

Alexandre Siqueira Chiofetti

PROJETO E ESTUDO DE VIABILIDADE DE UMA CENTRAL DE COGERAÇÃO

Trabalho de Formatura apresentado
à Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo para obtenção de título
de Engenheiro Mecânico.

Orientador :

Prof. Dr. Silvio de Oliveira Júnior

São Paulo

1998

Agradecimentos

Gostaria de agradecer a todas as pessoas que contribuíram com a execução deste trabalho.

Aos engenheiros da Catterpillar que foram bastante atenciosos em suas explicações na utilização de motores.

A todas as pessoas do banco que contribuíram de forma decisiva na conclusão do trabalho.

E principalmente a meus pais que sempre foram compreensivos e atenciosos com minhas preocupações.

“Quando faltam máquinas, você as pode comprar, se não tiver dinheiro, pode pedir emprestado; mas homens você não pode comprar ou pedir emprestado, e homens motivados por uma idéia são a base do êxito

Eggon João da Silva

Weg

Perdigão

Tigre

Resumo

Objetivos Neste capítulo é descrito o objetivo inicial do trabalho, e também justifica sua realização.

Caracterização do Problema É mostrado neste capítulo qual a perspectiva inicial do trabalho. Mostra também as alternativas iniciais consideradas.

Conceituação Teórica Aqui é feita a explanação teórica de todos os ciclos e/ou equipamentos considerados neste trabalho. Além disso as equações utilizadas na modelagem são fundamentadas.

Visita ao Apoio Atacadão Neste capítulo é feita a descrição dos equipamentos utilizados na instalação original, bem como a descrição completa do sistema.

Solução Planta de uma Central de Utilidades É feita aqui a explicação do sistema de cogeração proposto, são feitas também as considerações sobre os parâmetros operacionais do sistema .

Modelagem Aqui temos todas as características do sistema, suas hipóteses, e as equações que resolve o problema.

Aspectos Econômicos Neste capítulo é feita a estimativa de gasto da instalação, investimento inicial e, também a partir de que tarifa o investimento inicial se tornaria viável.

Soluções para Posteriores Estudos São sugeridas algumas instalações que podem vir a ser analisadas em trabalhos posteriores.

Conclusões Finais Neste último capítulo são feitas as últimas observações sobre o sistema., bem como as considerações finais sobre o sistema como um todo.

Índice

Introdução	7
1. Objetivos	8
2. Caracterização do Problema	9
3. Conceituação Teórica	10
3.A. Ciclo Brayton	10
3.B. O ciclo de Resfriamento por Absorção de Amônia	12
3.C. Ciclo Padrão de ar Otto	15
4. Visita ao Apoio Atacadão	18
4.A- Introdução	18
4.B- Esquema da Instalação	18
4.C- Dados da Instalação	18
4.D- Equipamentos	20
4.E- Observações sobre a visita	20
5. Solução Planta de uma central de utilidades	22
Funcionamento do sistema proposto	22
Características básicas da instalação a ser projetada	22
6. Modelagem	24
6.1. Características de Projeto	24
6.2. Sistema de Absorção	24
6.2.1. Hipóteses Iniciais	25
6.2.2. Equações	26
6.3. Circuito de Aquecimento	29
6.3.1. Hipótese Iniciais	29
6.3.2. Equações	31
6.4. Resolução	32
7. Aspectos Econômicos	36
8. Soluções para Posteriores Estudos	38
8.1. Solução 1	39
8.2. Solução 2	40
8.3. Solução 3	41
9. Conclusões Finais	43
10. Bibliografia	44
ANEXO 1 - Explicação do Programa EES	45
ANEXO 2 – Resolução do Sistema de Absorção (EES).	47

ANEXO 3 - Solução do Sistema (resultado EES).....	56
ANEXO 4 - Gráfico Esquemático da solução água amônia	61
ANEXO 5 - Contas de luz do Atacado	63
ANEXO 6 - Gráficos relativos ao Etilenoglicol	67
ANEXO 7 - Esquema da Solução Completo	69
ANEXO 8 – Características do Motor	72
ANEXO 9 – Características do Gás Natural	76
ANEXO 10 – Estimativa de Custo da Instalação.....	79

INTRODUÇÃO

O intuito geral deste trabalho é o estudo de sistemas alternativos para geração de energia, devido ao fato, de que hoje em dia, a energia elétrica se tornou uma opção não econômica e de um certo modo anti-ecológica. Nos dias atuais os recursos para obtenção de energia elétrica vêm se tornando escassos. Em países onde os recursos hídricos não apresentam-se tão disponíveis, utilizam-se outras formas de obtenção de energia, tais como, termelétricas (utilizando combustíveis como, carvão, óleo diesel, etc.) ou usinas nucleares. Estas alternativas apresentam características anti-ecológicas e muitas vezes prejudiciais a saúde humana. Além disso, usinas nucleares apresentam gastos iniciais e de manutenção extremamente elevados, tornando-se praticamente inviáveis.

Em países beneficiados pela sua geografia, existe a possibilidade de construção de hidrelétricas, que geram energia "limpa". Mesmo assim, esses recursos são limitados, como podemos notar pela situação atual enfrentada por regiões onde os recursos hídricos já foram praticamente esgotados, como São Paulo e toda região Sul e Sudeste em geral.

O trabalho propõe uma alternativa na geração de energia elétrica, utilizando-se como combustível gás natural, que além de não ser tão agressivo ao meio ambiente, pode ser alternativa mais econômica.

1. OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho é projetar e verificar a viabilidade econômica de uma central de utilidades de um entreposto de distribuição de alimentos. Esta central de utilidades serviria para a geração de energia elétrica em geral - por meio de um motor a gás ou uma turbina a gás e uma câmara de combustão - e para a refrigeração das câmaras frias do entreposto - através de um ciclo de refrigeração por absorção de amônia. Estes dois ciclos funcionariam combinados afim de se obter um máximo rendimento.

Este estudo se justifica pelo alto custo de energia elétrica e pelo crescente incentivo à utilização de gás natural.

2. CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

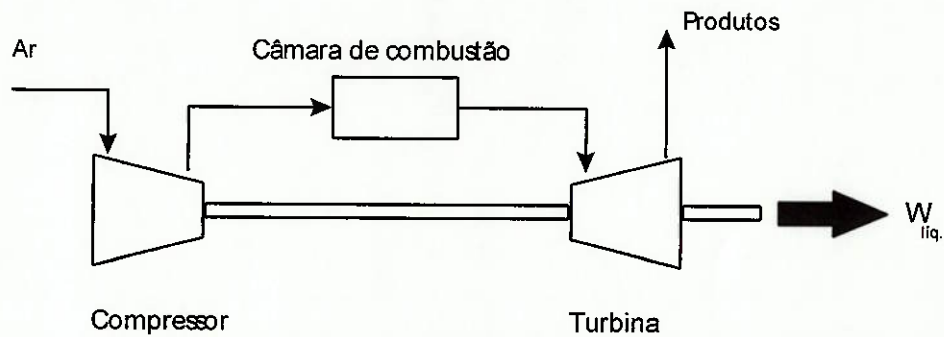
Atualmente as instalações funcionam totalmente dependentes da energia elétrica vinda dos concessionários. Há uma entrada principal de força e ela é distribuída pelo entreposto tanto para efeitos de refrigeração como para outros usos, tal como ar condicionado, iluminação e outros. Este trabalho consiste na substituição da utilização da energia elétrica por energia gerada internamente através de um motor a gás. Este motor supriria toda a necessidade de energia do supermercado. Além disso, o rejeito do motor a gás seria utilizado no ciclo de absorção. Assim, essa troca de um sistema de compressão por um sistema de evaporação, acarretaria na independência de energia externa. Desta forma, gás natural seria utilizado como combustível no motor a gás e a partir daí haveria então uma *'auto suficiência'* da planta.

Uma segunda alternativa seria a utilização de uma turbina a gás conjuntamente com uma câmara de combustão ao invés do motor, sendo o rejeito da turbina utilizado como fonte quente do ciclo de absorção. A escolha entre as duas alternativas deve basear-se primeiramente na potência necessária à instalação e em seguida na relação custo benefício de cada uma das alternativas.

