial) e a potencialidade de produção do efeito estufa conhecido pela sigla GWE (Global Warming Effect) (PRATTS, 1997). Apesar dessas vantagens, a amônia é extremamente tóxica (concentrações superiores a 7.000 ppm de amônia no ar podem causar paralisia e asfixia) por isso as instalações devem ser providas de sistemas de detecção e segurança além de pessoal treinado a trabalhar com esse tipo de fluido.

Os sistemas a amônia são responsáveis pela refrigeração de grande parte das indústrias alimentícias, laticínios, indústrias de bebidas, frigoríficos e abatedouros de gado e aves. Os maiores pólos de consumo da amônia, concentram-se nas periferias das grandes cidades (São Paulo, Recife, Salvador, Rio de Janeiro e Florianópolis, entre outras).

A amônia pode ser usada na refrigeração tanto em sistemas de compressão mecânica de vapor como em sistemas de absorção (por exemplo, utilizando mistura água e amônia).

5. AS CONFIGURAÇÕES PROPOSTAS

As propostas avaliadas neste trabalho partiram da escolha e caracterização do setor a ser estudado. O setor industrial tem grande representatividade no consumo energético nacional, utilizando-se de uma grande variedade de energéticos, dos quais destacam-se a energia elétrica e o óleo combustível. Esses dois energéticos foram responsáveis durante o período de 1986 à 1996 em média por respectivamente 48,2 % e 9,9 % do consumo final do setor (MINISTÉRIO DAS MINAS E ENERGIA, 1997).

Para a viabilidade de sistemas de cogeração existe a necessidade de uma relação entre o consumo de energia elétrica e térmica. A utilização do óleo combustível no setor industrial está diretamente ligada à geração de vapor de processo, caracterizando assim uma demanda de energia térmica. Diante deste fato, a partir dos dados dos consumos de energia elétrica e óleo combustível, procurou-se sub-setores que apresentassem uma relação de consumo favorável à implementação de sistemas de cogeração.

A partir dessa análise, destacaram-se durante o período de 1986 à 1996 os sub-setores químico e de alimentos e bebidas. Do total de energia consumida por estes sub-setores o consumo de energia elétrica representou respectivamente 56% e 27,2 %, os consumos de óleo combustível representaram 22% e 6,7 % respectivamente.

Vale ressaltar que esses valores foram obtidos a partir da metodologia de cálculo de equivalência energética adotada pelo Balanço Energético Nacional, que para o caso da eletricidade considera a quantidade de óleo combustível necessária para a produção de um kWh elétrico em uma planta térmica e não a equivalência física real da energia¹.

Se considerarmos a equivalência de energia física real para determinação dos consumos tanto para a eletricidade como para o óleo combustível, ao converter os valores apresentados no BEN para esta nova base, verifica-se que o consumo de energia elétrica dos sub-setores químico e alimentos e bebidas representa respectivamente 25,9% e 9,3 % do consumo total de energia desses sub-setores e consumos de óleo combustível representando 37% e 8,3 % respectivamente.

As análises a partir de valores agregados em sub-setores (MINISTÉRIO DAS MINAS E ENERGIA, 1997), não permitem um maior detalhamento de uma planta dentro dos sub-setores. Optou-se então pelo levantamento de dados específicos em empresas desses sub-setores, na região de Campinas. Esta região foi escolhida pela sua vocação industrial e também por ter sido beneficiada com o projeto do gasoduto Brasil-Bolívia que deve alavancar a implantação de sistemas de cogeração na região.

Alguns autores (RICE, 1987), caracterizam seis etapas a serem consideradas para a avaliação de uma proposta de instalação de um sistema de cogeração: custos de operação do ciclo, relação entre demanda de potência e demanda de vapor, custo de capital, custos de operação, custos de manutenção, e requerimentos governamentais.

Por sua vez outros autores (DORGAN, 1995), apresentam alguns critérios que podem ser usados como indicadores iniciais para determinação da viabilidade de um sistema de cogeração, cabendo sempre uma análise individual de cada sistema. São eles:

- Baixo custo do combustível, por exemplo menor que 3,00 R\$/Mbtu (2,84 R\$/GJ)

¹ A equivalência térmica adotada no Balanço Energético Nacional (BEN) é de 0,29 tep/MWh. Esse coeficiente tem como base a quantidade de óleo combustível necessário para a produzir a mesma quantidade de energia elétrica de origem hídrica em uma central térmica convencional. Sendo um consumo específico médio de 300 g de óleo combustível por kWh (equivale a um rendimento de 29,8%), que equivale aproximadamente 290 g de petróleo.

- Custo da eletricidade maior que 0,05 R\$/kWh
- Regime de trabalho anual maior que 6.000 horas;
- Fator de carga maior que 70% e demanda elétrica superior a 1.000 kW;
- Necessidade de vapor maior que 2900 kW e fator de carga maior que 70%;
- Baixa pressão de vapor para processo, menor que 440 kPa;
- Pressão de caldeira maior que 1,48 MPa, quando utilizado para ciclo combinado.

No levantamento realizado, houve possibilidade de se constatar que as indústrias do setor de bebidas e refrigerantes, em particular a cervejeira, possui potencial para a cogeração devido à necessidade de energia elétrica e vapor combinadas, além da necessidade de refrigeração para o processo. Esse tipo de empresa possui nas duas plantas cervejeiras de fabricantes diferentes, puderam ser determinados os seguintes consumos específicos médios para a produção de cerveja:

- Óleo combustível: 0,0197 kg/litro de cerveja
- Vapor: 0,2857 kg/litro de cerveja (668 kJ/litro de cerveja)
- Carga térmica de Refrigeração: 356 kJ/litro de cerveja
- Energia elétrica: 0,1483 kWh/litro de cerveja.

O regime de trabalho de mais de 6.000 horas anuais, seu custo médio de energia elétrica é de aproximadamente 0,052 R\$/kWh, um fator de carga elétrico médio no período de Ponta² de 0,882 e no período Fora de Ponta de 0,651 (esse tipo de variação é característico de processos descontínuos), demanda elétrica média superior a 7 MW, demanda térmica superior a 3 MW e apresentando um fator de carga térmico médio de 70% (consumo de vapor baseado em dados mensais).

A partir desses números indicadores e da produção de cerveja durante o período de 1985 a 1995 (SINDICATO NACIONAL DA INDÚSTRIA DA CERVEJA, 1997), foi possível realizar uma previsão do consumo de energia elétrica utilizada na fabricação de cerveja e assim determinar sua representatividade a nível nacional, dentro do setor industrial e dentro do sub-setor de alimentos e bebidas, que é apresentado na tabela 5.1.

Conforme expectativas do Sindicato Cervejeiro, o aumento no consumo, e portanto da produção de cerveja para os próximos anos deverá ser da ordem de 6,5 a 7% ao ano, conseqüentemente isso implicará no aumento da demanda de energia elétrica desse ramo de atividade. Pelos dados apresentados na tabela 5.1, o consumo de energia elétrica do setor cervejeiro representou de 1985 a 1995, cerca de 0,33% do total do consumo nacional, 0,68% do consumo do setor industrial e 7,31% do consumo do sub-setor de alimentos/bebidas. A partir da estimativa apresentada nessa tabela, percebe-se que, ao longo dos anos vem crescendo a participação do setor cervejeiro no consumo de energia.

² Período de Ponta: Período de 3 horas consecutivas compreendidas entre 17:00 e 22:00, diariamente, exceto sábados e domingos, definidas pela concessionária, no qual a energia elétrica é mais cara.

Tabela 5.1 - Estimativa de consumo de energia elétrica na fabricação de cerveja

ANO	Produção de cerveja * (milhões de litros por ano)	Consumo de energia elétrica (MWh/ano)	Participação do setor cervejeiro no consumo Nacional (%)	Participação do setor cervejeiro no consumo Industrial (%)	Participação do setor cervejeiro no consumo do setor de bebidas e alimentos (%)
1985	3.020	446.960	0,23	0,46	4,61
1986	4.380	648.240	0,33	0,62	6,64
1987	4.750	703.000	0,35	0,67	7,65
1988	4.800	710.400	0,33	0,64	7,34
1989	5.280	781.440	0,35	0,68	8,19
1990	5.480	811.040	0,36	0,72	7,85
1991	5.800	858.400	0,37	0,75	8,01
1992	4.770	705.960	0,29	0,61	6,39
1993	5.090	753.320	0,30	0,62	6,44
1994	6.500	962.000	0,37	0,76	8,01
1995	8.000	1.184.000	0,43	0,93	9,31

*Fonte: Comunicação pessoal do (SINDICATO NACIONAL DA INDUSTRIA DA CERVEJA, 1997)

Pelo indicativos apresentados, optou-se por fazer um estudo de caso tendo como referência uma empresa do setor cervejeiro. Para melhor compreensão das demandas térmicas e elétricas para a produção de cerveja, é apresentado a seguir uma descrição sucinta das principais atividades envolvidas na fabricação de cerveja.

5.1 Processo de fabricação de cerveja

A cerveja é definida como: *“bebida resultante da fermentação, mediante leveduras selecionadas, do mosto procedente do malte de cevada, sozinho ou misturado com outros produtos amiláceos transformáveis em açúcares por digestão enzimática, e cozimento e aromatizado com flores de lúpulo³, seus extratos e concentrados. Malte são grãos de cevada submetidos à germinação e posterior dissecação e tostagem. O mosto de malte é líquido obtido por meio de tratamento de malte com água potável para extrair os seus princípios solúveis”* (MADRID, 1996).

O processo clássico da produção de cerveja é dividido nas seguintes etapas: transformação da cevada em malte, produção do mosto, fermentação e maturação, alveamento, pasteurização e enchimento, na figura 5.1 é apresentado o fluxograma simplificado do processo de produção de cerveja.

³ Lúpulo: planta trepadeira, que atribui a cerveja o sabor amargo, formação de espuma e coopera com a manutenção e conservação da cerveja.

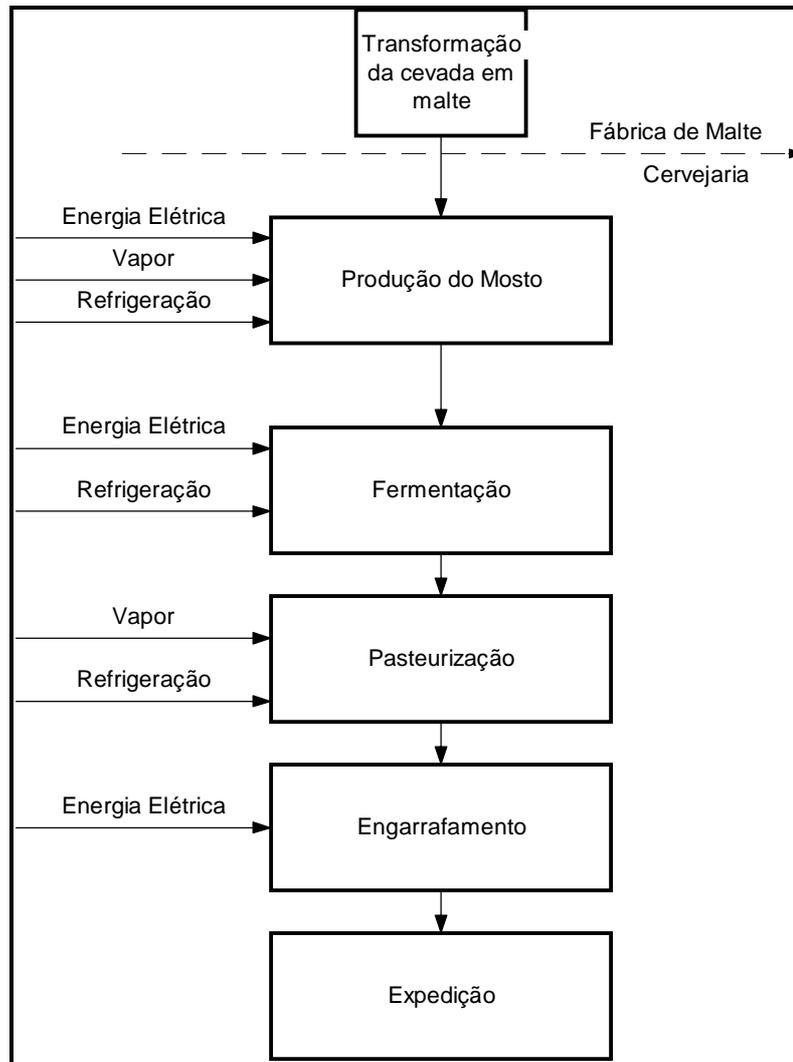


Figura 5.1 - Esquema simplificado do processo de produção de cerveja

Na produção do malte, a cevada estocada nos silo de armazenagem é transportada para sistemas de limpeza e classificação onde as impurezas são separadas. Esta, é então submersa em grandes depósitos de água durante o período de quarenta à sessenta horas. Os grãos de cevada são direcionados para os cilindros de germinação e em seguida para as torres de secagem e maltagem, onde o ar aquecido tem a função de deter a progressão da germinação reduzindo o conteúdo de umidade de 42 a 45% para 3 a 5%. Este processo é realizado nas fábricas de malte que são separadas das cervejarias.

Nas cervejarias o malte é triturado e misturado com água, e a pasta formada é aquecida iniciando assim a maceração. Durante esse processo ocorre o desdobramento do amido e das proteínas. Posteriormente a massa é direcionada a filtros que separam o mosto do bagaço. O mosto filtrado é direcionado a um reservatório com aquecimento (chamado de caldeira) onde, após misturado ao lúpulo, é aquecido até a temperatura de 100 °C durante um período de uma à duas horas. O objetivo desta etapa é promover a esterelização do mosto, na extração das substâncias amargas provenientes do lúpulo, evaporação de parte da água e a coagulação das proteínas não estáveis.

Após esta etapa o mosto lupulado ou cerveja crua, passa por uma peneira com a função de retirar o lúpulo gasto. Posteriormente, esta mistura é enviada a grandes tanques

denominados Whirlpool, onde entra tangencialmente eliminando a turvação do mosto. Por último, o mosto passa por duas baterias de trocadores de calor em série, sendo a primeira resfriada com água a temperatura ambiente em contracorrente e a segunda resfriada com água gelada à temperatura de 1 a 2 °C.

O mosto resfriado é então enviado a um reservatório onde tem início a fermentação primária com a formação de álcool e CO₂. Posteriormente a cerveja verde passa por uma centrífuga para eliminar grande parte da levedura. Após resfriada, é enviada para os tanques de armazenagem ou maturação (fermentação secundária) saturados com anidrido carbônico, onde a cerveja adquire sabor e aroma típico. O período de maturação da cerveja pode variar de um a seis meses em função do tipo de cerveja a ser produzida, e a sua temperatura deve ser mantida entre 0 e -2 °C através de sistemas fechados de resfriamento com solução de água e etilenoglicol.

A cerveja amadurecida passa por uma centrífuga onde são eliminadas 99% das leveduras, depois por filtros diatomáceos onde ocorre o abrlhantamento final. Posteriormente, a cerveja é conduzida à um pasteurizador onde fica mantida a temperatura de 72 °C durante trinta segundos e é depois resfriada a 0°C a partir de um sistema fechado com água gliconada ou salmoura. A finalidade desta etapa é eliminar qualquer microorganismo patogênico. Existem instalações onde a pasteurização da cerveja é feita em túneis após o engarrafamento evitando-se a sua reinfecção. Finalmente as garrafa ou latas lavadas, são preenchidas, tampadas, rotuladas e condicionadas para posterior distribuição.

Identifica-se neste processamento a necessidade de suprimento de energia elétrica confiável para acionamento dos batedores, bombas de solução, esteiras transportadoras de garrafas e mesmo os compressores de refrigeração (responsáveis por cerca de 15% do consumo de energia elétrica do processo). O vapor é utilizado nos processo de cozimento, pasteurização, entre outros.

5.2- Levantamento de consumos da empresa

A industria tomada como referência para este trabalho foi a Antartica de Jaguariúna que produz cerveja e refrigerante. Pertencente ao grupo que possui o segundo lugar em vendas no setor cervejeiro do Brasil (SINDICATO NACIONAL DA INDUSTRIA DA CERVEJA, 1997), a referida industria está localizada na região a ser beneficiada pelo projeto do gás natural. Os dados levantados de produção de cerveja, consumo e demanda de energia elétrica, consumo de combustível e regime de trabalho das máquinas refrigeração, referentes ao ano de 1996 são apresentados na tabela 5.2.

Tabela 5.2 Levantamento de consumo de energia e produção de cerveja da Indústria Antártica de Jaguariúna (1996)

Meses	Produção litros de cerveja por mês	Consumo de Combustível (kg/mês)	Refrigeração Número de horas/mês	Energia Elétrica			
				Consumo		Demanda	
				(Ponta)		(Fora de Ponta)	
				(kWh/mês)	kW	(kWh/mês)	kW
Janeiro	28.592.100	838.320	2.052	427.794	7.433	3.895.983	7.907
Fevereiro	30.167.100	796.080	1.764	380.574	6.808	3.443.070	7.187
Março	17.017.300	586.520	1.417	327.882	7.073	3.046.362	7.414
Abril	18.106.200	698.120	1.376	310.984	6.451	2.710.700	7.308
Mai	14.946.200	545.990	976	270.139	5.524	2.361.798	7.140
Junho	12.878.800	602.050	1.207	301.509	5.913	2.379.711	7.123
Julho	21.913.400	764.350	912	359.280	6.484	2.922.000	7.039
Agosto	23.898.200	720.080	1.306	373.896	6.398	2.815.314	7.509
Setembro	30.350.400	929.120	1.716	405.291	7.913	3.448.796	8.081
Outubro	36.571.500	1.089.320	2.056	446.380	7.829	3.777.307	8.282
Novembro	40.567.300	1.083.120	2.265	455.511	7.812	4.017.409	8.450
Dezembro	39.009.800	1.035.540	2.014	424.023	7.762	4.128.856	8.198
Média	26.168.192	807.384	1.588	373.605	6.950	3.245.609	7.637

Os dados de consumo de energia elétrica e de horas de operação do sistema de refrigeração são referentes à produção de cerveja. O combustível é utilizado nas caldeiras para a produção de vapor é consumido tanto no processo de fabricação da cerveja quanto de refrigerante.

A partir de informações do setor de utilidades da empresa constatou-se que a produção de cerveja consome em média 60,5% do vapor gerado cabendo ao setor de refrigerantes os outros 39,5%. As caldeiras produzem em média 14,5 quilos de vapor por quilo de combustível (óleo 1A) consumido.

A carga térmica de refrigeração foi determinada a partir do número de horas de operação da máquinas de refrigeração, e do coeficiente de performance (C.O.P.) médio das referidas máquinas. A tabela 5.2.a, apresenta o consumo de combustível, de vapor, refrigeração e energia elétrica referente à produção de cerveja.

Tabela 5.2.a Levantamento de consumo de vapor, refrigeração e energia elétrica da Indústria Antártica de Jaguariúna (1996)

Meses	Produção litros de cerveja por mês	Consumo de combust. prod. Cerveja (kg/mês)	Consumo de Vapor (kg/mês)	Carga Térmica de Refrigeração (kWh/mês)	Energia Elétrica			
					Consumo		Demanda	
					(Ponta)		(Fora de Ponta)	
					(kWh/mês)	kW	(kWh/mês)	kW
Janeiro	28.592.100	507.395	7.357.228	3.752.154	427.794	7.433	3.895.983	7.907
Fevereiro	30.167.100	481.829	6.986.523	3.225.536	380.574	6.808	3.443.070	7.187
Março	17.017.300	354.993	5.147.392	2.591.034	327.882	7.073	3.046.362	7.414
Abril	18.106.200	422.539	6.126.811	2.516.064	310.984	6.451	2.710.700	7.308
Mai	14.946.200	330.462	4.791.694	1.784.650	270.139	5.524	2.361.798	7.140
Junho	12.878.800	364.392	5.283.685	2.207.042	301.509	5.913	2.379.711	7.123
Julho	21.913.400	462.625	6.708.056	1.667.624	359.280	6.484	2.922.000	7.039
Agosto	23.898.200	435.830	6.319.535	2.388.067	373.896	6.398	2.815.314	7.509
Setembro	30.350.400	562.352	8.154.103	3.137.766	405.291	7.913	3.448.796	8.081
Outubro	36.571.500	659.313	9.560.043	3.759.468	446.380	7.829	3.777.307	8.282
Novembro	40.567.300	655.561	9.505.631	4.141.632	455.511	7.812	4.017.409	8.450
Dezembro	39.009.800	626.763	9.088.062	3.682.669	424.023	7.762	4.128.856	8.198
Média	26.168.192	488.671	7.085.730	2.904.475	373.605	6.950	3.245.609	7.637

Ao se analisar o perfil de consumo de energia do setor de cerveja, percebe-se que o consumo de energia elétrica (representado pela demanda média de energia elétrica), de vapor, óleo combustível e refrigeração acompanham o perfil de produção de cerveja como pode ser visto nas figuras 5.2, 5.3, 5.4, 5.5 e 5.6. Deve ser destacado na figura 5.3 que, apesar do consumo de energia elétrica (representado pela demanda média de energia elétrica) acompanhar a produção de cerveja, a demanda de energia elétrica nos horários de ponta e fora de ponta se mantém praticamente constante ao longo do ano, o que é característico de processos descontínuos.

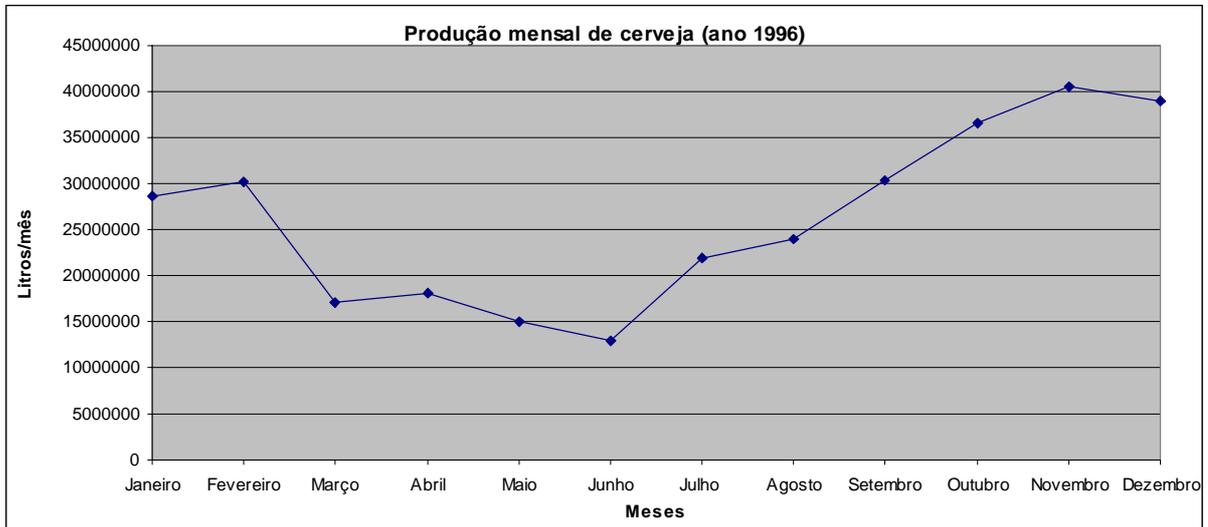


Figura 5.2 – Produção mensal de cerveja da empresa Antárctica no ano de 1996

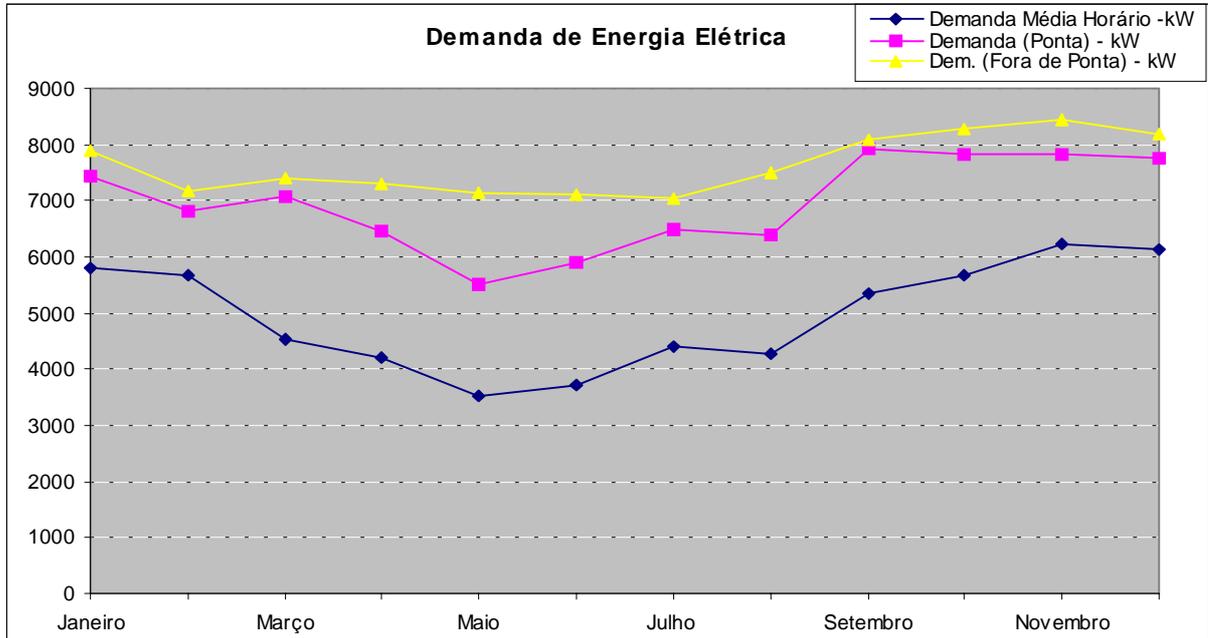


Figura 5.3 - Demanda de energia elétrica na ponta, fora de ponta e média

Vale destacar que a demanda média apresentada na figura 5.2, foi obtida a partir da divisão do consumo de energia mensal pelo número horas do mês correspondente.

