

Fernando Ferreira Leite

Luciano Diafária Angelo

**PROJETO DE UMA CENTRAL DE UTILIDADES PARA
UM SHOPPING CENTER**

Dissertação apresentada à
Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo
para obtenção de título de
Engenheiro Mecânico.

Orientador :
Prof. Dr. Silvio de Oliveira
Júnior

São Paulo

1996

SUMÁRIO

<u>1. INTRODUCÃO</u>	3
<u>2. DESCRIÇÃO DA PROPOSTA</u>	5
<u>3. CICLOS TERMODINÂMICOS</u>	6
3.1. CICLO BRAYTON	6
3.2. CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO	10
<u>4. SOLUÇÃO - PLANTA DE UMA CENTRAL DE UTILIDADES</u>	14
4.1. SISTEMA PROPOSTO - FUNCIONAMENTO	14
4.2. SISTEMA ATUAL - VISITAS EFETUADAS	16
<u>5. MODELAGEM</u>	18
5.1. COMBUSTÍVEL	18
5.2. TURBINA A GÁS	18
5.3. CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO	20
5.4. CHILLER A ABSORÇÃO	20
<u>6. SIMULAÇÃO</u>	22
<u>7. ANÁLISE ECONÔMICA</u>	26
7.1. APLICAÇÃO DA ANÁLISE EXERGÉTICA NO CAMPO DA REFRIGERAÇÃO/AR CONDICIONADO	26
7.2 INSTALAÇÃO CONVENCIONAL-CUSTOS	27
7.3. TARIFAS	29
7.4. ALTERNATIVAS ESTUDADAS	30
7.5. VIABILIDADE ECONÔMICA	31
7.6. OUTRAS ALTERNATIVAS ANALISADAS	32
<u>8. CONCLUSÃO</u>	34

ANEXO 1 - ESQUEMAS DOS CICLOS TERMODINÂMICOS

ANEXO 2 - ESQUEMAS DAS PLANTAS PROPOSTAS

ANEXO 3 - SIMULAÇÕES EFETUADAS

ANEXO 4 - GÁS NATURAL

ANEXO 5 - VIABILIDADE E CUSTOS

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

APÊNDICE - RELATÓRIO DE VISITAS

1. Introdução

O panorama energético do Brasil atual e, principalmente, na projeção para a próxima década, baseia as autoridades públicas do país a fomentar o desenvolvimento de novas tecnologias que busquem alternativas para o consumo de energia, tanto no setor primário quanto terciário.

O fornecimento de energia para o principal consumidor do país (Região Sudeste), provém de usinas hidroelétricas situadas nas Regiões Sul e Sudeste. Porém este potencial está saturado, mostrando-se incapaz de fornecer maiores quantidades de energia, mesmo com investimentos elevados.

Uma primeira alternativa, seria a geração em outras áreas onde o potencial está mais disponível, como na Região Nordeste e Centro Oeste. Esta hipótese requer recursos elevadíssimos, tanto para construção de novas usinas hidroelétricas e transmissão a serem pagos pelo Estado como custos ambientais, arcados por toda sociedade. Desta forma, fica descartada uma efetiva participação no fornecimento de energia, a curto prazo, proveniente da construção de novas centrais hidroelétricas. A solução para se evitar um colapso no sistema energético da Região Sudeste, notadamente São Paulo, está na melhoria do aproveitamento dos recursos disponíveis.

No panorama energético, já reside um motivo para a busca de formas alternativas de energia. Porém, questões ambientais vêm contribuindo de maneira cada vez mais decisiva na tomada de decisões no campo energético. A obrigatoriedade de redução de resíduos gasosos, emissão de poluentes já fazem parte dos planejamentos estratégicos e mudanças de processos nas indústrias nacionais.

É neste contexto que a cogeração de energia desponta como uma alternativa possível para esta melhoria no aproveitamento energético.

No caso do presente trabalho, trataremos do consumo de um agente do setor terciário, o Shopping Center. Visaremos co-gerar duas formas de energias, objetivando o aumento do desempenho geral do sistema. No nosso caso haverá cogeração de energia elétrica e calor.

A tecnologia é conhecida, com inúmeros exemplos de instalações similares tanto na Europa quanto nos EUA, e consiste basicamente no emprego de uma turbina a gás para geração de energia elétrica, atendendo parcial ou totalmente à demanda. Aproveitando a energia ainda disponível nos gases de combustão de saída da turbina a gás instala-se uma caldeira de recuperação cujo vapor gerado é utilizado para a produção de água gelada num chiller de absorção a vapor. Alternativamente pode-se utilizar uma máquina de absorção de recuperação direta , a qual dispensa a instalação de caldeira de recuperação.

Estas são as concepções de co-geração hoje normalmente propostas em instalações comerciais, lembrando-se que o combustível necessário para sua operação é o gás natural.

Todavia, existe uma outra opção ainda pouco explorada no Brasil, também já com inúmeras aplicações, que consiste na utilização de motores alternativos (ciclo Otto ou Diesel) no lugar da turbina a gás.

Os motores também podem ser acoplados a um ciclo de absorção para produção de água gelada, diferindo da turbina a gás somente na energia disponível por quilowatt gerado nos gases de saída, que é menor, e na disposição de outro fluxo que também pode ser recuperado, composto pela água de resfriamento do motor.

2. Descrição da Proposta

A proposta de solução tem como objetivo principal a redução do consumo de energia elétrica da concessionária (Eletropaulo) por parte de um Shopping Center Hipotético.

Para isto, foi analisado quais os fatores que mais consumiam energia para sofrerem uma proposta de substituição de sua fonte de energia.

Sem dúvida, nos Shoppings visitados, a contribuição do sistema de condicionamento de ar era o principal responsável pelo consumo de energia. Este consumo varia de 70% para os Shoppings mais antigos, a 30% no caso dos Shoppings com menos de 7 anos de funcionamento.

Nos estudos realizados, viabiliza-se a utilização de gás natural em turbinas a gás ou motores a combustão interna, acoplados a um gerador de energia elétrica.

Desta maneira há a geração de energia elétrica que alimentará o Shopping, e os gases de escape da turbina, ainda possuindo energia, serão aproveitados como fonte de calor para o sistema de refrigeração a absorção.

Assim, apenas com gás natural como fonte externa de energia, consegue-se a independência da Concessionária de Energia Elétrica por parte do Shopping.

Atualmente, os sistemas de ar condicionado utilizado pelos Shoppings de São Paulo utilizam um chiller a compressão, torres de resfriamento e fan-coil's para trocar calor com o ambiente.

Nosso sistema proposto utiliza chiller's a absorção e continua utilizando os mesmos tipos de fan-coils para refrigerar o ambiente.

A grande diferença reside na fonte de energia do Chiller. Nos sistemas tradicionais, os compressores são alimentados pela energia elétrica externa, bem como iluminação do Shopping, ventiladores, exaustores e outros equipamentos elétricos. No sistema proposto, será queimado o gás natural, gerando energia ser consumida pelos mesmos equipamentos elétricos e os gases de escape da turbina serão fonte para os chiller's a absorção.

Desta maneira, mudaremos o conceito de consumo de energia, tornaremos o Shopping independente dos aumentos gradativos de tarifas energéticas, falhas no sistema de alimentação e ao mesmo tempo contribuindo para uma maior racionalização do consumo de energia proveniente de usinas hidroelétricas, deixando esta forma de energia disponível na região do Shopping para outros setores ou instituições onde a substituição da fonte de energia não é possível.

3. Ciclos Termodinâmicos

As plantas de geração de potência são as que realizam a conversão termomecânica de energia. Seu comportamento pode, normalmente, ser expresso em ciclos. Os ciclos termodinâmicos mostram a sucessão de estados do fluido de trabalho, partindo de um estado inicial e retornando a este estado. Os ciclos que mais se aplicam às plantas de geração de potência são os ciclos Brayton (turbina a gás) e Rankine (turbina a vapor).

A instalação que utiliza uma planta de potência para a geração elétrica e de calor denomina-se planta de cogeração.

Para a refrigeração, utilizando o calor gerado na planta de potência empregamos um ciclo de absorção, descrito a seguir.

3.1. Ciclo Brayton

- Descrição

O ciclo-padrão de ar Brayton é o ciclo ideal para a turbina a gás simples. Existe dois tipos de ciclos para as turbinas simples: o ciclo aberto e o fechado.

No ciclo aberto, o ar é comprimido em um compressor de ar, este ar comprimido e o combustível são introduzidos em um combustor e os produtos gasosos da combustão expandem-se em uma turbina. Conforme fig.3.1 (ciclo aberto de brayton). Normalmente, os produtos gasosos introduzidos na turbina tem sua temperatura limitada a 800°C, por motivos metalúrgicos, uma quantidade considerável de ar deve ser usada para resfriar os produtos de combustão e isto acarreta uma razão ar-combustível alta.

No ciclo fechado, o calor é transferido, diretamente ou através de um segundo fluido, do combustível na câmara de combustão ao fluido de trabalho na turbina a gás.

- Equacionamento e Rendimento

Sendo o ar comprimido isentropicamente, seguindo-se o fornecimento de calor à pressão constante, expansão na turbina isentrópica e rejeição de calor à pressão constante, podemos esboçar os diagramas P-v e T-s.

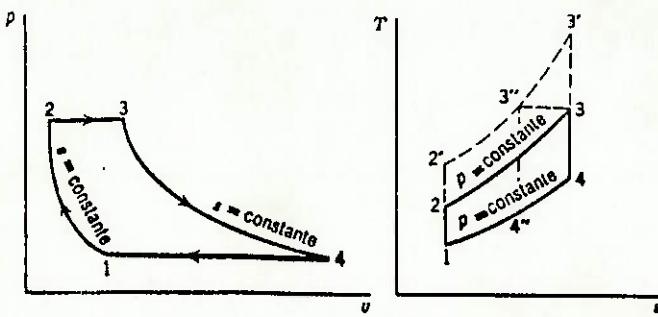


Fig 3.1 O Ciclo-Padrão de ar Brayton

Determina-se o rendimento do ciclo -padrão Brayton como se segue:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

Porém:

$$Q_L = C_p(T_4 - T_1)$$

$$Q_H = C_p(T_3 - T_2)$$

Então:

$$\boxed{\eta_t = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}}$$

Observamos, entretanto que:

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} \therefore \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_4}{P_1}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \therefore \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad e \quad \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

O rendimento do ciclo-padrão Brayton é portanto uma função da relação de pressão isoentrópica.

Fica evidente ao analisarmos o diagrama T-s do ciclo que aumentando-se a relação de pressão, o rendimento do ciclo aumentará, pois o fornecimento de calor aumenta e o calor rejeitado permanece o mesmo. Além disso, a temperatura máxima é maior (T_3') do que o ciclo original (T_3). A Fig. 3.2, mostra a relação do rendimento do ciclo em função da relação de pressão.

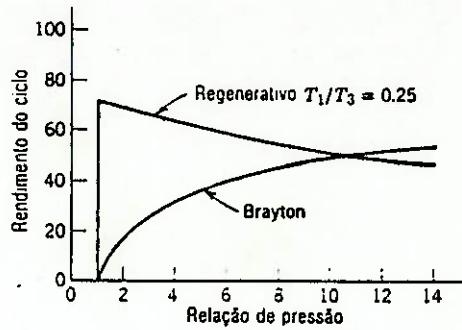


Figura 3.2 Rendimento do ciclo em função da relação de pressão para os ciclos Brayton e Regenerativo.

Porém isto tudo foi considerado o processo reversível. Analisando o mesmo ciclo, porém um ciclo de Brayton irreversível, teremos o trabalho do compressor como:

$$w_c = h_2 - h_1$$

e trabalho na turbina:

$$w_t = h_3 - h_4$$

o calor fornecido:

$$Q_H = h_3 - h_2$$

Destas relações resulta o rendimento térmico:

$$\eta_r = \frac{[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)]\eta_c}{h_3 - h_2}$$

onde o η_c é o rendimento do combustor.

Outra característica importante do ciclo Brayton é a grande quantidade de trabalho necessário no compressor, comparado com o trabalho da turbina. Desse modo, o compressor pode necessitar de 40 a 80% da potência desenvolvida na turbina. Isso é particularmente importante quando se considera o ciclo real, porque o efeito das perdas ;e de requerer maior quantidade de trabalho de compressão a realizar menor trabalho na turbina e assim, o rendimento global diminui rapidamente com a diminuição das eficiências do compressor e da turbina. Este fato se torna limite quando todo o trabalho retirado da turbina for necessário para o compressor. Isto acontece quando as eficiências caírem abaixo de aproximadamente 60%.

• Ciclo Simples de Turbina a Gás com Regenerador

O rendimento de um ciclo de turbina a gás pode ser melhorado pela introdução de um regenerador. Os diagramas T-s e P-v do ciclo regenerativo é mostrado abaixo:

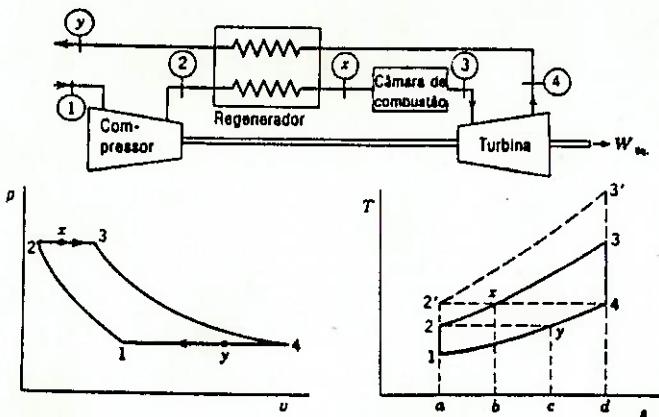


Fig. 3.3 .O Ciclo Regenerativo Ideal

Nota-se que no ciclo 1-2-x-3-4-y-1 a temperatura do gás de exaustão, que deixa a turbina no estado 4, é maior do que a temperatura do gás que deixa o compressor. Portanto, calor pode ser transferido dos gases de descarga para os gases a alta pressão que deixam o compressor. Se isso for feito num trocador de calor de contra-corrente, que é conhecido como regenerador, a temperatura do gás de alta pressão que deixa o regenerador, T_x , no caso ideal, pode ser igual a T_4 , a temperatura que deixa a turbina. Nesse caso, a transferência de calor da fonte externa é necessária somente para aumentar a temperatura de T_x para T_3 e essa troca de calor é representada para área x-3-d-b-x. A área y-1-a-c-y representa do calor rejeitado.