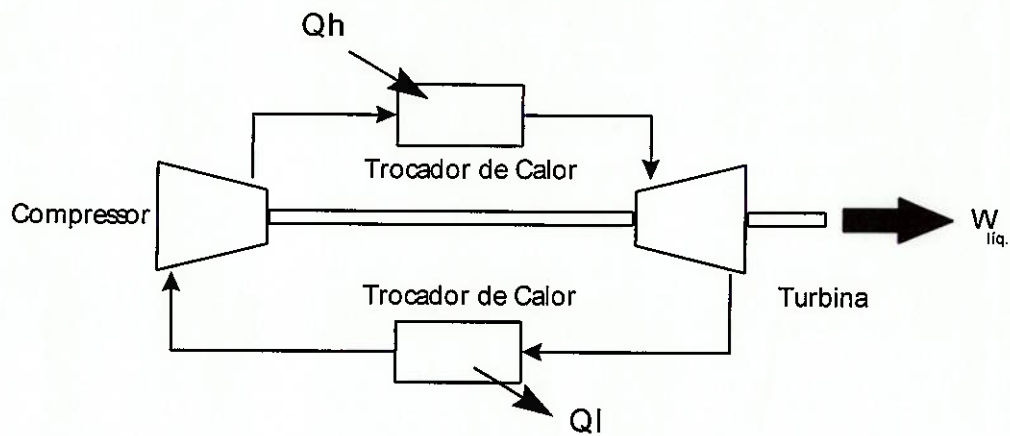
3. CONCEITUAÇÃO TEÓRICA

3.A. Ciclo Brayton

O ciclo Brayton padrão é o ciclo ideal para a turbina a gás simples. A turbina a gás simples com o ciclo aberto utiliza combustão interna e a turbina a gás de ciclo fechado utiliza processo de troca de calor como podemos observar na figura abaixo:



Ciclo Brayton Aberto.



Ciclo Brayton Fechado.

O rendimento do ciclo padrão pode ser determinado da seguinte forma:

$$\eta = 1 - \frac{Q_l}{Q_h} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

Observamos entretanto que:

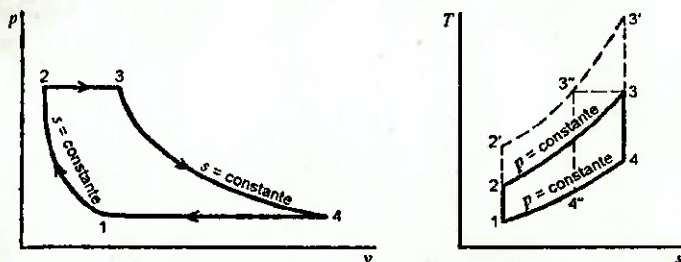
$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2}{p_1}$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \frac{p_3}{p_4} = \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

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

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{(p_2 / p_1)^{(k-1)/k}}$$

O ciclo Brayton padrão segue as seguintes curvas:



As eficiências do compressor e da turbina são definidas em relação aos processos isentrópicos. As definições das eficiências do compressor e da turbina são as seguintes:

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

$$\eta_{turb} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

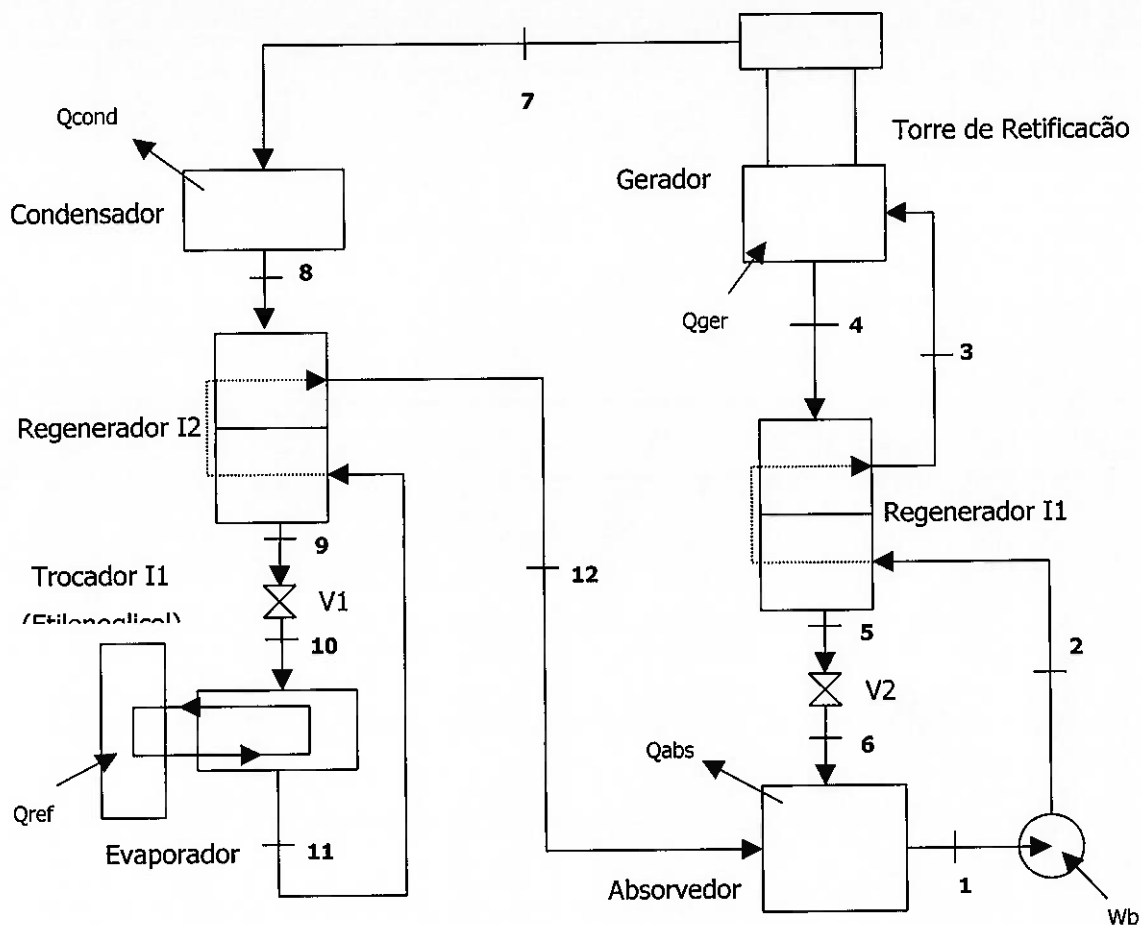
Outro ponto a ser observado no ciclo Brayton é a elevada quantidade de trabalho consumida no compressor se comparado com a turbina. O compressor pode necessitar em alguns casos de até 80% da potência desenvolvida na turbina. O rendimento global decresce consideravelmente com a diminuição das eficiências do compressor e da turbina.

3.B. O ciclo de Resfriamento por Absorção de Amônia

O ciclo de absorção é similar em certos aspectos ao ciclo de compressão de vapor. Um ciclo de refrigeração irá operar com um condensador, a válvula de expansão e o evaporador, se o vapor de baixa pressão do evaporador puder ser transformado em vapor de alta pressão e entregue ao condensador. O sistema de compressão de vapor usa um compressor para essa tarefa.

O sistema de absorção absorve vapor de baixa pressão em um líquido absorvente apropriado. Incorporado no processo de absorção há a conversão de vapor em líquido, desde que esse processo é similar ao de condensação, o calor precisa ser rejeitado durante o processo. Após essa etapa, eleva-se a pressão do líquido com uma bomba, e o passo final é liberar o vapor do líquido absorvente por adição de calor.

O ciclo de absorção básico é mostrado na figura abaixo. Os fluxos de calor dos quatro trocadores de calor do sistema do ciclo de absorção ocorrem da seguinte forma: o calor de uma fonte de alta temperatura entra no gerador, enquanto que o calor a baixa temperatura da substância que está sendo resfriada entra no evaporador. A rejeição de calor do ciclo ocorre no absorvedor e condensador a temperaturas tais que o calor possa ser rejeitado para a atmosfera.



O ciclo de compressão de vapor é descrito como um ciclo *operado a trabalho* por que a elevação da pressão do refrigerante é conseguida por um compressor que requer trabalho. O ciclo de absorção, por outro lado, é referido como ciclo *operado a calor*, porque a maior parte do custo da operação é associada com o fornecimento de calor (vindo dos gases de escape do motor a gás ou do rejeito da turbina) que libera o vapor do líquido de alta pressão.