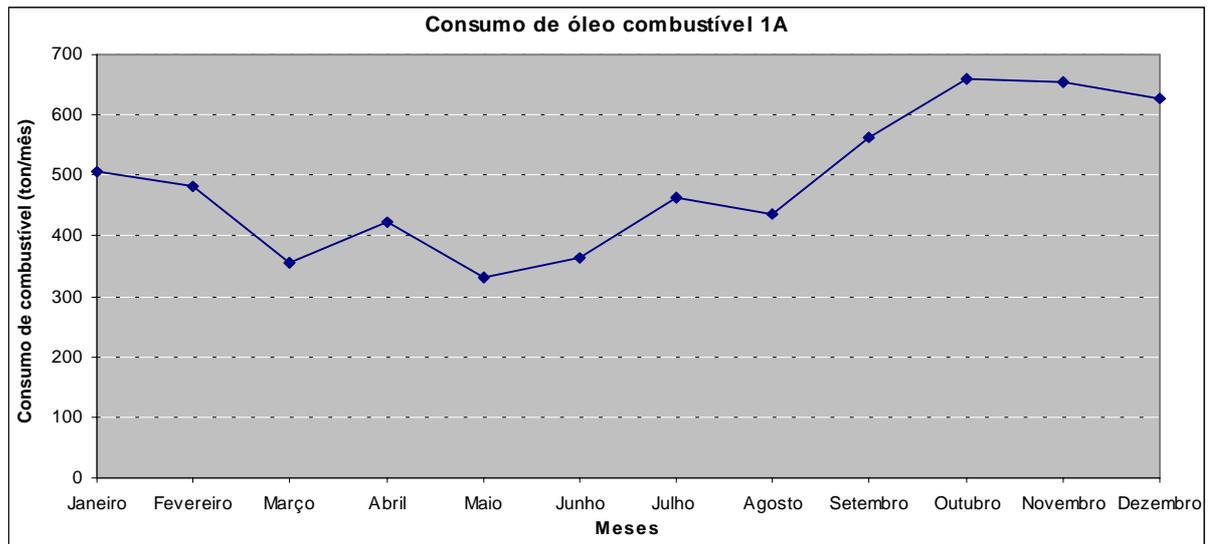


Figura 5.4 – Consumo de combustível mensal da cervejaria

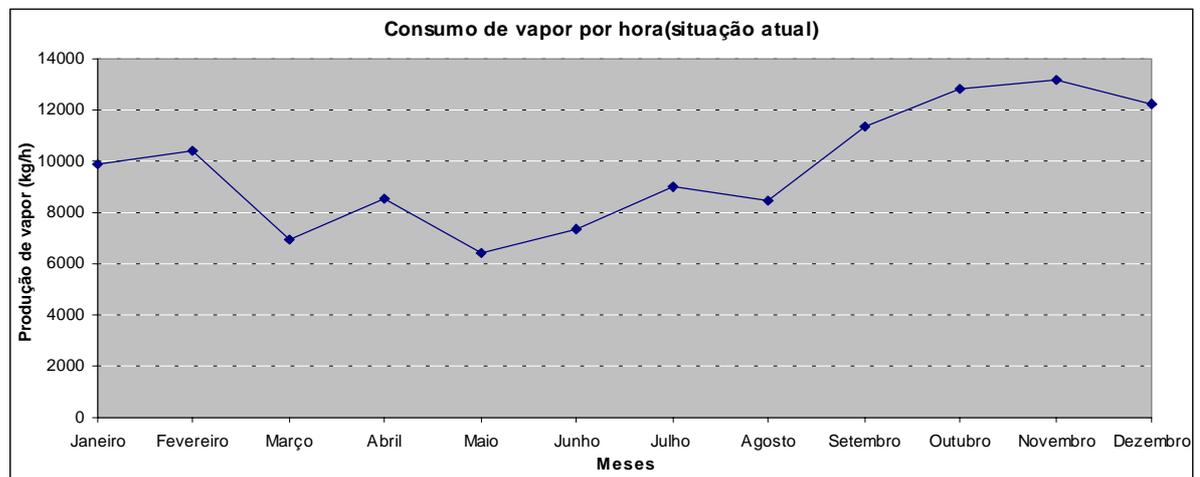


Figura 5.5 – Estimativa de consumo de vapor horário da cervejaria

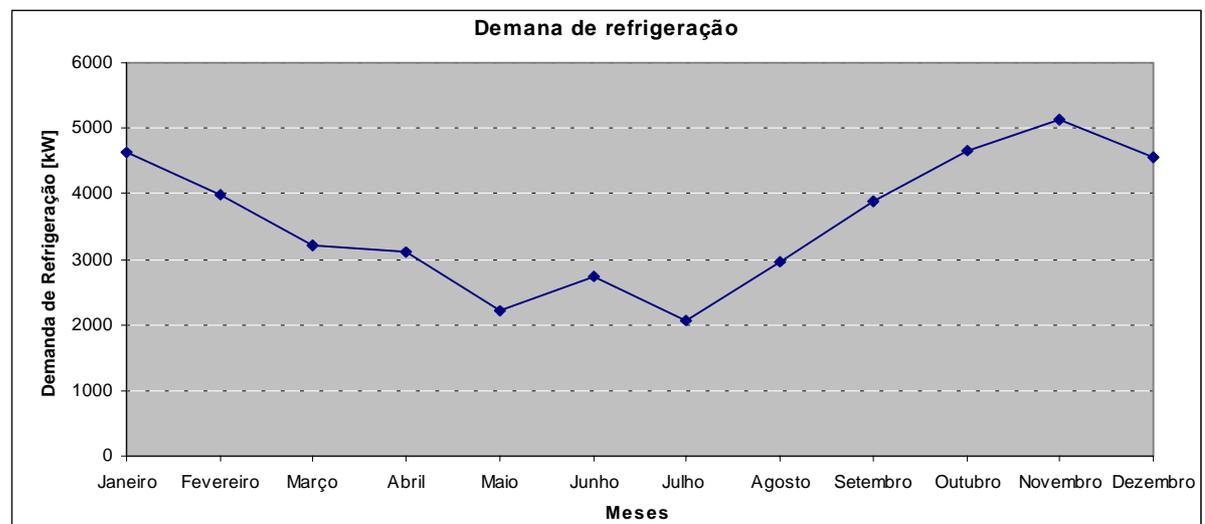


Figura 5.6 – Estimativa da demanda de refrigeração da cervejaria

São apresentados a seguir os dados característicos do setor de utilidades da planta, responsável pela geração de vapor, resfriamento da água gelada e da solução de água e etileno glicól (também chamada de solução alcoólica), e rebaixamento de tensão de energia elétrica. Estes dados são utilizados também para as propostas de sistemas de cogeração analisadas neste trabalho. A especificação dos equipamentos envolvidos na condição atual e nas propostas, deverão atender às necessidades de produção e demandas apresentadas na tabela 5.2.

Pelo fato da empresa não possuir um sistema de medição de consumo de energia elétrica, vapor e refrigeração em uma escala de tempo pequena (horas ou minutos), as simulações realizadas são baseadas nas demandas médias mensais. Todas as propostas serão analisadas do ponto de vista termodinâmico, econômico e ambiental, em comparação com a Configuração Atual empresa.

Todos os demais equipamentos que estiverem fora dos limites do setor de utilidades, por exemplo, bombas, torres de resfriamento, equipamentos de processo, são mantidos iguais para todas as configurações.

5.3 - Configuração Atual - Transformador de alta tensão, caldeira fogo tubular e sistema de refrigeração com compressão de amônia.

O setor de utilidades da Configuração Atual, dispõe de um sistema de rebaixamento de tensão de 69 kV (tensão de suprimento da concessionária) para a tensão de 13,8 kV, antes da distribuição para os transformadores que alimentam as máquinas de processo e do próprio setor de utilidades.

O sistema de refrigeração da empresa é composto basicamente pelos compressores, condensadores evaporativos e evaporadores, e usa amônia como fluido refrigerante. O sistema de refrigeração é dividido em dois níveis de temperatura de evaporação: um que trabalha à temperatura de -3 °C. Este sistema resfria água oriunda do tratamento de água da temperatura ambiente até a temperatura de 4,5 °C. Essa água passa por uma bateria de trocadores de placa onde ocorre o resfriamento do mosto oriundo dos tanques de cozimento. Após o trocador, essa água é aproveitada no próprio processo de fabricação da cerveja.

O outro nível de temperatura de evaporação opera em -10 °C, resfriando um sistema fechado de solução de etileno glicol da temperatura de -1 até -5 °C, utilizado para resfriamento do engarrafamento, filtros, maturação, etc. A energia para acionar os compressores de amônia provém dos transformadores de energia da tensão de 13,8 para 3,6 kV.

Para a produção de vapor são utilizadas caldeiras do tipo fogo-tubular que utilizam óleo 1A para produção de vapor no estado saturado na pressão de 0,9 MPa e temperatura de 179 °C, estas caldeiras trabalham com um retorno de condensado entre 95 a 110 °C e uma relação vapor produzido por kg de combustível de 14,5 (dados fornecidos pela empresa).

A fim de orientar a compreensão da Condição Atual de operação, a figura 5.7 apresenta os equipamentos que compõe basicamente o setor de utilidades a ser avaliado, definindo o volume de controle de estudo.

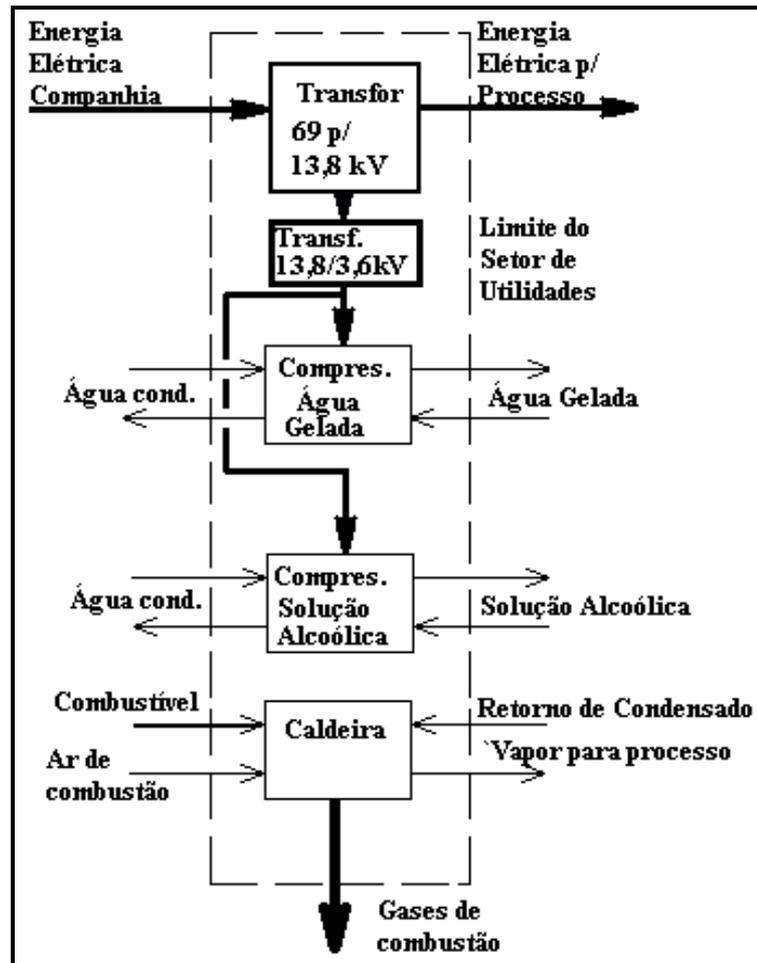


Figura 5.7 - Volume de controle representando o setor de utilidades da condição atual de operação.

5.3.1 - Descrição dos equipamentos envolvidos nesta proposta:

Transformadores de alta tensão (dois): reduzem a tensão de entrada da empresa de 69 kV para 13,8 kV, utilizada nos transformadores secundários da fábrica. Este equipamento foi dimensionado para atender a demanda de 4,5 MW(MVA) e frequência de 60 Hz.

Caldeiras para produção de Vapor (duas): Tipo Fogo tubular, para a produção 15 ton/hora de vapor saturado à pressão de trabalho 0,9 MPa e temperatura de 179 °C. Estas caldeiras queimam óleo combustível tipo 1A com poder calorífico inferior (PCI) de 40.867 kJ/kg, temperatura de retorno de condensado de 105 °C, razão de produção de 14,5 kg de vapor / kg de óleo combustível e temperatura de saída de gases da ordem de 50 °C acima da temperatura do vapor produzido.

Transformadores de baixa tensão (quatro): reduzem a tensão elétrica de 13,8 kV para 3,6 kV, que é a tensão de operação dos compressores de amônia empregados no resfriamento da água gelada e solução alcoólica. Este equipamento foi dimensionado para atender à demanda de 400 kW (400 kVA) na frequência de 60 Hz.

Sistemas de refrigeração por compressão para resfriamento de água gelada utilizando amônia como fluido refrigerante (dois): sistemas compostos de compressor e motor , evaporador e condensador evaporativo, para resfriamento de água tratada de 28 °C a 4,5 °C (capacidade térmica de 2.052 kW, demanda de energia de 403,5 kW, coeficiente de eficácia de (COP) de 5,1 na condição nominal de operação, vazão de água gelada de 16,77 kg/s (60,5m³/h)). A pressão de evaporação é 477,7 kPa e a de condensação 1,4 MPa o que corresponde a temperatura de condensação de 35 °C. Para resfriamento do condensador é utilizada água a 25 °C e saindo a 32 °C, o que corresponde a uma vazão de 380 m³/h.

Sistemas de refrigeração por compressão para resfriamento da solução de água e etilenoglicól utilizando amônia como fluido refrigerante (dois): sistemas compostos de compressor, evaporador e condensador evaporativo, para resfriamento de solução de etileno glicol (30% de etilenoglicol em água) -1 a -5 °C (capacidade térmica de 1412,6 kW, demanda de energia de 361,9 kW, coeficiente de eficácia de (COP) de 3,9 na condição nominal de operação, vazão de solução de etilenoglicól 385 m³/h). A pressão de evaporação é de 260 kPa e a de condensação 1,4 MPa, correspondendo à temperatura de condensação de 35 °C. Para resfriamento do condensador utiliza-se água entrando a 25 °C e saindo à 32 °C, o que corresponde a uma vazão de 160 m³/h.

Na tabela 5.3 são apresentados o custos dos equipamentos principais e na tabela 5.4 são apresentados os custo de manutenção e operação desses equipamentos. Maiores detalhes sobre a elaboração destas tabelas, ver anexo 1.

Tabela 5.3 - Custo dos equipamentos utilizados na condição atual de operação.

Descrição dos equipamentos	Quantidade	Custo unitário (R\$)	Custo total (R\$)
Transformador de alta tensão (*1)	2	150.000,00	300.000,00
Caldeira para a produção de vapor (*2)	2	254.000,00	508.000,00
Transformador de baixa tensão (*1)	4	35.000,00	140.000,00
Sistema de refrigeração de amônia (*3)	4	260.000,00	1.040.000,00
Total			1.988.000,00

(*1) - Valores obtidos a partir de contato telefônico com a empresa Dedine

(*2) - Valores obtidos a partir de contato telefônico com a empresa Ata.

(*3) - Valores obtidos a partir de contato telefônico com a empresa Sabroe.

Tabela 5.4 - Custo de manutenção e dos energéticos utilizados

Custo de manutenção e de energia	Custo Total (anual) (R\$)
Manutenção do painel de média tensão (*1)	12.000,00
Manutenção do painel de alta tensão (*1)	60.000,00
Manutenção do sistema de refrigeração de amônia (*2)	11.436,00
Água de resfriamento do sistema de refrigeração (*3)	140.191,00
Energia elétrica e óleo combustível consumidos (*3)	3.567.666,80
Total	3.791.293,80

(*1) - Valores obtidos a partir de contato telefônico com a empresa SL – Manutenção Elétrica.

(*2) - Valor obtido a partir de contato telefônico com a empresa Sabroe.

(*3) - Valores obtidos a partir das tabelas do anexo 3.

5.4 Configuração das Propostas dos sistemas de cogeração.

5.4.1 - Proposta 1 -Turbina a gás com caldeira de recuperação e sistema de refrigeração com compressão de amônia.

Para auxiliar na escolha do tipo de sistema de cogeração mais adequado ao perfil das propostas a serem apresentadas, NOGUEIRA (1996) apresenta o parâmetro adimensional β que relaciona o consumo de potência eletromecânica (E) com o consumo de energia térmica (S) requerida pelo o processo.

$$\beta = \frac{E}{S} \quad (5.1)$$

Para determinadas faixas de valores de β existem tecnologias de cogeração mais adequadas. Na tabela 5.5 são apresentadas algumas tecnologias utilizadas para cogeração e a faixa de valores de β para as quais são mais indicadas.

Tabela 5.5- Faixas usuais de valores de β para sistemas de cogeração

Tipo de ciclo	β
Turbina a vapor	0,10 a 0,45
Turbinas a gás	0,45 a 2,00
Ciclos combinados	0,70 a 2,50
Motores Diesel	1,00 a 2,50

Fonte: NOGUEIRA, 1996

Para projetar um sistema de cogeração deve-se conhecer o perfil de consumo de energia elétrica e a carga térmica da planta e analisar se, em cargas parciais, a tecnologia escolhida é capaz de operar com eficiência satisfatória. Outra observação apresentada (NOGUEIRA, 1996) é que a forma de operação de um sistema de cogeração sujeito a variações de carga que se apresenta em geral mais econômica, é aquela que privilegia o atendimento da demanda de calor. Neste caso a produção de energia elétrica, tanto pode ser complementada pela rede da concessionária (caso seja inferior às necessidades), quanto vendida à mesma (na hipótese de excedente). A energia elétrica é dessa forma considerada como um subproduto da geração de calor.

Levando-se em conta que o valor médio do parâmetro β desta empresa operando na condição atual é de 0,83, optou-se para as três propostas a utilização de ciclo de turbina a gás com caldeira de recuperação para cogeração.

A Proposta 1 consiste de duas turbinas a gás em paralelo com capacidade de atender à máxima demanda registrada de energia elétrica apresentada na tabela 5.2. Cada uma das turbinas possui uma caldeira de recuperação que é um equipamento de transferência de calor que aproveita a energia contida nos gases de escape da turbina a gás para a produção de vapor com as mesmas condições de pressão e temperatura necessários para o processo apresentada na Condição Atual (item 5.2). Para atender à demanda de refrigeração será adotado o mesmo sistema apresentado da Condição atual (5.2). A fim de orientar a compreensão da Proposta 1,

são apresentados na figura 5.8 o volume de controle a ser avaliado e seus equipamentos.

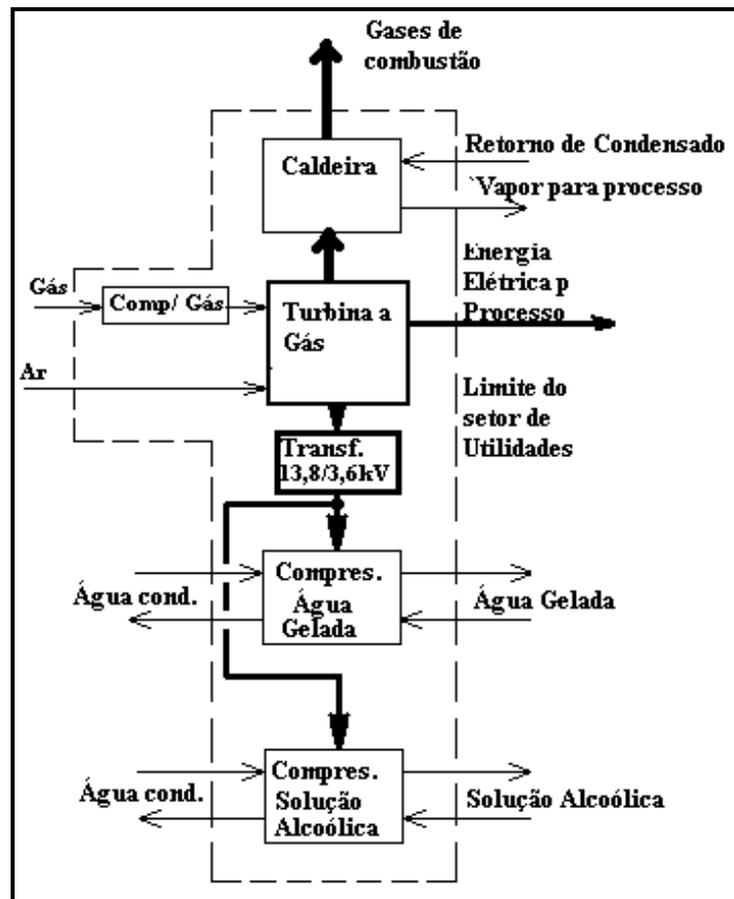


Figura 5.8 – Volume de controle representando o setor de utilidades da proposta 1

Este sistema possibilita a produção de energia elétrica para o processo e para o sistema de refrigeração sem dependência direta de suprimento de energia elétrica externa da indústria. Por motivos estratégicos a empresa se mantém conectada com a concessionária de energia elétrica para garantir que num eventual problema com uma de suas turbinas, possa suprir o déficit da demanda necessária. Para garantir esse direito, a empresa faz um contrato de demanda suplementar de reserva do sub-grupo A4 (2,3 a 25kV) horo-sazonal Azul. Nesta classe de tensão não há a necessidade de utilizar um transformador de 69 kV para 13,8 kV.

5.4.1.1 Descrição dos equipamentos envolvidos nesta proposta:

Turbina a gás: para as condições de trabalho necessárias da cervejaria optou-se pelas turbinas do tipo single-shaft (eixo único ligando compressor, turbina e caixa de redução) de fabricação da empresa GEC ALSTON (European Gas Turbine) tipo Typhoon – para capacidade 4.9 MW (condição ISO⁴). Cada turbina possui um gerador de energia elétrica na tensão de 13,8 kVA e uma caixa de redução entre a turbina e o gerador. A turbina trabalha na

⁴ Condição ISO: temperatura de 15°C e pressão atmosférica de 101,3kPa

rotação constante de 17.384 rpm, com razão de compressão de 1:14, Heat Rate⁵ na condição ISO de 11.160 BTU/kWh (11.774 kJ/kWh) resultando em um rendimento térmico de 30,6%. As turbinas possuem sistema de filtro na entrada que acarreta uma perda de carga de 1,0 kPa. O combustível usado é gás natural, a temperatura de entrada dos gases da turbina é de 1.100 °C e a de saída é de 516°C (condição ISO).

Como a pressão da câmara de combustão da turbina é de 1,43 MPA, e portanto superior à pressão da rede de alimentação de gás, é necessário que cada turbina tenha um compressor de gás natural. Para esta proposta o compressor especificado é do tipo parafuso, com razão de compressão de 1:14,1, vazão máxima de gás natural de 0,5 kg/s e potência consumida de 90 kW.

Caldeira de recuperação: A especificação da caldeira de recuperação foi realizada com o auxílio da empresa “Thermocal Engenharia” representante da Alborg. Os parâmetros adotados para a especificação da caldeira foram os de operação da turbina Typhoon trabalhando na condição ISO. A caldeira de recuperação é fornecida sem queimador suplementar de combustível (duct-burn), já que a energia térmica dos gases de escape da turbina são suficientes para a produção de todo o vapor de processo. A produção de vapor nominal é de 12.000 kg/h, na pressão de 0,9 MPa no estado saturado, com temperatura de entrada da água de alimentação de 105 °C, vazão de gases de 20 kg/s, temperatura de entrada dos gases na caldeira de 516 °C e de saída 168 °C.

A caldeira de recuperação é composta basicamente de um economizador e evaporador. O economizador é um trocador de calor do tipo gás-líquido por onde água entra na caldeira e começa a ser aquecida. Para evitar problemas de superaquecimento do economizador, a água na saída do mesmo, conforme GANAPATHY (1991), deve estar na faixa de 5,5 a 39 °C abaixo da temperatura de saturação. Essa margem de segurança recebe o nome de “approach”.