Assim o rendimento desse ciclo com regeneração será obtido como:

$$\eta_t = \frac{W_{lg}}{Q_H} = \frac{W_t - W_c}{Q_H}$$

Com:

$$Q_H = C_p (T_3 - T_x)$$

$$w_t = C_p (T_3 - T_4)$$

Para o regenerador ideal $T_4 = T_x$ e portanto $Q_H = w_t$

Então:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_3} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Assim, para o ciclo ideal com regeneração, o rendimento térmico depende não somente da relação de pressão, mas também da relação das temperaturas mínima e máxima. Nota-se também em contraste com o ciclo Brayton, que o rendimento diminui com o aumento da relação de pressão.

A eficiência de um regenerador é dada pela termo-eficiência do regenerador. O estado x, como visto na Fig. 3.3, representa o gás a alta pressão que deixa o regenerador. No regenerador ideal haveria apenas uma diferença de temperatura infinitesimal entre as duas correntes e o gás a alta pressão deixaria o regenerador, à temperatura T_x' , e $T_x' = T_4$. Num regenerador real que deve operar com uma diferença finita de temperatura T_x , a temperatura real do gás que deixa o regenerador é portanto, menor que T_x' . A eficiência do regenerador é definida por:

$$\eta_{regenerador} = \frac{T_x - T_2}{T_x' - T_2}$$

Assumindo que o calor específico seja constante.

Pode-se alcançar um rendimento maior usando-se um regenerador com área de troca de calor maior. Entretanto isto também aumenta os custo e a perda de carga.

3.2. Ciclo de Refrigeração por Absorção

O ciclo de refrigeração por absorção possui muitos aspectos semelhantes ao ciclo de compressão de vapor: ambos os ciclos operam com condensador, válvula de expansão e evaporador. A diferença básica dos ciclos está no processo de elevação da pressão de vapor, realizada entre o evaporador e o condensador.

O ciclo de compressão a vapor opera a trabalho: a elevação da pressão do refrigerante é feita por um compressor, que funciona a trabalho.

O ciclo de absorção opera a calor: o vapor de baixa pressão é inicialmente absorvido por um líquido apropriado, a seguir sua pressão é elevada com uma bomba e, ao final, o vapor de alta pressão é liberado por adição de calor.

A unidade de absorção é esquematizada na Fig. 1 do Anexo A. O vapor a baixa pressão que sai do evaporador é absorvido por um líquido contido no absorvedor; esse processo ocorre com resfriamento por água ou ar, já que se ele ocorresse adiabaticamente, a temperatura do líquido se elevaria, interrompendo a absorção. Saindo do absorvedor a solução tem sua pressão elevada por uma bomba, que conduz o líquido para o gerador. Neste ponto, através da adição de calor, o vapor que tinha sido absorvido é liberado e vai para o condensador; a solução líquida, por sua vez, irá retornar para o absorvedor através de uma válvula redutora de pressão, que atua de forma a manter a diferença de pressão entre gerador e absorvedor.

O vapor é então condensado, num processo com liberação de calor, e a seguir é levado para o evaporador através de uma válvula de expansão. No evaporador, a baixa pressão, o líquido é evaporado através da adição de calor a baixa temperatura, proveniente da substância que está sendo resfriada.

Dessa forma temos, no ciclo de absorção, quatro fluxos de calor. No gerador e no evaporador, calor entra, proveniente de fonte de alta e baixa temperatura, respectivamente. No absorvedor e condensador, calor é retirado, a temperaturas tais que o calor possa ser rejeitado para a atmosfera.

Os sistemas de absorção existentes trabalham basicamente com dois tipos de solução absorvedora e refrigerante: brometo de lítio - água ou água - amônia. A solução que irá fazer a absorção do vapor a baixa pressão, no absorvedor, será, no caso estudado, brometo de lítio, que se constitui de um sal sólido cristalino. Quando ocorre a absorção do vapor ela se torna uma solução líquida. Essa solução irá exercer uma pressão de vapor de água que é função da temperatura e concentração da solução.

- **Coeficiente de Eficácia (CDE_{abs})**

Para o ciclo de absorção ele é definido como:

$$CDE_{abs} = \frac{\text{Taxa} \cdot \text{de} \cdot \text{refrigeração}}{\text{Taxa} \cdot \text{de} \cdot \text{adição} \cdot \text{de} \cdot \text{calor} \cdot \text{ao} \cdot \text{gerador}}$$

Para sua análise podemos estudar o ciclo como um ciclo de potência que desenvolve trabalho para o ciclo de refrigeração, conforme Fig. 3.4.

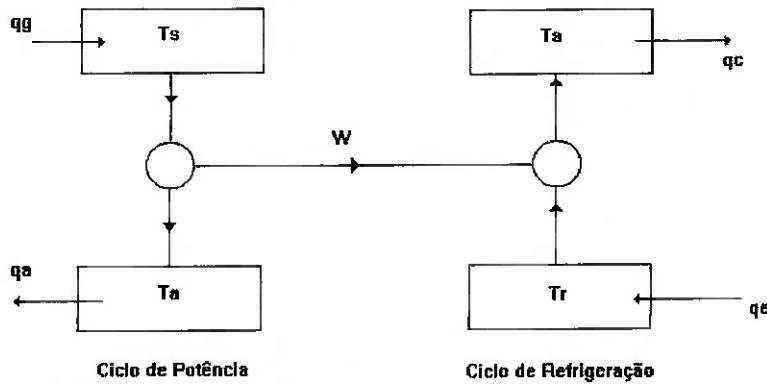


Fig. 3.4. - Esquema do ciclo de absorção

O ciclo de potência recebe energia (calor - q_g), a temperatura constante T_s , e entrega energia (trabalho - W) para o ciclo de refrigeração, rejeitando calor (q_a), à temperatura T_a . O ciclo de refrigeração recebe a energia (trabalho - W), transferindo calor (q_e), a temperatura T_r , para a temperatura T_q , onde há rejeição de q_c .

Considerando os ciclos operando com processos reversíveis entre as duas temperaturas temos:

$$- \text{para o ciclo de potência:} \quad \frac{q_g}{W} = \frac{T_s}{T_s - T_a}$$

-para o ciclo de refrigeração:

Dessa forma o CDE_{abs} é dado por:

$$CDE_{abs} = \frac{q_e}{q_g} = \frac{T_r * (T_s - T_a)}{T_s * (T_s - T_r)}$$

- **Balanço de Energia**

Fazendo-se o balanço de energia para o ciclo, calculamos o calor trocado em cada equipamento, em função da vazão mássica de vapor do sistema (m_{ev})

Relação entre a concentração da solução de Brometo de Lítio na solução concentrada (x_c) e diluída (x_d):

$$f = \frac{x_c}{x_c - x_d}$$

Para o absorvedor: $q_{ab} = h_5 + (f - 1) * h_7 - f * h_8$

Para o evaporador: $q_{ev} = h_5 - h_6$
sendo ($h_6 = h_4$)

Para o gerador: $q_{ge} = h_3 + (f - 1) * h_2 - f * h_1$

Para o condensador: $q_{cd} = h_3 - h_4$

4. Solução - Planta de uma Central de Utilidades

4.1. Sistema Proposto - Funcionamento

O sistema proposto tem seu conjunto de equipamentos formando dois ciclos: um ciclo Brayton e um ciclo de refrigeração por absorção. Dessa forma, o sistema por ser analisado na sua totalidade com um estudo separado dos ciclos e suas interligações. No anexo 2 podemos ver o esquema do sistema completo.

A entrada de energia no sistema é fornecida pela mistura de gás natural, da rede pública, e ar, do meio ambiente, que alimentam a câmara de combustão, para a geração dos gases a alta temperatura e pressão. O ar é inicialmente comprimido e insuflado na câmara de combustão, onde, juntamente com o gás natural, entram em combustão. Após a câmara de combustão os gases liberados vão para a Turbina, que irá produzir a energia (na forma de trabalho) necessária para o sistema. Devido a limitações metalúrgicas na Turbina, deve-se controlar a temperatura dos gases quentes; uma das maneiras para realizar esse controle é através de variações na relação ar-combustível.

A Turbina está ligada a um gerador elétrico, de forma que, o trabalho realizado por ela seja convertido em energia elétrica, a ser utilizada como fonte para os outros dispositivos (bombas, ventiladores, exaustores, etc) e para a iluminação do Shopping. Acoplado a Turbina existe ainda o eixo de acionamento do compressor, responsável pela elevação da pressão do ar; este equipamento também irá consumir parte do trabalho realizado pela turbina.

Os gases de escape da turbina, ainda com grande quantidade de energia disponível, são aproveitados como fonte de calor para a Caldeira de Recuperação. Este equipamento é responsável pela geração de vapor que alimentará o Gerador do ciclo de absorção. Após passar pelo Gerador, o vapor condensado é bombeado de volta para a Caldeira de Recuperação, para novamente ser aquecido pelos gases e fornecer calor para o Gerador.

A outra parte do sistema estudado constitui-se de um ciclo de refrigeração por absorção. O vapor proveniente da Caldeira de Recuperação será aproveitado como fonte de calor para o Gerador; este calor irá separar o vapor de água do brometo de lítio, que se encontravam em solução. Após a separação, o brometo de lítio irá retornar para o Absorvedor passando por uma Válvula redutora de pressão, reduzindo sua pressão e mantendo o diferencial entre Gerador e Absorvedor. O vapor de água, a alta pressão, seguirá para o Condensador. O condensado formado terá sua pressão reduzida por uma Válvula de expansão, sendo depois conduzido para o Evaporador.

No Evaporador, a baixa pressão, o líquido será evaporado, através da troca de calor com o fluido a ser refrigerado; o vapor formado é então conduzido para o absorvedor, onde em

contato com o brometo de lítio, formará uma solução que será bombeada de volta para o Gerador, completando o ciclo de absorção.

No sistema proposto, o fluido a ser refrigerado é a água, que irá fornecer calor para o Evaporador. Saindo do Evaporador, resfriada, a água segue para os Fan-Coils, distribuídos pelo Shopping, onde irá resfriar o ar que será insuflado no ambiente, refrigerando-o.

Existem ainda processos que liberam calor, como os que ocorrem no Condensador e no Absorvedor. Dessa forma esses equipamentos são ligados a Torres de Resfriamento, que através da circulação de água, promovem a retirada desse calor.

4.2. Sistema Atual - Visitas Efetuadas

Para o desenvolvimento de uma Central de Utilidades para um Shopping Center, utilizando conceitos de cogeração (buscando a utilização de fontes de energia alternativas e redução de custos operacionais), procurou-se inicialmente analisar o sistema utilizado atualmente pelos Shoppings. Dessa forma foram realizadas visitas a alguns dos Shoppings da cidade, de forma que se pudesse conhecer o sistema existente, procurando ainda coletar dados das demandas de energia, para que o sistema estudado trabalhe dentro de uma faixa de valores reais. Os relatórios dessas visitas encontram-se no Apêndice.

Nos Shoppings visitados, o sistema de refrigeração e todos os outros equipamentos que necessitem de energia, são alimentados pela energia elétrica proveniente da rede estadual. Assim, consome-se energia elétrica para abastecer todo o Shopping.

O sistema de refrigeração utilizado baseia-se no ciclo de compressão a vapor. Através da utilização de um Chiller, o vapor passa por todo o processo de refrigeração (compressão, condensação, expansão e evaporação), retirando calor da água gelada, que resfria o ar, numa troca de calor efetuada nos Fan-Coils. No processo de condensação do vapor, o calor é retirado pela circulação de água, num circuito ligado a Torres de Resfriamento.

Nas visitas efetuadas procurou-se levantar dados a respeito do consumo de energia e da capacidade dos equipamentos existentes, para que se pudesse projetar uma nova Central de Utilidades que gere as mesmas quantidades de eletricidade, água quente e água gelada que as produzidas na realidade. Isto permite que ao final do projeto possa se fazer uma análise técnico-econômica do sistema estudado face ao utilizado atualmente.

Entretanto, não foi possível obter todos os dados necessários em todas as visitas efetuadas. Para a estimativa da quantidade de energia e água gelada a serem geradas pelo sistema apenas uma visita foi aproveitada, sendo que as demais tiveram seu propósito mais voltado à observação dos sistemas atuais.

Com os dados coletados podemos então determinar alguns valores para o nosso sistema. Os valores utilizados são os obtidos na visita realizada no Shopping West Plaza.

O Shopping em questão é formado por três blocos. As demandas de energia para os três blocos foram obtidas, porém somente os dados referentes aos equipamentos do Bloco B foram conseguidos. Para se fazer uma estimativa da potência dos equipamentos instalados no demais blocos, estabelecemos uma relação: a potência consumida pelos equipamentos dos demais blocos são proporcionais a energia consumida por cada bloco. O mesmo raciocínio serve para a determinação da quantidade de água gelada a ser produzida.

Demandas de Eletricidade

Bloco A	1300 kW
Bloco B	1500 kW
Bloco C	520 kW
Total de Energia consumida	3320 kW

Potência dos Compressores (Chillers)

Bloco A	508 kW
Bloco B	548 kW
Bloco C	260 kW
Total consumido pelos compressores	1316 kW

O projeto da Central de Utilidades altera o sistema atual de ar-condicionado baseado na compressão de vapor e consumo direto de energia elétrica, pela utilização de gás natural e sistema de refrigeração por absorção.