Sistema Água - Amônia

O sistema água - amônia possui basicamente os seguintes componentes: gerador, absorvedor, condensador, evaporador e trocador da solução, podendo ser colocado um retificador e um analisador. A necessidade desses equipamentos poderão ser relevantes, levado em conta que o vapor refrigerante liberado no gerador contém um pouco de vapor d'água.

O sistema de água-amônia foi utilizado em sistemas de absorção antes da combinação LiBr-água tornar-se popular. A água-amônia é capaz de atingir temperaturas de evaporação abaixo de

0°C, enquanto o sistema Li-Br é limitado em unidades comerciais a temperaturas não inferiores de 3°C. A desvantagem do sistema água- amônia é de requerer componentes extras, como analisador e retificador, e a vantagem de operar a pressões acima da atmosférica.

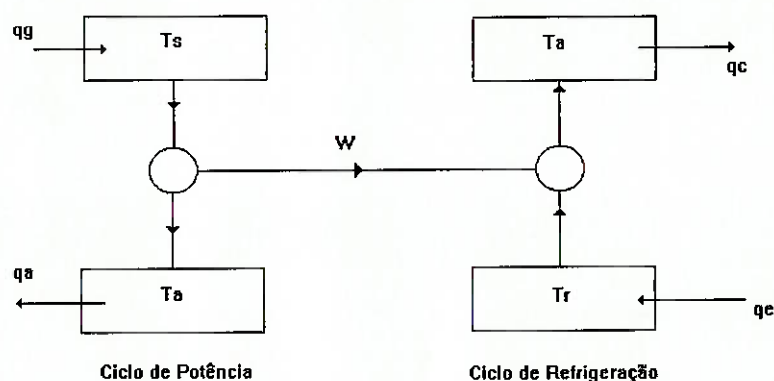
A grande vantagem do sistema de absorção é que o calor de baixo nível de temperatura (na faixa de 90 a 110°C), que era normalmente rejeitado para a atmosfera em instalações industriais, é agora utilizado para operar sistemas de absorção que fornece refrigeração como no trabalho proposto.

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

Para o ciclo de absorção ele é definido como:

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

Para sua análise podemos estudar o ciclo como um ciclo de potência que desenvolve trabalho para o ciclo de refrigeração, conforme a figura abaixo:



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:

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

-para o ciclo de refrigeração:
$$\frac{q_e}{W} = \frac{T_r}{T_e - T_r}$$

Dessa forma o CDE_{abs} é dado por:

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

- **Torre de Retificação**

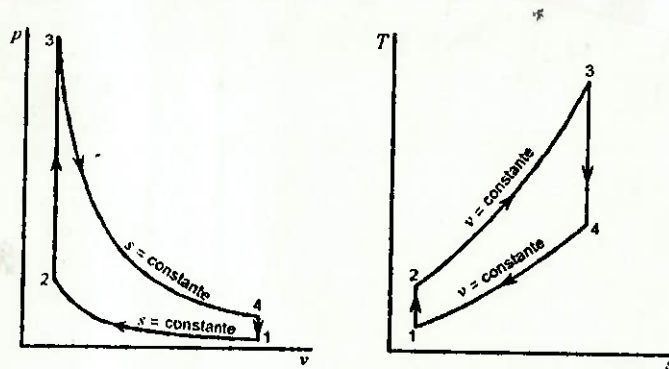
A torre de retificação é um equipamento bastante simples que tem como objetivo principal diminuir a concentração de água da solução. Funciona da seguinte forma: faz-se a solução entrar num duto que é provido de chicanas e, por inércia, as partículas de água colidem com estas chicanas e são devolvidas ao tanque, enquanto o vapor da solução, que a esta altura teve um considerável aumento na sua concentração em amônia, segue para o condensador.

3.C. Ciclo Padrão de ar Otto

O ciclo padrão de ar otto é um ciclo ideal que se aproxima do motor de combustão interna de ignição por centelha, estes ciclos são mostrados nos diagrama $p-v$ e $T-s$ abaixo. Ocorrem os seguintes fenômenos: de 1 a 2 uma compressão isentrópica, quando o pistão se move, do ponto morto do lado inferior (manivela) para o ponto morto do lado superior (cabeçote). O calor é fornecido a volume constante, enquanto o pistão está momentaneamente em repouso, no ponto morto superior (que seria a explosão num motor real). O processo de 3 a 4 é uma expansão isentrópica e o processo de 4 a 1 é a rejeição de calor do ar, enquanto o motor está no ponto morto inferior.

Trabalho de Formatura

Projeto e Estudo de Viabilidade de uma Central de Cogeração



O rendimento deste ciclo é determinado, a admitindo-se constante o calor específico do ar.

$$\begin{aligned}\eta_t &= \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}\end{aligned}$$

Além disso podemos observar que:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = \left(\frac{V_4}{V_3} \right)^{k-1} = \frac{T_3}{T_4}$$

Portanto:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1}$$

e

$$\eta_T = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - (r_v)^{1-k} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}}$$

onde:

$$r_v = \text{relação de compressão} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3}$$

- O rendimento é função apenas da relação de compressão, aumentando junto com esta relação, limitada pela detonação do combustível;
- o calor específico dos gases reais aumenta com o aumento da temperatura;
- o processo de combustão substitui o processo de troca de calor à alta temperatura e a combustão pode ser incompleta;

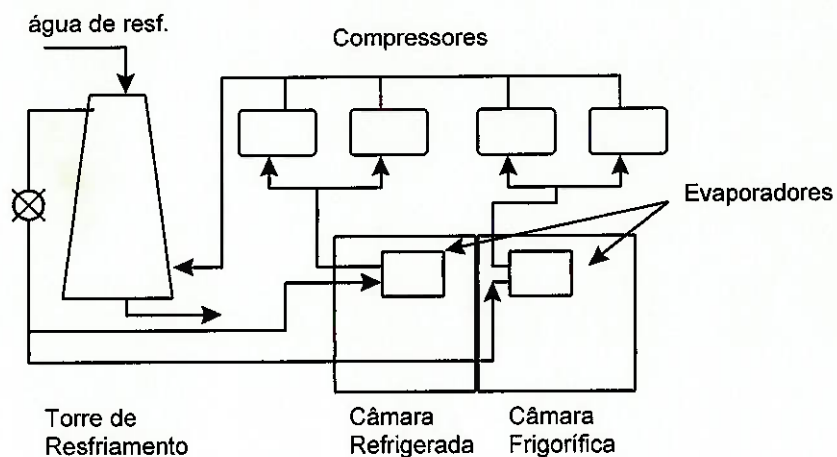
4. VISITA AO APOIO ATACADÃO

4.A- Introdução

A visita foi feita com o intuito de colher dados para a elaboração dos cálculos para a escolha dos equipamentos necessários no projeto da central de utilidades. Foram obtidos dados de consumo de energia da instalação global, sendo assim, estimado o consumo parcial das câmaras de resfriamento e congelamento. Foram ainda obtidos os dados com relação as câmaras, tais como, dimensões, temperaturas de alimentação, etc.

4.B- Esquema da Instalação

A instalação de refrigeração tinha duas finalidades : resfriamento dos balcões refrigerados (balcões para resfriamento de alimentos de um modo geral, os quais ficam situados no interior do supermercado, sendo totalmente abertos para facilidade de manuseio dos produtos neles armazenados) e refrigeração das câmaras frigoríficas (câmaras utilizadas para armazenamento de produtos congelados e resfriados).



4.C- Dados da Instalação

O consumo total de energia elétrica registrado nos últimos três meses segue a tabela abaixo:

Mês	Potência Contratada + Ultrapassagem
Maio	322.1kW
Junho	315.6kW
Julho	299.9kW
Média	312.53kW

Os motores dos compressores tinham potências nominais de 40CV (dois deles) e outros três 45CV, totalizando assim 160kW de potência elétrica disponível para os compressores. A partir deste dado podemos concluir que, sendo de 332kW a potência contratada, a relação entre refrigeração e o consumo total é de 49%.

Dada a relação de 1:1 entre a energia consumida para a refrigeração e para outros uso, deverá ser estudada a possibilidade de se fazer uma pequena caldeira para geração de vapor pois os gases de escape do motor não são suficientes para servir de fonte quente para o gerador do ciclo de absorção.

- Balcões refrigerados

Os balcões refrigerados situados no interior do supermercado possuem 108m de extensão total, divididos em dois modelos: um horizontal e um vertical. Ambos possuíam uma mesma área de contato com o ar ambiente, aproximadamente 2m^2 por metro de extensão, sendo assim, apresentavam um volume total de 216m^3 para armazenamento dos produtos. Estes balcões eram mantidos à temperatura de 5°C a 8°C .