Outro parâmetro importante no dimensionamento dos equipamentos da caldeira de recuperação é o “pinch point” que é a menor diferença de temperatura possível entre uma corrente fria (água) e uma corrente quente (os gases de combustão) viável térmica e economicamente para dimensionamento do evaporador. Para este projeto, foi adotado “pinch point” para o evaporador de 30°C e “approach” de 10°C no economizador

Os demais equipamentos: transformadores de tensão de 13,8 kV para 3,6 kV, compressores de amônia para resfriamento de água e os de resfriamento da solução de alcoólica são iguais ao da Configuração Atual (item 5.2). Na tabela 5.6 são apresentados os custos dos equipamentos e na tabela 5.7 são apresentados os custo de manutenção e operação desses equipamentos além do custo do contrato de demanda suplementar de reserva que a empresa deve pagar⁶. O detalhamento da elaboração destas tabelas é apresentado no anexo 1.

Tabela 5.6 – Custos dos equipamentos da Proposta 1

⁵ Heat Rate: quantidade de energia térmica necessária em BTU ou kJ para a produção de 1kWh de trabalho.

⁶ Segundo a portaria nº 283, de 31 dezembro de 1985, poderão ser contratadas demandas suplementares de reserva, a serem utilizadas quando da paralisação ou redução temporária da geração própria no fornecimento da unidade consumidora autoprodutora de energia elétrica. A formalização do contrato estará a critério da concessionária, das condições de operação e disponibilidade do seu sistema elétrico. Sobre a parcela correspondente a demanda suplementar de reserva, a concessionária aplicará mensalmente a tarifa de emergência, mesmo que essa demanda não seja utilizada. Quando utilizada, a demanda suplementar de reserva, será aplicada sobre a correspondente energia consumida, através da tarifa de emergência de consumo. (AGÊNCIA DE APLICAÇÃO DE ENERGIA, 1997).

Descrição dos equipamentos	Quantidade	Custo unitário (R\$)	Custo total (R\$)
Turbina a gás Typhoon (*1)	2	1.915.395,30	3.830.790,60
Custos devido a importação e outros 60% do custo da turbina (* 1)	2	1.149.237,18	2.298.474,36
Compressor de gás natural (*2)	2	65.000,00	130.000,00
Caldeira de recuperação (*3)	2	955.000,00	1.910.000,00
Transformador de média tensão	4	35.000,00	140.000,00
Sistema de refrigeração de amônia	4	260.000,00	1.040.000,00
Total (R\$)			9.349.264,96

(*1) O custo de 390,74 US\$/kW e a taxa foram obtidos na GAS TURBINE (1996)

(*2) Custo obtido a partir de contato telefônico com a empresa Compressor Service.

(*3) Custo obtido com a empresa Thermocal Engenharia

Paridade: 1,0022 R\$/US\$ - relativo ao ano de 1996.

Tabela 5.7 – Custos de manutenção e operação da Proposta 1

Custos de manutenção e de energia	Custo Total (anual) (R\$)
Manutenção do painel de média tensão	24.000,00
Manutenção do sistema de refrigeração de amônia	11.436,60
Manutenção da turbina (*1)	226.292,92
Água de resfriamento do sistema de refrigeração	140.199,93
Gás natural consumido	2.133.879,68
Contrato de demanda suplementar de reserva	130.518,78
Total	2.666.327,91

(*1) Custo de manutenção obtido a partir de contato telefônico com a empresa GEC ALSTON, representante da European Gas Turbine no Brasil.

5.4.2 - Proposta 2 - Turbina a gás com caldeira de recuperação e sistema de refrigeração por absorção de amônia-água.

Esta proposta contempla a instalação de duas turbinas a gás em paralelo, com gerador, caixa de redução e compressor de gás natural similar ao da Proposta 1. Cada turbina tem uma caldeira de recuperação com um sistema de queimadores suplementares de pós queima (duct-burn) que usam gás natural como combustível. A queima suplementar é necessária devido ao aumento da demanda de vapor proveniente das máquinas de refrigeração por absorção de amônia-água. A fim de orientar a compreensão, na figura 5.9 são apresentados os equipamentos que compõe esta proposta.

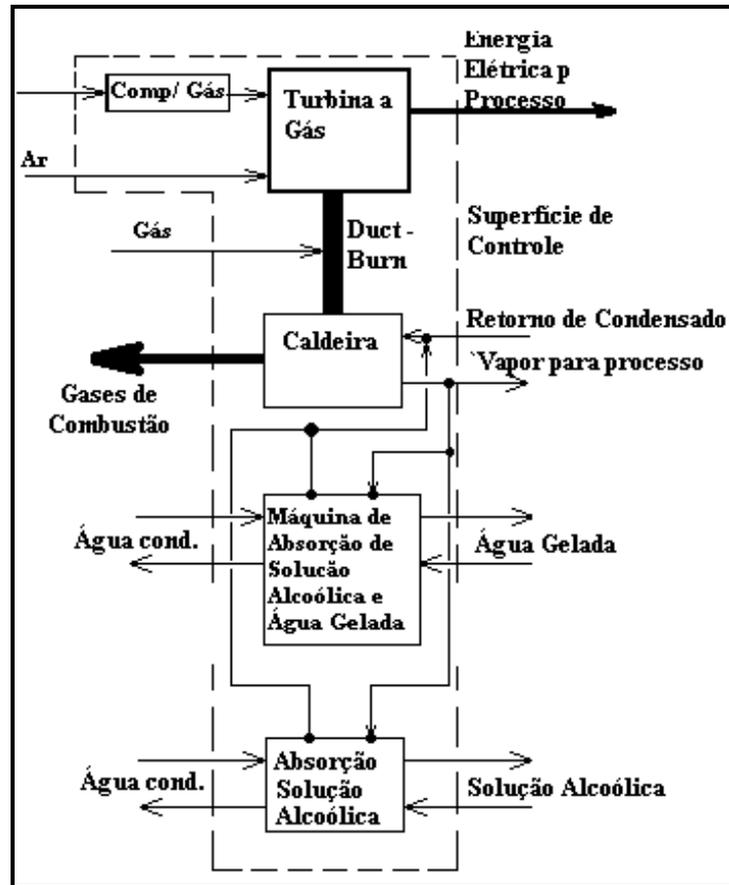


Figura 5.9 – Volume de controle representando o setor de utilidades da proposta 2.

Nesta proposta com a utilização de máquinas de refrigeração de absorção de amônia-água, existe uma redução em média de aproximadamente 15% da necessidade de energia elétrica se comparado com a condição atual e a proposta 1, conforme pode ser apresentado na figura 5.10. Apesar disso, foi adotada a mesma turbina da proposta 1.

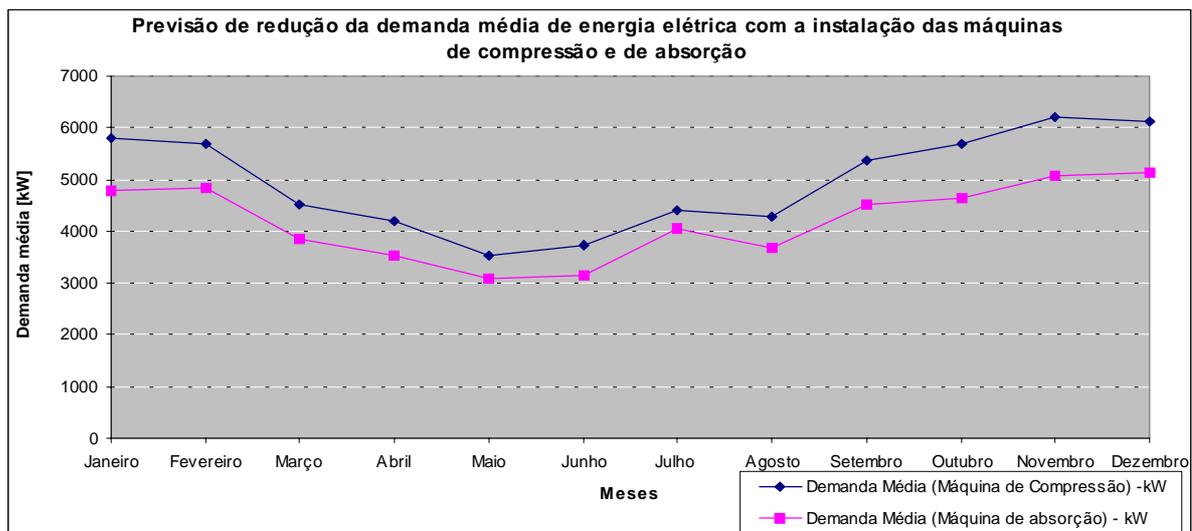


Figura 5.10 – Comparação do Perfil de demanda de energia elétrica entre sistema com compressor de amônia e máquina de absorção.

Caldeira de recuperação: A caldeira de recuperação usada nesta proposta é a mesma da

proposta 1 sendo adicionado um sistema de queimadores ou duct-Burn devido à necessidade do aumento de produção de vapor para atender às máquinas de absorção de amônia-água. Cada caldeira de recuperação tem o seu Duct-Burner e o custo desse equipamento é de R\$ 200.000,00 (informações do fabricante).

Refrigeração: o sistema de refrigeração utilizado nesta proposta é o de absorção de amônia-água composto de gerador, retificador, condensador, evaporador, absorvedor e bomba de solução. Serão utilizadas 4 máquinas, sendo duas dedicadas ao resfriamento do circuito de água e as outras duas para o resfriamento do circuito de solução alcoólica. As 4 máquinas fisicamente são iguais, mas como trabalham com temperaturas médias de resfriamento diferentes, temperaturas de evaporação são diferentes e cargas térmicas também.

As máquinas destinadas para o resfriamento da água gelada (vazão de 60,5 m³/h), resfria a água de 28 °C para a temperatura de 4,5 °C, sendo a capacidade térmica de refrigeração por máquina de 2052,5 kW. As máquinas para o resfriamento da solução de etilenoglicól (vazão de 381 m³/h), resfria a solução da temperatura de -1 °C para a temperatura de -5 °C, sendo a capacidade térmica de refrigeração de 1412,6 kW. Utilizam como fonte de energia motriz vapor na pressão de 900 kPa no estado saturado (179 °C), utilizam água de condensação na entrada do equipamento a 25 °C saindo com no máximo de 32 °C. O custo dos equipamentos foi calculado a partir do valor médio de 340,77 R\$/kW (DORGAN, 1995).

Na tabela 5.8 são apresentados os custos dos equipamentos e na tabela 5.9 são apresentados os custo de manutenção e energia desta proposta, além do custo do contrato de demanda suplementar de reserva similar à proposta 1. Maiores detalhes sobre a elaboração destas tabelas são apresentados no anexo 1. Foi adotado custo de manutenção do sistema de refrigeração por absorção igual ao de compressão devido a dificuldade de obter informações sobre o assunto.

Tabela 5.8 - Custos dos equipamentos da Proposta 2

Descrição dos equipamentos	Quantidade	Custo Unitário (R\$)	Custo Total (R\$)
Turbina a gás Typhoon	2	1.915.261,53	3.830.523,06
Custos devido a importação e outros, adotado 60% do custo da turbina	2	1.149.156,92	2.298.313,84
Compressor de gás natural	2	65.000,00	130.000,00
Calderia de recuperação	2	955.000,00	1.910.000,00
Duct-Burn	2	200.000,00	400.000,00
Sistema de absorção - água gelada	2	701.276,28	1.402.552,56
Sistema de absorção - solução alcó.	2	482.642,08	965.284,16
Total			10.936.673,62

Tabela 5.9 - Custo de manutenção e operação dos equipamentos da proposta 2.

Custo de manutenção e energia	Custo Total (anual) (R\$)
Manutenção do sistema de absorção de amônia	11.436,00
Manutenção da turbina	187.735,00
Água de resfriamento do sistema de absorção	281.255,00
Gás natural	2.276.413,92
Contrato de demanda suplementar de reserva	130.518,57
Total	2.887.358,49

5.4.3 - Proposta 3 - Turbina a gás com caldeira de recuperação e sistema de refrigeração com absorção de água-amônia combinado com sistema de compressão de amônia.

Esta proposta é composta de duas turbinas a gás em paralelo, gerador, caixa de redução, compressor de gás natural e a caldeira de recuperação com um sistema de queimadores suplementares de pós queima (duct-burn) similares ao apresentado na proposta 2. O sistema de refrigeração é composto da combinação de um sistema de compressão de amônia em paralelo com um sistema absorção de amônia-água para o resfriamento da água gelada, e a mesma configuração para o resfriamento da solução de etilenoglicól. Na figura 5.11, estão representados os equipamentos que compõem o setor de utilidades da proposta.

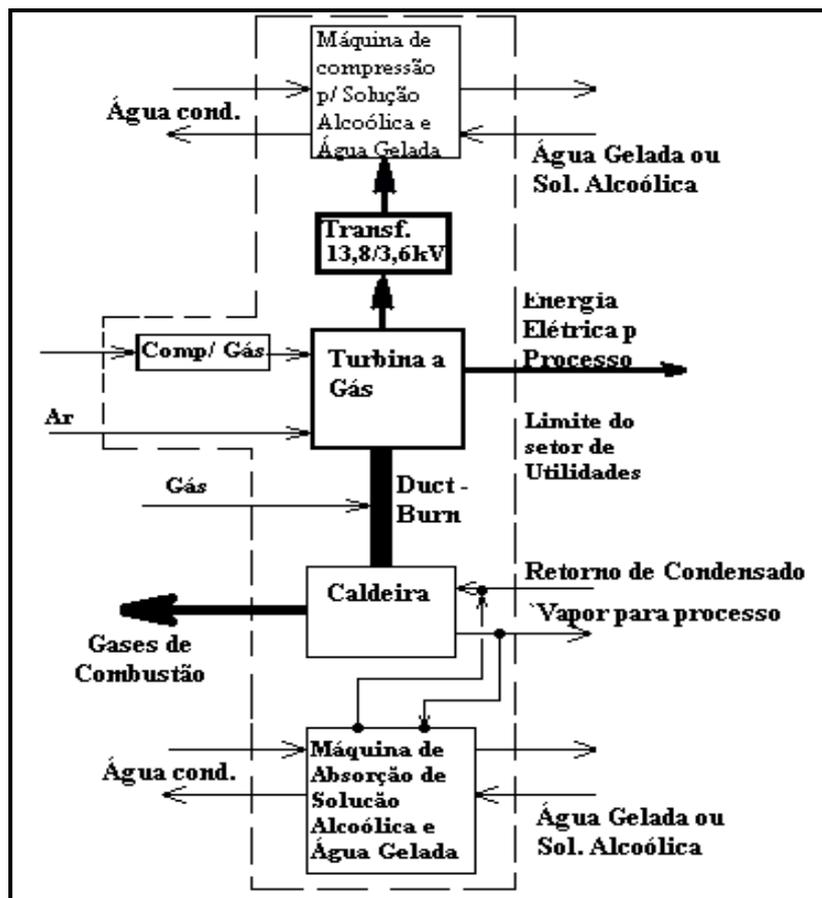


Figura 5.11 – Volume de controle representando os setor de utilidades proposta 3.

Este tipo de sistema é mais flexível que os anteriores, devido à possibilidade da

utilização de energia térmica ou energia elétrica para a refrigeração que pode se ajustar quando ocorrerem variações de consumo de vapor ou energia elétrica no processo, tornando a operação das turbinas mais uniforme.

Na tabela 5.10 são apresentados os custos dos equipamentos e o total da instalação. Na tabela 5.11 são apresentados os custos de manutenção e operação desses equipamentos além do custo do contrato de demanda suplementar de reserva similar a proposta 1. Maiores detalhes sobre a elaboração destas tabelas são apresentados no anexo 3.

Tabela 5.10 - Custo dos equipamentos da proposta 3

Descrição dos equipamentos	Quantidade	Custo Unitário (R\$)	Custo Total (R\$)
Turbina a gás Typhoon	2	1.915.261,53	3.830.523,06
Custos devido a importação e outros, adotado 60% do custo da turbina	2	1.149.156,92	2.298.313,84
Compressor de gás natural	2	65.000,00	130.000,00
Caldeira de recuperação	2	955.000,00	1.910.000,00
Duct-Burn	2	200.000,00	400.000,00
Transformador de média tensão	2	35.000,00	70.000,00
Sistema de compressão de amônia	2	260.000,00	520.000,00
Sistema de absorção - solução alcó.	2		1.183.916,35
Total			10.342.753,25

Tabela 5.11 - Custo de manutenção e de energia da proposta 3

Custos de manutenção e de energia	Custo Total (anual) (R\$)
Manutenção dos sistemas de refrigeração	11.436,00
Manutenção do painel de média tensão/Transformador	24.000,00
Manutenção da turbina	213.685,67
Água de resfriamento para os sistemas de refrigeração	198.531,00
Gás natural	2.083.606,22
Contrato de demanda suplementar de reserva	130.518,78
Total	2.661.777,67

6. MODELAGEM DOS EQUIPAMENTOS DA PROPOSTAS

As proposta serão avaliadas a partir das fronteiras especificadas nas figuras 5.7, 5.8, 5.9 e 5.11., já que não se pretende realizar uma análise individual dos equipamentos e sim do comportamento global dos sistemas propostos. Para os estudos comparativos serão realizados: balanços de massa, de energia e exergia (determinação da geração de irreversibilidade das propostas), bem como a análise da taxa de retorno dos investimentos.

6.1 Considerações termodinâmicas

As principais hipóteses utilizadas para o modelamento são:

1-) As configurações propostas serão tratadas como Volumes de Controle, sendo que tanto energia como a massa cruzam a fronteira ;

2-) Considera-se operação em regime permanente.

3-) Os modelos adotados são os de gás perfeito para os gases de combustão, o uso de equações e tabelas de vapor (WYLEN,1995) para determinação das propriedades da água e as equações para misturas de soluções água e amônia (FIGUEIREDO,1980).

4-) No balanço de exergia não será considerada a variação de exergia química e de transferência de calor (considerado como irreversibilidades externas).

6.2 - Equações básicas usadas

a-) Conservação da massa:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (6.1)$$

b-) Conservação da energia:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s + \dot{W}_{vc} \quad (6.2)$$

c-) Balanço de Exergia:

Apesar da exergia ser uma propriedade termodinâmica, é difícil encontrar tabelas que apresentem esta propriedade. A equação 6.3 apresenta a forma de calcular a exergia total de escoamento (Ex) para um volume de controle. Os subscrito “o” indica o equilíbrio com o ambiente de referência¹ e o superescrito “0” correspondente ao potencial químico da substância no ambiente de referência.

$$Ex = \dot{m} (h - h_o) - T_o(s - s_o) + \sum N_k (\mu_{k_o} - \mu_k^0) \quad (6.3)$$

¹ Ambiente de referência: usualmente padronizado em 25°C e 101,3kPa.

A equação 6.4 apresenta o balanço de exergia utilizado para as análises. Nesta equação são desconsideradas as variações de exergia química, pelo fato das correntes que cruzam a fronteira não sofrerem variações químicas, e os gases de combustão assim como os efeitos de transferência de calor são considerados como irreversibilidades internas. Somente na exergia do gás natural é considerado a sua exergia química e física.

$$\sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_s ex_s = \dot{W}_{vc} + \dot{I} \quad (6.4)$$

d-) Eficiência térmica de uma planta: é a relação entre o trabalho útil (\dot{W}_u) obtido pela planta em relação à energia de acionamento utilizada (\dot{Q}_h).

$$\eta = \frac{\dot{W}_u}{\dot{Q}_h} \quad (6.5)$$

e) Coeficiente de performance (COP) para máquinas de refrigeração: é a relação entre a energia pretendida de refrigeração (\dot{Q}_r) em relação a energia de acionamento utilizada (\dot{W}).

$$COP = \frac{\dot{Q}_r}{\dot{W}} \quad (6.6)$$

f) Eficiência Exergética: caracteriza como o volume de controle analisado utiliza a exergia consumida ($\sum Ex_{cons}$) para produção do efeito exergético ($\sum Ex_{des}$) desejado.

$$\psi = \frac{\sum \dot{m}_e ex_{des}}{\sum \dot{m}_s ex_{cons}} \quad (6.7)$$

g) Variação de entropia para um gás perfeito.

$$s_2 - s_1 = cp_0 \times \ln \frac{T_2}{T_1} - R \times \frac{p_2}{p_1} \quad (6.8)$$

h) Variação de entalpia para um gás perfeito.

$$h_2 - h_1 = \overline{cp}_0 \times (T_2 - T_1) \quad (6.9)$$

i) Exergia química do gás natural.

$$\varphi = \frac{\varepsilon^q}{PCI} \quad (6.10)$$

6.3 Modelamento dos equipamentos

Turbinas a gás: o comportamento da turbina sob diversas condições de operação é fornecido pelo fabricante através do gráfico apresentado na figura 6.1. A partir deste gráfico, é possível levantar curvas de temperatura de saída e vazão de gases, e taxa de energia térmica de acionamento em função da potência elétrica produzida.

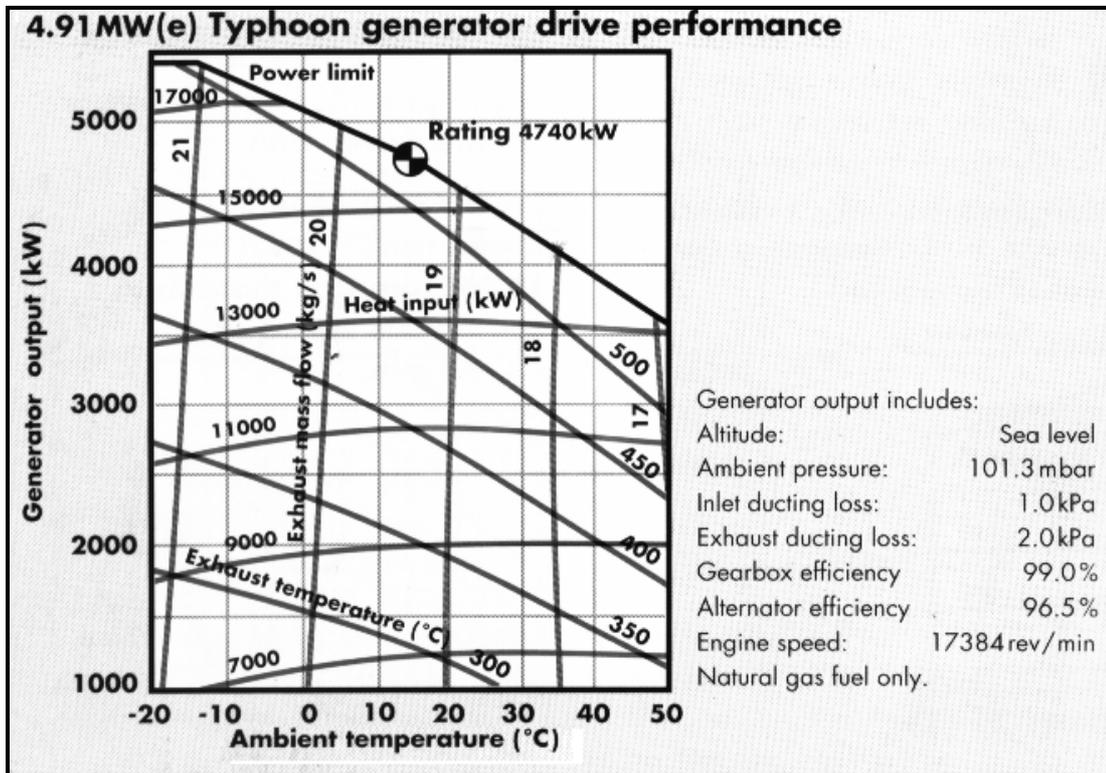


Figura 6.1 - Gráfico de desempenho da turbina Typhoon (GEC ALSTHOM)

A pressão atmosférica local (96 kPa) e a temperatura média anual (de 20°C) foram utilizadas a partir de dados obtidos no Centro de Ensino e Pesquisas em Agricultura (1997). A partir da figura 6.1, na temperatura de 20°C, foram tomados os pares de pontos para as propriedades das relações acima citadas. Os valores obtidos foram corrigidos em relação à pressão atmosférica utilizando a metodologia descrita no anexo 2.

A partir desses pares de pontos, foi feito um ajuste de curvas utilizando a Análise Regressão apresentada no software Excel[®]. Foi adotado este software para a determinação dos coeficientes das equações de desempenho da turbina, devido a sua facilidade de utilização. Para determinação do grau da função utilizada foram, observados os seguintes parâmetros:

a-) Se os resíduos apresentavam distribuição normal (aleatória).

b-) Utilização da distribuição F, que determina se a regressão é estatisticamente significativa. O valor de F na regressão, é determinado a partir da relação entre a média quadrática das diferenças dos pontos obtidos na regressão e o valor médio da função, dividir pela média quadrática dos resíduos apresentados. O valor de F calculado deve ser maior que o valor obtido nas tabelas de distribuição F dentro do grau de confiança desejado, por exemplo 95%. Conforme NETO(1996), pode ocorrer que uma regressão seja significativa do ponto de vista do teste F, mas não seja útil para fazer previsões, pelo fato de cobrir uma faixa de

variação pequena dos fatores de estudo. Para que essa regressão, além de significativa do ponto de vista estatístico, seja também útil para fins de previsão, o valor do F calculado deve ser no mínimo quatro a cinco vezes superior ao valor de F na tabela escolhida.

c-) R^2 (coeficiente de determinação): representa a correlação entre as respostas observadas e os valores previstos pelo modelo ajustado. Quanto mais o seu valor aproximar de 1 melhor é o ajuste feito para o modelo.

d-) Erro padrão, representando o intervalo no qual os valores obtidos pelo modelo podem ser encontrados.

e-) Também foi considerada a escolha do modelo de menor ordem, devido ao tempo computacional que aumenta a medida que se aumenta a ordem da função.