Do total de energia consumida pelo Shopping percebemos que 50% da energia consumida é destinada à iluminação e equipamentos diversos e 50% vai para os compressores. Assim, o sistema a ser estudado deve gerar aproximadamente 2000kW de energia elétrica.

Passamos agora para a análise da quantidade de água gelada a ser gerada no Chiller de Absorção.

Capacidade de Refrigeração dos Chillers

Bloco A	450 TR
Bloco B	482 TR
Bloco C	230 TR
Carga Total	1162 TR

De acordo com a tabela acima o Sistema de Resfriamento a ser projetado deve ter uma capacidade de produzir 1200 TR de refrigeração.

De posse desses valores podemos iniciar a análise do sistema, simulando-o e dimensionando seus equipamentos. O sistema a ser projetado deve gerar 2000kW de energia elétrica, por trabalho na Turbina, e 1200TR de água gelada para refrigeração.

5. Modelagem

Tendo sido escolhido o projeto da planta, e definidas as demandas de energia e refrigeração, segue-se a modelagem do sistema. Para a modelagem da planta iremos analisar 4 blocos: combustível, turbina a gás, caldeira de recuperação e chiller a absorção. Feita a modelagem, será possível simular o sistema e definir as condições gerais de operação da planta. As notações utilizadas nas equações seguintes baseiam-se no esquema do sistema apresentado no anexo 2.

5.1. Combustível

O combustível analisado é o gás natural fornecido pela COMGÁS. A partir de sua composição em volume podemos definir sua composição em massa e, de posse das entalpias de formação de cada componente do gás, determinamos seu PCI.

Como dados iniciais temos a composição volumétrica do gás natural e, para um dado fluxo de combustível (em kmol/h) podemos determinar os fluxos em kmol/h para cada componente do gás; com sua massa molecular temos o fluxo em massa e assim a porcentagem em massa. Com estes valores podemos determinar o PCI do combustível.

O fluxo de total de combustível em kmol/h utilizado como dado de entrada será explicado no próximo capítulo.

5.2. Turbina a Gás

A turbina a gás irá operar segundo o ciclo Brayton, sendo o conjunto constituído por: compressor, câmara de combustão e turbina a gás. Desta forma temos como equações para a modelagem deste "bloco":

- o trabalho de compressão será dado por:

$$W_c = m_{ar} * cp_{ar} * (T_2 - T_1)$$

sendo que a temperatura de saída T_2 é determinada a partir da temperatura de entrada do ar, da relação de compressão e da eficiência isoentrópica do compressor.

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = (RC)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\eta_c = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$$

- O processo no interior da câmara de combustão é considerado adiabático; desta maneira ele pode ser determinado por:

$$H_e = H_s$$

$$H_e = (m_{combustivel} * pci + m_{ar} * cp_{ar}) * (T_2 - 25)$$

$$H_s = m_{gases} * cp_{gases} * (T_3 - 25)$$

- na turbina considerando η_t como a eficiência isoentrópica da turbina temos:

$$T_{4s} = T_3 * \left(\frac{1}{RC} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_4 = T_3 - \eta_t * (T_3 - T_{4s})$$

$$W_t = m_{gases} * cp_{gases} * (T_3 - T_4)$$

- desta forma a potência líquida produzida pelo conjunto será dada por:

$$W_{liq} = W_t - W_c$$

e sua eficiência térmica será:

$$\eta = \frac{W_{liq}}{m_{comb} * pci}$$

5.3. Caldeira de Recuperação

A caldeira de recuperação, no caso desta planta, é um gerador de vapor onde não ocorre combustão, não havendo fimalha, consumo de combustível e outros equipamentos. Ela irá aproveitar os gases de escape da turbina, a elevada temperatura, para gerar o vapor necessário para abastecer o gerador do chiller a absorção. Para a modelagem da caldeira de recuperação julgamos conhecidos os valores de fluxo de gases de escape da turbina, bem como sua temperatura, e o calor necessário para alimentar o gerador do chiller.

Outra consideração feita é a de que tanto o vapor gerado quanto o líquido que chega para ser vaporizado estão no estado de saturação.

Definindo-se um rendimento para a caldeira, para levar em conta eventuais perdas de calor no processo, temos o equacionamento da caldeira dado por:

$$\eta_{caldeira} * [m_{gases} * cp_{gases} * (T_4 - T_5)] = m_{agua} * (h_6 - h_7)$$

OBS.: Neste ponto calculamos o rendimento exergético do conjunto turbina a gás + caldeira de recuperação, que será dado por:

$$\eta_{ex} = \frac{W_{liq} + \psi_{vapor}}{m_{comb} * pci - \psi_{gases}}$$

onde,

$$\begin{aligned}\psi_{vapor} &= m_{vapor} * [(h_6 - h_7) - T_o * (s_6 - s_7)] \\ \psi_{gases} &= m_{gases} * [(h_5 - h_0) - T_o * (s_5 - s_0)]\end{aligned}$$

5.4. Chiller a Absorção

O equacionamento do chiller a absorção consiste basicamente do equacionamento das trocas térmicas em cada componente do ciclo e a determinação do seu coeficiente de eficácia (COP). Assim teremos:

- relação entre a concentração da solução de Brometo de Lítio na solução concentrada (x_c) e diluída (x_d):

$$f = \frac{x_c}{x_c - x_d}$$

- absorvedor: $q_{ab} = h_{13} + (f - 1) * h_{15} - f * h_{14}$
- evaporador: $q_{ev} = h_{13} - h_{12}$
- válvula de expansão: $h_{12} = h_{11}$
- gerador: $q_{ge} = h_9 + (f - 1) * h_{10} - f * h_8$
- condensador: $q_{cd} = h_9 - h_{11}$

Considerando-se que estas equações estão em função do fluxo de fluido refrigerante temos que sua vazão será:

$$m_{evap} = \frac{Q_{evap}}{q_{ev}}$$

sendo Q_{evap} a carga de refrigeração requerida pelo sistema.

O COP do sistema será dado por:

$$COP = \frac{q_{ev}}{q_{ger}}$$

Assim temos definido todo o nosso sistema, com as equações necessárias para que se possa proceder sua simulação e determinação dos parâmetros básicos de projeto.

6. Simulação

Após a modelagem do sistema passamos para a simulação de seu comportamento. O objetivo desta etapa é a determinação de alguns parâmetros de funcionamento do sistema em função das demandas exigidas de eletricidade e carga de refrigeração. Com a simulação e de posse de catálogos de turbinas, caldeiras, chillers, etc, poderemos fazer a análise da viabilidade econômica da utilização do sistema de co-geração de energia num Shopping Center.

A simulação do sistema foi realizada em duas etapas, em função das necessidades de cálculo e ferramentas de trabalho encontradas. O sistema que abrange a turbina a gás e a caldeira de recuperação foi simulado numa planilha de cálculo preparada em software adequado (Excel, Quattro Pro, Lotus, etc.). Já o sistema de refrigeração foi simulado em um software de cálculo de sistemas (EES), devido ao fato de tal software possuir as equações de cálculo das propriedades de uma solução de brometo de lítio em função da concentração e temperatura da solução, prontas em sua biblioteca. A “união” das etapas de simulação é feita através da demanda de calor do gerador do chiller e do calor disponível no vapor produzido na turbina.

A seguir descrevemos as duas etapas de simulação realizadas.

- **SIMULAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO - CHILLER A ABSORÇÃO**

Ferramenta utilizada: EES

Para a simulação do ciclo de absorção foram adotados alguns valores iniciais:

Concentração da solução diluída: $x_8 = 58.3\%$

Concentração da solução concentrada: $x_{10} = 63.8\%$

Faixa de pressão: Pressão Alta = 7.448 kPa

Pressão Baixa = 0.798 kPa

Temperatura de evaporação: $T_{13} = 4^\circ\text{C}$

Temperatura de condensação: $T_{11} = 40^\circ\text{C}$

A adoção de tais valores baseou-se em dados obtidos nos catálogos de fabricantes do equipamento.

Além destes, temos como entrada a carga de refrigeração (Q_{evap}) exigida pelo sistema, no nosso caso de 1200 TR, ou 4224 kW.

De posse destes valores podemos determinar as propriedades em alguns pontos do ciclo.

Ponto	Fluido	Concentração	Temperatura	Pressão
8	Solução	diluída	-	P alta
9	Vapor	-	40	P alta
10	Solução	concentrada	-	P alta
11	Água	-	40	P alta
13	Vapor	-	4	P baixa
14	Solução	diluída	-	P baixa
15	Solução	concentrada	-	P baixa

As entalpias de cada ponto indicado acima são determinadas pelas funções existentes na biblioteca do EES. Para o vapor d'água a entalpia é função da temperatura e pressão; para a solução de LiBr + água devemos inicialmente determinar sua temperatura (função da pressão e da concentração) para a seguir determinar sua entalpia (função da temperatura e da concentração). Logo, podemos descrever:

$$\text{Entalpia (Vapor)} = f(\text{temperatura, pressão})$$

$$\text{Temperatura (Solução)} = f(\text{concentração, pressão})$$

$$\text{Entalpia (Solução)} = f(\text{concentração, temperatura})$$

Com as entalpias dos pontos descritos acima e os dados iniciais, basta utilizar as equações mostradas no capítulo anterior para termos o perfil completo do ciclo de absorção, com os valores de fluxo de água no sistema e da quantidade de calor exigida pelo gerador.

- **SIMULAÇÃO DO SISTEMA TURBINA A GÁS E CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO**

Ferramenta de trabalho: Excel

Na montagem da planilha de cálculo para a turbina a gás e caldeira de recuperação temos:

- constantes adotadas

$$k_{ar} = 1,4$$

$$\text{eficiência do compressor} = 0,85$$

$$\text{eficiência da turbina} = 0,72$$

$$\text{eficiência da caldeira de recuperação} = 0,90$$

- condições de entrada do ar

$$\text{Temperatura} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Pressão} = 1 \text{ bar}$$

A planilha desenvolvida trabalha a partir do equacionamento desenvolvido no capítulo anterior. São fornecidos alguns dados de entrada para o sistema e através da utilização do solver do software determinados valores irão variar de maneira a satisfazer as retrições do sistema.

Os dados de entrada requeridos pela planilha são:

- composição volumétrica do combustível (% vol)
- relação de compressão (RC)
- Temperatura de entrada na turbina (limite metalúrgico) (T_3)
- Temperatura do vapor produzido na caldeira (T_7)
- Pressão do vapor produzido na caldeira

Definidos tais valores o software irá aplicar o solver de maneira a satisfazer as retrições do sistema. Tais restrições são:

- $H_e = H_s$, na câmara de combustão, considerando-se processo adiabático
- Potência líquida gerada na turbina
- Calor necessário para alimentar o gerador

Basicamente, os valores que irão ser alterados pelo solver serão,

- fluxo de combustível
- excesso de ar
- temperatura de saída dos gases da caldeira de recuperação (T_5)

sendo que variando estes valores teremos também a variação de outros parâmetros do sistema determinados pelas equações da modelagem.

Resumindo temos que a planilha irá determinar os parâmetros do sistema a partir de alguns dados de entrada, satisfazendo as exigências de geração de energia e demanda de vapor.

Alguns outros itens devem ser ainda destacados:

- o cálculo do calor específico dos gases é determinado através da média ponderada (em função das massas) dos calores específicos de cada componente dos gases, calculados por equações de calor específico a pressão constante, em função da temperatura.
- os fluxos de gases de combustão e ar, bem como a composição dos gases são determinados em função da composição do gás natural e do excesso de ar.

A simulação do sistema foi feita a partir dos seguintes dados de entrada:

- composição volumétrica do combustível (% vol)

CH4	89.4
C2H6	8.0
C3H8	0.86
N2	1.23
CO2	0.48

- relação de compressão (RC) = 9
- Temperatura de entrada na turbina (limite metalúrgico) : $T_3 = 1000 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatura do vapor produzido na caldeira: $T_7 = 110 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Pressão do vapor produzido na caldeira: $P_7 = 1 \text{ bar (15 psig)}$

Sendo as restrições:

- Potência líquida gerada = 2000 kW
- Calor necessário para o gerador = 5221 kW

Os resultados obtidos podem ser observados na planilha calculada e nos cálculos do sistema no EES, sendo os principais valores:

- Consumo de combustível: 0,159 kg/s
- Fluxo de gases: 11,111 kg/s
- Excesso de ar: 326,44
- Temperatura de entrada da turbina: 1000 $\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de saída da turbina: 573 $\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Eficiência térmica da turbina: 22,6 %
- Temperatura de saída da caldeira: 96 $\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Rendimento exergético: 34,75 %
- Calor necessário para Gerador: 5225 kW
- Fluxo de refrigerante: 0,601 kg/s
- COP do chiller: 0,809

No anexo 3 apresentamos as planilhas do Excel e do EES com os resultados obtidos nas simulações.

7. Análise Econômica

7.1. Aplicação da Análise Exergética no Campo da Refrigeração/Ar Condicionado

Do ponto de vista prático são evidentes as aplicações decorrentes da análise exergética no campo do frio. O engenheiro nesse ramo tem dificuldades em exprimir a capacidade frigorífica de um dado sistema pois unidades como kcal/h, T.R.s não explicam satisfatoriamente essa capacidade. Isso se torna evidente quando comparamos unidades de mesma capacidade, por exemplo 20.000kcal/h, mas que operam com diferentes temperaturas de evaporação. Qual seria, neste caso, a base de comparação destas unidades?

Um problema semelhante é aquele enfrentado frequentemente para problemas acima da temperatura ambiente. O engenheiro teria as mesmas dificuldades para especificar a capacidade nominal de uma bomba de calor operando no modo aquecimento e refrigeração. Como comparar unidades de aquecimento do condensador com as de refrigeração a vapor no evaporador?