- Câmara Refrigerada

Esta câmara fica situada fora da área de circulação dos consumidores e permanentemente fechada. Os produtos nela estocados ficam mantidos à uma temperatura média de 8°C , pois são apenas resfriados, e não necessitam de congelamento. Suas dimensões são de 4m de comprimento, por 4m de largura e 3,5m de altura, possuindo assim, um volume total de 56m^3 .

- Câmara Frigorífica

Esta câmara possui as mesmas características da câmara refrigerada, sendo que a temperatura média interior é de -20°C .

Toda a refrigeração é suprida pelo mesmo equipamento.

O sistema utilizado atualmente é um ciclo de refrigeração por compressão de Freon (R22).

4.D- Equipamentos

- Quatro compressores *Mycom*, modelo F6WA, sendo que dois dos compressores eram mantidos a 1000rpm e os outros dois a 900rpm.
- Dois evaporadores *Mipal*.
- Torre de resfriamento (Condensador Evaporativo) SEMCO BAC, modelo VXC80, 937071. Carga Térmica de 71.336kCal/h. Temperatura de Condensação 40°C , temperatura de bulbo úmido de 24°C .
- dois motores de 40cv e três de 45cv.

OBS: Foi acrescentado ainda a este esquema mais um compressor com características semelhantes ao quatro acima.

4.E- Observações sobre a visita

Como o supermercado não possuía nenhum controle de energia elétrica gasta especificamente com as câmaras e os balcões, fez-se necessária a estimativa de consumo deste sistema, a partir da conta total do supermercado. Além disso pudemos notar o descuido generalizado com as instalações de refrigeração. Assim sendo as perdas do sistema certamente deveriam ser elevadas pois existiam partes da tubulação congelada e expostas ao ambiente, sem o menor isolamento. A torre de resfriamento é alimentada com água diretamente da rede pública, sem nenhum processo de limpeza, acarretando desta forma um considerável acúmulo de lodo e impurezas dentro da mesma. Esta impurezas certamente comprometem a eficiência de resfriamento do freon. Este acúmulo de impurezas foi por nós presenciado quando um funcionário efetuou a limpeza semanal, drenando toda a água da torre para retirar o lodo que se acumula no interior desta.

Não foi possível obter todos os dados necessários relativos aos evaporadores devido à dificuldade de acesso aos mesmos. A instalação é bastante antiga, desta forma não havia documentação disponível.

Havia sido programada uma outra visita ao CEAGESP, a qual não foi efetuada devido a desativação das câmaras frigoríficas deste.

5. SOLUÇÃO PLANTA DE UMA CENTRAL DE UTILIDADES

Funcionamento do sistema proposto

O sistema a ser desenvolvido neste projeto consiste basicamente de um motor para geração de energia, uma caldeira a gás natural e um chiller a absorção de amônia.

A entrada de energia do sistema é fornecida por uma mistura de gás natural e ar proveniente do ambiente. Esta mistura é injetada no motor a fim de se proceder a combustão, que irá produzir a energia necessária para o sistema. Acoplado ao motor está um gerador elétrico, de forma que o trabalho gerado pelo motor seja convertido em energia elétrica.

Os gases de escape do motor ainda com grande quantidade de energia disponível serão aproveitados como fonte de calor para a água de alimentação da caldeira. Esta caldeira é responsável pela geração de vapor que alimentará o gerador do ciclo de absorção de amônia.

O vapor gerado pela caldeira vai para o gerador separando - fazendo evaporar - a amônia da água do ciclo. Esta separação é feita com o auxílio de uma torre de retificação. Após a separação da amônia, a água do ciclo de refrigeração irá retornar para o absorvedor passando por uma válvula redutora de pressão, reduzindo sua pressão. A amônia a alta pressão segue para o condensador. O condensado formado terá sua pressão reduzida por uma válvula de expansão seguindo posteriormente para o evaporador. No evaporador a baixa pressão o líquido será evaporado, promovendo desta forma a retirada de calor do etilenoglicol. O vapor de amônia é conduzido para o absorvedor onde em contato com a água formará uma solução que bombeada, retorna para o gerador completando o ciclo de absorção. No sistema proposto o fluido refrigerado é o etilenoglicol que fornece calor para o evaporador. Saindo do evaporador ele segue para os fan coils, onde irá resfriar o ar, que será insuflado na câmara de refrigeração.

Existem ainda as torres de resfriamento que através da circulação de água promovem a retirada do calor que é liberado no condensador e no absorvedor.

Nas visitas efetuadas procurou-se levantar dados sobre o consumo de energia e características dos principais equipamentos existentes de maneira a se efetuar um projeto que atendesse às demandas originais do sistema atual, permitindo uma posterior análise termoeconômica dos dois sistemas.

Características básicas da instalação a ser projetada

Como pode ser observado nos dados obtidos a partir da visita devemos atender basicamente as seguintes características de projeto:

- Adotaremos como consumo médio da instalação 300kW, que foram obtidos junto ao próprio atacado. Esta potência média nos dá aproximadamente 2.600MWh/ano.
- Do total de energia consumida pelo atacado podemos constatar que 50% é destinado à iluminação e equipamentos diversos, e 50% vai para os compressores. A partir disto concluímos que a geração de energia elétrica deverá ser de 150kW no mínimo.
- Para obtermos a carga de refrigeração do sistema atual supomos um COP igual a três, que parece bastante razoável para instalações deste tipo, chegando desta forma a uma carga de refrigeração de 450kW ($150 \text{ kW} \times 3(\text{COP})$).
- A temperatura mínima que deveremos atingir é a da câmara frigorífica que deve ser de - 18°C.

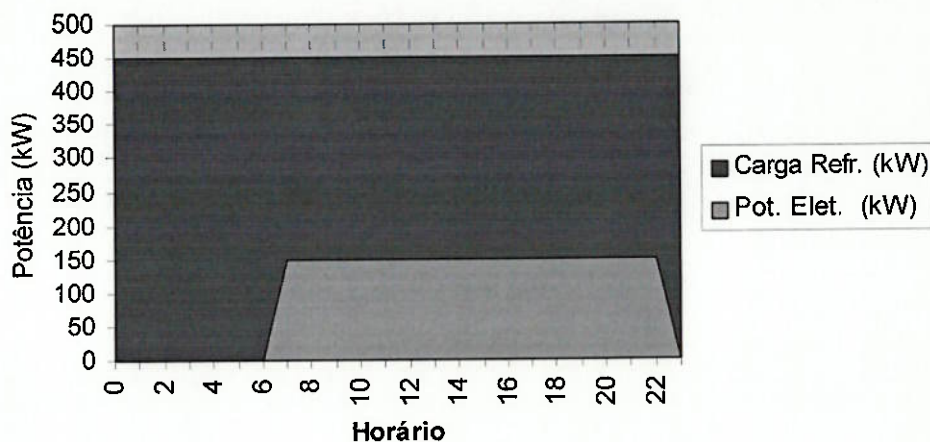
Temos então as características mínimas as quais devem ser seguidas por nosso projeto.