A seguir são apresentadas as equações utilizadas na simulação.

Equação que relaciona o energia térmica de acionamento (\dot{Q}) em função da potência elétrica produzida (\dot{W}):

$$\dot{Q} = -1,03168 \times 10^{-9} \times \dot{W}^2 + 3,18941 \times \dot{W} + 3365,83 \quad (6.11)$$

Esta equação apresentou distribuição normal dos resíduos, coeficiente de determinação (R^2) da ordem de 99,98%, índice F calculado de 14.412 (sendo o valor de F tabelado de 5,14). O erro padrão é de 45,98, que representa uma variação média de 0,44% ao longo da faixa de potência coberta pela modelo.

Equação que relaciona o fluxo de massa de gases de combustão (\dot{m}_{gas}) em função da potência elétrica produzida (\dot{W}):

$$\dot{m}_{gas} = -2,66269 \times 10^{-9} \times \dot{W}^2 + 8,23168 \times 10^{-5} \times \dot{W} + 17,5622 \quad (6.12)$$

Esta equação apresentou distribuição normal dos resíduos, coeficiente de determinação (R^2) da ordem de 99,98%, índice F calculado de 14.412 (sendo o valor de F tabelado de 5,14). O erro padrão é de 0,0011867, que representa uma variação média de 0,06% ao longo da faixa de potência coberta pela modelo.

Equação que relaciona a temperatura de saída dos gases de combustão (T_{g1}) em função da potência elétrica produzida (\dot{W}):

$$T_{g1} = -1,15863 \times 10^{-6} \times \dot{W}^2 + 7,79131 \times 10^{-6} \times \dot{W} + 214,156 \quad (6.13)$$

Esta equação apresentou distribuição normal dos resíduos, coeficiente de determinação (R^2) da ordem de 99,99%, índice F calculado de 84.586 (sendo o valor de F tabelado de 5,14). O erro padrão é de 0,516667, que representa uma variação média de 0,13% ao longo da faixa de potência coberta pela modelo.

A partir das equações 6.11 e 6.13 determina-se o consumo de combustível da turbina (\dot{m}_{comb}), vazão de ar em massa na entrada do compressor (\dot{m}_{ar}) e a relação ar combustível real (A/C).

$$\dot{m}_{comb}^* = \frac{\dot{Q}}{PCI} \quad (6.14)$$

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_g - \dot{m}_{comb} \quad (6.15)$$

$$A/C = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \quad (6.16)$$

Caldeira de Recuperação: a modelagem da caldeira de recuperação foi baseada em alguns parâmetros especificados pelo fabricante:

- Perda de carga 2,0 kPa
- “Pinch point”, adotado pelo fabricante = 30°C
- “Approach” ou sub-resfriamento no economizador, adotado pelo fabricante = 10°C
- Temperatura máxima dos gases na caldeira de recuperação = 982 °C (GANAPATHY,1991)
- A caldeira produzirá somente vapor no estado saturado

Para melhorar a compreensão do balanço de massa e de energia feito na caldeira de recuperação é apresentado na figura 6.2 a distribuição de temperatura e de massa entre as correntes quente (gases) e fria (água) dentro do economizador e evaporador.

Balanço de massa na caldeira de recuperação:

Lado do gás:

$$\dot{m}_{gas1} + \dot{m}_{poscomb} = \dot{m}_{gas3} \quad (6.17)$$

Lado da água:

$$\dot{m}_{vt} = \dot{m}_{vd} + \dot{m}_{df} \quad (6.18)$$

Balanço de energia total da caldeira de recuperação:

$$\dot{Q}_{cald} = \dot{Q}_{econ} + \dot{Q}_{evap} \quad (6.19)$$

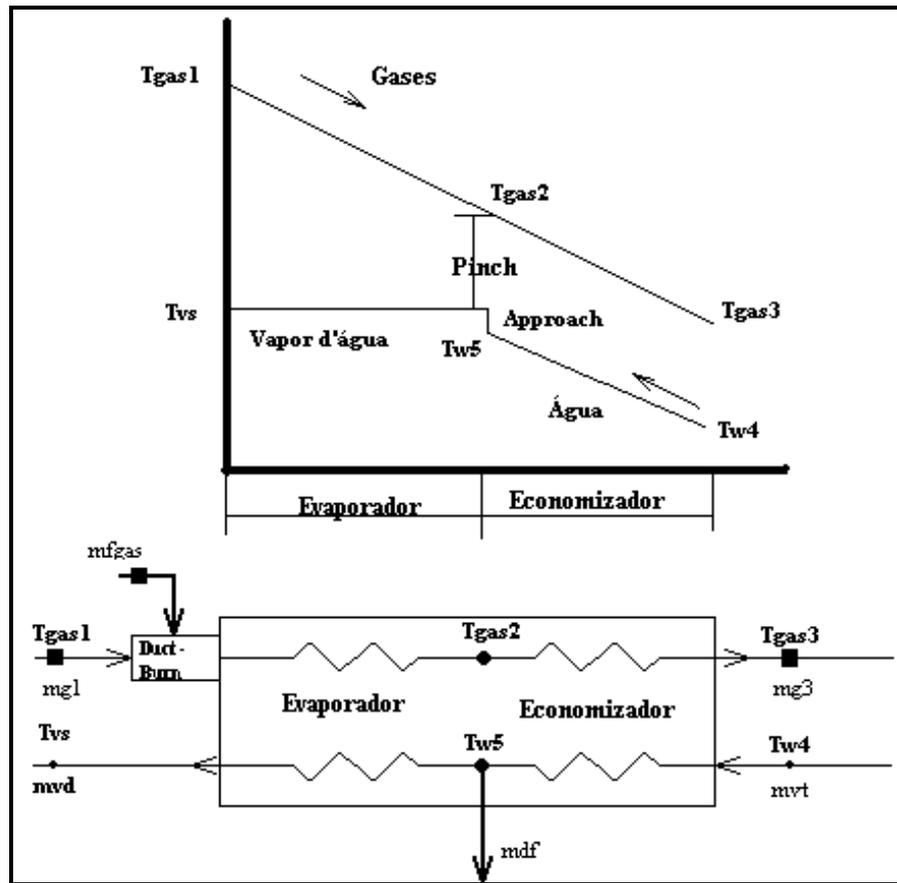


Figura 6.2 Distribuição de temperaturas e balanço de massa da caldeira de recuperação.

Balanço de energia no Economizador

$$\dot{Q}_{econ} = (\dot{m}_{gas} + \dot{m}_{poscomb}) \times \overline{cp}_{gas} \times (T_{gas2} - T_{gas3}) \quad (6.20)$$

$$\dot{Q}_{econ} = \dot{m}_{vt} \times (h_{w5} - h_{w4}) \quad (6.21)$$

Balanço de energia no Evaporador

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{gas1} \cdot \overline{cp}_{gas1} \cdot (T_{gas1} - T_{amb}) + \dot{m}_{poscomb} [\overline{cp}_{poscomb} \cdot (T_{poscomb} - T_{amb}) + PCI] - (\dot{m}_{gas1} + \dot{m}_{poscomb}) \cdot \overline{cp}_{gas2} \cdot (T_{gas2} - T_{amb}) \quad (6.22)$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{vd} \cdot (h_{vs} - h_{w5}) \quad (6.23)$$

Máquina de refrigeração por compressão de amônia: foi feito um ajuste de curvas utilizando o método dos mínimos quadrados da função Regressão apresentado no software Excel[®], a partir dos dados apresentados na tabela 6.1, fornecidos pelo fabricante do sistema de refrigeração por compressão.

Tabela 6.1 - Valores de COP para as máquinas de refrigeração por compressão de amônia em função da porcentagem de carga térmica.

Carga térmica de refrigeração (%)	COP das máquinas de refrigeração (Te = -3°C)	COP das máquinas de refrigeração (Te = -10°C)
100	5,09	3,90
90	4,96	3,79
80	4,85	3,69
70	4,71	3,56
60	4,53	3,39
50	4,25	3,16
40	3,84	2,82
30	3,24	2,34
20	2,40	1,71

A equação que relaciona o COP_{gel} com a porcentagem de carga térmica de refrigeração ($Q_{r_{gel}}$) para a máquina que trabalha no resfriamento da água gelada:

$$COP_{gel} = -0,103695 + 0,157908 \times Q_{r_{gel}} - 0,0017674 \cdot Q_{r_{gel}}^2 + 7,07889 \cdot 10^{-6} \cdot Q_{r_{gel}}^3 \quad (6.24)$$

Esta equação apresentou distribuição normal dos resíduos, coeficiente de determinação (R^2) da ordem de 99,99%, índice F calculado de 36.325 (sendo o valor de F tabelado de 5,41). O erro padrão é de $7,6991 \times 10^{-3}$, que representa uma variação média de 0,21% ao longo da faixa de potência coberta pela modelo.

A equação que relaciona o COP_{sol} com a porcentagem da carga térmica de refrigeração ($Q_{r_{sol}}$) para a máquina que utilizada no resfriamento da solução de água com etilenoglicól:

$$COP_{sol} = -0,137879 + 1,149104 \cdot 10^{-1} \cdot Q_{r_{sol}} - 1,2155 \cdot 10^{-2} \cdot Q_{r_{sol}}^2 + 4,7064 \cdot 10^{-6} \cdot Q_{r_{sol}}^3 \quad (6.25)$$

Esta equação apresentou distribuição normal dos resíduos, coeficiente de determinação (R^2) da ordem de 99,99%, índice F calculado de 342.339 (sendo o valor de F tabelado de 5,41). O erro padrão é de $2,053 \times 10^{-2}$, que representa uma variação média de 0,10% ao longo da faixa de potência coberta pela modelo.

A partir das equações 6.24 e 6.25 é possível determinar a potência elétrica necessária para de cada uma das máquinas de compressão trabalhando em carga parcial, conforme abaixo:

$$\dot{W}_{gel} = \frac{\dot{Q}_{gel}}{COP_{gel}} \quad (6.26)$$

$$\dot{W}_{sol} = \frac{\dot{Q}_{sol}}{COP_{sol}} \quad (6.27)$$

Máquina de refrigeração por absorção de água e amônia

Para realizar a simulação das máquina de absorção foi utilizado o programa e as equações de estado água-amônia apresentadas em FIGUEIREDO(1980). O programa originalmente foi elaborado para simulação de uma pequena instalação de refrigeração que utiliza como fonte térmica água quente que circula dentro de um aquecedor solar. Devido o sistema de absorção proposto neste trabalho ser porte maior e utilizar vapor como fonte térmica, algumas alterações foram realizadas como por exemplo, o aumento da área de transferência de calor, vazão da bomba de solução, fluído de aquecimento do gerador, etc.

É usado o modelamento estático proposto pelo autor, que considera operação em regime permanente e os diversos coeficientes globais de transferência de calor dos equipamentos constantes.

6.4 Considerações Econômicas

Existem alguns índices econômicos que auxiliam os administradores, engenheiros, contadores, a avaliar de forma objetiva o grau de aproximação entre os objetivos da empresa e seu desempenho real. A Taxa de Retorno sobre Investimentos ou “Return On Investment”-ROI, é um dos índices que representa o produto dos índices de rentabilidade sobre as vendas ou margem de lucro em relação à taxa de retorno do ativo, ou o número de vezes que o ativo da empresa esta contido nas vendas (“turnover”). A equação 6.8 define o calculo do ROI (IOB, 1995).

$$ROI = \frac{LLTA}{Ve} \cdot \frac{Ve}{AT} \quad (6.28)$$

LLAT = lucro líquido após a tributação ou diferença entre vendas e o custo total

Ve = vendas

LLAT / Ve = índice de rentabilidade sobre as vendas

AT = ativo total

Ve / AT = taxa de retorno do ativo ou “turnover”

Valores médio da Taxa de Retorno sobre Investimentos (ROI) do setor cervejeiro e da Antarctica foram obtidos a partir da revista EXAME(1992 à 1997). Este índices são utilizados como parâmetro econômico de avaliação da viabilidade econômica comparativa das propostas com à condição atual de operação.

No calculo da taxa de retorno das propostas são considerados somente a diferença do custo operacional e manutenção, e o custo dos equipamentos e de instalação das 3 propostas em relação a condição atual de operação. Por não se dispor de informações sobre as vendas e o ativo total da empresa, são admitidas algumas considerações:

- A vendas (Ve) realizadas no período de estudo (1996) são iguais para todas as propostas.
- O lucro líquido (LLAT), é a diferença entre as vendas obtidas e o custo total da empresa. No custo total estão contabilizados todos os custos operacionais das diversas áreas da empresa. Admitindo-se que somente os custos operacionais e de

manutenção do setor analisado nas propostas sejam variáveis e os demais constantes, pode-se trabalhar com a diferença dos custos operacionais e de manutenção (C_{om}) das propostas com a condição atual de operação.

- A mesma idéia do item anterior agora se aplica para o ativo total. Será admitido que somente os custos dos equipamentos e instalações das propostas sejam alterados permanecendo os das demais áreas constantes, trabalha-se com a diferença dos custos dos equipamentos e instalação (C_{ei}) das proposta com a condição atual de operação.

A partir dessas considerações, apresenta-se a equação 6.29 que calcula a Taxa de Retorno de Investimento das propostas em comparação com a condição atual de operação.

$$ROI = \frac{C_{om}}{C_{ei}} \quad (6.29)$$

Nas tabela 6.2 são apresentados os custos da tarifa de energia elétrica utilizada pela empresa na condições atual, e na tabela 6.3 são apresentados os índices e custos utilizados nas propostas.

Tabela 6.2 – Preços da energia elétrica utilizada na condição atual de operação

Tarifa	Demanda de Ponta (R\$/kW)	Demanda fora de Ponta (R\$/kW)	Consumo de Ponta Período Seco(*1) (R\$/kW)	Consumo de fora Ponta – Período Seco (R\$/kW)	Consumo de ponta Período Úmido(*2) (R\$/kW)	Consumo de fora ponta Período Úmido (R\$/kW)
AZUL	9,13	2,49	43,25	29,79	38,79	25,73

Fonte: Agência de Aplicação de Energia, 1997

(*1) Período Seco: período entre os meses de maio a novembro

(*2) Período Úmido: período entre os meses de dezembro a abril

Tabela 6.3 – Índices e custos utilizados nas propostas

Descrição	Custos
Gás natural (previsão) (*1)	3,38 R\$/MBtu (0,1241 R\$/kg)
Óleo combustível 1A (*2)	0,1248 R\$/kg
Água de resfriamento para refrigeração (*3)	0,0208 R\$/m ³ água circulada
Contrato de Reserva de Demanda Suplementar de energia (*4)	30,52 R\$/ kW ano
Tarifa de consumo de emergência (*4)	169,85 R\$/MWh
Taxa de retorno de investimento (ROI) médio - setor cervejeiro (*5)	19,13 %
Taxa de retorno de investimento (ROI) médio – do grupo Antarctica (*5)	13,42 %
Custo estimado da tarifa paga pela concessionária para autogerador (*6)	40 R\$/MWh
Paridade média dolar / real referente ao ano de 1996	0,998 US\$ /R\$

(*1) Previsão, para gás com PCI = 38.745 kJ/kg, massa específica = 0,763 kg/m³ (COMGÁS(1999))

(*2) Óleo 1A com PCI = 40.807 kJ/kg (DEPARTAMENTO NACIONAL DE COMBUSTÍVEIS, 1998)

(*3) Custo médio obtido com empresas da região de Campinas

(*4) Valores obtidos a partir de fax enviado pela Agência de aplicação de Energia (1997).

(*5) Valores referentes a média dos anos de 1992, 1993, 1994, 1995, 1996 e 1997, apresentados na revista EXAME.

(*6) Conforme contato telefônico com a Agência de Aplicação de Energia, o custo estimado a ser pago pelas concessionárias deverá estar entre 38 a 42 US\$. Este custo foi baseado nos custos marginais de expansão do sistema de geração e distribuição. A tarifa para ao autogerador vai depender do período do ano, da localidade e da situação da concessionária com relação a disponibilidade de energia.

6.5 Considerações Ambientais

Além das avaliações do ponto de vista energético e econômico, deve ser feita uma avaliação do ponto de vista ambiental. Os efeitos ambientais devido a emissão de poluentes dependem das concentrações, condições meteorológicas e topográficas locais, entre outras. Alguns poluentes presentes nos processos de combustão são: o monóxido de carbono (CO), óxidos de enxofre (Sox), óxidos de nitrogênio e os particulados. O dióxido de enxofre (CO₂) é também um gás presente nos processos de combustão não é considerado um poluente, mas é considerado um dos gases causadores do efeito estufa.

O monóxido de carbono (CO), é um gás cujo efeito sobre a saúde do homem deve-se principalmente à sua grande afinidade com a hemoglobina do sangue, comprometendo a função de transportar oxigênio para os tecidos. A ação do monóxido de carbono (CO) está ligada diretamente à sua concentração e ao tempo de exposição. Na tabela 6.4 são apresentadas faixas de concentrações e efeitos nos seres humanos expostos pelo período de 1 hora.

Tabela 6.4 – Efeitos das concentrações de CO (para 1 hora de exposição humana)

Concentração (ppm)	Efeito
40 - 500	Não apreciável
600 - 700	Sintomas leves
1000 - 1200	Sintomas definidos não perigosos
1500 - 2000	Sintomas definidos e perigosos
4000	Fatal

Fonte: FRANCHESCHINE, 1974

Uma das formas de diminuir a concentração de CO no processo de combustão, é trabalhar com excesso ar de forma a garantir que a maior parcela do carbono liberado neste processo se combine produzindo CO₂. O monóxido de carbono foi desconsiderado para a análise das propostas, devido a dificuldade de informações específicas nos processos de combustão considerados. De qualquer forma observa-se sua presença mesmo em sistemas que trabalham com excesso de ar elevado.

O dióxido de carbono (CO₂) proveniente do processo de combustão, não é em geral considerado como gás poluente. Por absorver a radiação térmica na faixa infravermelha ele permite a passagem da radiação solar de alta frequência sem muita interferência, mas absorve a energia irradiada pela superfície da terra. Esse efeito ocasiona a elevação da temperatura média da terra, (efeito estufa). Apesar de não se tratar tradicionalmente de um poluente, sua geração implica em efeitos globais.

A quantidade de CO₂ emitido foi determinada a partir da relação ar/combustível. No caso da caldeira como foi usado excesso de ar de 15% para queima do óleo combustível 1A (informações da empresa) a porcentagem de CO₂ presente nos gases de combustão foi de 13,6%. Na turbina a partir da relação ar combustível real a partir das simulações (vazão de ar e consumo de gás natural), obteve-se valores médio de 4,5% de CO₂. Com esses percentuais e a vazão de gases determinou-se a quantidade total de CO₂ emitido.

Os óxidos de enxofre (SO_x), são irritantes aos olhos e as mucosas do aparelho

respiratório, quando em concentrações superiores a 0,5 ppm pode-se sentir o seu odor. Conforme MACINTYRE (1988), a EPA – U.S. Environmental Protection Agency, órgão de proteção nos EUA, estabeleceu os seguintes teores de concentração ambiental de SO₂, conforme pode ser visto na tabela 6.5.

Tabela 6.5 – Concentração ambiental de SO₂ segundo a EPA

Padrão	Concentração (µg/m ³)	Concentração (ppm)	Descrição
Primário (para a saúde)	80 365	0,03 0,14	Média aritmética anual Em 24 h. Máximo que não deve ser atingido mais de uma vez por ano
Secundário (para o bem estar)	60 260 1.300	0,02 0,10 0,50	Média aritmética anual Em 24 h. Máximo que não deve ser atingido mais de uma vez por ano Durante 3 h. Máximo que não deve ser atingido mais de uma vez por ano

Fonte: MACINTYRE, 1988

Ainda conforme o autor “uma taxa de SO₂ ambiental de 0,03 a 0,11 ppm (80 a 275 µg/m³), em média a cada 24 horas, pode provocar doenças crônicas e mesmo agudas das vias respiratórias. Teores de 0,20 a 0,40 ppm² (500 a 1000 µg/m³) podem desencadear, em prazos maiores ou menores, processos de desenlace fatal”.

Os meios de combater a formação de óxidos de enxofre (SO_x) são: a remoção do enxofre dos combustíveis, utilização de combustíveis com baixo teor enxofre, e o uso de sistemas de tratamento de gases de combustão.

Um grave problema causado pelos óxidos de enxofre e óxidos de nitrogênio (NO_x), decorre de sua combinação com a água formando ácidos sulfúrico e nítrico, responsáveis pelas chuvas ácidas. Estas provocam problemas de acidez em lagos e no solo.

A quantidade de enxofre liberada nos gases de combustão foi determinada a partir da porcentagem de enxofre presente no óleo combustível(3,2%). No caso do gás natural o enxofre não aparece na sua composição.

Os óxidos de nitrogênio (NO_x), são gases produzidos em todos os processos de combustão utilizando ar atmosférico como comburente. Podem ser encontrados na forma de NO, NO₂, ou em outras combinações. São nocivos à saúde, causando irritação dos olhos e do sistema respiratório. Os NO_x são obtidos a partir do nitrogênio do ar (NO_x térmico) e do nitrogênio contido no combustível (NO_x do combustível).

As formas de prevenção do NO_x são: a utilização de combustíveis com menor quantidade de nitrogênio na sua composição química, diminuição do excesso de ar (devendo ter precaução na formação de CO), injeção de água ou vapor na câmara de combustão, redução seletiva catalítica baseado na afinidade do NO_x com a amônia (NH₃).

Conforme FRANCESCHINI(1974), os gases de combustão das caldeiras que queimam óleo combustível apresentam NO_x na faixa de 100 a 500 ppm. Para a quantificação do NO_x formado, foi utilizado valor de 400 ppm e multiplicado pela vazão total de gases. No caso da

² Para o SO₂ temos a seguinte para conversão entre ppm e µg/m³:
a 25°C e 760 mmHg – 1 ppm = 2.620 µg/m³
a 0°C e 760 mmHg – 1 ppm = 2.860 µg/m³

turbina, a presença de NOx esta por volta de 37ppm podendo chegar abaixo de 25 ppm com injeção de vapor numa relação de 2,5 kg de vapor por kg de combustível (informações do fabricante). Com estes valores e a vazão dos gases de combustão determinou-se a quantidade total de NOx emitido pela turbina.

O particulado formado no processo de combustão, é composto de finos de carvão não queimados, que se apresentam em maior quantidade e tamanho em processos de combustão que utilizam combustíveis sólidos e líquidos principalmente. Conforme PERA(1990), para na queima de óleo combustível com o excesso de ar de 15%, o nível de particulado pode estar dentro da faixa de 4 a 5 da escala Bacharach (por volta de 0,0204 gramas de particulado por quilograma de gases de combustão). Para a turbina, o valor de particulado apresentado é menor que 2 na escala Bacharach (por volta de 0,008 gramas de particulado por quilograma de gases de combustão) (FARMER, 1995).

7. SIMULAÇÃO OPERACIONAL DA INSTALAÇÃO

As simulações foram realizadas a partir dos valores mensais de demanda energética apresentados na tabela 5.2, seguindo o critério da determinação inicial do número de equipamentos necessários para atender às demandas específicas de energia elétrica, vapor e refrigeração. Nos casos em que um equipamento não foi suficiente para o suprimento da demanda, optou-se pelo uso de dois ou mais equipamentos. Neste caso, a carga para cada equipamento foi obtida pela divisão da demanda total pelo número de equipamentos utilizados.

Este critério foi utilizado na simulação das propostas 1 e 2. Na simulação da proposta 3, o suprimento da demanda de refrigeração seguiu a seguinte lógica: caso a demanda fosse suficiente para duas máquinas de refrigeração, a carga seria dividida em partes iguais para uma máquina de compressão de amônia e outra de absorção de amônia-água. Se a carga térmica fosse suficiente só para uma máquina de refrigeração, a prioridade seria para a máquina de compressão, ficando a de absorção parada. O objetivo desse procedimento foi aumentar a demanda de energia elétrica, fazendo com que a turbina trabalhasse o mais próximo possível do seu ponto de maior rendimento, e reduzindo a demanda de vapor, e portanto o consumo de combustível na pós queima.

Para a simulação das propostas foram utilizadas tabelas elaboradas no software Excel, contendo as demandas de processo, análises energéticas e econômicas, além dos resultados obtidos nas simulações das propostas e na determinação das viabilidades econômicas comparadas com a condição atual de operação da indústria. Para a simulação dos equipamentos foi elaborado um programa em linguagem Fortran, com subrotinas específicas dos equipamentos envolvidos.

As planilhas Excel: Condição Atual, Proposta 1, Proposta 2 e Proposta 3, foram compostas de quatro partes:

- 1- quantidade de energéticos utilizados pelo processo,
- 2- energia necessária para os sistemas de refrigeração,
- 3- análise energética
- 4- levantamento econômico dos custos fixos de instalação e dos variáveis (manutenção e energia).

Na quarta planilha, dedicada a Análise de Viabilidade, foi feita a análise comparativa energética e econômica das 3 propostas com a condição atual de operação.