O parâmetro exergia é não só a base de comparação, como também o melhor parâmetro técnico para resolver o complexo problema de uma grande instalação. Através desta ferramenta pode-se, por exemplo, calcular a exergia de todos os fluxos térmicos (calor e frio em diferentes temperaturas), mecânicos (potência de eixo) e elétricos e atribuir aos mesmos valores monetários. Essa contabilidade permitirá a identificação não só das ineficiências reais da unidade em questão, mas também os custos destas ineficiências para o empresário.

Existem hoje no mercado, alguns programas de computador que calculam a exergia dos fluxos para diferentes refrigerantes. Com algum treinamento pode-se levantar uma base de dados técnicos e econômicos que permitam realizar uma análise conclusiva e objetiva e que revele o que a 1^a Lei escondeu (inconscientemente).

Portanto, a análise exergética é uma ferramenta termodinâmica, possivelmente a única teoricamente correta, para o estudo aqui entendido como projeto, otimização e etc de sistemas termodinâmicos envolvendo calor, frio e potência. Não somente

por ser mais coerente na contabilidade energética, esta análise permite uma perfeita integração com estudos econômicos, permitindo traduzir em valores monetários as irreversibilidades de um processo, um sistema.

Para tornar esta metodologia mais acessível ao usuário (um engenheiro) este deve ter uma boa base de dados do seu sistema, tais como dados sobre fluxos, composições químicas, pressões e temperaturas dos mesmos. A partir desta base de dados, o técnico buscará calcular os fluxos exergéticos e irreversibilidades, segundo a metodologia aqui brevemente apresentada. Uma análise de custos e sensibilidade provará esta ser a maneira mais sensata de tecer comentários e propor modificações sobre um sistema.

7.2 Instalação Convencional-Custos

Descrição:

O caso analisado e referenciado como caso atual, consiste num sistema onde toda a energia elétrica é comprada da rede pública e dota a carga térmica de ar condicionado é atendida por um sistema convencional de centrífugas, usando assim, como fonte de energia também a rede pública.

A carga elétrica máxima usada para suprir os equipamentos elétricos menos as centrífugas foi fixada em 2.000Kw. A carga térmica de ar condicionado foi fixado em 1.200TR.

Consumo Atual:

Para determinação do consumo de energia total e anual do caso atual, foi determinado primeiramente o consumo de três dias típicos, verão, inverno e outro, este último, referente à maioria dos dias do ano.

Para efeito de cálculo, na média, temos um mês de dias típicos de inverno, dois meses de dia típico de verão e o restante, 9 meses, dias típicos de “outro”, que se assemelha ao dia típico de verão, porém mais ameno.

Foram considerados dias úteis diferentes para cada mês, considerando que no caso de um Shopping Center, todos os sábados estão abertos e em alguns meses também o Domingo, especialmente nos meses considerados dia típico de verão (dezembro e janeiro).

Foi analisado também que a carga de energia elétrica não muda significamente hora a hora, pois dentro do Shopping, não interessa se é noite ou dia, todos as luzes, elevadores, escadas rolantes e outros equipamentos estão em funcionamento contínuo.

Esta análise deve ser diferente ao caso da carga térmica, pois depende tanto da incidência solar, como na quantidade de pessoas dentro do Shopping, que respeita algum critério, por exemplo, o Shopping, em geral, fora o mês de Dezembro e dias anteriores a feriados comerciais (dia dos Pais, das Mães, e etc.), só começa a receber maior fluxo de pessoas da hora do almoço para frente, quando a carga térmica a ser condicionada aumenta. Neste momento, embora a quantidade de pessoas ainda não atingiu seu pico, há grande incidência solar.

Por outro lado, no final da tarde, quando a incidência solar diminui, há um aumento na quantidade de pessoas dentro do Shopping, fazendo com que a carga térmica a ser suprida pelo ar condicionado atinja seu pico. Portanto, por estes dois fatores, o ar condicionado deverá na maior parte do ano, em carga elevada na maior parte do dia. No anexo 5, encontra-se os dados, bem como os gráficos das leituras de hora em hora dos três dias típicos considerados.

Estes dados foram obtidos na visita ao Shopping West Plaza, que possuía leitura instantânea do consumo energético, bem como um histórico dos dias nos últimos dois anos.

Os números finais são:

Média Mensal: 1.513MWh
Consumo Anual: 18.156MWh
Custo Médio Mensal: US\$ 130.118,90
Custo Anual Total: US\$ 1.561.426,79

Estes valores serão utilizados na análise Termoeconômica e Viabilidade comparativa entre as opções de instalações apresentadas a seguir.

7.3.Tarifas

Gás Natural

Foi obtido junto a COMGÁS - Companhia de Gás de São Paulo - uma tabela que entrou em vigência a partir de 01/06/96 e que continuava válida na data da consulta (26/11/96).

Esta tabela informa que existe um tarifa especial para o caso de cogeração. Não existe termo fixo na composição da tarifa, somente é pago ao fornecedor a quantidade consumida.

Esta tabela, exposta no anexo 4 mostra a tarifa de R\$ 0,1131 m³/mês (R\$3,04/MMBTU) de gás natural consumido.

Para o cálculo final da tarifa deve-se inserir o valor do ICMS, de 14,63%.

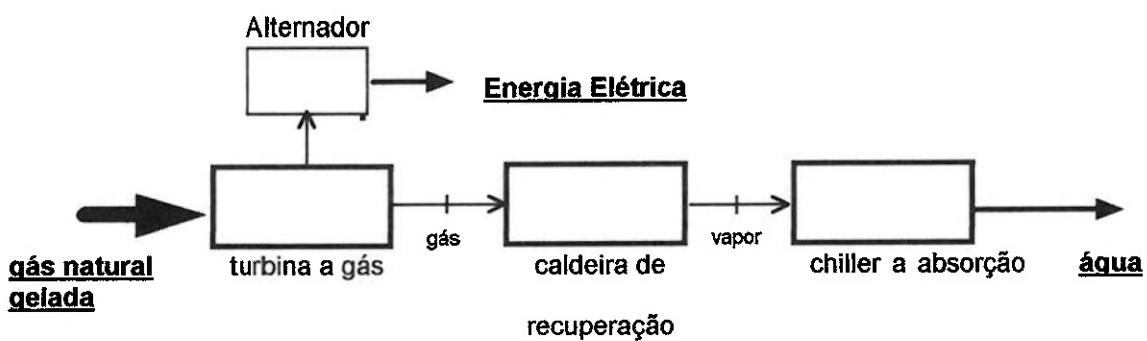
Eletricidade

Para efeito de análise Econômica, usaremos a tarifa de US\$ 86,00/Mwh, este valor é a média das tarifas de consumo/demanda na ponta e fora de ponta para os padrões de operação de um Shopping Center, numa condição em que a tarifa média fosse US\$ 67,00/Mwh.

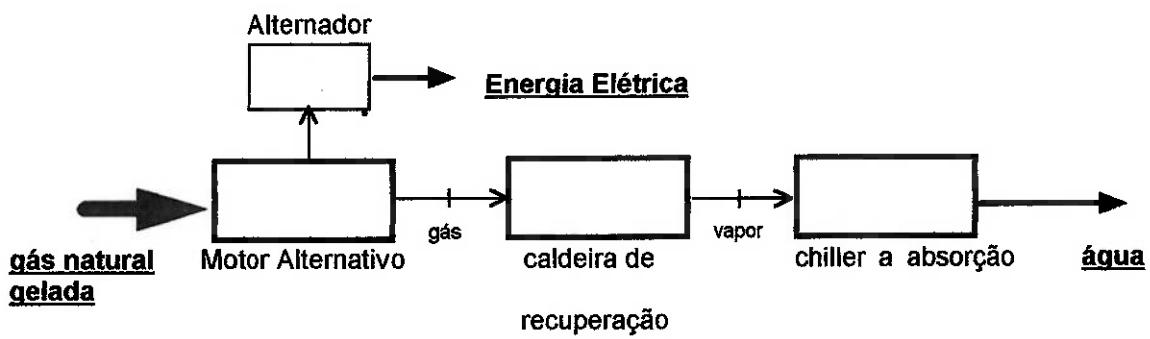
7.4. Alternativas Estudadas

As possibilidades de cogeração apresentadas são as seguintes:

Alternativa A:



Alternativa B:



Qualquer uma das opções de co-geração mencionadas podem ser implementadas com equipamentos padronizados, comercialmente disponíveis no mercado mundial numa ampla faixa de capacidade. A escolha depende somente do acoplamento com as demandas de energia elétrica e frio, do acoplamento das máquinas entre si, e, obviamente do desempenho econômico obtido.

7.5. Viabilidade Econômica

Para a montagem da planilha de viabilidade econômica foram considerados os seguintes valores:

- Chiller a Absorção:	R\$ 400,00/T.R.	fonte: Trane Brasil
- Turbina a Gás:	R\$ 1.250.00,00	fonte: Turbomeca
- Caldeira de Recuperação:	R\$ 150.000,00 R\$ 200.000,00 (com queima adicional)	fonte: Figener
- Torre de Resfriamento:	R\$ 100.000,00	fone: Alpina

A seguir foram considerados custos marginais e de projeto, baseados no custo total de equipamentos como:

-Transporte/Seguro:	tarifa: 1%
- Interligação com Sistema Atual:	tarifa: 10%
- Montagem:	tarifa: 20%
- Engenharia:	tarifa: 7,5%
- Obras Civis:	tarifa: 5%
- Manutenção Extra Período de 5 anos:	tarifa: 20%

Para o levantamento de custos com energia elétrica foi considerado o levantamento anterior já demonstrado acima.

Analogamente, com o resultado da simulação para esta alternativa, extraímos o valor do consumo de combustível e extrapolado para o consumo anual, considerando-se dois casos, o primeiro considerando 24 horas de funcionamento da turbina e o segundo o funcionamento de apenas 18 horas por dia (enquanto funciona o ar condicionado), ficando por conta da rede pública o fornecimento de energia elétrica durante a noite. Estas viabilidades referem-se respectivamente as alternativas 1 e 2.

Na alternativa 1, trabalhamos com um chiller a absorção e uma turbina a gás, além da caldeira de recuperação e torre de resfriamento. O Shopping ficaria independente da rede pública, a turbina funcionando ininterruptamente, desperdiçando assim, grande quantidade de energia durante o período noturno, período que apresenta a menor demanda de energia elétrica.

No cálculo da depreciação, contabilmente, depreciaremos os equipamentos em dez anos, de forma linear, ficando portanto positivo o fluxo desta depreciação em dez por cento ao ano.

Em cima deste valor, contabilmente, não será cobrado o Imposto de Renda desta parcela, portanto como o Shopping situa-se na faixa de 35% de I.R., teremos que o fluxo positivo aumentará 3,5%

O total de custos refere-se aos custos de investimentos necessários para o projeto, bem como seus investimentos marginais.

Para o cálculo do retorno em anos foi considerada seguinte relação:

$$\text{Retorno.em.anos.} = \frac{\text{total.de.investimentos / custos}}{\text{economia.no.consumo}}$$

Esta economia no consumo refere-se a diferença entre o consumo atual de energia elétrica e o consumo de gás natural do sistema de cogeração.

7.6. Outras alternativas analisadas

Tendo em vista os objetivos do trabalho de analisar e comparar a viabilidade técnica e econômica de diferentes opções de co-geração, analisamos sete diferentes configurações, comparando o caso base de turbina a gás com motores Otto, de diversas capacidades.

As alternativas estudadas são:

Alternativa 1 - caso base de Turbina a gás, explicado anteriormente.

Alternativa 2 - Considera a mesma configuração de equipamentos do caso base, porém diferindo na fonte energética para o período noturno. A turbina a gás opera durante o período diurno, quando há demanda de eletricidade e resfriamento; no período noturno quando o sistema de ar-condicionado é desligado, a demanda de energia elétrica é pequena e atendida pela concessionária.

Alternativa 3 - Temos aqui a utilização de uma turbina de menor capacidade (1600 kW), não atendendo a demanda total do sistema. Assim o fornecimento de energia para o Shopping é completado pela rede pública. No período noturno a demanda é suprida somente pela concessionária.

Alternativa 4 - Neste caso a turbina (1600 kW) opera continuamente, sendo que no período diurno quando ela não atende a demanda de energia, a rede pública supre o restante. Aqui haverá grande geração de energia no período noturno, para um pequeno consumo.

Alternativa 5 - Aqui temos a utilização de um motor ciclo Otto de 2000 kW operando continuamente; o restante dos equipamentos é o mesmo da Alternativa 1. O sistema é independente da rede pública.

Alternativa 6 - Neste caso o motor (2000 kW) opera somente durante o período diurno, sendo a demanda de energia, à noite, suprida pela rede pública.

Alternativa 7 - Aqui utilizamos cinco motores de 400 kW cada. No período diurno temos os cinco motores em funcionamento para atender toda a demanda do Shopping. À noite, como a demanda é significativamente menor, somente um deles permanecerá funcionando, reduzindo assim o consumo de gás natural.

Postas as alternativas desenvolvemos um quadro com custos e consumo para cada alternativa e o retorno esperado, comparando com o gasto atual de energia elétrica. Na análise de custo feita (Tabela 1) foi desprezada a possibilidade de obtenção de retorno financeiro da energia gerada não consumida pelo Shopping, com uma possível venda para a rede pública.

Na tabela 2 apresentamos os equipamentos utilizados em cada alternativa e na tabela 3 temos a geração de energia não utilizada pelo Shopping.

Para um estudo deste desperdício de energia foi montado um gráfico do retorno do investimento considerando a venda do excedente de energia para a concessionária. O gráfico foi montado variando-se o preço da energia vendida.

8. Conclusão

O modelo do sistema de co-geração proposto é um modelo já bastante conhecido em estudos de co-geração. A utilização de gás natural é cada vez mais assunto corrente em discussões a respeito de conservação de energia.

Em relação a modelagem desenvolvida para a planta, podemos concluir que os resultados encontram-se dentro de valores esperados, em função das demandas de energia e refrigeração, comprovando a eficiência do modelo desenvolvido, juntamente com as ferramentas de trabalho utilizadas (EES e Excel).