6. MODELAGEM

6.1. Características de Projeto

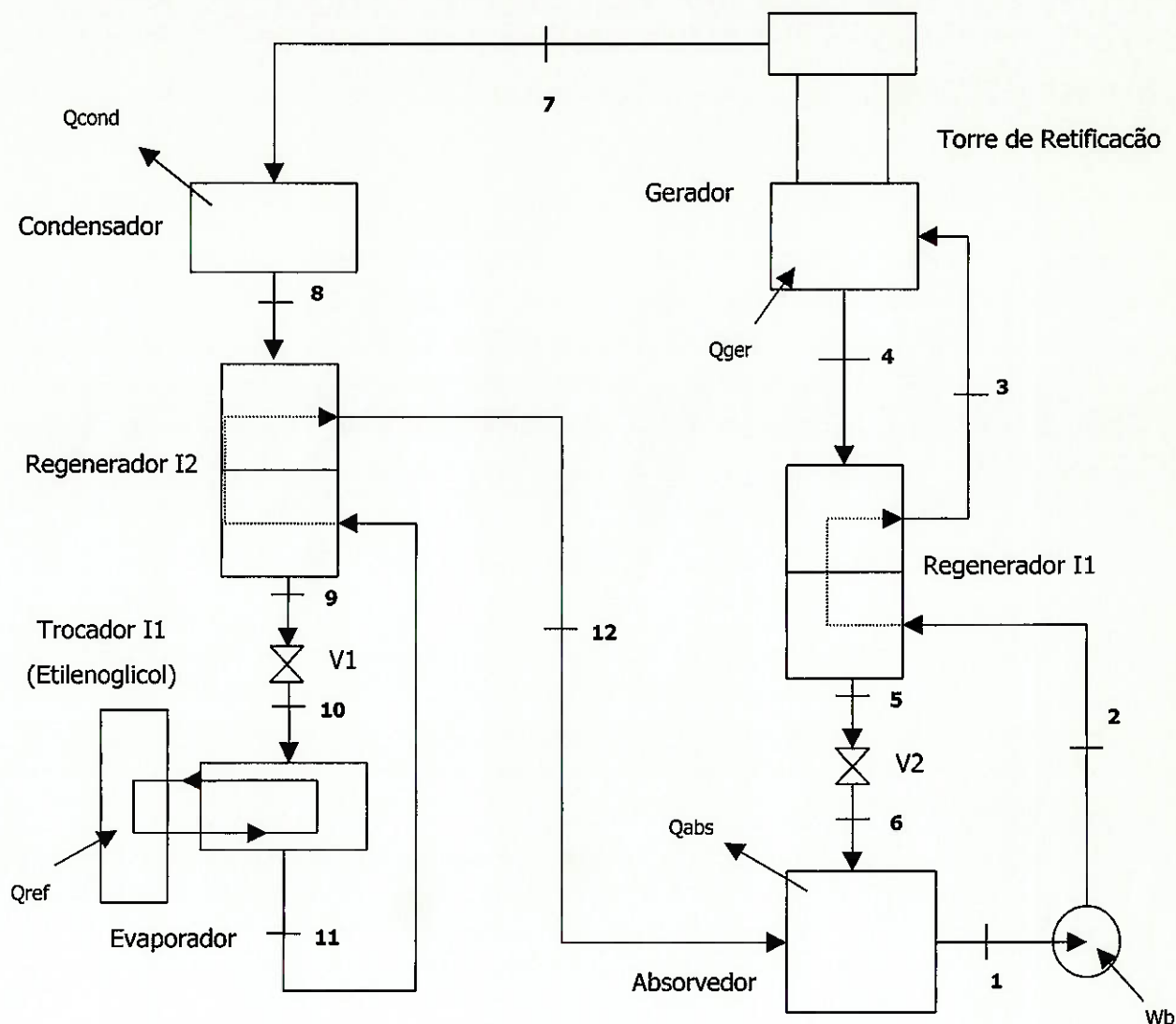
A demanda por refrigeração da instalação que deve ser suprida é de 450kW, como já visto anteriormente. Esta demanda é constante, linear durante o dia. Já a demanda por energia elétrica é muito maior durante o dia (entendemos como dia das 6hs às 22hs) – que é o horário de funcionamento do estabelecimento em questão. Desta forma o motor só deverá funcionar das 6hs às 22hs para suprir a demanda puramente elétrica do entreposto. Durante à noite (22hs às 6hs) consideraremos como nula a demanda elétrica, na verdade ela existe mas é muito pequena. Sendo que no período diurno, a energia remanescente dos gases de escape e da água de resfriamento do motor será aproveitada pelo circuito de aquecimento. (Este é o circuito que gera vapor para o gerador de amônia do ciclo de absorção). A demanda segue a seguinte curva:

Distribuição de Cargas



6.2. Sistema de Absorção

O sistema de absorção segue o esquema descrito na parte teórica. Ele teve seus pontos numerados para facilitar o entendimento do equacionamento. Temos então o esquema que segue:



6.2.1. Hipóteses Iniciais

Foram consideradas algumas hipóteses iniciais, especialmente sobre o gerador de vapor. Isto ocorre devido ao fato de que o vapor que será fornecido ao gerador de amônia, deverá ser à menor temperatura possível, afim de se aproveitar a máxima energia dos gases de escape do motor e da água de resfriamento do motor. As hipóteses são as que seguem:

$T_3 = 140\text{ }^{\circ}\text{C}$temperatura de saída do líquido do gerador de amônia;

$T_4 = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$temperatura de entrada da solução forte no gerador;

$T_7 = 80\text{ °C}$temperatura de saída do vapor de amônia do gerador;

Outras considerações se devem ao evaporador , dada que sua carga de refrigeração é de 450kW e a temperatura que deve ser atingida nas câmaras é de -18 °C , temos:

$$T_{11} = -20\text{ °C}$$

Determinou-se também as pressões de evaporação e condensação da amônia – baseado em equipamentos semelhantes.

Pressão de evaporação: 1 bar,

Pressão de condensação: 20 bar.

Com estas hipóteses iniciais podemos prosseguir com o equacionamento do problema.

6.2.2. Equações

O equacionamento parte das hipóteses iniciais, de tal forma que os estados nestes pontos estão determinados. Sabemos que para o ponto 3 e para o ponto 4 temos líquido saturado às suas respectivas temperaturas e a 20 bar. No ponto 7, temos sua temperatura e sabemos que a solução está no estado de vapor saturado. Portanto:

- a. Ponto 3 – 100 °C , 20bar, líquido saturado;
- b. Ponto 4 – 140 °C , 20 bar, líquido saturado;
- c. Ponto 7 – 80 °C ; 20 bar, vapor saturado;

Com estes três pontos determinados temos as concentrações em todos os pontos do circuito determinadas, a saber:

$$x_3 = x_2 = x_1;$$

$$x_4 = x_5 = x_6;$$

$$x_7 = x_8 = x_9 = x_{10} = x_{11} = x_{12}$$

Desta forma alguns outros estados podem ser determinados a partir de algumas premissas:

- a. Ponto 1 - 1 bar, x_3 , líquido saturado;
- b. Ponto 8 – 20 bar, x_7 , líquido saturado;

c. Ponto 12 – 1 bar, x_7 , vapor saturado.

Como temos os estados 8 e 12 determinados, podemos proceder o balanço de energia entre estes dois pontos, considerando a carga de refrigeração do sistema. Esta equação serve também para se determinar a vazão de refrigerante do sistema. Vem:

$$m_8 * h_8 + Q_{ref} = m_8 * h_{12} \quad \text{balanço de energia entre 8 e 12}$$

Para determinação das vazões mássicas dos outros ramos do circuito, foi feito o balanço de massa no absorvedor, donde podemos tira as seguintes equações:

$$m_3 = m_8 + m_4 \quad \text{balanço global de massa do gerador;}$$

$$m_3 x_3 = m_4 x_4 + m_8 x_7 \quad \text{balanço de massa de amônia;}$$

Para determinarmos o trabalho específico da bomba foi considerada a seguinte equação:

$$w_b = (P_a - P_b) * v_1$$

A partir dela, podemos saber a potência nominal da bomba (será considerada uma eficiência de 75%), e a vazão no ponto 1.

Como a potência da bomba foi determinada, podemos fazer o balanço entre os pontos 1 e 2 e descobrir o estado 2, segue:

$$h_2 = h_1 + w_b$$

O estado 2 é determinado, já que sabemos sua entalpia, sua pressão e concentração.

Com o ponto 2 determinado, podemos determinar o estado no ponto 5 a partir do balanço de energia do *Regenerador I1*, donde vem a equação:

$$m_3 * h_2 + m_4 * h_4 = m_3 * h_3 + m_4 * h_5 \quad \text{balanço de energia do regenerador I1}$$

O ponto 5 é determinado pois temos sua entalpia, sua pressão e sua concentração.

Trabalho de Formatura
Projeto e Estudo de Viabilidade de uma Central de Cogeração

Para o ponto 6 temos apenas uma válvula entre este e o ponto 5. Consideremos então uma expansão isoentálpica, isto é, $h_6 = h_5$. O estado no ponto 6 está determinado através de sua entalpia, pressão e concentração.

Para o ponto 11 temos determinadas a concentração, a temperatura (-20°C) e a pressão, portanto seu estado está determinado.

Para se saber o estado no ponto 10 devemos fazer o balanço de energia entre os pontos 10 e 11 (*evaporador*), donde vem:

$$h_{11} = \frac{Q_{ref}}{m_8} + h_{10} \quad \text{balanço de energia do evaporador.}$$

Temos então o estado no ponto 10 determinado através de sua entalpia, pressão e concentração.