Para a simulação das propostas na linguagem Fortran, os dados de entrada necessários foram: mês da avaliação, a demanda de energia elétrica, o número de equipamentos, a demanda de vapor de processo e a demanda de refrigeração. O programa principal calculou a demanda de energia elétrica das máquinas de compressão de amônia para resfriamento de água gelada e da solução água e etilenoglicól. Nos casos envolvendo sistemas de absorção, a subrotina Absorção simulou a operação da máquina de absorção obtendo-se as demandas de vapor, energia elétrica para acionamento da bomba de solução e a quantidade de água de resfriamento do condensador e absorvedor.

Vale destacar que cada sistema de refrigeração considerado, seguiu uma lógica específica, como pode ser visto a seguir:

Lógica 1 (Utilização exclusiva de sistemas de refrigeração por compressão): as cargas térmicas de resfriamento para água gelada e para solução de água etileno glicol são divididas pelas capacidades térmicas nominais dos compressores, determinando a carga parcial de cada máquina. As equações de 6.24 à 6.27 são usadas para cálculo do COP e as demandas de energia elétrica requeridas para o compressor de resfriamento de água gelada e para o compressor de resfriamento da solução água etilenoglicol. Essas demandas são somadas à de energia elétrica requerida pelo processo, obtendo-se a demanda total de energia elétrica à ser utilizada na simulação da turbina. Para a simulação da caldeira de recuperação é utilizada a demanda requerida pelo processo.

Lógica 2 (Utilização exclusiva de sistemas de refrigeração por absorção): as demandas de carga térmica de resfriamento para água gelada e para a solução de água etilenoglicol, são utilizadas como dado de entrada na subrotina Absorção, que calcula as quantidades de calor rejeitadas no condensador e absorvedor, a temperatura de saída do fluido de aquecimento, a demanda de energia elétrica para acionamento da bomba de solução e a quantidade de vapor necessário no gerador para as máquinas. A demanda de energia elétrica das bombas de solução é somada à demanda de energia elétrica requerida no processo, obtendo-se a demanda total de energia elétrica à ser utilizada na simulação da turbina. A demanda de vapor utilizada na simulação da caldeira de recuperação é a soma das requeridas pelo processo e máquina de absorção.

Lógica 3 (Utilização de sistema de refrigeração por compressão combinado ao sistema de absorção): está opção é a combinação das duas anteriores, onde são utilizadas as equações de 6.24 a 6.27 (para as máquinas de refrigeração por compressão) e subrotina Absorção (para as máquinas de refrigeração por absorção) no calculo das condições de operação dos sistemas de resfriamento de água gelada e solução água etileno glicól. A demanda de energia elétrica do compressor de resfriamento de água gelada e de solução água etilenoglicol, assim como para o acionamento das bombas de solução são somadas com a demanda de energia de processo, obtendo-se a demanda total de energia elétrica utilizada na simulação da turbina. A demanda de vapor das máquinas de absorção é somada à demanda de vapor de processo obtendo-se a demanda de vapor utilizada na simulação da caldeira de recuperação (que faz parte da subrotina Turbina).

Com os dados de demanda total de energia elétrica e vapor, a subrotina Turbina determina a quantidade de combustível consumida pela turbina e pela caldeira de recuperação, o rendimento do ciclo, e as temperatura de entrada e saída dos gases de combustão da caldeira de recuperação. Para o cálculo das propriedades da água e dos gases de combustão são utilizadas as subrotinas Steam (propriedades termodinâmicas da água) e GasComb (calor específico médio dos gases de combustão).

Os resultados obtidos são transportados para as planilhas Condição Atual, Proposta 1, Proposta 2 e Proposta 3, onde são realizados os balanços energéticos e exergéticos das propostas, e calculados os custos dos equipamentos e de operação, manutenção, energéticos e contratos de energia.

Os valores obtidos são transportados para a planilha Análise de Viabilidade, onde a partir da diferença entre os custos de equipamentos e de operação de cada uma das propostas, é calculada a taxa de retorno do investimento e por conseqüência, o tempo de retorno. Os valores obtidos são comparados com o valor do ROI (Return On Investment) do setor cervejeiro e da empresa, e verificada a sua viabilidade econômica.

A figura 7.1, apresenta o fluxograma de cálculo, onde são indicadas cada etapa do programa e suas seqüências.

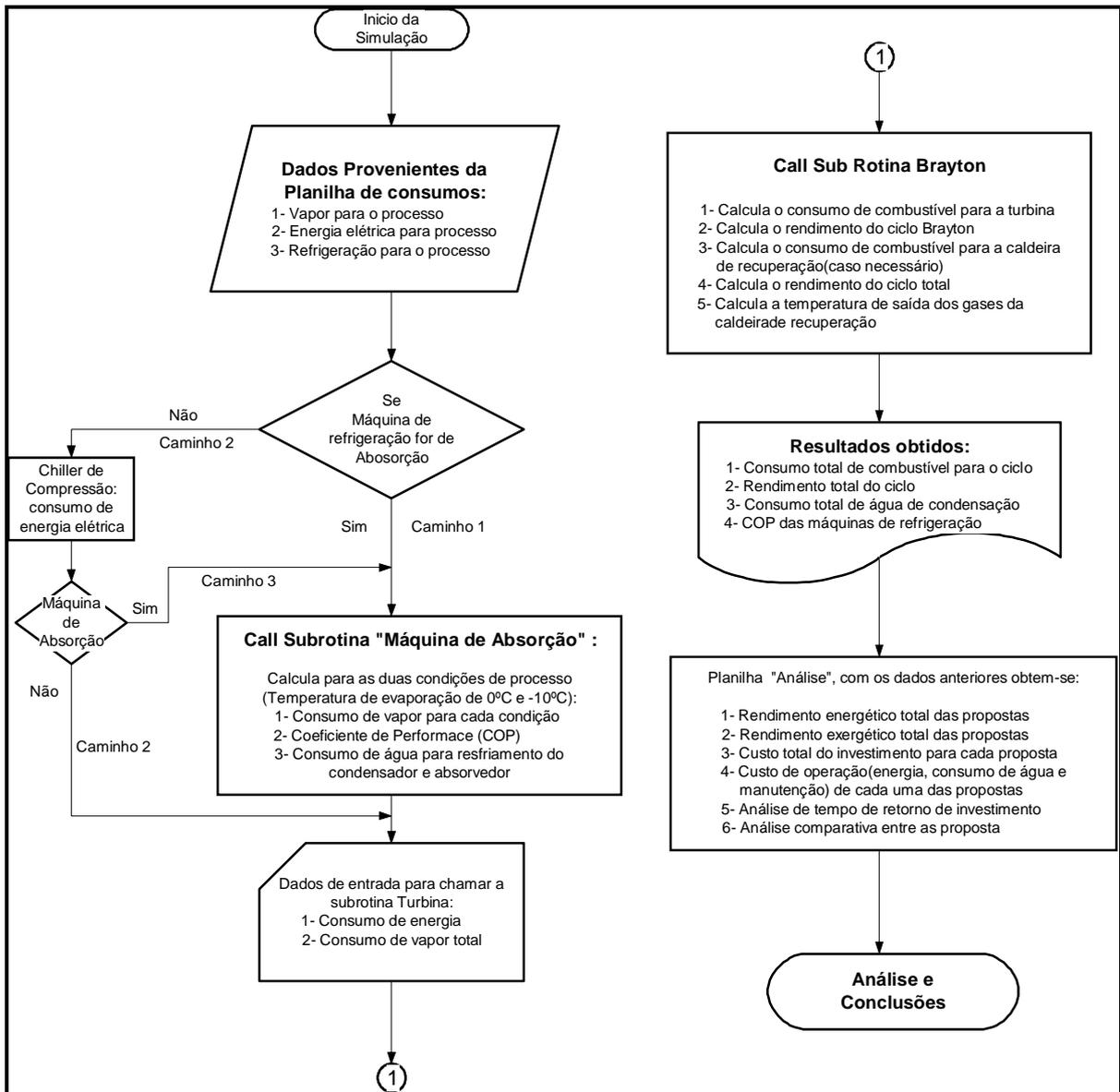


Fig 7.1 – Fluxograma operacional da simulação e análise das proposta.

Descrição das subrotinas utilizadas

Subrotina Absorção

A subrotina Absorção foi elaborada a partir do programa RS1 – Modelamento Estático com coeficientes globais de transferência de calor constantes (FIGUEIREDO, 1980). Como as máquinas de refrigeração utilizadas nas simulações são maiores que a apresentada no trabalho original, foram realizadas alterações tais como: aumento dos coeficientes globais, da área de transferência de calor do trocador de calor, do condensador, do evaporador e do absorvedor, e o aumento da vazão da bomba de solução, sem entretanto se alterar a lógica do programa.

O programa RS1, utiliza o método de Newton-Raphson para resolução de um sistema de equações algébricas não lineares. Esse método é usado pela sua simplicidade e rapidez na convergência. A partir dos parâmetros de projeto dos equipamentos pertencentes à máquina de absorção, são atribuídos valores iniciais para as variáveis do processo. Em uma subrotina específica são determinados os resíduos das equações de balanço de energia de cada um dos

equipamentos da máquina de absorção. Estes resíduos e as variáveis são na seqüência usadas em uma subrotina que calcula a derivada parcial numérica do sistema de equações e os incrementos obtidos a partir da solução de equações lineares, utilizando o método de eliminações sucessivas de Gauss.

Em seguida são calculadas as diferenças entre os valores atuais das variáveis e o seus valores anteriores, se esses valores forem menores que as tolerâncias especificadas cessa o procedimento e os valores das variáveis da máquina de absorção para aquele ponto de operação são apresentados, caso não sejam atendidos estes requisitos, o programa realiza novas interações até que haja a convergência ou atinja um o limite de interações.

Subrotina Steam

Esta subrotina (WYLEN, 1995) tem a função de calcular as propriedades da água a partir de um par conhecido de propriedades termodinâmicas.

Subrotina Turbina

Esta subrotina, calcula as condições de operação da turbina a gás e da caldeira de recuperação, a partir das demandas totais de energia elétrica e de vapor. Inicialmente é calculado o consumo de combustível da turbina, o fluxo de massa dos gases de combustão e a temperatura de saída dos gases de combustão, através das equações 6.11, 6.12 e 6.13 determinadas a partir dos dados (gráfico) do fabricante da turbina. Em seguida, através de balanços de massa e de energia, são calculados o rendimento do ciclo, o fluxo de massa de combustível consumido pela turbina, o fluxo de massa de ar e a relação ar combustível dos gases de combustão na saída da turbina a gás.

Para a operação da caldeira de recuperação existem condições fixas de projeto que devem ser atendidas, são elas:

- Os gases de combustão tem uma temperatura máxima de entrada e mínima na saída da caldeira.
- O “approach” de água na saída do economizador e o “pinch-point” entre os fluxos de água e gases de combustão.

A demanda total de vapor a ser produzido na caldeira é a soma da demanda de vapor de processo, da máquina de absorção (quando utilizada) e a quantidade de vapor de purga. É admitida pressão constante ao longo da caldeira no lado do vapor.

Para a caldeira de recuperação é feito o balanço de energia do evaporador e do economizador, do lado dos gases de combustão e do lado da água. Existem funções condicionais nesta subrotina que estão ligadas aos parâmetros de projeto citados anteriormente. Esta subrotina fornece o fluxo de massa de combustível na turbina e na caldeira de recuperação (quando utilizada), e as temperaturas dos gases na entrada e na saída da caldeira de recuperação.

8 - ANÁLISE DOS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES DAS PROPOSTAS

Conforme descrito no capítulo 5, a Condição Atual e as Propostas tem como parâmetro comum o suprimento das demandas de vapor, refrigeração e energia elétrica para o processo produtivo da empresa. Após as simulações realizadas, os resultados obtidos são apresentados nas tabelas a seguir (as tabelas completas são apresentadas no anexo 3). A partir delas são avaliadas as propostas do ponto de vista energético, ambiental e econômico. Devido a variações de condição nas propostas, para melhor entendimento da análise realizada, este capítulo está dividido em três etapas.

Nas duas primeiras etapas são apresentados os resultados energéticos, ambientais e econômicos obtidos nas simulações das propostas. Na primeira etapa foi admitido que as turbinas geram somente energia elétrica suficiente para atender a demanda da empresa, na segunda etapa, foi admitido que as turbinas trabalham em plena carga, sendo o excedente de energia gerado, é vendido para a concessionária de energia elétrica. Na terceira etapa apresenta-se a análise comparativa global das propostas, destacando as vantagens e desvantagens entre elas.

Na tabela 8.1 são apresentadas as demandas de produção física, energéticas e exergéticas de vapor, refrigeração e energia elétrica, e a somatória total da demanda exergética. A demanda total exergética é utilizada para a determinação do rendimento exergético de todas as propostas.

Tabela 8.1 - Demanda de vapor, refrigeração e eletricidade necessária para atender à produção de cerveja.

Meses	Produção Lt.cerveja / hora	Vapor			Refrigeração		Eletricidade		Demanda Exergia Total kW
		Demanda Vapor (kg/h)	Demanda Energia (kW)	Demanda Exergia kW	Demanda Energia (kW)	Demanda Exergia kW	Demanda Energia (kW)	Demanda Exergia kW	
Janeiro	38430	9889	6420	1978	5043	193	4716	4716	6887
Fevereiro	44892	10397	6750	2080	4800	158	4636	4636	6873
Março	22873	6919	4492	1384	3483	114	3711	3711	5210
Abril	25148	8509	5525	1702	3495	115	3371	3371	5188
Mai	20089	6440	4181	1288	2399	79	2967	2967	4334
Junho	17887	7338	4764	1468	3065	101	2969	2969	4538
Julho	29453	9016	5854	1804	2241	74	3866	3866	5743
Agosto	32121	8494	5514	1699	3210	106	3508	3508	5313
Setembro	42153	11325	7353	2266	4358	143	4376	4376	6785
Outubro	49155	12850	8342	2571	5053	166	4580	4580	7317
Novembro	56343	13202	8571	2641	5752	189	4920	4920	7750
Dezembro	52433	12215	7930	2444	4950	163	5040	5040	7646
Média	35915	9716	6308	1944	3987	133	4055	4055	6132

8.1 – Análise energética, ambiental e econômica da condição atual de operação das propostas de cogeração sem venda de energia elétrica

A análise das propostas do ponto de vista termodinâmico, está baseada no método exergético, devido à possibilidade de se comparar sistemas que utilizam fontes com qualidades energéticas diferentes. Como foi comentado no capítulo 5, o método exergético

analisa qual é o máximo trabalho útil passível teoricamente de ser realizado por uma substância até que esta esteja em equilíbrio com o ambiente. Este é o parâmetro usado para comparar energéticos e usos diferentes.

Na tabela 8.2, são apresentadas os consumos de energia elétrica, combustível, consumo de água de resfriamento, rendimento exergético e coeficiente β total característico da Condição Atual de operação. Nesta tabela, assim como nas seguintes, o coeficiente β total é calculado levando em conta a demanda total de energia elétrica (processo e refrigeração) e a demanda total de vapor (processo e refrigeração). Destaca-se que a taxa de consumo de energia elétrica é igual à taxa de consumo de exergia, já que a energia elétrica é na realidade trabalho elétrico.

Tabela 8.2 - Demanda térmica e rendimento da condição atual de operação

Meses	Combustível			Eletricidade		Demanda de água de resfriam. (m ³ /h)	Rendimento Exergético (%)	Relação Energia Elétrica e Térmica
	Consumo Combustível (kg/h)	Demanda Energia (kW)	Demanda Exergia (kW)	Demanda Energia (kW)	Demanda Exergia (kW)			
Janeiro	682	7742	8258	5812	5812	967	48,95	0,91
Fevereiro	717	8139	8682	5690	5690	922	50,52	0,84
Março	477	5416	5778	4535	4535	678	45,90	1,01
Abril	587	6662	7106	4197	4197	681	48,61	0,76
Mai	444	5042	5379	3538	3538	468	46,06	0,85
Junho	506	5745	6129	3724	3724	602	48,10	0,78
Julho	622	7059	7530	4410	4410	439	46,68	0,75
Agosto	586	6650	7094	4287	4287	628	45,81	0,78
Setembro	781	8866	9458	5353	5353	840	44,59	0,73
Outubro	886	10060	10731	5677	5677	969	44,96	0,68
Novembro	911	10336	11026	6212	6212	1110	46,85	0,72
Dezembro	842	9563	10201	6119	6119	950	47,07	0,77
Média	670	7607	8114	4963	4963	771	47,01	0,80

O alto rendimento exergético apresentado na Condição Atual de operação, deve-se à utilização da energia elétrica que possui grande potencial exergético, e que portanto despense menor quantidade de energia para um dado fim. Este rendimento leva em conta somente a utilização final da energia elétrica, desconsiderando os fatores ligados à sua geração (maior parcela de origem hidroelétrica no Brasil), influências ambientais locais (alagamento de grandes áreas), rendimento da geração, distribuição e transformação. Estes fatores, se levados em conta, diminuiriam o rendimento exergético global desta proposta, como pode ser visto em uma análise apresentada no anexo 4.

Na tabela 8.3, são apresentados os valores médios de emissões de dióxido de carbono (CO₂), óxidos de nitrogênio (NO_x), óxidos de enxofre (SO_x) e material particulado provenientes da combustão do óleo combustível 1A, utilizando-se as equações apresentadas no capítulo 6, com a hipótese da caldeira trabalhar com 15% de excesso de ar e temperatura de chaminé constante (informações da Antártica).

Tabela 8.3 – Emissões e temperatura dos gases de combustão da condição atual.

Meses	Gas de comb. (Ton/mês)	Temperatura dos gases (°C)	CO2 (Ton/mês)	Nox (Ton/mês)	SOx (Ton/mês)	Particulado (kg/mês)
Janeiro	7959	250	1082	2,39	255	162
Fevereiro	7558	250	1028	2,27	242	154
Março	5568	250	757	1,67	178	114
Abril	6628	250	901	1,99	212	135
Maio	5184	250	705	1,56	166	106
Junho	5716	250	777	1,71	183	117
Julho	7257	250	987	2,18	232	148
Agosto	6836	250	930	2,05	219	140
Setembro	8821	250	1200	2,65	282	180
Outubro	10342	250	1407	3,10	331	211
Novembro	10283	250	1399	3,08	329	210
Dezembro	9831	250	1337	2,95	315	201
Média	7665	250	1042	2,30	245	156
Soma	91984		12510	27,60	2943	1877

Na tabela 8.4, são apresentadas as taxas de consumo de energia elétrica, combustível, e água de resfriamento, rendimento exergético e o coeficiente β total característico da Proposta 1, obtidos a partir das simulações.

Apesar dos valores de demanda de energia elétrica de processo e refrigeração, serem os mesmos da Condição Atual de Operação, verifica-se um pequeno aumento do coeficiente β total desta proposta. Isto se deve ao aumento de demanda de energia elétrica necessária para o acionamento dos compressores de gás natural.

Nos meses de abril e maio, os rendimentos exergéticos são mais elevados, em função do aumento da energia térmica em relação à elétrica. Em consequência da diminuição do fator β aumenta a possibilidade do aproveitamento da energia contida nos gases de exaustão da turbina, através da produção de vapor (energia térmica), elevando portanto o rendimento exergético global da proposta.

Tabela 8.4 - Demanda térmica e rendimento da Proposta 1

Meses	Combustível			Consumo de água de resfriam. (m3/h)	Rendimento Exergético (%)	Coeficiente β Total	Rendimento da turbina (%)	Temperat. na entrada da caldeira (°C)	Temperat. de saída da caldeira (°C)
	Consumo Combustível (kg/h)	Demanda Energia (kW)	Demanda Exergia (kW)						
Janeiro	2244	24155	25121	967	27,42	0,94	25,07	439	276
Fevereiro	2214	23829	24782	922	24,34	0,88	24,88	435	262
Março	1919	20652	21478	678	25,42	1,05	22,88	392	276
Abril	1830	19693	20481	681	31,05	0,79	22,21	379	235
Maio	1251	13460	13999	468	32,99	0,88	26,59	478	267
Junho	1233	13272	13803	602	27,26	0,81	26,39	473	230
Julho	1886	20300	21112	439	25,69	0,79	22,64	387	235
Agosto	1854	19949	20747	628	28,57	0,81	22,39	382	239
Setembro	2129	22918	23834	840	29,68	0,76	24,34	422	233
Outubro	2211	23794	24746	969	29,70	0,71	24,86	434	220
Novembro	2340	25185	26192	1110	28,54	0,76	25,65	454	235
Dezembro	2402	25848	26882	950	28,21	0,80	26,01	463	262
Média	1959	21088	21932	771	28,24	0,83	24,49	428	247

Na tabela 8.5, referente a Proposta 1, são apresentados os valores médios de emissões de dióxido de carbono (CO₂), óxidos de nitrogênio (NO_x), óxidos de enxofre (SO_x) e material particulado provenientes da combustão do gás natural. As emissões foram calculadas a partir dos valores médios apresentados pelo fabricante, conforme descrito no capítulo 6.

Tabela 8.5 – Emissões e temperatura dos gases de combustão da Proposta 1.

Meses	Gases Combustão (Ton/mês)	Temp. gases (Duct-Burn) (°C)	Temp. gases (saída Cald.) (°C)	CO2 (Ton/mês)	Nox (s/ inj. Vap.) (Ton/mês)	Nox (c/ inj. Vap.) (Ton/mês)	Consumo de Vapor (Ton/mês)	Particulado (kg/mês)
Janeiro	95282	439	276	4570	3,53	2,38	4175	389
Fevereiro	86041	435	262	4079	3,18	2,15	3720	351
Março	95040	392	276	3977	3,52	2,38	3569	388
Abril	91910	379	235	3688	3,40	2,30	3294	375
Mai	47754	478	267	2512	1,77	1,19	2326	195
Junho	46245	473	230	2402	1,71	1,16	2220	189
Julho	95015	387	235	3916	3,52	2,38	3508	388
Agosto	94991	382	239	3855	3,51	2,37	3448	388
Setembro	92125	422	233	4222	3,41	2,30	3833	376
Outubro	95257	434	220	4510	3,52	2,38	4112	389
Novembro	92279	454	235	4588	3,41	2,31	4212	377
Dezembro	95338	463	262	4849	3,53	2,38	4467	389
Média	85606	428	247	3931	3,17	2,14	3574	349
Soma	1027276			47166	38,01	25,68	42883	4193

Na tabela 8.6, referente a Proposta 2, são apresentadas as taxas de consumo de gás natural, de água de resfriamento do sistema de refrigeração, o rendimento exergético, o coeficiente β total, o rendimento da turbina e a porcentagem de gás consumido na pós queima em relação ao total.

Tabela 8.6 - Demanda térmica e rendimento da Proposta 2

Meses	Combustível			Consumo água de Resfriamento (m ³ /h)	Rendimento Exergético (%)	Coeficiente β Total	Rendimento da turbina (%)	% de gás Queimado no Duct-burn
	Consumo Combustível (kg/h)	Demanda de Energia (kW)	Demanda de Exergia (kW)					
Janeiro	2635	28357	29491	1993	23,35	0,33	23,41	12,20
Fevereiro	2605	28031	29152	1886	32,59	0,34	23,25	12,16
Março	1433	15426	16043	1315	31,00	0,39	27,46	7,30
Abril	1501	16149	16795	1320	31,20	0,32	26,57	16,76
Mai	1245	13396	13932	930	29,92	0,49	25,40	7,69
Junho	1360	14636	15221	1148	29,81	0,32	25,42	15,36
Julho	1725	18564	19306	860	31,92	0,38	27,82	21,09
Agosto	1492	16057	16699	1205	23,92	0,35	26,93	14,15
Setembro	2543	27371	28466	1687	23,42	0,33	22,75	12,63
Outubro	2802	30154	31360	1997	23,27	0,29	23,15	15,07
Novembro	2987	32150	33436	2272	24,55	0,27	23,78	15,76
Dezembro	2793	30054	31257	1951	27,38	0,34	23,98	12,85
Média	2093	22529	23430	1547	27,69	0,35	24,99	13,59

O baixo valor do coeficiente β total desta proposta, decorre da redução da demanda de energia elétrica, em função da substituição dos compressores de amônia pelos sistemas de absorção, e do aumento da demanda de vapor nestes sistemas. Nota-se que com o aumento da demanda de vapor existe a necessidade de queima suplementar na caldeira de recuperação

(vazão de gás no duct-burn), o que contribui para diminuir o rendimento exergético da proposta. Outro fator importante é o aumento do consumo de água de resfriamento do sistema de refrigeração por absorção.

Na tabela 8.7, referente a Proposta 2, são apresentados os valores médios de emissões de dióxido de carbono (CO₂), óxidos de nitrogênio (NO_x), óxidos de enxofre (SO_x) e material particulado provenientes da combustão do gás natural.

Tabela 8.7 – Emissões e temperatura dos gases de combustão da Proposta 2.