A análise econômica feita nos leva a algumas conclusões:

- a utilização de motores ciclo Otto apresenta-se como alternativa melhor comparando-se com uma turbina a gás, devido a menores custos do equipamento e consumo de gás natural menor, apesar da necessidade de queima adicional de gás na caldeira para a geração de vapor.
- quanto menor a geração de energia excedente no período noturno, menores serão os gastos de consumo de gás e assim, o retorno do investimento será mais rápido.

Desta forma a melhor alternativa apresentada é a Alternativa 7, com retorno de investimento em aproximadamente quatro anos. Neste caso utilizamos motores ciclo Otto para geração de energia durante o dia e, à noite, quando a demanda é bem menor desligamos quatro motores, deixando apenas um em funcionamento, para suprir a carga elétrica, evitando a queima desnecessária de combustível. Outra vantagem desta alternativa é a maior facilidade para realizar a manutenção dos equipamentos, já que todas as noites temos quatro dos cinco motores parados.

Com a análise da tabela 3 e do gráfico 1, avaliando a possibilidade de vender o excedente de energia podemos concluir que o projeto seria altamente viável caso houvesse essa possibilidade de venda. O retorno do investimento se daria em prazos de até dois anos e meio, de acordo com as tarifas de energia em que se daria a venda.

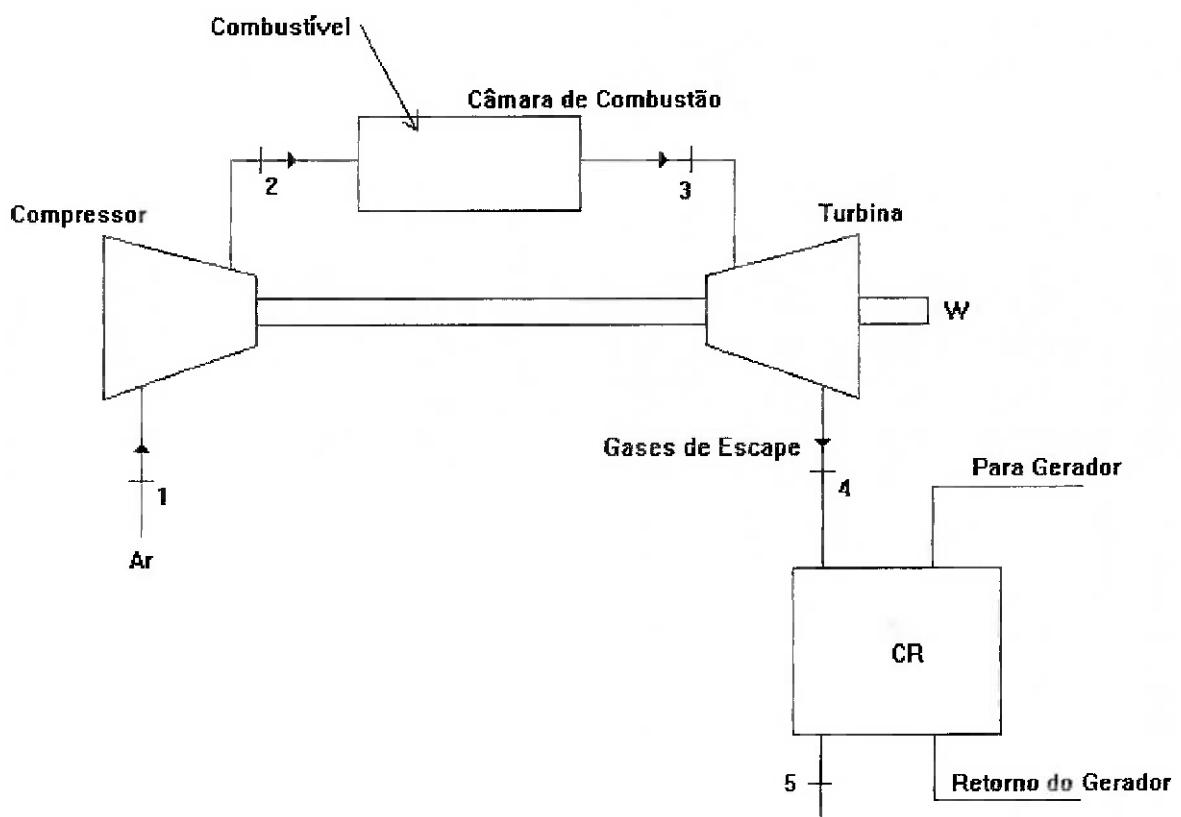
Assim, a viabilidade do projeto está diretamente ligada a possibilidade de aproveitamento da energia gerada excedente pela concessionária.

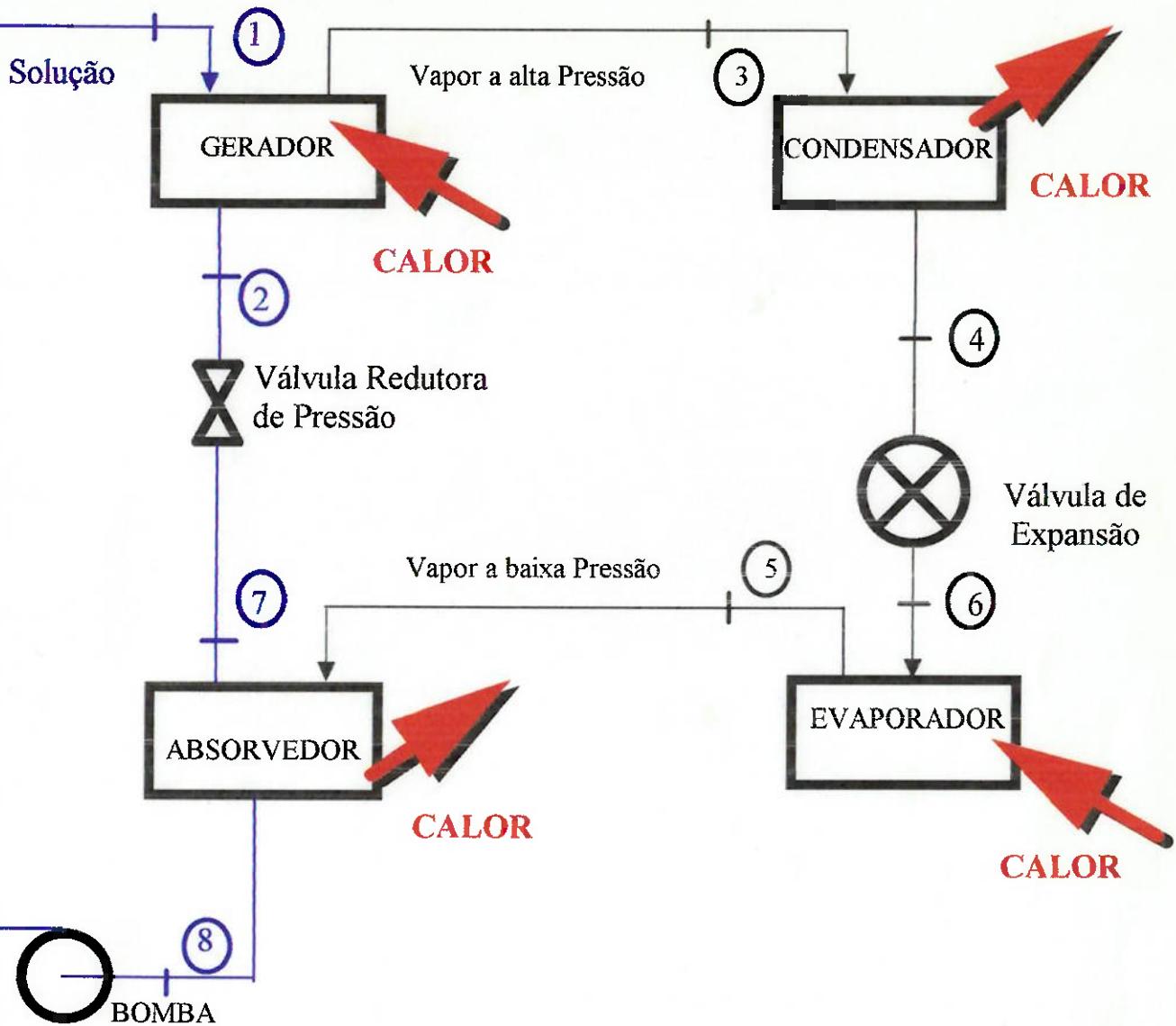
Em muitos países isto já é realizado, sendo o principal motivo da existência de inúmeras unidades de co-geração já instaladas. No Brasil este pode ser considerado como um dos motivos da pouca utilização deste tipo de sistema em unidades comerciais, pois não há a possibilidade de vender energia para a concessionária.

Visto este quadro, e com a provável diminuição do custo do gás natural, com a efetivação do gasoduto Brasil-Bolívia, a tendência é a de se incentivar cada vez mais a instalação de plantas de co-geração, aliada a saturação do quadro de produção de energia atual (esgotamento das fontes atuais e demanda crescente, principalmente na região Sul-Sudeste).

Anexo 1 - Esquemas dos Ciclos Termodinâmicos

Ciclo Brayton + Caldeira de Recuperação





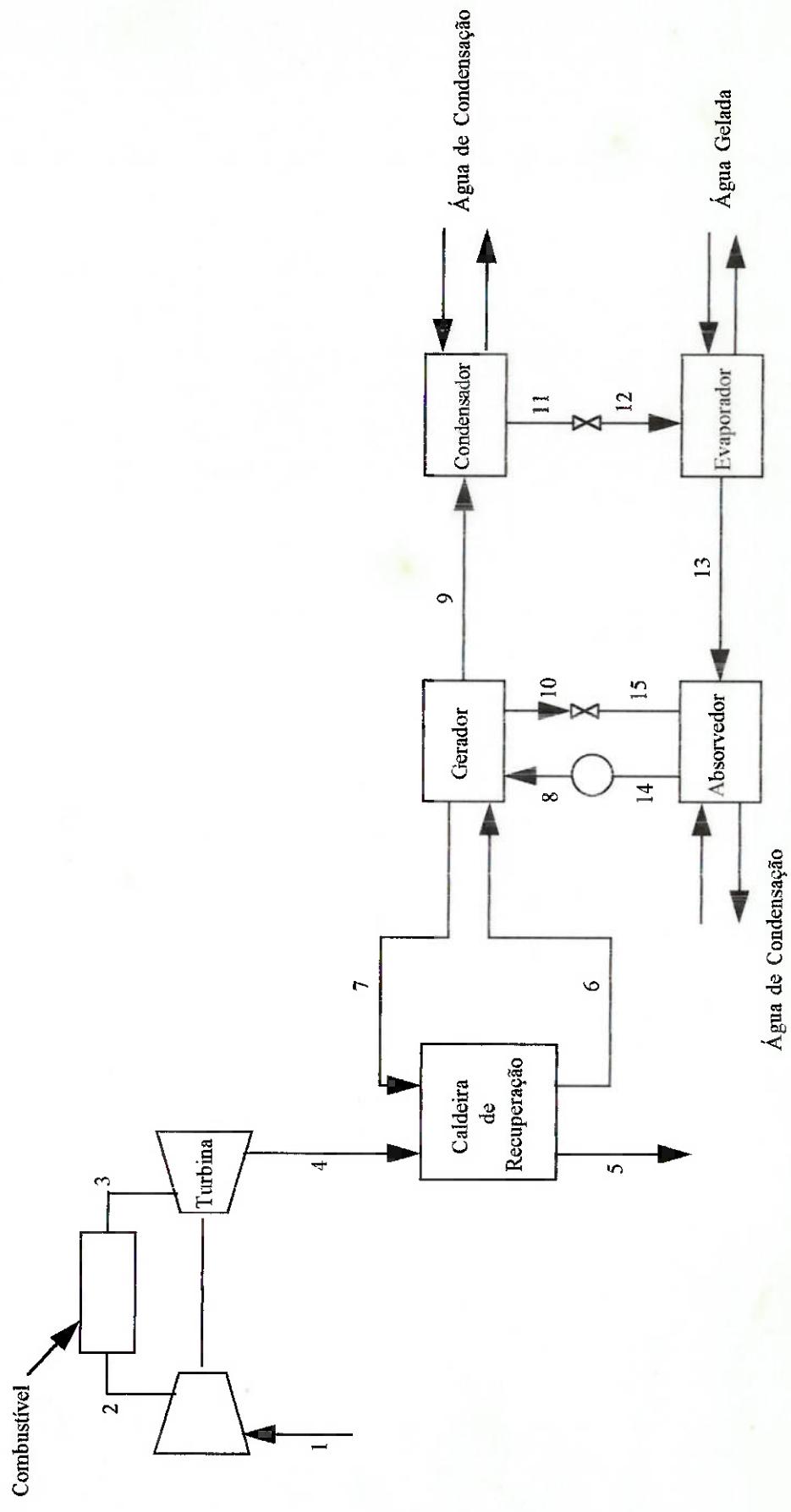
CICLO DE ABSORÇÃO

$$CDE_{obs} = \frac{\text{Taxa de refrigeração}}{\text{Taxa de adição de calor ao gerador}} = \frac{q_E}{q_G}$$