O ponto 9 é uma expansão isoentálpica anterior ao ponto 10, daí $h_9 = h_{10}$. Temos então seu estado determinado.

Para sabermos o calor liberado no condensador devemos fazer o balanço de energia entre os pontos 7 e 8 (*condensador*):

$$Q_{cond} = m_8 * (h_7 - h_8) \quad \text{balanço de energia do condensador.}$$

O calor liberado no absorvedor pode ser determinado através da seguinte equação:

$$Q_{abs} = m_8 * h_{12} + m_4 * h_6 - m_3 * h_1 \quad \text{balanço de energia do absorvedor.}$$

O calor absorvido no gerador é calculado da seguinte forma:

$$Q_{ger} = m_8 * h_7 + m_4 * h_4 - m_3 * h_3 \quad \text{balanço de energia do gerador.}$$

Pode-se então finalmente calcular o COP do ciclo:

$$COP = \frac{Q_{ref}}{Q_{ger}}$$

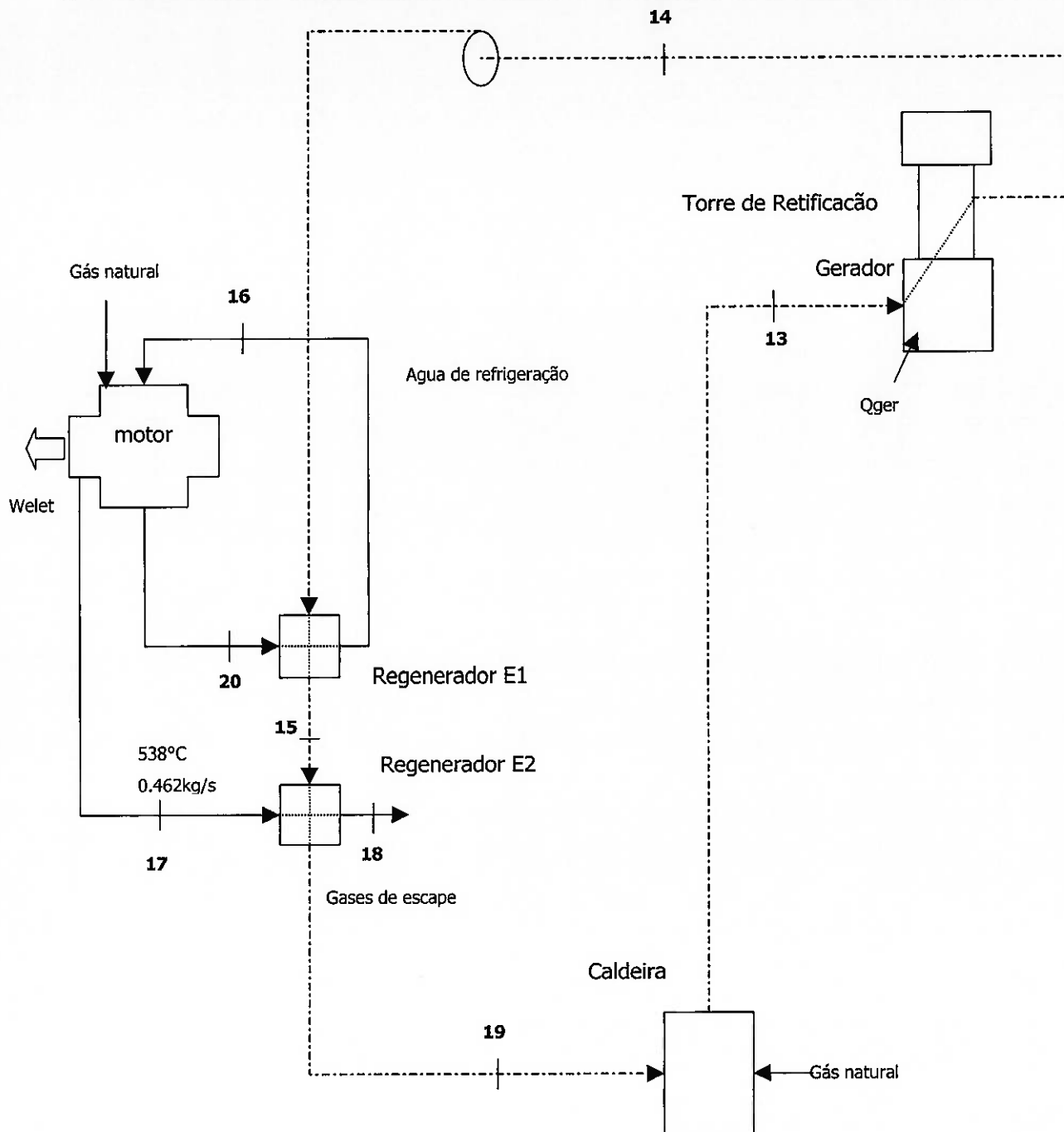
Este equacionamento foi então escrito de tal forma que se adequasse ao programa EES, sendo que sua listagem se encontra em anexo, bem como explicação do programa.

6.3. Circuito de Aquecimento

6.3.1. Hipótese Iniciais

O circuito de aquecimento é um circuito fechado onde gera-se vapor que servirá como fonte quente do gerador de amônia. Segue o esquema abaixo:

Trabalho de Formatura
Projeto e Estudo de Viabilidade de uma Central de Cogeração



A caldeira gerará vapor para o gerador de amônia, este vapor sai como líquido saturado do absorvedor e segue sendo bombeado novamente para a caldeira. Durante o dia (ou durante o funcionamento do motor), esta água é pré aquecida pela água de resfriamento do motor (regenerador E1) e posteriormente pelos gases de aquecimento do motor (regenerador E2). Durante à noite, como o motor não está funcionando, a água 'bypassa' estes dois regeneradores. Outra observação é o fato de que, como não hávera pré aquecimento da água deverá haver uma injeção de gás natural na caldeira.

6.3.2. Equações

Fixa-se, a partir das hipóteses $T_{13} = T_4 + 5^\circ\text{C}$, $x_{13} = 100\%$ e $P_{12} = P_{\text{saturação}}$.

No ponto 14 temos as mesmas características a não se pelo título que é de 0%.

A rigor deveríamos considerar líquido resfriado logo abaixo da saturação para se evitar qualquer tipo de problema na bomba, mas, para efeitos de simplificação será considerado líquido saturado. Desta forma temos os estados nos pontos 13 e 14 bem determinados.

Assumido isto podemos calcular a vazão de vapor através da equação:

$$\dot{m}_{13} = \frac{(h_{13} - h_{14})}{Q_{\text{ger}}} \quad \text{balanço de energia do gerador de amônia.}$$

Podemos agora proceder o balanço de energia no regenerador E1 (água de resfriamento do motor):

$$h_{15} = h_{14} + \frac{Q_{\text{regE1}}}{\dot{m}_{13}} \quad \text{balanço de energia do regenerador E1.}$$

Donde podemos obter o estado no ponto 15.

Podemos, para determinar o estado no ponto 19, proceder o balanço de energia do regenerador E2, donde vem:

$$\frac{\dot{m}_{\text{gases}} \cdot c_{p_{\text{gases}}} \cdot (T_{17} - T_{18})}{\dot{m}_{13}} + h_{15} = h_{19} \quad \text{balanço de energia do regenerador E2.}$$

Cabe aqui ressaltar que estas duas ultimas equações devem ser desconsideradas para o caso noturno.