Meses	Gases Combustão (Ton/mês)	Temp. gases (Duct-Burn) (°C)	Temp. gases (saída Cald.) (°C)	CO2 (Ton/mês)	Nox (s/ inj. Vap.) (Ton/mês)	Nox (c/ inj. Vap.) (Ton/mês)	Consumo de Vapor (Ton/mês)	Particulado (kg/mês)
Janeiro	95094	767	165	5252	3,52	2,38	4901	388
Fevereiro	85877	759	165	4696	3,18	2,15	4376	351
Março	47794	618	165	2824	1,77	1,19	2666	195
Abril	46195	758	165	2841	1,71	1,15	2701	189
Mai	47661	555	168	2501	1,76	1,19	2315	195
Junho	46125	683	165	2612	1,71	1,15	2448	188
Julho	47819	914	165	3298	1,77	1,20	3208	195
Agosto	47759	722	165	2921	1,77	1,19	2775	195
Setembro	91961	755	165	4929	3,40	2,30	4578	375
Outubro	95067	877	165	5535	3,52	2,38	5211	388
Novembro	92065	943	165	5656	3,41	2,30	5377	376
Dezembro	95155	820	165	5520	3,52	2,38	5194	388
Média	69881	764	165	4049	2,59	1,75	3812	285
Soma	838571			48586	31,03	20,96	45749	3423

Nesta proposta percebe-se uma redução da temperatura dos gases na saída da caldeira de recuperação, o que é bom do ponto de vista ambiental. Entretanto, a queima suplementar na caldeira de recuperação pode ocasionar um aumento da quantidade de NO_x liberado, já que os gases de combustão com excesso de ar ficam expostos as altas temperaturas nessa região (formação de NO_x térmico).

Uma forma de se controlar a emissão quantidade de NO_x liberado, pode ser através da injeção de vapor d'água na câmara de combustão da turbina. A partir de informações do fabricante da turbina utilizada nas simulações, como pode ser verificado na tabela 8.7, pode se conseguir uma redução média no nível de emissões de NO_x de até 30% em comparação com a turbina trabalhando sem injeção. Deve ser observado que o vapor produzido e injetado na câmara de combustão é produzido na caldeira de recuperação, e deve ser contabilizado na análise térmica global, já que, seu consumo não é desprezível, como pode ser visto na tabela 8.7.

Na tabela 8.8, referente a Proposta 3, são apresentadas as taxas de consumo de gás natural, água de resfriamento do sistema de refrigeração, o rendimento exergético, o coeficiente β total, o rendimento da turbina e a porcentagem de gás consumido na pós queima em relação ao total.

Tabela 8.8 - Demanda térmica e rendimento da Proposta 3

Meses	Combustível			Consumo de água de resfriamento (m ³ /h)	Rendimento Exergético (%)	Coeficiente β Total	Rendimento da turbina (%)	% gás natural Queimado no Duct-burn
	Consumo Combustível (kg/h)	Demanda de Energia (kW)	Demanda de Exergia (kW)					
Janeiro	2175	23410	24346	1331	28,29	0,57	24,52	0,76
Fevereiro	2176	23418	24355	1263	28,33	0,56	24,35	2,05
Março	1852	19929	20726	902	25,23	0,84	22,37	0,00
Abril	1464	15757	16387	905	31,77	0,52	27,88	6,54
Mai	1344	14464	15042	981	28,90	0,62	25,96	10,98
Junho	1218	13113	13638	794	33,39	0,53	26,07	1,09
Julho	1942	20901	21737	911	26,48	0,51	22,64	0,00
Agosto	1453	15643	16269	831	32,76	0,55	28,14	4,26
Setembro	2164	23291	24223	1138	28,11	0,52	23,82	5,19
Outubro	2320	24972	25971	1333	28,28	0,47	24,31	8,44
Novembro	2525	27174	28261	1380	27,53	0,42	24,51	14,63
Dezembro	2328	25051	26053	1305	29,45	0,54	25,03	3,90
Média	1913	20594	21417	1089	29,04	0,55	24,97	4,82

Na tabela 8.9, são apresentados os valores médios de emissões de dióxido de carbono (CO₂), óxidos de nitrogênio (NO_x), óxidos de enxofre (SO_x) e material particulado provenientes da combustão do gás natural, da Proposta 3.

Tabela 8.9 – Emissões e temperatura dos gases de combustão da Proposta 3.

Meses	Gases Combustão (Ton/mês)	Temp. gases (Duct-Burn) (°C)	Temp. gases (saída Cald.) (°C)	CO ₂ (Ton/mês)	Nox (s/ inj. Vap.) (Ton/mês)	Nox (c/ inj. Vap.) (Ton/mês)	Consumo de Vapor (Ton/mês)	Particulado (kg/mês)
Janeiro	95215	436	176	4445	3,52	2,38	4046	389
Fevereiro	85983	448	178	4016	3,18	2,15	3656	351
Março	94987	382	204	3851	3,51	2,37	3444	388
Abril	46279	621	165	2783	1,71	1,16	2635	189
Mai	47731	627	165	2673	1,77	1,19	2500	195
Junho	46204	479	172	2377	1,71	1,16	2193	189
Julho	94992	387	235	4019	3,51	2,37	3612	388
Agosto	47840	590	165	2858	1,77	1,20	2703	195
Setembro	92067	475	177	4282	3,41	2,30	3895	376
Outubro	95190	532	172	4704	3,52	2,38	4316	389
Novembro	92169	635	166	4900	3,41	2,30	4545	376
Dezembro	95274	489	174	4718	3,53	2,38	4329	389
Média	77828	508	179	3.802	2,88	1,95	3.490	318
Soma	933931			45.628	34,56	23,35	41.874	3.812

Baseado nos critérios apresentados no capítulo 6, foram elaborada planilhas com levantamentos de custos de operação que auxiliaram na análise econômica das propostas. Na tabela 8.10 são apresentados os custos operacionais da Condição Atual de Operação, destacando que o custo mensal para a produção da exergia desejada, é relativo ao custo operacional necessário para produzir a exergia requerida pelo processo.

Tabela 8.10 - Custo operacional da condição atual de operação.

Meses	Custo Mensal			Custo de Manutenção		Custo Mensal Manutenção + Combustível+ Eletricidade (R\$/mês)	Custo Mensal P/ produção da Exergia Desejada (R\$/kW)
	Combustível (R\$/mês)	Eletricidade (R\$/mês)	Água de Condensação (R\$/mês)	Compressor Frigorífico (R\$/mês)	Tranformador Média e alta tensão (R\$/mês)		
Janeiro	88.241,87	224.263,82	14.962,51	1.231,20	6.000,00	334.699,40	48,60
Fevereiro	83.795,68	210.799,01	12.888,08	1.058,40	6.000,00	314.541,16	45,76
Março	61.737,31	198.570,45	10.496,98	850,20	6.000,00	277.654,94	53,29
Abril	73.484,37	189.285,66	10.191,36	825,60	6.000,00	279.786,98	53,93
Mai	57.471,11	189.651,47	7.237,81	585,60	6.000,00	260.946,00	60,21
Junho	63.372,01	191.541,85	9.012,23	724,20	6.000,00	270.650,29	59,65
Julho	80.455,76	210.195,24	6.791,43	547,20	6.000,00	303.989,63	52,93
Agosto	75.795,89	207.649,21	9.721,50	783,60	6.000,00	299.950,19	56,46
Setembro	97.799,51	227.878,47	12.583,91	1.029,60	6.000,00	345.291,50	50,89
Outubro	114.662,23	239.441,91	14.990,45	1.233,60	6.000,00	376.328,19	51,44
Novembro	114.009,61	228.451,34	16.618,15	1.359,00	6.000,00	366.438,10	47,28
Dezembro	109.001,32	230.110,99	14.696,68	1.208,40	6.000,00	361.017,39	47,22
Média	82.802,30	212.319,95	11.682,59	953,05	6.000,00	315.941,15	52,30
Custo Total	1.019.826,67	2.547.839,41	140.191,10	11.436,60	72.000,00	3.791.293,78	-----

Na tabela 8.11 são apresentados os custos operacionais da Proposta 1. Na sua composição, foi levado em conta o custo operacional e de manutenção necessário para produzir a exergia requerida pelo processo (vapor, refrigeração e energia elétrica), e também o custo do contrato de reserva de energia para autogerador, o que representa em média 4,9% dos custos totais de operação e manutenção.

Tabela 8.11 - Custo operacional da Proposta 1

Meses	Combustível Custo Mensal (R\$/mês)	Água de Resfriamento Custo Mensal (R\$/mês)	Custo de Manutenção			Custo Mensal do contrato de reserva de energia (R\$/mês)	Custo Mensal Manutenção + Combustível+ Eletricidade (R\$/mês)	Custo Mensal P/ produção da Exergia Desejada (R\$/kW)
			Compressor Frigorífico (R\$/mês)	Tranformador (R\$/mês)	Turbina (R\$/mês)			
Janeiro	207.724,71	14.962,44	1.231,20	2.000,00	22.528,83	10.876,57	259.323,75	37,65
Fevereiro	185.091,82	12.888,03	1.058,40	2.000,00	19.922,92	10.876,57	231.837,73	33,60
Março	177.601,22	10.496,93	850,20	2.000,00	17.581,34	10.876,57	219.406,26	41,96
Abril	163.893,59	10.191,31	825,60	2.000,00	15.744,34	10.876,57	203.531,40	39,09
Mai	115.753,80	7.237,78	585,60	2.000,00	13.713,58	10.876,57	150.167,33	34,54
Junho	110.456,14	9.012,19	724,20	2.000,00	13.970,37	10.876,57	147.039,47	32,29
Julho	174.575,17	6.791,40	547,20	2.000,00	17.096,95	10.876,57	211.887,29	36,82
Agosto	171.556,18	9.721,45	783,60	2.000,00	16.617,23	10.876,57	211.555,02	39,69
Setembro	190.725,23	12.583,86	1.029,60	2.000,00	20.081,54	10.876,57	237.296,79	34,85
Outubro	204.623,88	14.990,39	1.233,60	2.000,00	22.007,32	10.876,57	255.731,76	34,82
Novembro	209.593,65	16.627,51	1.359,00	2.000,00	23.305,94	10.876,57	263.762,66	33,90
Dezembro	222.284,29	14.696,62	1.208,40	2.000,00	23.722,56	10.876,57	274.788,44	35,81
Média	173.781,40	11.683,33	953,05	2.000,00	18.857,74	10.876,57	222.193,99	36,25
Custo Total	2.133.879,68	140.199,93	11.436,60	24.000,00	226.292,92	130.518,78	2.666.327,91	

Na tabela 8.12 são apresentados os custos operacionais da Proposta 2. O custo de manutenção desta proposta é menor que no caso anterior, pelo fato de não existir o transformador para a carga de refrigeração. Nota-se que o custo da água de resfriamento é quase o dobro da proposta anterior.

Tabela 8.12 - Custo Operacional da Proposta 2

Meses	Combustível Custo Mensal (R\$/mês)	Água de Resfriamento Custo Mensal (R\$/mês)	Custo de Manutenção		Custo Mensal do contrato de reserva de energia (R\$/mês)	Custo Mensal Manutenção + Combustível+ Eletricidade (R\$/mês)	Custo P/ Obtenção da Exergia Desejada (%)
			Compressor Frigorífico (R\$/mês)	Turbina (R\$/mês)			
Janeiro	243.849,09	30.839,29	1.231,20	18.559,94	10.876,57	305.356,09	44,34
Fevereiro	217.722,07	26.354,85	1.058,40	16.474,31	10.876,57	272.486,19	39,50
Março	132.649,82	20.347,22	850,20	14.605,94	10.876,57	179.329,75	34,30
Abril	134.394,61	19.763,46	825,60	12.857,74	10.876,57	178.717,98	34,32
Mai	115.194,80	14.393,41	585,60	11.683,27	10.876,57	152.733,65	35,13
Junho	121.798,48	17.194,46	724,20	11.334,17	10.876,57	161.927,87	35,56
Julho	159.634,28	13.315,29	547,20	15.160,21	10.876,57	199.533,55	34,67
Agosto	138.081,72	18.650,95	783,60	13.807,83	10.876,57	182.200,66	34,18
Setembro	227.782,91	25.268,48	1.029,60	16.660,45	10.876,57	281.618,01	41,36
Outubro	259.307,82	30.904,70	1.233,60	18.032,45	10.876,57	320.355,13	43,62
Novembro	267.549,33	34.026,44	1.359,00	18.748,37	10.876,57	332.559,70	42,74
Dezembro	258.449,01	30.197,02	1.208,40	19.810,93	10.876,57	320.541,92	41,78
Média	189.701,16	23.437,96	953,05	15.644,64	10.876,57	240.613,37	38,46
Custo Total	2.276.413,92	281.255,57	11.436,60	187.735,63	119.642,22	2.887.360,50	

Na tabela 8.13 são apresentados os custos operacionais da Proposta 3. O indicador “custo para obtenção da exergia desejada” desta proposta, apresentou valor médio inferior ao de todas as proposta e da condição atual de operação, o que representa um bom indicador para a tomada de decisão.

Tabela 8.13 - Custo operacional da Proposta 3

Meses	Combustível Custo Mensal (R\$/mês)	Água de Resfriamento Custo Mensal (R\$/mês)	Custo de Manutenção			Custo Mensal do contrato de reserva de energia (R\$/mês)	Custo Mensal Manutenção + Combustível+ Eletricidade (R\$/mês)	Custo p / obtenção da Exergia Desejada (R\$/mês)
			Compressor Frigorífico e Absorção (R\$/mês)	Tranformador (R\$/mês)	Turbina (R\$/mês)			
Janeiro	201.310,98	20.592,72	1.231,20	2.000,00	21.254,18	10.876,57	257.265,64	37,35
Fevereiro	181.893,01	17.655,48	1.058,40	2.000,00	18.817,45	10.876,57	232.300,91	33,67
Março	171.372,96	13.954,09	850,20	2.000,00	16.636,90	10.876,57	215.690,72	41,25
Abril	131.126,03	13.550,83	825,60	2.000,00	14.828,00	10.876,57	173.207,02	33,26
Mai	124.378,57	15.186,72	585,60	2.000,00	13.299,77	10.876,57	166.327,23	38,26
Junho	109.128,48	11.885,11	724,20	2.000,00	13.136,32	10.876,57	147.750,69	32,44
Julho	179.737,17	14.096,15	547,20	2.000,00	16.723,80	10.876,57	223.980,88	38,92
Agosto	134.521,37	12.855,91	783,60	2.000,00	15.727,35	10.876,57	176.764,79	33,16
Setembro	193.828,24	17.042,00	1.029,60	2.000,00	18.988,51	10.876,57	243.764,91	35,80
Outubro	214.745,76	20.635,20	1.233,60	2.000,00	20.730,65	10.876,57	270.221,77	36,80
Novembro	226.138,88	20.673,46	1.359,00	2.000,00	21.075,52	10.876,57	282.123,42	36,26
Dezembro	215.424,78	20.189,60	1.208,40	2.000,00	22.467,21	10.876,57	272.166,56	35,47
Média	173.633,85	16.526,44	953,05	2.000,00	17.807,14	10.876,57	221.797,05	36,05
Custo Total	2.083.606,22	198.317,28	11.436,60	24.000,00	213.685,67	130.518,78	2.661.564,55	

8.2 Análise Energética, ambiental e econômica das propostas de cogeração, com venda de energia excedente

Na condição atual, o custo da energia elétrica é composto da parcela do consumo relativo ao período de ponta e fora de ponta, e da demanda nesses dois períodos. Como o

processo de produção de cerveja é do tipo descontínuo, existem períodos em que a demanda elétrica varia, fazendo com que o fator de carga da empresa seja baixo o que pode ocasionar a cobrança de multa por ultrapassar a demanda contratada, e a necessidade do aumento da demanda contratada. Com as turbinas em operação, nos momentos de baixa demanda de energia para o processo existe a possibilidade da empresa vender o excedente da energia produzida.

Com esse panorama apresentado, faz-se as seguintes suposições. Como as turbinas foram dimensionadas para atender a demanda máxima da empresa, e sendo o fator de utilização¹ das propostas por volta de 56%, são apresentados a seguir as simulações das três proposta anteriores com a característica de atender a demanda de energia de processo e a possibilidade da venda de energia elétrica excedente para a concessionária de energia elétrica. Foi estipulado no mês de junho a parada para manutenção de uma turbina, por ser mês de menor demanda da fábrica.

Na tabela 8.14, são apresentadas as novas demandas da proposta 1. O rendimento exergético global (processo mais energia vendida) atingiu valores médios de 30,5%, sendo junho o mês que apresentou maior rendimento pelo fato de estar operando com apenas uma turbina. Como as turbinas foram simuladas para trabalhar na condição máxima projetada ao longo de todo o ano, o rendimento utilizado nas simulações das propostas com venda de energia elétrica foi de 28%, este rendimento leva em conta as variações de temperatura e pressão local em relação a condição ISO.

Tabela 8.14 - Demanda térmica e rendimento da Proposta 1 - com venda de energia para a concessionária

Meses	Combustível			Consumo de água de resfriamento (m ³ /h)	Rendimento Exergético (%)	Rend. Exerg. (Processo + Energia Venda) (%)	Relação entre Energia Elétrica e Térmica
	Consumo Combustível (kg/h)	Demanda de Energia (kW)	Demanda de Exergia (kW)				
Janeiro	2809	30237	31447	967	21,90	29,84	1,33
Fevereiro	2809	30237	31447	922	16,63	30,28	1,27
Março	2809	30237	31447	678	16,56	28,80	1,90
Abril	2809	30237	31447	681	13,82	29,85	1,55
Mai	2809	30237	31447	468	28,96	29,30	2,05
Junho	1405	15119	15723	602	18,30	31,48	0,90
Julho	2809	30237	31447	439	16,95	30,88	1,46
Agosto	2809	30237	31447	628	21,65	29,94	1,55
Setembro	2809	30237	31447	840	23,35	31,11	1,16
Outubro	2809	30237	31447	969	24,74	31,74	1,03
Novembro	2809	30237	31447	1110	24,40	31,35	1,00
Dezembro	2809	30237	31447	950	20,77	31,32	1,08
Média	2692	28977	30136	771	20,67	30,49	1,36

Na tabela 8.15, 8.17 e 8.19 são apresentados os valores de emissões das propostas com Venda de energia Elétrica. Pelos valores apresentados, as emissões aumentam, porque, a turbina trabalha a plena carga e aumenta a geração de gases de combustão. As concentrações de emissões apresentadas nas tabelas a seguir, são menores que as apresentadas na proposta 1 sem venda de energia porque, quando uma turbina opera em carga parcial, a quantidade das emissões tende a aumentar.

¹ Relação entre a demanda de energia utilizada contra a demanda máxima disponível.

Tabela 8.15 – Emissões e temperatura dos gases de combustão - Proposta 1, com venda de energia elétrica.

Meses	Gases Combustão (Ton/mês)	Temp. gases (Duct-Burn) (°C)	Temp. gases (saída Cald.) (°C)	CO2 (Ton/mês)	Nox (s/ inj. Vap.) (Ton/mês)	Nox (s/ inj. Vap.) (Ton/mês)	Consumo de Vapor (Ton/mês)	Particulado (kg/mês)
Janeiro	95702	526	368	5553	3,54	2,39	5226	391
Fevereiro	86441	526	360	5016	3,20	2,16	4720	353
Março	95702	526	416	5553	3,54	2,39	5226	391
Abril	92615	526	390	5374	3,43	2,32	5057	378
Mai	95702	526	424	5553	3,54	2,39	5226	391
Junho	46307	526	289	2687	1,71	1,16	2529	189
Julho	95702	526	382	5553	3,54	2,39	5226	391
Agosto	95702	526	391	5553	3,54	2,39	5226	391
Setembro	92615	526	344	5374	3,43	2,32	5057	378
Outubro	95702	526	319	5553	3,54	2,39	5226	391
Novembro	92615	526	331	5374	3,43	2,32	5057	378
Dezembro	95702	526	330	5553	3,54	2,39	5226	391
Média	90042	526	362	5225	3,33	2,25	4917	368
Soma	1080507			62700	39,98	27,01	58999	4410

Na tabela 8.16, são apresentados os valores de taxa de consumo de energia, exergia, rendimento e a porcentagem de consumo de gás no “duct-burn” (pós queima na caldeira de recuperação) da Proposta 2 com Venda de energia Elétrica. Observa-se que com o aumento da demanda da turbina, houve diminuição da pós queima na caldeira de recuperação.

Tabela 8.16 - Demanda térmica e rendimento da Proposta 2 - com venda de energia para a concessionária

Meses	Combustível			Consumo água de Resfriamento (m3/h)	Rendimento Térmico Global (%)	Rendimento Exergético (Processo) (%)	Rend. Exerg. (Processo + Energia Venda) (%)	Relação entre Energia Elétrica e Térmica	Parcela de gás no ductburn (%)
	Consumo Combustível (kg/h)	Demanda de Energia (kW)	Demanda de Exergia (kW)						
Janeiro	2879	30989	32228	1993	52,21	21,37	32,34	0,57	7,38
Fevereiro	2819	30335	31549	1886	53,36	16,63	33,35	0,57	0,98
Março	2809	30237	31447	1315	38,65	16,56	31,26	0,57	0,00
Abril	2809	30237	31447	1320	40,98	13,82	32,32	0,57	0,00
Mai	2809	30237	31447	930	31,57	24,55	30,96	0,57	0,00
Junho	1657	17838	18552	1148	60,53	18,30	30,63	0,28	46,42
Julho	2809	30237	31447	860	39,56	16,95	32,46	0,57	0,00
Agosto	2809	30237	31447	1205	40,45	21,65	32,27	0,57	0,00
Setembro	2809	30237	31447	1687	53,20	21,77	34,05	0,57	0,00
Outubro	3013	32430	33727	1997	55,43	21,40	32,68	0,57	20,59
Novembro	3248	34954	36352	2272	55,05	23,19	30,53	0,57	41,08
Dezembro	2956	31810	33083	1951	56,33	19,84	32,86	0,57	15,05
Média	2786	29982	31181	1547	48,11	19,67	32,14	0,55	10,96

Na tabela 8.17, são apresentados os valores de emissões da Proposta 2 com venda de energia elétrica. Vale destacar que nos meses em que a demanda de energia térmica diminui, a temperatura de saída dos gases aumenta. Devido a estimativa de parada de uma turbina para manutenção no mês de junho, houve a necessidade da queima de gás natural na caldeira de recuperação para atender à demanda de vapor do processo.

Tabela 8.17 – Emissões e temperatura dos gases de combustão da Proposta 2 – com venda de energia elétrica.

Meses	Gases Combustão (Ton/mês)	Temp. gases (Duct-Burn) (°C)	Temp. gases (saída Cald.) (°C)	CO2 (Ton/mês)	Nox (s/ inj. Vap.) (Ton/mês)	Nox (s/ inj. Vap.) (Ton/mês)	Consumo de Vapor (Ton/mês)	Particulado (kg/mês)
Janeiro	95702	565	165	5553	3,54	2,39	5226	391
Fevereiro	86441	531	165	5016	3,20	2,16	4720	353
Março	95702	526	275	5553	3,54	2,39	5226	391
Abril	92615	526	248	5374	3,43	2,32	5057	378
Maiο	95702	526	368	5553	3,54	2,39	5226	391
Junho	46307	804	165	2687	1,71	1,16	2529	189
Julho	95702	526	260	5553	3,54	2,39	5226	391
Agosto	95702	526	257	5553	3,54	2,39	5226	391
Setembro	92615	526	167	5374	3,43	2,32	5057	378
Outubro	95702	638	165	5553	3,54	2,39	5226	391
Novembro	92615	791	165	5374	3,43	2,32	5057	378
Dezembro	95702	607	165	5553	3,54	2,39	5226	391
Média	90042	591	214	5225	3,33	2,25	4917	368
Soma	1080507			62700	39,98	27,01	58999	4410

Na tabela 8.18, são apresentados os valores da taxa de consumo de energia e exergia, e rendimentos da Proposta 3 com Venda de energia Elétrica. Com a turbina trabalhando na potência máxima, a energia térmica proveniente dos gases de combustão é suficiente para atender à demanda de vapor, não havendo necessidade da pós queima na caldeira de recuperação. Com essa indicação, pode ser excluído do custo desta proposta o queimador suplementar da caldeira de recuperação.

Tabela 8.18 - Demanda térmica e rendimento da Proposta 3 - com venda de energia elétrica

Meses	Combustível			Consumo de água de resfriamento (m3/h)	Rendimento Térmico Global (%)	Rendimento Exergético (%)	Rendimento Exergético (Processo + Energia Venda) (%)	Relação entre Energia Elétrica e Térmica
	Consumo Combustível (kg/h)	Demanda de Energia (kW)	Demanda de Exergia (kW)					
Janeiro	2809	30237	31447	1331	53,51	21,90	31,02	0,85
Fevereiro	2809	30237	31447	1263	53,53	21,94	31,42	0,86
Março	2809	30237	31447	902	38,65	16,63	29,68	0,86
Abril	2809	30237	31447	905	40,98	16,56	30,73	0,86
Maiο	2809	30237	31447	981	31,57	13,82	29,73	0,86
Junho	1405	15119	15723	794	71,42	28,96	33,10	0,43
Julho	2809	30237	31447	911	39,56	18,30	31,28	0,86
Agosto	2809	30237	31447	831	40,45	16,95	30,78	0,86
Setembro	2809	30237	31447	1138	53,20	21,65	32,16	0,86
Outubro	2809	30237	31447	1333	59,45	23,35	32,92	0,86
Novembro	2809	30237	31447	1380	63,64	24,74	33,41	0,86
Dezembro	2809	30237	31447	1305	59,26	24,40	32,48	0,86
Média	2692	28977	30136	1089	50,43	20,77	31,56	0,83

Na tabela 8.19, são apresentados os valores de emissões da Proposta 3, com Venda de energia Elétrica. Os altos valores da temperatura de saída dos gases da caldeira, indicam a possibilidade de utilização um trocador de calor para o aproveitamento da energia térmica dos gases.