Anexo 2 - Esquema da Planta Proposta

Central de Utilidades para um Shopping Center

Planta do Sistema Geração de Energia e Sistema de Refrigeração



Anexo 3 - Simulações efetuadas

Cálculo do Sistema Turbina a Gás e Caldeira de Recuperação

Combustível		
m ponto	kg/h	572,5
	kg/s	0,1590
CO2	kmol/h	0,2
H2	kmol/h	0,0
C3H8	kmol/h	0,3
O2	kmol/h	0,0
N2	kmol/h	0,5
CH4	kmol/h	33,6
C2H6	kmol/h	3,0
Total	kmol/h	37,58908
Poder Calorífico Inferior	kJ/kg	55751,37
Turbina a Gás		
Pressão atmosférica	bar	1
Alta pressão	bar	9,0
Relação de Compressão		9
k (ar)		1,4
Câmara de Combustão		
Excesso de ar	%	326,43859
Ar		
O2	kmol/h	287,1
N2	kmol/h	1080,2
Total	kmol/h	1367,3
O2	kg/h	9188,3
N2	kg/h	30244,9
Total	kg/h	39433,2
	kg/s	10,95
Gases de Combustão		
CO2	kmol/h	34,1
H2O	kmol/h	67,2
O2	kmol/h	219,8
N2	kmol/h	1080,6
Total	kmol/h	1401,7
CO2	kg/h	1499,9
H2O	kg/h	1209,1
O2	kg/h	7033,7
N2	kg/h	30257,9
Total	kg/h	40000,5
	kg/s	11,111
Temperatura de Chama	°C	1000
He	kW	12326
Hs	kW	12326
		0

Compressor

Te	°C	25
Eficiência Isoentrópica	%	85
Ts	°C	331
Potência Consumida	kW	3461

Turbina

k dos gases		1,4
Temperatura Teórica de Escape (°C)		406
Eficiência Mecânica		0,98
Eficiência Isoentrópica		0,72
Temperatura Real de Escape (°C)		573
Potência Gerada (kW)		5501
Eficiência do Gerador Elétrico		0,98

Potência Elétrica Líq. Produzida (kW)		2000,0
Potência Elétrica requerida (kW)		2000
Eficiência Térmica da Turbina a Gás (%)		22,6

0,0
Caldeira de Recuperação**Água**

Fluxo	t/h	8.411
Pressão	bar	1
Temperatura de Entrada	°C	110
Entalpia entrada	kJ/kg	461,65
Temperatura de Saída	°C	110
Entalpia saída	kJ/kg	2696,66
Calor recebido	kW	5221,69
Calor para Gerador	kW	5221,69

Gases

Número de Turbinas		1,0
Fluxo	t/h	40,0
Temperatura de Entrada	°C	573
Temperatura de Saída	°C	96
Calor cedido	kW	5802

Rendimento da Caldeira	%	90
Calor perdido	kW	580,19

0

Disponibilidade dos gases kW		84,78
Disponibilidade do Vapor kW		1050,97
Rendimento Exergético		34,75%

Cálculo do Sistema Turbina a Gás e Caldeira de Recuperação Equacionamento do Combustível

Composição do Combustível

	% vol.	kmol/h	kg/h	% massa
CO ₂	0,5	0,1	6,4	1,4
C ₃ H ₈	0,9	0,3	11,4	2,5
N ₂	1,2	0,4	10,4	2,3
CH ₄	89,4	26,9	429,9	93,9
C ₂ H ₆	8,0	2,4	72,4	15,8
Total	100,0	30,0713	458,0	115,8
M		15,23 kg/kmol		
Poder Calorífico Inferior:		55751 kJ/kg		
		9050 kcal/Nm ³		

Simulação do sistema de refrigeração - EES

Variável		Resultado
P alta	kPa	7,448
P baixa	kPa	0,798
x8		58,3
x10		63,8
f		11,6
h8	kJ/kg	187,158
h9	kJ/kg	2576,556
h10	kJ/kg	234,962
h11	kJ/kg	167,379
h12	kJ/kg	167,379
h13	kJ/kg	2509,649
h14	kJ/kg	104,195
h15	kJ/kg	155,510
T8	C	81
T10	C	93
T11	C	40
T13	C	4
T14	C	39
T15	C	50
qev	kJ/kg	2342,269
qger	kJ/kg	2896,115
qabs	kJ/kg	2949,389
qcond	kJ/kg	2409,177
Qevap	kW	4224
COP		0,809
mevap	kg/s	0,601
mg	kg/s	67,272
mc	kg/s	128,252

{Equacionamento do Sistema Geração Elétrica + Refrigeração}

{Cálculo de um ciclo de absorção Água-LiBr}

{Valores iniciais}

x8=58.3

x10=63.8

Palta=7.448 {kPa}

Pbaixa=0.798 {kPa}

Qevap=4224 {kW} {Carga de refrigeração - 1200 TR}

T11sat=40 {líquido saturado}

T13sat=4 {vapor saturado}

{Gerador}

T8=T_LIBR(Palta,X8,2)

T10=T_LIBR(Palta,X10,2)

h8=H_LIBR(T8,x8,2)

h10=H_LIBR(T10,x10,2)

 $f = x10 / (x10-x8)$

qger = h9+(f-1)*h10-f*h8 {balanço energético}

{Condensador}

h9=ENTHALPY(Steam,T=T11sat+1,P=Palta)

h11=ENTHALPY(water,T=T11sat,P=Palta)

qcond = (h9-h11)

{Válvula de expansão}

h12 = h11

{Evaporador}

qev = (h13-h12)

h13=ENTHALPY(steam,T=T13sat,P=Pbaixa)

{Absorvedor}

qabs = h13+(f-1)*h15-h14*f {Balanço de energia}

{Cálculos de propriedades}

T14=T_LIBR(Pbaixa,x8,2)

T15=T_LIBR(Pbaixa,x10,2)

h14=H_LIBR(T14,x8,2)

h15=H_LIBR(T15,x10,2)

{Geral}

mevap = Qevap/qev {fluxo de refrigerante - água}

COP = qev/qger

{Cálculo da água gelada}

mg = Qevap / ((Tge-Tgs)*cpa)

cpa = 4.186 {kJ/kgC}

Tge = 12 {°C} {Temperatura de entrada da água gelada}

Tgs = 7 {°C} {Temperatura de saída da água gelada}

{Cálculo da água de condensação}

{Deve resfriar o absorvedor e o condensador}

mc = (qcond + qabs) * mevap / ((Tcs - Tce) * cpa)

Tce = 29 {°C} {Temperatura de entrada da água de condensação}

Tcs = 35 {°C} {Temperatura de saída da água de condensação}

Anexo 4 - Gás Natural

TARIFAS - GÁS NATURAL

VIGÊNCIA A PARTIR DE: 01/06/96

CLASSE DE CONSUMO	VOLUME DA CLASSE (M ³ /MÊS)	TERMO EM REAL	
		FIXO	VARIÁVEL
1	Até 5	5,91	0
2	6 a 50	0,62	1,0752
3	51 a 130	9,84	0,8937
4	131 a 1.000	46,29	0,6156
5	1.001 a 5.000	85,43	0,5764
6	5.001 a 50.000	1.304,39	0,3326
7	50.001 a 300.000	6.876,51	0,2212
8	300.001 a 500.000	17.177,22	0,1869
9	500.001 a 1.000.000	17.654,78	0,1859
10	> 1.000.000	19.007,43	0,1845
	INTERRUP/TAKE OR PAY	—	0,1265
	COGERAÇÃO	—	0,1131
	TAKE OR PAY ATUAL	—	0,1433

ICMS NÃO INCLUSO NOS VALORES ACIMA.

ICMS = 14,63%

TARIFA = { (CONSUMO M³/MÊS * VARIÁVEL) + FIXO } / CONSUMO M³/MÊS }

QUALQUER ESCLARECIMENTO LIGAR PARA 253.7744 R. 1671/1672/1669

TARIFAS - GÁS NATURAL

VIGÊNCIA A PARTIR DE: 01/06/96

CLASSE DE CONSUMO	VOLUME DA CLASSE (M³/MÊS)	TERMO EM REAL	
		FIXO	VARIÁVEL
1	Até 5	5,91	0
2	6 a 50	0,62	1,0752
3	51 a 130	9,84	0,8937
4	131 a 1.000	46,29	0,6156
5	1.001 a 5.000	85,43	0,5764
6	5.001 a 50.000	1.304,39	0,3326
7	50.001 a 300.000	6.876,51	0,2212
8	300.001 a 500.000	17.177,22	0,1869
9	500.001 a 1.000.000	17.654,78	0,1859
10	> 1.000.000	19.007,43	0,1845

ICMS NÃO INCLUSO NOS VALORES ACIMA.

ICMS = 14,63%

TARIFA = ((CONSUMO M³/MÊS * VARIÁVEL) + FIXO) / CONSUMO M³/MÊS

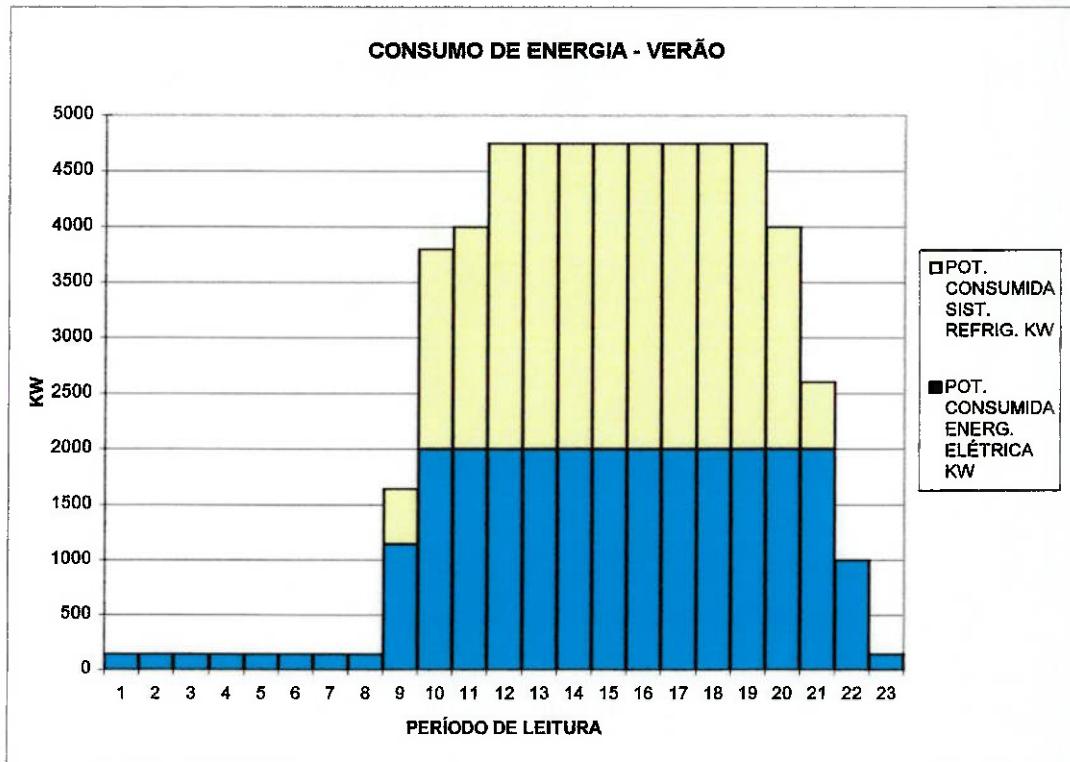
QUALQUER ESCLARECIMENTO LIGAR PARA 253.7744 R.1671/1672/1669

Anexo 5- Viabilidade e Custos

SITUAÇÃO TRADICIONAL
REDE PÚBLICA
CHILLER'S A COMPRESSÃO

INTERVALO EM HORAS	POT. CONSUMIDA	POT. CONSUMIDA
	ENERG. ELÉTRICA KW	SIST. REFRIG. KW
0 A 1	142	0
1 A 2	142	0
2 A 3	142	0
3 A 4	142	0
4 a 5	142	0
5 a 6	142	0
6 A 7	142	0
7 A 8	142	0
9 A 10	1142,8	500
10 A 11	2000	1800
11 A 12	2000	2000
12 A 13	2000	2750
13 A 14	2000	2750
14 A 15	2000	2750
15 A 16	2000	2750
16 A 17	2000	2750
17 A 18	2000	2750
18 A 19	2000	2750
19 A 20	2000	2750
20 A 21	2000	2000
21 A 22	2000	600
22 A 23	999,95	0
23 A 24	142	0