Para determinarmos o consumo de gás natural da caldeira, foram admitidas as seguintes hipóteses: a caldeira a ser utilizada é uma aquo tubular, com eficiência de 82%. O PCI do gás natural é de 62.116,8 kJ/kg. A partir destas equações obtém-se o consumo de gás natural:

$$\dot{m}_{\text{gn}} = \frac{\dot{m}_{13} \cdot (h_{13} - h_{19})}{\eta_{\text{cald}} \cdot \text{PCI}_{\text{gn}}} \quad \text{balanço de energia da caldeira.}$$

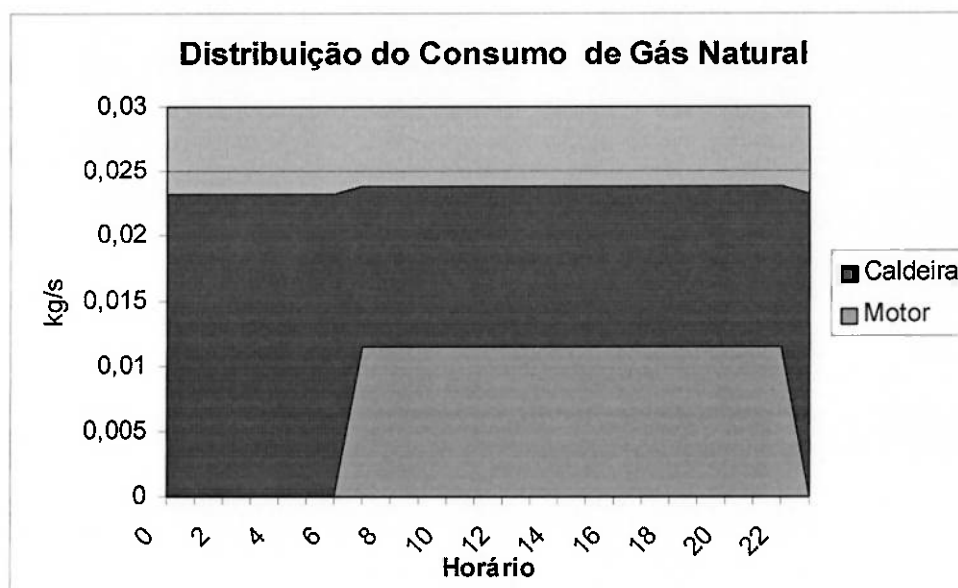
Esta modelagem foi colocada também de tal forma que o programa EES pudesse resolver.

6.4. Resolução

O programa bem como sua solução estão em anexo ao final deste relatório. Todas as equações foram escritas de tal forma que se adequassem ao sistema do programa EES.

Será utilizado ainda um trocador secundário afim de se evitar qualquer tipo de contato entre a amônia e os produtos armazenados, esta solução será formada por água e etilenoglicol a 60%, com ponto de congelamento a -50°C , sendo que sua vazão será de 10kg/s .

A resolução do problema foi feita em dois programas separados. Um programa é a resolução do sistema noturno e outra para o diurno. No sistema noturno todo o fluxo de calor do motor é cortado, bem como sua demanda elétrica. No diurno existe a demanda elétrica e os fluxos do motor, consequentemente, a vazão de gás natural na caldeira é menor. O consumo de gás natural, segue então a seguinte curva:



Um esquema com os a solução se encontra ao final do relatório em anexo.

Trabalho de Formatura
Projeto e Estudo de Viabilidade de uma Central de Cogeração

Diurno

PONTO	T (°C)	P (BAR)	H (KJ/KG)	X (%)	M (KG/S)	%NH ₃
ABSORÇÃO						
1	1.7	1	-231,8	LÍQUIDO	1,594	46.43
2	1.7	20	-229,4	LÍQUIDO	1,594	46.43
3	100	20	1.594	LÍQUIDO	1,594	46.43
4	140	20	437,4	LÍQUIDO	1,187	28.39
5	17	20	-161,3	LÍQUIDO	1,187	28.39
6	4.6	1	-161,3	LÍQUIDO	1,187	28.39
7	80	20	1.401,4	VAPOR	0,4066	99.22
8	49.7	20	233,2	LÍQUIDO	0,4066	99.22
9	25	20	112,8	LÍQUIDO	0,4066	99.22
10	-33,1	1	112,8	LÍQUIDO	0,4066	99.22
11	-20	1	1220	VAPOR	0,4066	99.22
12	15,7	1	1340	VAPOR	0,4066	99.22
AQUECIMENTO						
13	145,1	4,15	2739	VAPOR	0,3396	X
14	145,1	4,15	610	LÍQUIDO	0,3396	X
15	145,1	4,15	1082	22,14	0,3396	X
19	145,1	4,15	1610	46,39	0,3396	X

Trabalho de Formatura
Projeto e Estudo de Viabilidade de uma Central de Cogeração

Noturno

PONTO	T (°C)	P (BAR)	H (KJ/KG)	x (%)	M (KG/S)	%NH ₃
ABSORÇÃO						
1	1.7	1	-231,8	LÍQUIDO	1,594	46.43
2	1.7	20	-229,4	LÍQUIDO	1,594	46.43
3	100	20	1.594	LÍQUIDO	1,594	46.43
4	140	20	437,4	LÍQUIDO	1,187	28.39
5	17	20	-161,3	LÍQUIDO	1,187	28.39
6	4.6	1	-161,3	LÍQUIDO	1,187	28.39
7	80	20	1.401,4	VAPOR	0,4066	99.22
8	49.7	20	233,2	LÍQUIDO	0,4066	99.22
9	25	20	112,8	LÍQUIDO	0,4066	99.22
10	-33,1	1	112,8	LÍQUIDO	0,4066	99.22
11	-20	1	1220	VAPOR	0,4066	99.22
12	15,7	1	1340	VAPOR	0,4066	99.22
AQUECIMENTO						
13	145,1	4,15	2739	VAPOR	0,3396	x
14	145,1	4,15	610	LÍQUIDO	0,3396	x

7. ASPECTOS ECONÔMICOS

Energia Elétrica

O consumo atual de energia elétrica gera um gasto mensal em torno de R\$17.000 ou então R\$204.000 anuais. Este consumo mensal foi estimado com base em três contas de luz disponíveis (estas contas de luz estão em anexo ao final do relatório).

Gás Natural

Analisando-se os resultados do programa chega-se a um consumo mensal de 61.282 m³/mês. Este consumo nos coloca na classe 7 de consumo (observe na tabela abaixo), o que nos gera um gasto mensal de R\$20.432: Este valor já incorpora o ICMS de 14,63%.

classe		m3	Comp. Tarifa		tarifa(R\$/m3)	gasto (c/ ICMS)
			Fixo	variável		
						14,63%
1	ate 5	4	5,91	0	1,478	R\$5,91
2	de 6 a 50	40	0,62	1,0752	1,091	R\$43,63
3	de 51 a 130	100	9,84	0,8937	0,992	R\$99,21
4	de 131 a 1000	750	46,29	0,6156	0,677	R\$507,99
5	de 10001 a 5000	2.900	85,43	0,5764	0,606	R\$1.756,99
6	de 5001 a 50000	30.000	1304,39	0,3326	0,376	R\$11.282,39
7	de 50001 a 300000	61.282	6876,51	0,2212	0,333	R\$20.432,09
8	de 300001 a 500000	450.000	17177,22	0,1869	0,225	R\$101.282,22

O sistema aqui proposto gera um consumo de R\$20.432, ou R\$245.184 anuais.

Estimativa dos Equipamentos

O custo dos equipamentos foi estimado com base em equipamentos semelhantes junto à fabricas e catálogos disponíveis.

Outros Custos e Custos Adicionais

Neste item devemos considerar tudo o que não se encaixa nos itens anteriores, e são eles:

⇒ Transporte e seguro: 1%

- ⇒ Montagem e mão de obra: 5%
- ⇒ Engenharia: 3%
- ⇒ Interligação com sistema atual: 5%
- ⇒ Obras civis: 5%
- ⇒ Manutenção: 5%

Estes custos estão baseados em trabalho realizado pela consultoria Figener S.A., sob supervisão dos senhores Svetslav Andreyevich e Jose Helio Figueiredo Pinto.

Conclusão

O custo atual do gás natural torna o investimento inviável. Em anexo há uma estimativa de investimento inicial para a realização do projeto. Este valor ficaria em torno de R\$300.000. Este investimento inicial só se justificaria com uma economia mensal considerável.

Um pay back considerável para um investimento deste tamanho seria ao redor de 5 anos. Considerando-se uma taxa de juros (custo de oportunidade) de 2,5% ao mês, a economia mensal deveria ser de R\$8.580. Isto representa uma redução na tarifa de 42%, o que parece um absurdo.

Algumas outras variáveis devem ser levadas em consideração: a eficiência do sistema de absorção poderia ser melhorada através de testes com máquinas em escala reduzida (a modelagem utilizada aqui é um modelo acadêmico), a eficiência da caldeira poderia ser melhorada (utilizou-se 82%, como segurança), testes com outros motores e relações de consumo (consumo elétrico x energia liberada) poderiam ser testadas.