Tabela 8.19 – Emissões e temperatura dos gases de combustão da Proposta 3 – com venda de energia elétrica.

Meses	Gases Combustão (Ton/mês)	Temp. gases (Duct-Burn) (°C)	Temp. gases (saída Cald.) (°C)	CO2 (Ton/mês)	Nox (s/ inj. Vap.) (Ton/mês)	Nox (s/ inj. Vap.) (Ton/mês)	Consumo de Vapor (Ton/mês)	Particulado (kg/mês)
Janeiro	95702	526	276	5553	3,54	2,39	5226	391
Fevereiro	86441	526	279	5016	3,20	2,16	4720	353
Março	95702	526	396	5553	3,54	2,39	5226	391
Abril	92615	526	332	5374	3,43	2,32	5057	378
Maiο	95702	526	384	5553	3,54	2,39	5226	391
Junho	46307	526	178	2687	1,71	1,16	2529	189
Julho	95702	526	308	5553	3,54	2,39	5226	391
Agosto	95702	526	335	5553	3,54	2,39	5226	391
Setembro	92615	526	272	5374	3,43	2,32	5057	378
Outubro	95702	526	314	5553	3,54	2,39	5226	391
Novembro	92615	526	173	5374	3,43	2,32	5057	378
Dezembro	95702	526	246	5553	3,54	2,39	5226	391
Média	90042	526	291	5225	3,33	2,25	4917	368
Soma	1080507			62700	39,98	27,01	58999	4410

Nas tabelas 8.20, 8.21 e 8.22, são apresentados os custos operacionais de cada uma das propostas de cogeração com venda de energia excedente, sendo incluído como receita a venda da energia excedente. Para todas as propostas o valor do custo do contrato de reserva de energia foi de 130.000 reais por ano. Destaca-se que os custos operacionais da Proposta 2, que apresenta receita Mensal da Venda de energia excedente maior do que a Proposta 1, isso ocorre pelo fato do sistema de refrigeração por absorção não necessitar praticamente de energia elétrica, o que aumenta a disponibilidade de energia. Já a Proposta 3, apresenta uma receita intermediária ao das outras duas propostas, porque, possui os dois sistemas de refrigeração, absorção e compressão, trabalhando em paralelo.

Tabela 8.20 - Custo operacional da Proposta 1 - com venda de energia elétrica

Meses	Combustível Custo Mensal (R\$/mês)	Água de Resfriamento Custo Mensal (R\$/mês)	Custo de Manutenção			Custo Mensal da Venda de Energia p/ Concessionária (R\$/mês)	Custo Mensal Manutenção + Combustível+ Eletricidade (R\$/mês)	Custo da Energia Desejada R\$/kW
			Compressor Frigorífico (R\$/mês)	Tranformador (R\$/mês)	Turbina (R\$/mês)			
Janeiro	260.028,37	14.962,44	1.231,20	2.000,00	31.817,16	74.306,60	246.609,13	35,81
Fevereiro	234.864,33	12.888,03	1.058,40	2.000,00	28.738,08	70.521,32	219.904,08	31,87
Março	260.028,37	10.496,93	850,20	2.000,00	31.817,16	113.886,58	202.182,65	38,67
Abril	251.640,35	10.191,31	825,60	2.000,00	30.790,80	120.371,67	185.952,96	35,71
Maiο	260.028,37	7.237,78	585,60	2.000,00	31.817,16	144.828,62	167.716,85	38,58
Junho	125.820,18	9.012,19	724,20	2.000,00	15.395,40	11.400,24	152.428,29	33,47
Julho	260.028,37	6.791,40	547,20	2.000,00	31.817,16	117.761,65	194.299,04	33,76
Agosto	260.028,37	9.721,45	783,60	2.000,00	31.817,16	121.599,46	193.627,68	36,33
Setembro	251.640,35	12.583,86	1.029,60	2.000,00	30.790,80	85.674,10	223.247,08	32,79
Outubro	260.028,37	14.990,39	1.233,60	2.000,00	31.817,16	78.478,72	242.467,37	33,02
Novembro	251.640,35	16.627,51	1.359,00	2.000,00	30.790,80	59.878,90	253.415,33	32,57
Dezembro	260.028,37	14.696,62	1.208,40	2.000,00	31.817,16	64.756,80	255.870,31	33,35
Média	243.252,34	11.683,33	953,05	2.000,00	29.935,50	88.622,06	211.476,73	34,66
Custo Total	2.675.775,76	140.199,93	11.436,60	24.000,00	359.226,00	1.063.464,67	2.537.720,76	

Tabela 8.21 - Custo operacional da Proposta 2 - com venda de energia elétrica

Meses	Combustível Custo Mensal (R\$/mês)	Custo da água de refrigeração (R\$/mês)	Custo de Manutenção		Custo Mensal da Venda de Energia p/ Concessionária (R\$/mês)	Custo Mensal Manutenção + Combustível+ Eletricidade (R\$/mês)	Custo P/ Obtenção da Exergia Desejada (%)
			Compressor Frigorífico (R\$/mês)	Turbina (R\$/mês)			
Janeiro	266.483,83	30.839,29	1.231,20	31.817,16	105.207,84	236.040,21	34,27
Fevereiro	235.618,24	26.354,85	1.058,40	28.738,08	97.361,79	205.284,34	29,75
Março	260.020,23	20.347,22	850,20	31.817,16	136.973,71	186.937,67	35,75
Abril	251.632,35	19.763,46	825,60	30.790,80	142.770,65	171.118,12	32,86
Mai	260.020,09	14.393,41	585,60	31.817,16	160.331,25	157.361,58	36,20
Junho	148.451,30	17.194,46	724,20	15.395,40	32.489,86	160.152,05	35,17
Julho	260.020,09	13.315,29	547,20	31.817,16	132.536,87	184.039,44	31,98
Agosto	260.020,09	18.650,95	783,60	31.817,16	143.381,26	178.767,11	33,54
Setembro	251.632,35	25.268,48	1.029,60	30.790,80	112.278,42	207.319,37	30,45
Outubro	278.878,34	30.904,70	1.233,60	31.817,16	109.426,88	244.283,49	33,26
Novembro	290.884,87	34.026,44	1.359,00	30.790,80	95.565,56	272.372,12	35,01
Dezembro	273.547,43	30.197,02	1.208,40	31.817,16	95.208,20	252.438,37	32,90
Média	253.100,77	23.437,96	953,05	29.935,50	113.627,69	204.676,16	33,43
Custo Total	3.037.209,22	281.255,57	11.436,60	359.226,00	1.363.532,29	2.456.113,88	

Tabela 8.22 - Custo operacional da Proposta 3 - com venda de energia elétrica

Meses	Combustível Custo Mensal (R\$/mês)	Custo da água de resfriamento (R\$/mês)	Custo de Manutenção			Custo Mensal da Venda de Energia p/ Concessionária (R\$/mês)	Custo Mensal Manutenção + Combustível+ Eletricidade (R\$/mês)	Custo p / obtenção da Energia Desejada (R\$/mês)
			Compressor Frigorífico e Absorção (R\$/mês)	Tranformador (R\$/mês)	Turbina (R\$/mês)			
Janeiro	260.020,23	20.592,72	1.231,20	2.000,00	31.817,16	85.353,80	241.184,07	35,02
Fevereiro	234.856,98	17.655,48	1.058,40	2.000,00	28.738,08	80.113,38	215.072,13	31,17
Março	260.020,23	13.954,09	850,20	2.000,00	31.817,16	122.158,08	197.360,16	37,75
Abril	251.632,48	13.550,83	825,60	2.000,00	30.790,80	128.396,19	181.280,08	34,82
Mai	260.020,23	15.186,72	585,60	2.000,00	31.817,16	148.878,92	171.607,35	39,48
Junho	125.816,24	11.885,11	724,20	2.000,00	15.395,40	18.732,41	147.965,11	32,49
Julho	260.020,23	14.096,15	547,20	2.000,00	31.817,16	121.465,60	197.891,70	34,39
Agosto	260.020,23	12.855,91	783,60	2.000,00	31.817,16	129.411,88	188.941,58	35,45
Setembro	251.632,48	17.042,00	1.029,60	2.000,00	30.790,80	95.182,64	218.188,80	32,05
Outubro	260.020,23	20.635,20	1.233,60	2.000,00	31.817,16	89.542,94	237.039,81	32,28
Novembro	251.632,48	20.673,46	1.359,00	2.000,00	30.790,80	78.496,09	238.836,21	30,70
Dezembro	260.020,23	20.189,60	1.208,40	2.000,00	31.817,16	75.641,23	250.470,73	32,64
Média	244.642,69	16.526,44	953,05	2.000,00	29.935,50	97.781,10	207.153,15	34,02
Custo Total	2.935.712,25	198.317,28	11.436,60	24.000,00	359.226,00	1.173.373,17	2.485.837,74	

8.3 Análise Energética, ambiental e econômica global das propostas

Fazendo uma análise global comparativa entre as propostas, podemos notar que os rendimentos exergéticos das propostas de cogeração são menores que o obtido na Condição Atual de Operação, como pode ser verificado na figura 8.1. Vale destacar que, para calcular as exergias consumidas na Condição atual de operação, não foram consideradas as perdas de transmissão e de geração de energia elétrica, ou seja, as irreversibilidades atribuídas à geração e a distribuição da energia elétrica foram consideradas externas aos limites da condição atual de operação. Como para todas as propostas de cogeração, a energia elétrica é produzida dentro do volume de controle, as irreversibilidades da geração de energia elétrica são consideradas na análise das propostas, o que diminui o rendimento exergético das propostas de cogeração.

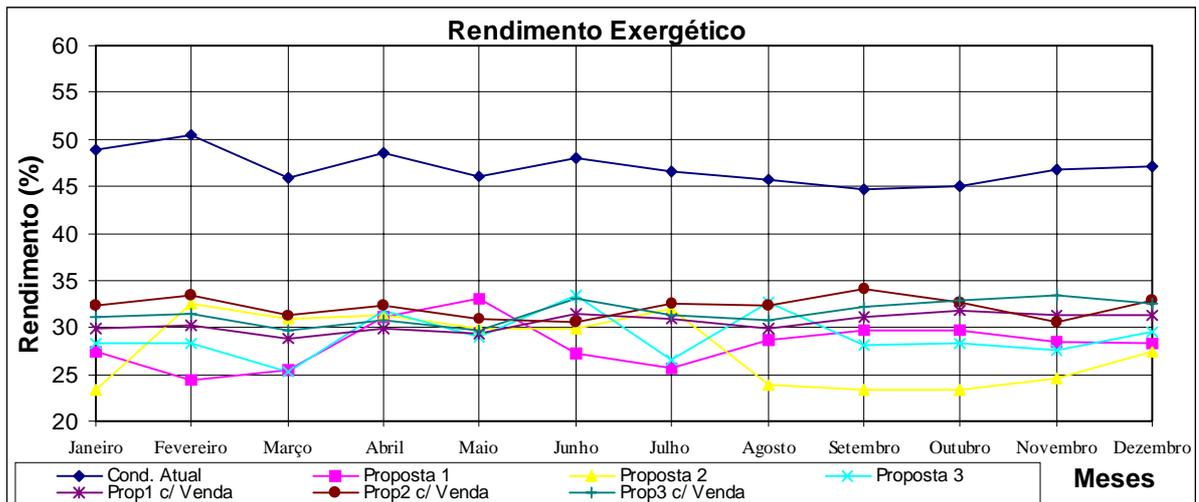


Figura 8.1 – Perfil do rendimento exergético da Condição atual de operação e das propostas de cogeração com e sem venda de energia elétrica.

Numa análise isolada os valores de rendimento obtidos podem não ser atrativos para o empreendedor que quer ampliar ou instalar uma nova planta cervejeira, logo, uma análise mais detalhada que contém os impactos ambientais e aspectos econômicos, podem servir de parâmetros para escolha de propostas.

Ao se verificar as informações apresentadas pelo MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA (1997), considerando-se 87% da geração de energia elétrica proveniente de hidroelétricas que possuem um rendimento médio de 85% e os outros 13% provenientes de termoelétricas com rendimento médio de 27%, e considerando 2 % de perdas de transmissão de energia, foi obtido um rendimento médio de geração de 77 %. Para se equalizar as propostas, foi considerado na Condição Atual de Operação as perdas de geração e distribuição da energia elétrica. Pode ser verificado na Figura 8.2, que o rendimento exergético da Condição Atual de Operação diminuí ficando próximo das propostas de cogeração, o que indica a necessidade de atenção ao se delimitar os limites de contorno dos estudos exergéticos realizados.

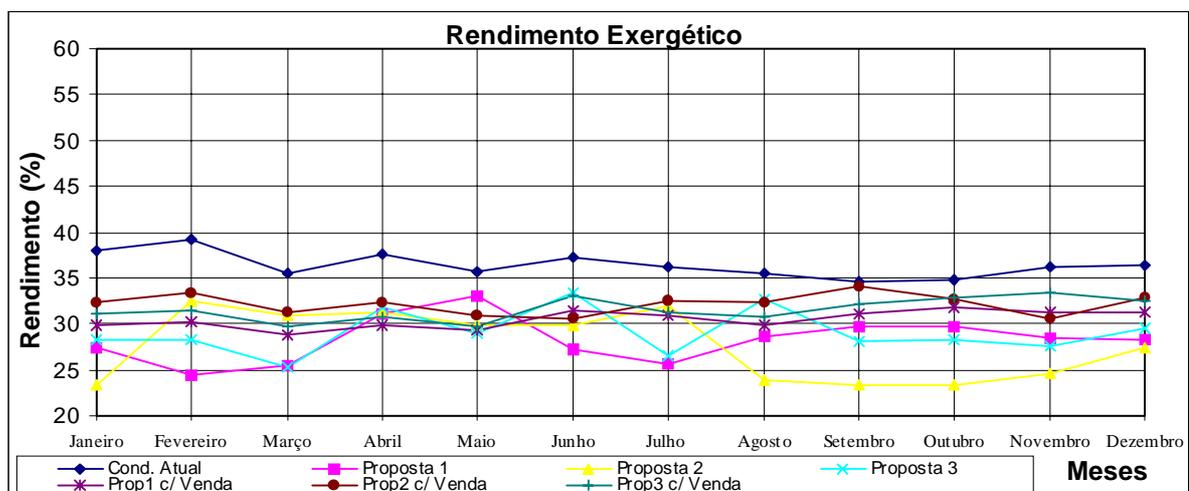


Figura 8.2 – Perfil do rendimento exergético da Condição atual de operação (considerando rendimento de geração) e das propostas de cogeração.

Observa-se que as propostas que trabalham com sistema de refrigeração por compressão apresentam melhores rendimentos exergéticos globais, se comparados com as que possuem somente máquinas de absorção. Isto entretanto, não significa que o sistema de absorção seja pior exergéticamente, mas pela necessidade de uma maior demanda de vapor, existe a necessidade em alguns casos de pós queima na caldeira de recuperação.

O rendimento das turbinas nas propostas analisadas ficou por volta de 24,5%. Este valor é considerado satisfatório quando comparado ao rendimento máximo de 28,3%, para a condição máxima de operação naquele local. A turbina na proposta 3 apresentou a maior variação de rendimento, devido à variação de carga de energia elétrica e térmica decorrentes de fatores operacionais. Entretanto esta configuração é a mais flexível em relação às variações de demanda elétrica e térmica.

O maior consumo de água de resfriamento ocorreu na proposta 2, em função da necessidade da retirada de calor do condensador (que é a mesma do sistema de refrigeração por compressão) e no absorvedor, onde ocorre o processo de absorção do vapor pela solução pobre.

Em todas as propostas apresentadas assim como na Condição Atual de Operação pode ser instalado um pré aquecedor de água. Como a quantidade de enxofre no gás natural é muito menor que no óleo combustível, este trocador de calor poderia trabalhar no limite até a temperatura de entrada de água (no caso das proposta 105°C). Esse nível de temperatura não é permitido em caldeiras à óleo combustível, devido à alta temperatura de ponto de orvalho², que ao ser atingida promove a corrosão interna da caldeira e acessórios.

Com a venda de energia excedente para a concessionária, todas as propostas diminuem o rendimento exergético relativo somente ao processo, mas se admitirmos que a energia elétrica excedente é um subproduto, todos os rendimentos sobem acima de 30%. As turbinas trabalhando a plena carga, operam com rendimento maior diminuindo as perdas.

Com as turbinas trabalhando em plena carga, vendendo a energia elétrica excedente, o fator β aumentou em todas as propostas, ficando todas compatíveis com os valores indicativos de sistemas de cogeração apresentados por NOGUEIRA(1996).

Do ponto de vista ambiental, como pode ser visto na tabela 8.23, tanto a Condição Atual como as propostas de cogeração apresentam problemas de impactos ambientais. Vale destacar que, estão sendo comparados os produtos de combustão das propostas de cogeração que levam em conta a geração de energia elétrica e a produção de vapor, e no caso da condição atual operação os produtos de combustão são provenientes somente da geração de vapor, logo os impactos ambientais provenientes da geração de energia elétrica que é proveniente de uma hidroelétrica ou uma termoelétrica não foram considerados.

² Para combustível líquido 1A, com 3,2% de enxofre, a temperatura de ponto de orvalho é de 150°C ESSO(1985)

Tabela 8.23 – Condições dos produtos de combustão da condição atual de operação e das propostas de cogeração.

Propostas	Gases Combustão (Ton/ano)	Temp. gases (saída Cald.) (°C)	CO2 (Ton/ano)	NOx (s/ inj. Vap.) (Ton/ano)	NOx (s/ inj. Vap.) (Ton/ano)	Consumo de Vapor (Ton/ano)	Particulado (kg/mês)	SOx (Ton/mês)
Condição Atual (Média)	7.665	250	1.042	2,3	-----	-----	156	245
Condição Atual (Soma)	91.984	-----	12.510	27,6	-----	-----	1.877	2943
Prop. 1 - S.V.E.(Média)	85.606	247	3.931	3,2	2,1	3.574	349	-----
Prop.1 - S.V.E. (Soma)	1.027.276	-----	47.166	38,0	25,7	42.883	4.193	-----
Prop. 2 - S.V.E.(Média)	69.881	165	4.049	2,6	1,7	3.812	285	-----
Prop. 2 - S.V.E. (Soma)	838.571	-----	48.586	31,0	21,0	45.749	3.423	-----
Prop. 3 - S.V.E.(Média)	77.828	179	3.802	2,9	1,9	3.490	318	-----
Prop. 3 - S.V.E. (Soma)	933.931	-----	45.628	34,6	23,3	41.874	3.812	-----
Prop. 1 - C.V.E.(Média)	90.042	362	5.225	3,3	2,3	4.917	368	-----
Prop.1 - C.V.E. (Soma)	1.080.507	-----	62.700	40,0	27,0	58.999	4.410	-----
Prop. 2 - C.V.E.(Média)	90.042	214	5.225	3,3	2,3	4.917	368	-----
Prop. 2 - C.V.E. (Soma)	1.080.507	-----	62.700	40,0	27,0	58.999	4.410	-----
Prop. 3 - C.V.E.(Média)	90.042	291	5.225	3,3	2,3	4.917	368	-----
Prop. 3 - C.V.E. (Soma)	1.080.507	-----	62.700	40,0	27,0	58.999	4.410	-----

Os impactos ambientais causados pelas vazões de gases de combustão e suas temperaturas de saída são presentes em todas as condições, uma forma de reduzir esse impacto é a possibilidade de instalação de um pré-aquecedor da água antes da caldeira, para aproveitar a energia contida nos gases, diminuindo a sua temperatura e portanto, os impactos ambientais. Para instalação deste tipo de equipamento deve ser verificada a perda de carga e o seu comprometimento no funcionamento da turbina.

O CO₂ gerado no processo de combustão contribui para o efeito estufa, não tendo grande impacto no âmbito local. A concentração desse nos gases de escape da caldeira da Condição Atual é de cerca de 13,6%, enquanto nas configurações propostas essa concentração é por volta de 5,2%. Entretanto devido a maior vazão de gases nas propostas, a quantidade total de CO₂ lançada é 3,8 vezes maior que na condição atual.

Do ponto vista local, a condição atual possui grandes problemas com relação a quantidade de SOx (por volta de 2.943 ton/ano), NOx (por volta de 28 ton/ano) e particulado (por volta de 1.877 ton/ano). Os dois primeiros contribuem para formação de chuva ácida e problemas respiratórios. No caso dos particulados o problema é a deposição sobre superfícies e a contaminação de lagos. No caso das turbinas a gás o particulado formado, embora de menor concentração se comparado ao formado na combustão de óleo combustíveis, apresentam-se em grande quantidade devido a grande massa de gases formado.

As turbinas a gás apresentadas nas proposta de cogeração podem utilizar injeção de vapor na câmara de combustão, promovendo dois efeitos, aumento da potência e redução da concentração de NOx. Ao avaliar a tabelas 8.23, verifica-se uma diminuição significativa da quantidade de NOx formado (média de 23,33 ton/ano) em comparação à Condição Atual de Operação. Esse benefício ambiental deve ser avaliado do ponto de vista energético, já que, aumenta-se em média a demanda de vapor em aproximadamente 44.576 toneladas de vapor ano, o que representa um aumento de 52% na demanda de vapor produzido tomando como base a demanda de vapor de processo.

Percebe-se que a demanda de vapor do processo não é suficiente para absorver toda a energia contida nos gases de combustão, fazendo com que a temperatura dos gases na saída da caldeira de recuperação seja alta. Vale destacar que em algumas das propostas, houve redução, e até a não necessidade de queima suplementar de gás na caldeira de recuperação, o que diminui a formação de NOx, sendo um indicador de que não existiria a necessidade do sistema de pós queima da caldeira de recuperação para estas propostas.

Para a análise das propostas do ponto de vista econômico, são apresentados na tabela 8.24 os custos operacionais (manutenção e consumo de energia) e de investimento, da condição atual de operação e das propostas de cogeração com e sem venda de energia elétrica. A análise foi realizada a partir da diferença entre custos operacionais e de investimento das propostas em relação à condição atual de operação. A taxa de retorno calculada na tabela 8.24 não leva em consideração o aumento do custo dos energéticos, inflação e depreciação dos equipamentos. São apresentadas também as rentabilidades e tempo de retorno do setor cervejeiro e da Antarctica conforme EXAME (1993 à 1997).

Tabela 8.24 - Análise econômica comparativa das Propostas com a condição atual de operação.

Descrição	(R\$)	Diferença Investimento (R\$)	Diferença Operacional (R\$)	Tempo de Retorno Anos	R.O.I. (%)
Setor cervejeiro	-----	-----	-----	5,23	19,13
Empresa Avaliada	-----	-----	-----	7,45	13,42
Condição Atual (Investimento)	4.709.572,00	-----	-----	-----	-----
Condição atual (Custo operacional)	3.791.293,78	-----	-----	-----	-----
Condições sem venda de energia elétrica					
Proposta 1 (Investimento)	12.348.052,42	7.638.480,42	-----	6,79	14,73
Proposta 1 (Custo operacional)	2.666.327,91	-----	-1.124.965,87	-----	-----
Proposta 2 (Investimento)	15.622.037,59	10.912.465,59	-----	12,07	8,28
Proposta 2 (Custo operacional)	2.887.360,50	-----	-903.933,29	-----	-----
Proposta 3 (Investimento)	14.215.040,26	9.505.468,26	-----	8,41	11,89
Proposta 3 (Custo operacional)	2.661.564,55	-----	-1.129.729,24	-----	-----
Condições com venda de energia elétrica					
Proposta 1-(Investimento)	12.348.052,43	7.638.480,43	-----	6,09	16,41
Proposta 1 (Custo operacional)	2.537.720,76	-----	-1.253.573,02	-----	-----
Proposta 2 (Investimento)	15.622.037,59	10.912.465,59	-----	8,17	12,24
Proposta 2 (Custo operacional)	2.456.113,88	-----	-1.335.179,90	-----	-----
Proposta 3 (Investimento)	14.215.040,26	9.505.468,26	-----	7,28	13,73
Proposta 3 (Custo operacional)	2.485.837,74	-----	-1.305.456,04	-----	-----

Como pode ser visto na figura 8.3, o tempo de retorno de investimento e o R.O.I. obtidos nas propostas de cogeração não atingiram os valores médios esperados pelo setor cervejeiro, o que pode representar em primeira análise a não atratividade para as empresas do setor desse tipo de proposta. Com relação à Antarctica, as propostas 1 com e sem venda de energia e a proposta 3 com venda de energia são viáveis para a empresa.