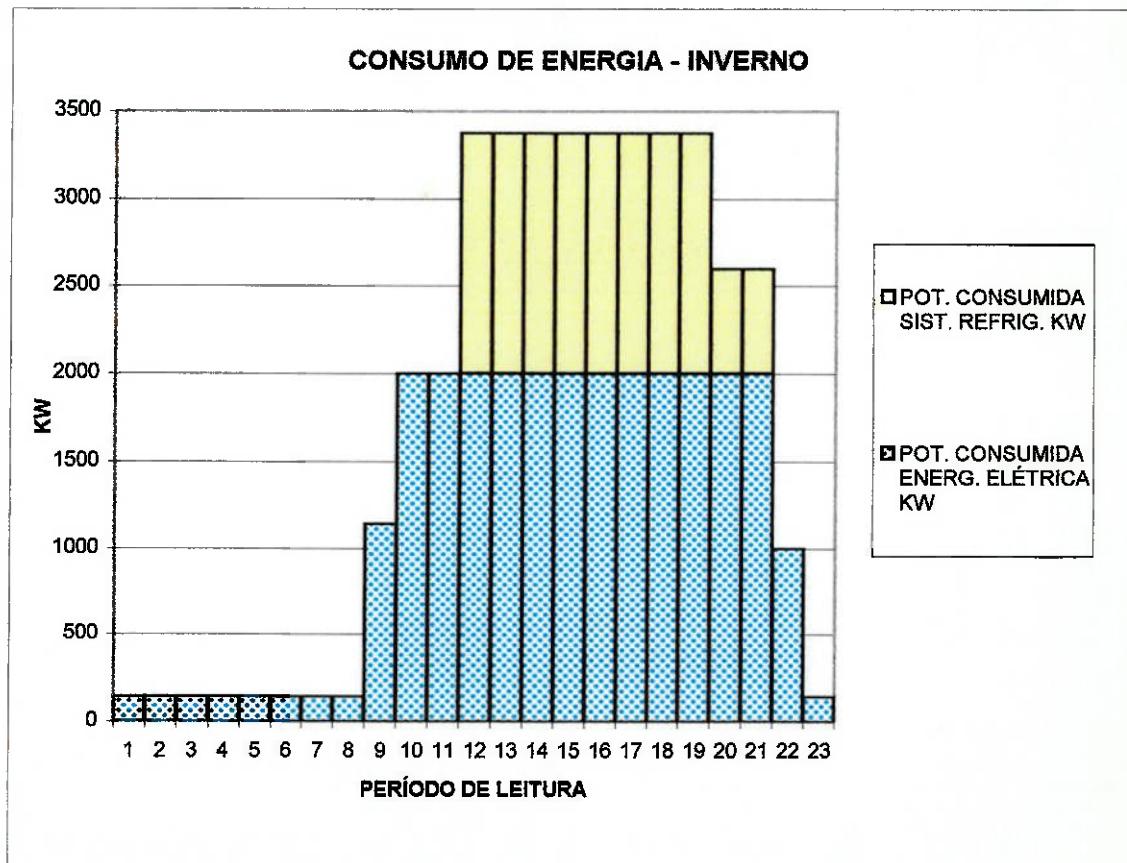
TOTAL: 56320,75 KWh



SITUAÇÃO TRADICIONAL
REDE PÚBLICA
CHILLER'S A COMPRESSÃO

INTERVALO EM HORAS	POT. CONSUMIDA ENERG. ELÉTRICA KW	POT. CONSUMIDA SIST. REFRIG. KW
0 A 1	142	0
1 A 2	142	0
2 A 3	142	0
3 A 4	142	0
4 a 5	142	0
5 a 6	142	0
6 A 7	142	0
7 A 8	142	0
9 A 10	1142,8	0
10 A 11	2000	0
11 A 12	2000	0
12 A 13	2000	1375
13 A 14	2000	1375
14 A 15	2000	1375
15 A 16	2000	1375
16 A 17	2000	1375
17 A 18	2000	1375
18 A 19	2000	1375
19 A 20	2000	1375
20 A 21	2000	600
21 A 22	2000	600
22 A 23	999,95	0
23 A 24	142	0

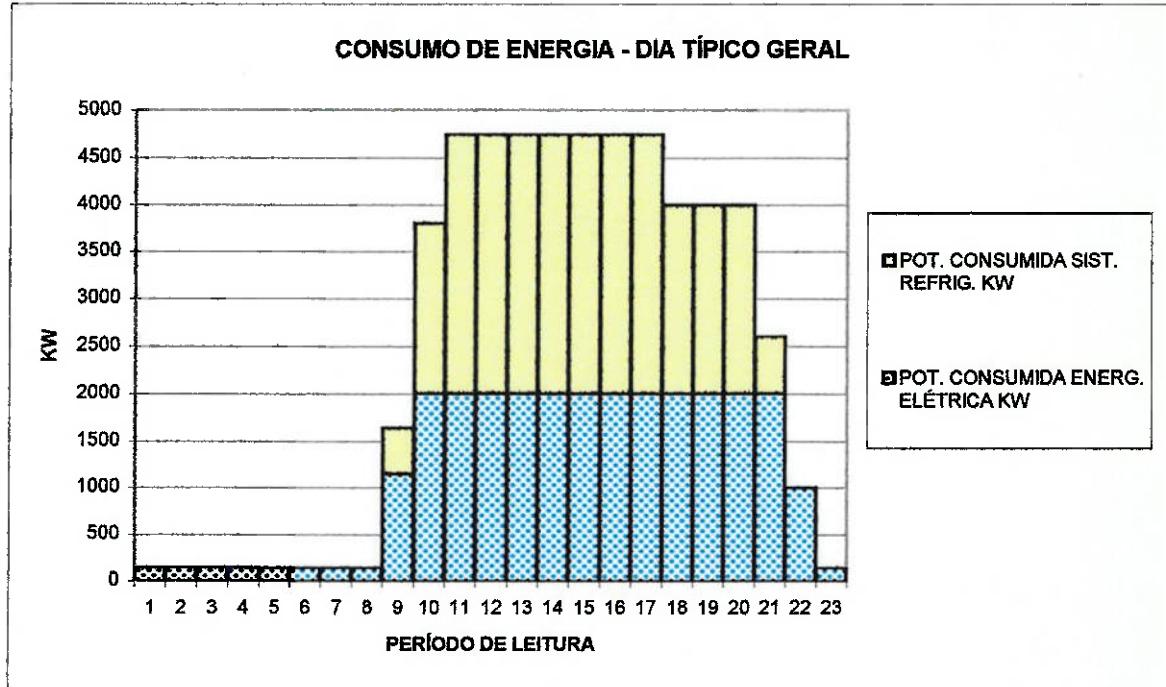
TOTAL: 39620,75 KWh



SITUAÇÃO TRADICIONAL
REDE PÚBLICA
CHILLER'S A COMPRESSÃO

INTERVALO EM HORAS	POT. CONSUMIDA ENERG. ELÉTRICA KW	POT. CONSUMIDA SIST. REFRIG. KW
0 A 1	142	0
1 A 2	142	0
2 A 3	142	0
3 A 4	142	0
4 a 5	142	0
5 a 6	142	0
6 A 7	142	0
7 A 8	142	0
9 A 10	1142,8	500
10 A 11	2000	1800
11 A 12	2000	2750
12 A 13	2000	2750
13 A 14	2000	2750
14 A 15	2000	2750
15 A 16	2000	2750
16 A 17	2000	2750
17 A 18	2000	2750
18 A 19	2000	2000
19 A 20	2000	2000
20 A 21	2000	2000
21 A 22	2000	600
22 A 23	999,95	0
23 A 24	142	0

TOTAL: 55570,75



CONSUMO GERAL:

	CONSUMO MENSAL:	PONTA	F. PONTA
JANEIRO	1577 MWh	399	1178
FEVEREIRO	1445 MWh	332	1113
MARÇO	1556 MWh	357	1199
ABRIL	1556 MWh	357	1199
MAIO	1556 MWh	357	1199
JUNHO	1556 MWh	357	1199
JULHO	1109 MWh	284	826
AGOSTO	1556 MWh	357	1199
SETEMBRO	1556 MWh	357	1199
OUTUBRO	1556 MWh	357	1199
NOVEMBRO	1556 MWh	357	1199
DEZEMBRO	1577 MWh	399	1178

total:	18156 MWh	4269	13887
--------	-----------	------	-------

MÉDIA MENSAL:	1513 MWh	356	1157
----------------------	-----------------	------------	-------------

TARIFA MÉDIA NA PONTA E FORA DE PONTA: U\$ 86,00/MWh

CONSUMO MÉDIO TOTAL	US\$	130.118,90
----------------------------	-------------	-------------------

GASTO ANUAL DE ENERGIA ELÉTRICA:	US\$	1.561.426,79
---	-------------	---------------------

Tabela 1 - INVESTIMENTOS E RESULTADOS ECONÔMICOS

OBS: Valores em Reais	ALTERNATIVAS	TAX	ATUAL	1	2	3	4	5	6	7
EQUIPAMENTOS	CHILLER COMP REDE PÚBLICA	SOLUÇÃO PROPOSTA	1	SOLUÇÃO PROPOSTA	2	SOLUÇÃO PROPOSTA	3	SOLUÇÃO PROPOSTA	4	SOLUÇÃO PROPOSTA
Chiller a Absorção			480.000,00	480.000,00	480.000,00	480.000,00	480.000,00	480.000,00	480.000,00	480.000,00
Turbina a Gás			1.250.000,00	1.250.000,00	1.000.000,00	1.000.000,00	1.000.000,00	1.000.000,00	1.000.000,00	1.000.000,00
Caldeira de Recuperação			150.000,00	150.000,00	200.000,00	200.000,00	200.000,00	200.000,00	200.000,00	200.000,00
Torre de Resfriamento			100.000,00	100.000,00	100.000,00	100.000,00	100.000,00	100.000,00	100.000,00	100.000,00
Motor ciclo Otto										
Sub Total 1			1.980.000,00	1.980.000,00	1.780.000,00	1.780.000,00	1.780.000,00	1.780.000,00	1.780.000,00	1.780.000,00
Transporte/ Seguro	1%	19.800,00	19.800,00	17.800,00	17.800,00	17.800,00	17.800,00	17.800,00	17.800,00	17.800,00
Interligação	10%	198.000,00	198.000,00	178.000,00	178.000,00	178.000,00	178.000,00	178.000,00	178.000,00	178.000,00
Montagem	20%	396.000,00	396.000,00	356.000,00	356.000,00	356.000,00	356.000,00	356.000,00	356.000,00	356.000,00
Engenharia	7,50%	146.500,00	146.500,00	133.500,00	133.500,00	133.500,00	133.500,00	133.500,00	133.500,00	133.500,00
Obras Civis	5%	99.000,00	99.000,00	89.000,00	89.000,00	89.000,00	89.000,00	89.000,00	89.000,00	89.000,00
Mantenimento	20%	396.000,00	396.000,00	356.000,00	356.000,00	356.000,00	356.000,00	356.000,00	356.000,00	356.000,00
Sub Total 2			1.257.300,00	1.257.300,00	1.130.300,00	1.130.300,00	1.130.300,00	1.130.300,00	1.130.300,00	1.130.300,00
Tarifa de Eletricidade em R\$/MWh		82,00	82,00	82,00	82,00	82,00	82,00	82,00	82,00	82,00
consumo	18.156,13	0,00	900,00	6.660,00	5.760,00	5.760,00	5.760,00	5.760,00	5.760,00	5.760,00
Sub Total 4	1.488.802,29	0,00	73.300,00	546.120,00	472.320,00	472.320,00	472.320,00	472.320,00	472.320,00	472.320,00
Tarifa Gás Natural (em m³)		0,1131	0,1131	0,1131	0,1131	0,1131	0,1131	0,1131	0,1131	0,1131
Consumo Anual (em m³)	8.094.167,14	6.070.625,35	5.314.660,56	7.086.214,08	7.849.814,73	5.887.361,05	6.085.534,53	6.085.534,53	6.085.534,53	6.085.534,53
TARIFA*	915.450,30	686.587,73	601.086,11	801.450,81	887.814,05	655.860,53	686.011,96	686.011,96	686.011,96	686.011,96
ICMS	14,63%	133.930,38	100.447,78	87.938,19	117.522,25	129.887,19	97.415,40	100.363,55	100.363,55	100.363,55
TARIFA		1.049.380,68	787.035,51	639.027,30	918.703,07	1.017.701,24	763.275,93	786.375,50	786.375,50	786.375,50
Total Geral	4.286.680,68	4.098.135,51	4.145.447,30	4.301.323,07	3.906.571,24	3.726.945,93	3.871.725,60			
Depreciação	10%	188.000,00	178.000,00	178.000,00	178.000,00	178.000,00	178.000,00	178.000,00	178.000,00	178.000,00
I.R.	35%	69.300,00	69.300,00	62.300,00	62.300,00	62.300,00	62.300,00	62.300,00	62.300,00	62.300,00
SUB TOTAL 5		267.300,00	267.300,00	240.300,00	240.300,00	240.300,00	240.300,00	240.300,00	240.300,00	240.300,00
TOTAL DE CUSTOS										
RETORNO EM ANOS		4.019.380,68	3.830.635,51	3.605.147,30	4.061.023,07	3.652.501,24	3.471.875,93	3.600.375,50	3.600.375,50	3.600.375,50
OBS:		6,76	4,73	10,53	27,31	5,59	4,04	4,04	4,04	4,04
		24 HORAS POR DIA	18 HORAS POR DIA	24 HORAS POR DIA	24 HORAS POR DIA	18 HORAS POR DIA	24 HORAS POR DIA	24 HORAS POR DIA	24 HORAS POR DIA	24 HORAS POR DIA

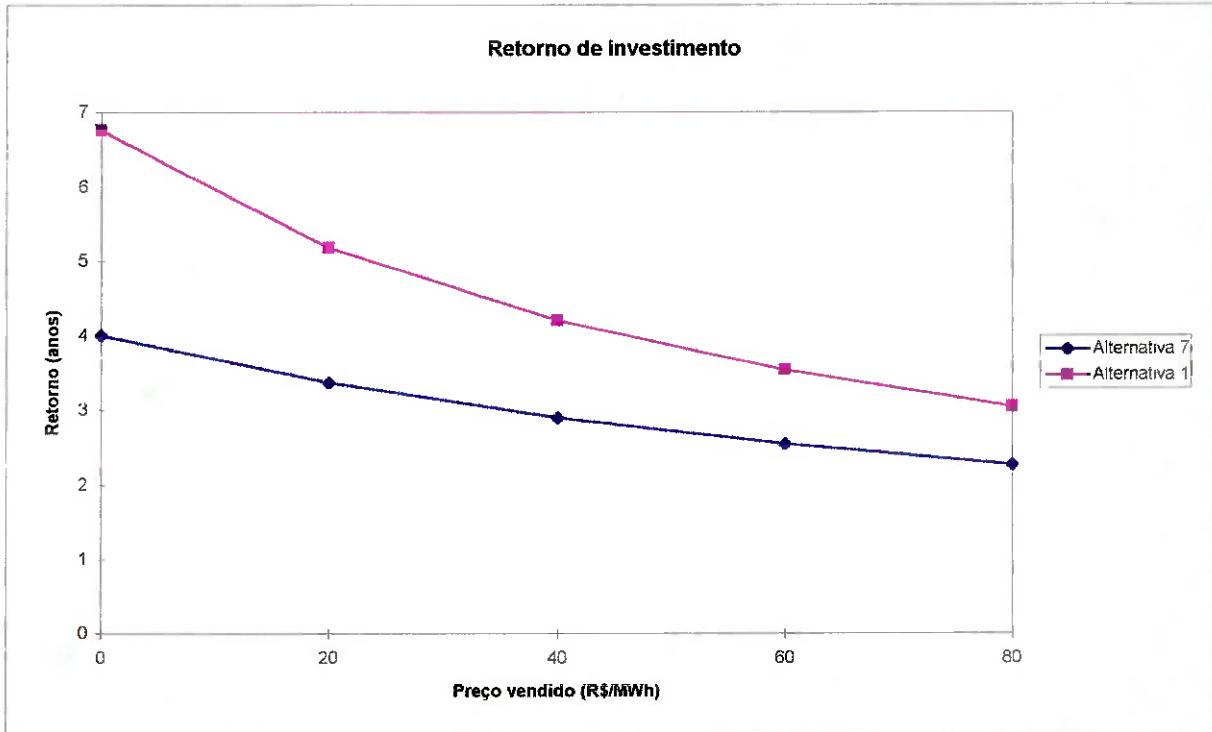
Tabela 2 - Equipamentos utilizados em cada alternativa