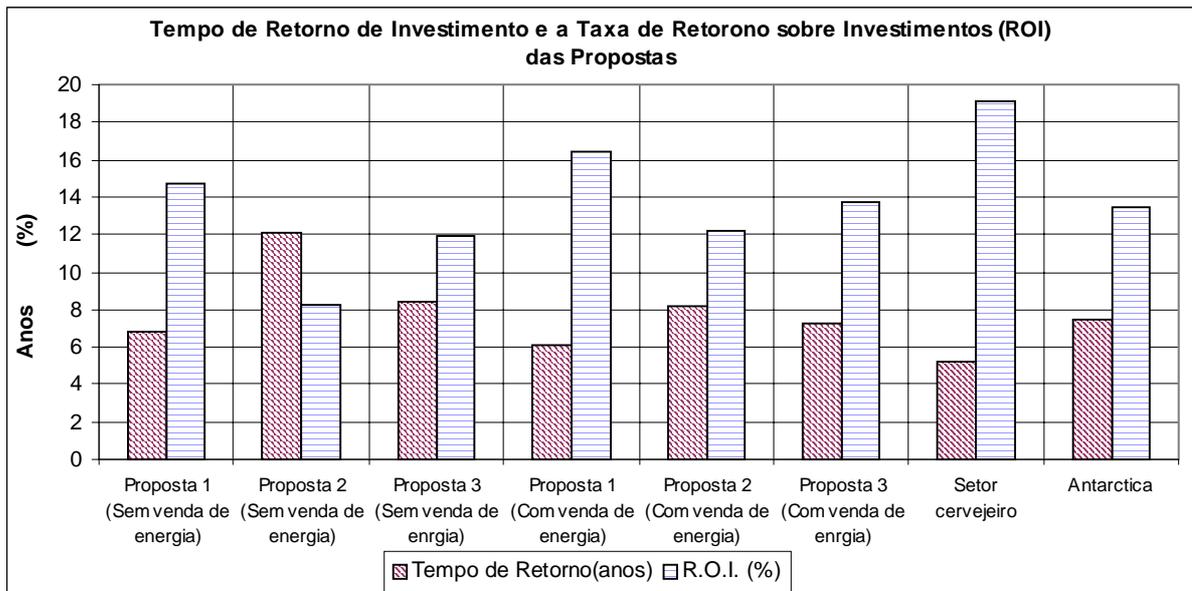


Figura 8.3 – Tempo de retorno e a taxa de retorno sobre investimento (ROI) das propostas de cogeração.

Os elevados custos das propostas, devido à necessidade de equipamentos importados nas propostas de cogeração (turbinas, caldeira de recuperação, assim como equipamentos como as máquinas de refrigeração por absorção), perdem atratividade se comparadas à condição atual de operação onde todos os equipamentos utilizados são nacionais.

Ao se fazer uma análise dos custos operacionais de todas as propostas pode ser verificado na figura 8.4, que o custo operacional da condição atual de operação foi sempre superior a qualquer uma das propostas de cogeração. É importante ser observado que na análise de rentabilidade realizada não foi levado em conta a taxa de variação dos custos operacionais das propostas.

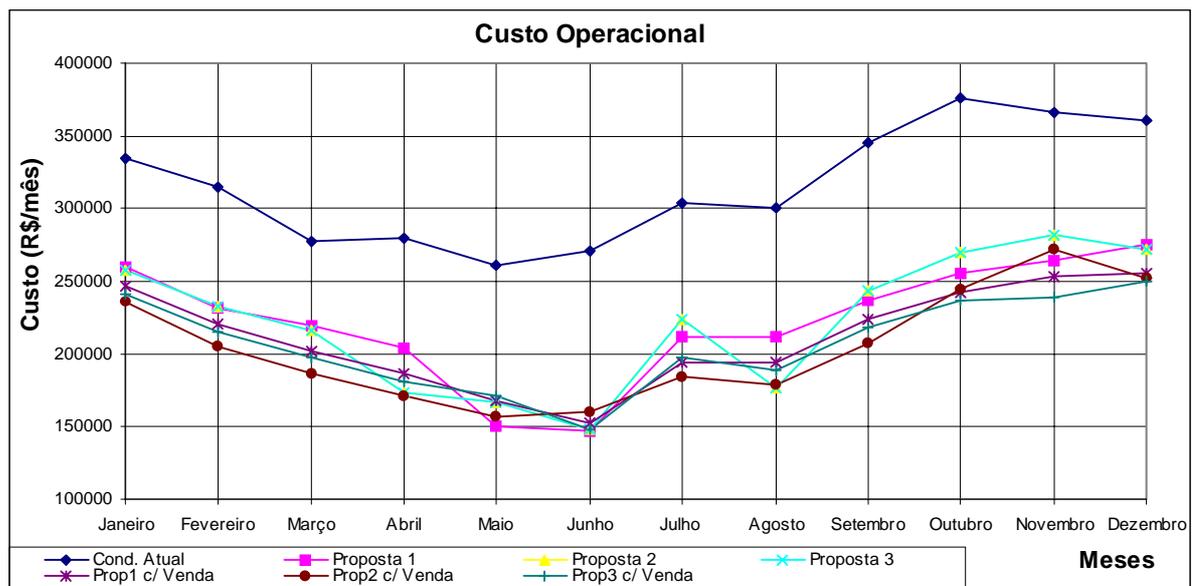


Figura 8.4 – Perfil do custo operacional da condição atual de operação e das propostas de cogeração.

O Contrato de reserva de demanda encarece em média 4,7% os custos operacionais das propostas. No caso da necessidade de consumir energia elétrica da rede, por quebra ou manutenção de uma turbina, a tarifa de consumo de emergência é de 180,81 R\$/MWh (4,64 vezes maior que a tarifa média do subgrupo A4 horo-sazonal azul) (AGÊNCIA DE APLICAÇÃO DE ENERGIA, 1997).

O menor custo operacional apresentado pela turbina foi o da proposta 2. Isso ocorreu, devido a diminuição da demanda de energia elétrica (por volta de 14% em média), em função da utilização das máquinas de refrigeração por absorção no lugar de máquinas de refrigeração por compressão.

As propostas 2 e 3 e apresentaram aumento médio na demanda de água de resfriamento das máquinas de refrigeração respectivamente de 100% e 41%, o que acarreta em aumento de investimento em equipamentos para produção dessa água, assim como aumenta o custo operacional destas propostas.

Como pode ser visto na tabela 8.25, os custos operacionais da condição atual chegam a ser por ano mais de R\$ 130.000,00 que as propostas de cogeração. Como pode ser visto na figura 8.5, ao se aplicar taxas de correção anual de 0%, 2,5%, 5% e 7%, para os custos dos energéticos envolvidos na condição atual e nas propostas de cogeração, algumas das propostas de cogeração poderiam tornar-se viáveis tanto para a Antártica como para o setor cervejeiro.

Tabela 8.25 – Valor médio e total dos custos operacionais da condição atual e das propostas de cogeração.

Meses	Custo Mensal Manutenção + Combustível+ Eletricidade (R\$/mês) Cond. Atual	Custo Mensal Manutenção + Combustível+ Eletricidade (R\$/mês) Proposta 1	Custo Mensal Manutenção + Combustível+ Eletricidade (R\$/mês) Proposta 2	Custo Mensal Manutenção + Combustível+ Eletricidade (R\$/mês) Proposta 3	Custo Mensal Manutenção + Combustível+ Eletricidade (R\$/mês) Prop1 c/ Venda	Custo Mensal Manutenção + Combustível+ Eletricidade (R\$/mês) Prop2 c/ Venda	Custo Mensal Manutenção + Combustível+ Eletricidade (R\$/mês) Prop3 c/ Venda
Média	315.941,15	222.193,99	221.797,05	221.797,05	211.476,73	204.676,16	207.153,15
Total	3.791.293,78	2.666.327,91	2.661.564,55	2.661.564,55	2.537.720,76	2.456.113,88	2.485.837,74

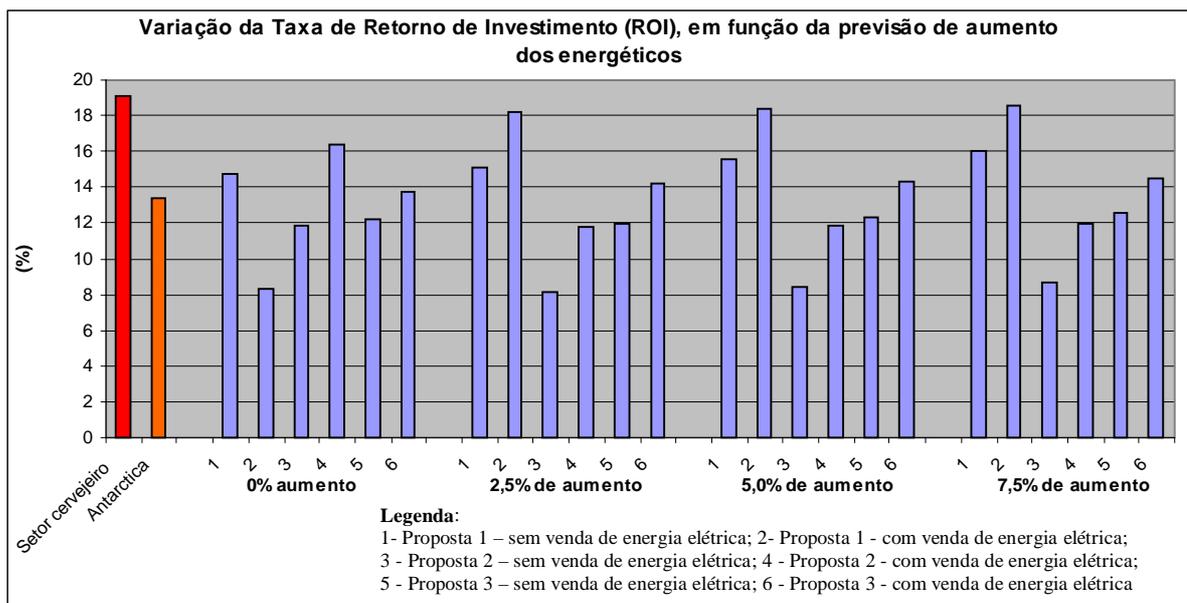


Figura 8.5 – Variação da taxa de retorno de investimento em função do aumento dos energéticos.

Um outro indicador importante para auxiliar na escolha das propostas é usar o “Custo Exergético”, ou custo mensal monetário para a produção da exergia desejada. Este indicador foi calculado a partir da exergia requerida pelo processo, dividida pelo custo operacional de cada uma das propostas. Na figura 8.6, pode ser visto o perfil do “Custo Exergético”, das propostas de cogeração e da condição atual de operação.

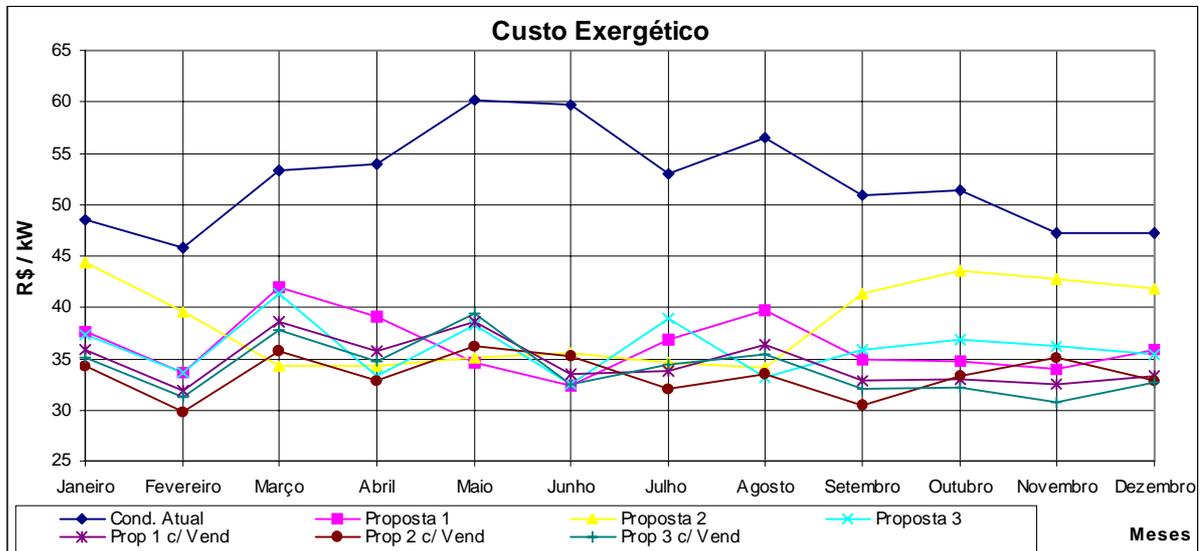


Figura 8.6 – Variação do custo exergético da condição atual de operação e das propostas de cogeração, durante o período estudado.

Percebe-se que o custo exergético da condição atual é superior a qualquer uma das propostas de cogeração. Percebe-se que nos meses em que as demandas de refrigeração e de eletricidade são mais baixas (maio e julho), o custo exergético aumenta, isso ocorre devido a pequena variação dos custos operacionais da condição atual de operação. O valor médio do Custo exergético da condição atual de operação foi de 52,30 R\$/kWh, sendo que o valor médio das propostas de cogeração variou entre 33,40 a 38,48 R\$/kWh. Percebe-se na figura 8.6, que durante os meses de setembro a janeiro, o custo exergético da proposta 2 foi bem superior aos encontrados nas outras propostas, isso ocorre devido a necessidade de combustível adicional na pós queima realizada na caldeira de recuperação.

Fazendo uma análise global, os custos operacionais médios das propostas diminuíram por volta de 10 %, sendo a proposta 1 atrativa tanto para a Antártica quanto para o setor cervejeiro. A proposta 3 demonstrou ser atrativa para a Antártica, podendo ficar atrativa para o setor cervejeiro a partir da retirada do queimador da caldeira de recuperação, que pelos valores apresentados nas tabelas 8.8 e 8.18, não se faz necessário. Uma simulação com as máquinas de absorção em plena carga deve ser feita para verificar se com o aumento da demanda de vapor é necessário a pós queima. A proposta 3 apresentou rendimento intermediário, mas possui o fator flexibilidade operacional.

10. REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

- AGÊNCIA DE APLICAÇÃO DE ENERGIA, **Informações recebidas por fax.** (1997)
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE REFRIGERAÇÃO, AR CONDICIONADO, VENTILAÇÃO E AQUECIMENTO (ABRAVA). **Halogenado enfrenta duro concorrente.** Revista nº 137. São Paulo, 1994. P. 13 – 16.
- CENTRO DE ENSINO E PESQUISA EM AGRICULTURA (CEPAGRI – UNICAMP), Home page: <http://orionww.comgás.com.br>.
- COSTA, E.C. **Refrigeração - terceira edição.** São Paulo: Edgar Blücher. 1982
- COMGÁS-COMPANHIA DE GÁS DE SÃO PAULO, Informações sobre gás natural. Home page: <http://www.comgás.com.br>. 1998.
- COMPANHIA PAULISTA DE FORÇA E LUZ (CPFL) **Qualidade do serviço de energia.** Homepage: <http://www.cpfl.com.br/opcbol/pagina32.html>. 1998.
- DEPARTAMENTO NACIONAL DE ÁGUAS E ENERGIA ELÉTRICA (DNAEE) Portaria nº 047, de 17 de abril de 1978. Qualidade do fornecimento das tensões de energia elétrica. Homepage: <http://www.dnaee.gov.br/ggse/porta47.html>. 1998.
- DEPARTAMENTO NACIONAL DE COMBUSTÍVEIS-DNC, Homepage: http://www.dnc.gov.br/Estatistica/ANUARIO/PRE%20C705_05.htm. 1998.
- DORGAN,C.B., LEIGHT,S.P., DORGAN,C.E. **Application guide for absorption cooling/refrigeration using recovered heat,** Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditionig Engineers, Inc. (ASHRAE). 1995
- DOSSAT, R. **Princípios da refrigeração(1ª edição em português),** São Paulo: Editora Hemus, 1980.
- EXAME Melhores e maiores: setor de bebidas e fumos. p. 127-129, agosto de 1992
- EXAME Melhores e maiores: setor de bebidas e fumos. p. 139-140, agosto de 1993
- EXAME Melhores e maiores: setor de bebidas e fumos. p. 140-142, agosto de 1994
- EXAME Melhores e maiores: setor de bebidas e fumos. p. 136-140, agosto de 1995
- EXAME Melhores e maiores: setor de bebidas e fumos. p. 130-132, agosto de 1996
- EXAME Melhores e maiores: setor de bebidas e fumos. p. 128-130, agosto de 1997
- FARMER, R. **Single-shaft Tempest rated at 7,800 kW and 33 % efficiency.** Gas Turbine World. V. 25, n. 3, p. 30-41, may-june 1995.
- FIGUEIREDO, J. R. **Projeto e modelamento teórico de uma sistema de refrigeração por absorção movido a energia solar.** Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1980. 151 p. Tese (Mestrado).
- FRANCHESCHI, F.J.V.A. **Curso de Combustão (2ª edição).** São Paulo: Associação Brasileira de Metais (ABM), 1974. P. 24.1-24.16.
- GALLO, W.L.R., MILANEZ,L.F. **Eficiência Exergética: Conceitos e Aplicações.** In: III Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas (ENCIT), 1990, Santa Catarina. Anais: pág 1045 – 1050.
- GANAPATHY, V. **Waste Heat Boiler Deskbook.** Lilburg: The Fairmont Press, Inc. 1991.
- GAS TURBINE WORLD Gas Turbine World 1995 Handbook. U.S.A., v. 16. 1995.**

- GAS TURBINE WORLD Gas Turbine World 1996 Handbook. U.S.A., v. 17. 1996.**
- GEC ALSTTHOM - Fabricante de Turbinas Industriais, **Catálogo do Fabricante**, 1996
- IOB - **Temática contábil e balanços. Boletim técnico 18/95.** 1995
- KÖRTING HANNOVER AG. **Palestra sobre: Tendências em sistemas de vácuo.** São Paulo, 1994.
- MACINTYRE, A.J. **Ventilação Industrial e controle da poluição.** Rio de Janeiro: Editora Guanabara S.A., 1989.
- MADRID, A. V., CENZANO, I., VICENTE, J.M.. **Manual de indústria de alimentos.** São Paulo: Livraria Varela Ltda, 1996
- MINISTÉRIO DE MINAS E ENEGIA. **Balanco Energético Nacional (BEN)– 1997 (ano base 1996).** Brasília, 1997. 157 p.
- NASCIMENTO, J. G. A., SALOMON, L. B. R., AMARAL, C. A. R., CORREA, I. V.,. **A cogeração no Brasil situação atual e possibilidades futuras** In: I CONGRESSO BRASILEIRO SOBRE COGERAÇÃO NA INDÚSTRIA, 1996, São Paulo, Anais:. p. 63-89.
- NETO, B.B., SCARMINIO, I., S., BRUNS, E.B. **Planejamento e otimização de experimentos (2ª edição).** Campinas: Editora UNICAMP, 1996.
- NOGUEIRA, L.A.H., ALKMIN, J.T. **Metodologia para estimar o potencial técnico e econômico de cogeração.** Revista Eletricidade Moderna, São Paulo, ano 24, nº 265, p. 86-94, Abril 1996.
- ORLANDO, J. A. **Cogeneration Design Guide** – Atlanta, Georgia: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. 1996.
- PRATTS, R. L., **Melhoramentos de um sistema de resfriamento por absorção por água amônia, para fabricação de gelo.** Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1997. 100p. Tese (Mestrado).
- PERA, H **Geradores de vapor: um compêndio sobre conversão de energia com vistas à preservação da ecologia.** São Paulo: Fama, 1990
- RICE, I. G. **Thermodynamic Evaluation of Gas Turbine Cogeneration Cycles: Part I – Heat Balance Method Analysis.** **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, USA, vol. 109, p. 1-7, Jan. 1987.
- SECRETARIA DE ENERGIA DO ESTADO DE SÃO PAULO **Projeto Qualidade no fornecimento de energia elétrica.** Homepage: <http://www.energia.sp.gov.br/PRINCIPAD.HTML>. 1998.
- SINDICATO NACIONAL DA INDÚSTRIA DA CERVEJA (SINDCERV). **Informações sobre o mercado cervejeiro (informações recebidas por fax).** 1997.
- STOECKER, W. F. & JONES, J.W. **Refrigeração e Ar Condicionado.** São Paulo: McGraw-Hill do Brasil., 1985
- WALTER, A.C.S. **Viabilidade e Perspectivas da Cogeração e da Geração Termoelétrica junto ao Setor Sucro-Alcooleiro.** Campinas : FEM, UNICAMP, 1994. Tese (Doutorado)
- WALTER, A.C.S. **Cogeração. Curso de extensão em tecnologia de Energia.** Faculdade de Engenharia Mecânica (FEM), UNICAMP. 1995. Apostila.
- WYLEN, G.V., SONNTAG, R, BORGNAKKE, C.. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica (4ª edição).** São Paulo: Edgar Blucher. 1995.

11. BIBLIOGRAFIA

- AQUARONE,E., LIMA,U.A., BORZANI,W. **Biotecnologia: Alimentos e bebidas produzidas por fermentação(volume 5)**. São Paulo: Editora Edgar Blücher, 1983.
- BEJAN, A. **Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow**. United States of America: John Wiley & Sons. 1982
- BEJAN, A., TSATSARONIS, G., MORAN, M. **Thermal Design and Optimization** United States of America: John Wiley & Sons. 1996
- BOYCE, M. P. **Gas turbine Engineering Handbook (Second Edition)**. Texas: Lybrary of Congress Cataloging in Publication Data. 1987
- BURDEN, R.L., FAIRES,J.D. **Numerical Analysis (fourth edition)**. Boston: PWS-KENT Publishing Company, 1989.
- CORREA, P. B. **Métodos de Otimização aplicados a Energética Industrial**, Campinas, Curso de especialização em energia, Unicamp. 1994
- COSTA, S. F. & VIEIRA, L. S., 1996. **A cogeração e sua atratividade face aos preços de compra e venda de eletricidade e vapor**. In: I CONGRESSO BRASILEIRO SOBRE COGERAÇÃO NA INDÚSTRIA, São Paulo, Anais, pág 91- 103.
- ESSO BRASILEIRA DE PETRÓLEO. **Apostila de Combustão e Combustíveis Industriais (5ª edição)**. São Paulo, julho 1995.
- FARMER, R. **Typhoon two shaft intro's as 6,500 hp mechanical driver**. Gas Turbine World. V. 24, n. 2, p. 22-29, march-april 1994.
- FIGUEIREDO, P.J.M. **A sociedade do Lixo os resíduos, a questão do energética e a crise ambiental**. Piracicaba: Unimep. 1994
- GANAPATHY, V. **Efficiently generate steam from cogeneration plants**. Chemical Engineering. V. 104, nº 5, p. 187-190, may 1997.
- GE MARINE & INDUSTRIAL ENGINES **Aeroderivative Gas Turbine Seminar – Power Generation**. São Paulo, june 1997.
- INCROPERA, F.P., WITT, D.P. **Fundamentos da transferência de calor e de massa**. Rio de Janeiro: Guanabara/Koogan. 1992
- KOTAS, T. J. **The Exergy Method Of Thermal Plant Analysis** - Great Britain: Lybrary of Congress Cataloging in Publication Data. 1985
- MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N., **Fundamentals of Engineering Thermodynamics** - Second Edition, United States of America: Jonh Wiley & Sons, Inc. 1993
- MORAN, M. J. **Availability Analysis: a guide to efficient energy use**, New Jersey: Prentice-Hall, 1982.
- OLANO, J.F. **Cogeração - Aspectos técnicos e econômicos e situação nos EUA e União Européia**. Revista Eletricidade Moderna, São Paulo, nº 258, p. 104-116, Set. 1995.
- PEREIRA, N. A. **Métodos de apoio a Gerência de Produção**. Curso de mestrado em Engenharia de Produção, Unimep, 1995. Notas de aula.
- RIBELLES,J.L., PRADAS,M.M., GREUS,A.R. **Termodinâmica – Análisis Exergético**. Barcelona: Editorial Reverté,S.A., 1990.

- SANT'ANNA, J.P. **Fábricas de cerveja crescem enquanto as vendas caem.** Revista: Química e Derivados, São Paulo, ano 26, nº 26, p. 6-13, Jul. 1992.
- SHELL DO BRASIL. **Certificado de qualidade de combustíveis (Assessoria Técnica de Combustão).** Paulínia, 1994.
- SILVA, A. **Avaliação energética e exérgica de uma instalação experimental de refrigeração por absorção (água-amônia) para a produção de gelo.** Campinas : FEM, UNICAMP, 1994. Tese (Mestrado).
- SOUZA, Z. **Conseqüências Energéticas do 2º Princípio da Termodinâmica.** Itajubá: Federal de Itajubá. , 1969
- STOECKER, W.F. **Design of Thermal Systems-Third Edition.** Singapore: McGraw-Hill Book Company. 1989
- VALERO, A.C., LOZANO, M.S.A. **Curso de Termoeconomia (volume 1 e 2).** Campinas. Curso difundido na Faculdade de Engenharia Mecânica (FEM) Unicamp. 1994. Apostila.

12. ANEXOS

- Anexo 1- Apresentação das tabelas de custo da condição atual de operação e das proposta de cogeração**
- Anexo 2- Modelamento da Turbina a gás, metodologia para correção da curva do fabricante para pressões atmosféricas fora da condição ISO**
- Anexo 3- Planilhas apresentando o balanço de energia e os custos operacionais da condição atual de operação e da proposta 1.**