ALTERNATIVAS	1	2	3	4	5	6	7
EQUIPAMENTOS	SOLUÇÃO PROPOSTA 1	SOLUÇÃO PROPOSTA 2	SOLUÇÃO PROPOSTA 3	SOLUÇÃO PROPOSTA 4	SOLUÇÃO PROPOSTA 5	SOLUÇÃO PROPOSTA 6	SOLUÇÃO PROPOSTA 7
Chiller a Absorção	1200 TR						
Turbina a Gás	2000 kW	2000 kW	1600 kW	1600 kW	-	-	-
Motor ciclo Otto	-	-	-	-	2000 kW	2000 kW	4 X 500 kW

Tabela 3 - Geração de energia não utilizada

ALTERNATIVAS		1	2	3	4	5	6	7
		SOLUÇÃO PROPOSTA 1	SOLUÇÃO PROPOSTA 2	SOLUÇÃO PROPOSTA 3	SOLUÇÃO PROPOSTA 4	SOLUÇÃO PROPOSTA 5	SOLUÇÃO PROPOSTA 6	SOLUÇÃO PROPOSTA 7
Potência Gerada à noite não utilizada	kW	1.850,00	0,00	0,00	1.450,00	1.850,00	0,00	250,00
	MWh	6.660	0	0	5.220	6.660	0	900

Gráfico 1 - Retorno do investimento em função da venda do excedente de energia



Referências Bibliográficas

Stoecker, W. F.; Jones, J. W. Refrigeração e Ar Condicionado. 4.ed. São Paulo, McGraw Hill, 1985.

Van Wylen, G. J.; Sonntag, R. E. Fundamentos da Termodinâmica Clássica. 3.ed. São Paulo, Edgard Blucher, 1993.

Lee, J. F.; Sears F. W. Termodinâmica. 2.ed. Rio de Janeiro, Editora da Universidade de São Paulo, 1969.

de Oliveira Jr., Silvio.; Cespedes, J. F. P. Cogeração no Setor Terciário: Análise Exergética e Termoeconômica. Workshop Potencialidades das Tecnologias de Cogeração em São Paulo, Brasil. Jun/95.

ASHRAE HANDBOOK, 1985 Fundamentals Volume, Atlanta, 1985.

ASHRAE HANDBOOK, 1983 Equipment Volume, Atlanta, 1983.

Instituto Brasileiro do Frio, Seminário de Conservação de Energia em Ar Condicionado e Refrigeração, Novembro 1994.

Andreyevich, Svetislav T., Pinto, José Hélio F., Shopping Centers: Motores ou Turbinas a Gás?, Eletricidade Moderna, Agosto 1996.

ASHRAE, ASHRAE JOURNAL, Absorption Chillers improve cogeneration energy efficiency, March 1992.

Catálogo de Turbinas, TURBOMECA.

Catálogo de Turbinas, MECÂNICA PESADA.

Catálogo de Chillers, YORK.

Catálogo de Motores a Gás, CATERPILLAR.

Catálogo de Torres de Resfriamento, ALPINA.

Apêndice - Relatório de Visitas

PMC 580 - 581 Projeto Mecânico

Tema : Projeto de uma Central de Utilidades para um Shopping Center

Alunos : Fernando Ferreira Leite
 Luciano Diafária Angelo

Relatório de Visita

Local : Shopping West Plaza

Data : 17/05/96

1. Objetivos

O objetivo da visita era o de conhecer as instalações de ar-condicionado e eletricidade do Shopping, bem como procurar levantar dados referentes às demandas de água fria, água quente e eletricidade necessárias para o funcionamento da Central de Utilidades existentes. Além disso, procurou-se encontrar algumas especificações dos equipamentos existentes.

2. Descrição do Sistema

O Shopping West Plaza é composto por três blocos distintos (A, B, C), cada um com sua central própria, podendo ser analisado como se constituído por três Shoppings separados. O sistema de ar-condicionado existente é o mais utilizado com a utilização de Chillers.

3. Dados Coletados

Nesta visita pode-se fazer o levantamento de uma grande quantidade de informações, não só das demandas de energia elétrica (pelos valores contratados e consumo), mas também dados referentes aos equipamentos existentes em alguns blocos, dados estes levantados junto aos manuais enviados pelos fabricantes na época da compra destes equipamentos.

Segue-se a descrição dos equipamentos e informações correspondentes, divididos por blocos.

3.1. Equipamentos do Bloco B

a. Fan Coil

Tipo	Heating	Cooling	Tropical	Tropical
Quantidade	2	1	1	1
Vazão de ar de insuflamento (m ³ /h)	54.400	5.100	12.000	
Vazão de ar externo (m ³ /h)	9.000	700	1.200	
Pressão estática (mmCA)	50	15	15	
Vazão de água gelada (l/h)	20.060	3.370	6.940	
Temperatura de entrada da água (°C)	7,2	7,2	7,2	
Temperatura de saída da água (°C)	12,7	12,7	12,7	
Potência do Motor (HP)	25	1,5	3	

b. Bomba de Água Gelada

Tipo	Centrífuga
Marca	KSB
Quantidade	4
Vazão	132.000 l/h
Pressão Manométrica	40 mCA
Rotação	1.750 rpm
Diâmetro do rotor	256 mm
Potência	30 HP
Temperatura do fluido	15 °C
Fluido	Água limpa

c. Bomba de Água de Condensação

Tipo	Centrífuga
Marca	KSB
Quantidade	4
Vazão	172.000 l/h
Pressão Manométrica	30 mCA
Rotação	1.750 rpm
Diâmetro do rotor	265 mm
Potência	30 HP
Temperatura do fluido	30 °C

d. Torre de Resfriamento

Marca	Alpina
Quantidade	3
Vazão	172.000 l/h
Temperatura de entrada	35 °C
Temperatura de saída	29,5 °C
Capacidade	252,3 TR
Motor	10 HP
Volume total	24,6 m ³

e. Chiller

Marca	Carrier
Quantidade	3
Capacidade nominal	250 TR
Capacidade efetiva	241 TR
Vazão de água gelada	132.000 l/h
Perdas no Resfriador	5 mCA
Temperatura de entrada	12,7 °C
Temperatura de saída	7,2 °C
Vazão da água de condensação	172.000 l/h
Perdas condensação	8 mCA
Temperatura de entrada	29,5 °C
Temperatura de saída	35 °C
Potência absorvida	273,9 kW
	7
Refrigerante	R-22

3.2. Dados dos Equipamentos do Bloco C

a. Fan Coil

	40RP-016	40-PP-1E
Capacidade (TR)	8,1	11,1
Vazão (l/h)	3.020	4.260
Temperatura de entrada (°C)	6	6
Temperatura de saída (°C)	14	14
Pressão de entrada (kgf/cm ²)	3,9	3,1
Pressão de saída (kgf/cm ²)	3,5	2,65

b. Torre de Resfriamento

Marca	Alpina
Volume total	9,4 m ³
Vazão de recirculação	295,10 m ³ /h
Diferença de temperatura	5 °C
Regime de trabalho	24hs / 30 dias

3.3. Áreas dos Blocos

Dados em m ²	Bloco B	Bloco C
Terreno	6.622	5.011,20
Construção não computável	19.947	14.127,24
Construção computável	17.143,16	10.858,73
Total	34.043,63	24.985,97
Ocupação	4.678,3	3.552,26

3.4. Demandas de Eletricidade

Bloco A

Contratado (Ponta e Fora de Ponta)	1530 kW
Utilizado	1499,4 kW
Custo (Base Maio/96)	R\$ 55.396,65

Bloco B

Contratado (Ponta e Fora de Ponta)	1650 kW
Utilizado	1703 kW
Custo (Base Maio/96)	R\$ 70.154,00

Bloco C

Contratado (Ponta)	530 kW
Contratado (Fora de Ponta)	850 kW
Custo (Base Maio/96)	R\$ 25.500,00

*obs. : no bloco C existe um sistema de termo acumulação, permitindo uma quantidade contratada menor.

3.5. Consumo de energia medido

Data : 04 / maio / 96

Hora	P ou FP	kW	kW	Fator Potência
04:00	FP	30	121	0.76
12:00	FP	364	1454	0.74
17:30	P	394	1578	0.729
19:00	P	394	1578	0.731
23:00	FP	205	822	0.722

Data : 05 / maio / 96

Hora	P ou FP	kW	kW	Fator Potência
08:00	FP	72	290	0.871
14:00	FP	355	1419	0.742
18:00	P	372	1487	0.736
19:15	P	352	1409	0.733
23:00	FP	150	600	0.718

Data : 21 / dez / 95

Hora	P ou FP	kW	kW	Fator Potência
08:00	FP	83	330	0.804
12:00	FP	394	1578	0.756
16:00	FP	425	1701	0.747
20:00	P	452	1809	0.746
22:00	FP	450	1799	0.743
0:00	FP	278	1114	0.746

4. Observações

. Sistema de Ventilação

Existem 5 ventiladores no Bloco A e 4 no B. O sistema de ventilação é on/off e um superdimensionamento do sistema de ventilação pode fazer com que ele substitua o sistema de ar-condicionado, no inverno, economizando energia.

. Horários de Funcionamento

O sistema de ar-condicionado é acionado às 7:00hs (no inverno, 8:00hs), sendo o Shopping aberto às 10:00. O sistema é desligado quando fecha o Shopping.

RELATÓRIO DE VISITA PARA TOMADA DE DADOS SHOPPING MORUMBI

Data da visita: 18 de maio de 1996

Alunos: Luciano Diaferia Angelo
Fernando Ferreira Leite

1. Objetivos

O objetivo desta visita é levantar dados relativos ao consumo de energia elétrica geral, consumo específico de energia elétrica do condicionador de ar, consumo geral de água, consumo de água gelada.

Além disto, deseja-se visitar as instalações do ar condicionado para familiarização com equipamentos e dispositivos que são utilizados no mercado, comparando demandas e condições de projeto com o que é utilizado na prática.

2. Descrição

O sistema de condicionamento de ar do Shopping Morumbi emprega o uso de Torres de Resfriamento, Chiller's e Fan-Coil's.

Por não ter sido projetado para ampliações futuras, o Shopping, hoje já ampliado, apresenta uma série de adaptações no que se refere a condicionamento de ar, fazendo com que não seja o melhor exemplo de otimização de energia, controle e facilidade de mão de obra.

Atualmente há três diferenciações quanto a leitura para contas de energia elétrica e consumo de água.

Neste relatório definiremos como contas A, B e C, às regiões A, B e C que cada uma engloba.

A seguir descrevemos, na tabela 1, o que engloba cada uma das regiões descritas, consumos e capacidade contratada.

CONTA	ÍTENS	CAPACIDADE CONTRATADA (KW)	CONSUMO MEDIDO (DEZEMBRO)
A	CAG1 (lojas)	1096 P , FP e FPMad.	P : 60.822 KWh FP: 297.959 KWh FPMad.: 1.351 KWh
B	CAG1 (parte) CAG2 CAG5 (Iluminação, 1 Mall, 3 CAG's)	2000 P, FP e FPMad.	P : 114.724 KWh FP: 677.565 KWh FPMad.: 56.707 KWh
C	CAG3 e CAG4 ("EXPANSÃO 3")	P: 1.100 FP:1.200	P: 64.558 KWh FP: 329.348 KWh FPMad.: 10.795 KWh

3) Equipamentos

Devido ao fato de o Shopping ter sofrido expansões ao longo do tempo sem que houvesse previsão no projeto inicial, existe hoje variação entre fabricantes e capacidades para o mesmo tipo de equipamento.

Conforme a necessidade, as centrais de água gelada (CAG) foram sido projetadas para atenderem a nova demanda. De fato, adaptações foram feitas no sistema geral segundo mudanças físicas do shopping e mudanças no consumo.

Na tabela 2 está descrita os equipamentos utilizados nas CAG's.

<u>CAG</u>	<u>EQUIPAMENTOS</u>	<u>CAPACIDADE UNITÁRIA</u>	<u>TOTAL</u>
1	5 Chiller's 2 Chiller's	180 TR 140 TR	900 TR 280 TR
2	2 Chillers	240 TR	480 TR
3	3 Chiller's	120 TR	360 TR
4	2 Chiller's	120 TR	240 TR
5	2 Chiller's	80 TR	160 TR
Total			2420 TR

Tabela 2: Equipamentos e Capacidades

- Para o Mall - 25 Fan Coil's
- Cada loja tem seu Fan Coil
- Torres - 17 (Alpina)

4) Consumo de Água

No local visitado, há 3 leituras para medição de consumo de água.

Pode-se medir o consumo específico do sistema de ar condicionado justamente porque duas destas leituras são específicas do sistema de condicionamento. A terceira que é geral, possui parte do consumo de outro sistema que pode portanto ser estimado por ser de capacidade parecida com uma das outras duas.

- 1º leitura - 1636 m^3
- 2º leitura - 1131 m^3
- 3º leitura - aproximadamente igual a 1º - 1600 m^3
- total de consumo de água para o sistema de ar condicionado- 4400 m^3

Este consumo é devido as perdas nos condensadores, torres de resfriamento e perdas por vazamentos que foram constatados na visita.