8. SOLUÇÕES PARA POSTERIORES ESTUDOS

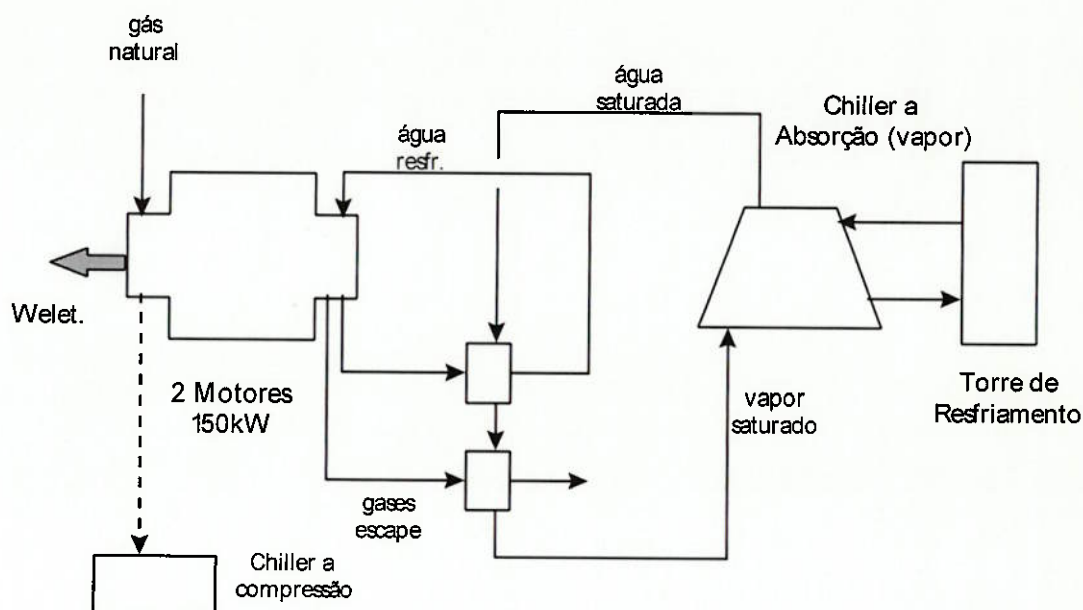
Foram propostas além da solução original outra três alternativas, que servem como comparação para o sistema originalmente proposto.

Uma observação importante que cabe ser feita é que provavelmente as concessionárias de energia elétrica passem a comprar energia elétrica de geradores particulares, que se aplicaria em alguns de nosso casos. Dada esta possibilidade as instalações posteriores passam a ser (talvez) mais vantajosas devido ao fato de gerarem energia extra.

Em todos os casos é prevista a colocação de um trocador auxiliar em que funcionaria juntamente com o evaporador do sistema de absorção, este sistema estaria funcionando com etilenoglicol, que é atóxico, diminuindo portanto o risco de contaminação dos alimentos contidos na central de alimentos.

8.1. Solução 1

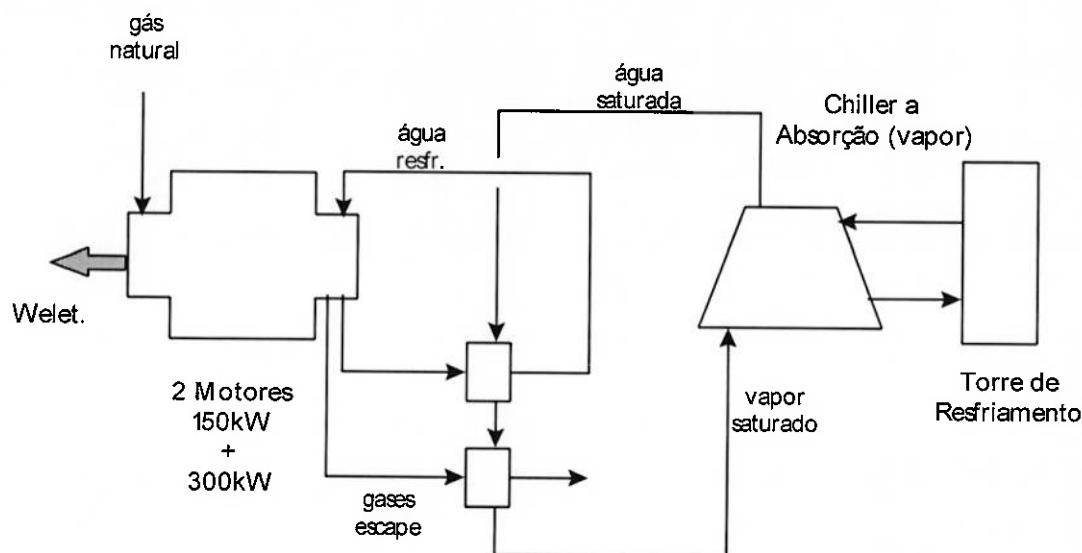
Nesta solução foram utilizados 2 motores gerando 300kW no total, um chiller a absorção de menor capacidade 110TRs, uma torre de resfriamento para o chiller e como existe uma sobra de energia elétrica gerada nos motores, foi colocado um chiller a compressão para suprir a falta de refrigeração causada pela diminuição do chiller a absorção. A figura abaixo ilustra melhor o sistema:



Nesta solução foram admitidas duas hipóteses: um ciclo de absorção que funcionaria da mesma forma que o primeiro, só que um pouco menor, mas com o mesmo COP e um chiller a compressão que teria um COP igual a 3.

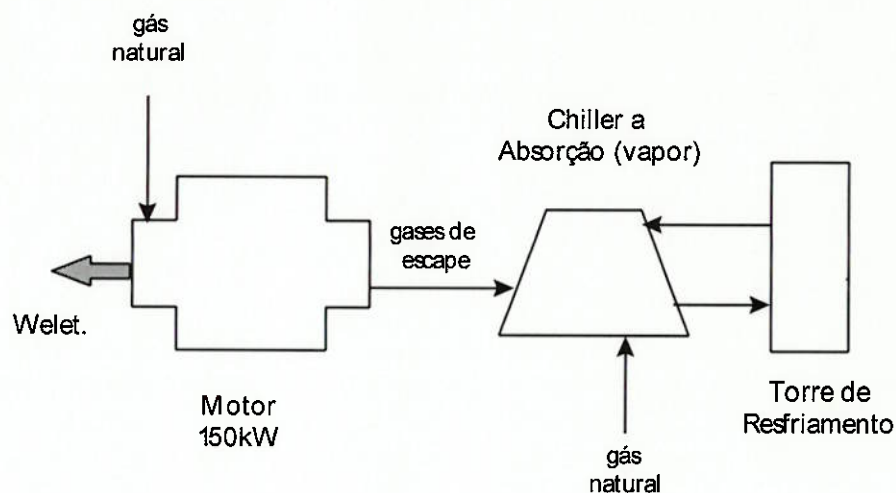
8.2. Solução 2

Nesta solução são gerados pelos motores 450kW de energia elétrica de tal forma que todo o chiller pode ser suprido pela água de refrigeração e pelos gases de escape do motor, portanto nesta alternativa existem 2 motores, um de 300kW e um motor de 150 kW, a divisão foi feita para efeito de manutenção, um chiller a absorção de amônia e uma torre de resfriamento. Esta alternativa tornar-se-ia interessante realmente no momento em que os concessionários de energia passassem a comprar energia de produtores, caso contrário ela se mostra bastante desvantajosa. Ela segue o esquema abaixo:



8.3. Solução 3

Nesta solução foi implementado um chiller a gás, desta forma só foram aproveitados os gases quentes do motor e não sua água de resfriamento. Desta forma o chiller queima gás natural e recebe os gases de escape do motor. Esta alternativa se mostra simples construtivamente mas a utilização de chiller a gás não se mostra satisfatória. O projeto seguiria o esquema abaixo:



Trabalho de Formatura
Projeto e Estudo de Viabilidade de uma Central de Cogeração

Quadro resumido com as Soluções

<i>Solução</i>	<i>Alternativa Original</i>	<i>Alternativa 1</i>	<i>Alternativa 2</i>	<i>Alternativa 3</i>
Motor	1 x 150kW	2 x 150kW	150kW + 300kW	1 x 150kW
Chiller a	130 TRs	110 TRs	130 TRs	130 TRs
Absorção (vapor)				
Chiller a		45kW		
compressão				
Torre de	250 TRs	220 TRs	250 TRs	250 TRs
Resfriamento				
Caldeira de	1		1	
Recuperação				

9. CONCLUSÕES FINAIS

Uma dificuldade encontrada na realização do trabalho encontrou-se no fato de que os grandes fabricantes destes equipamentos (principalmente do sistema de absorção de amônia) simplesmente não o fabricam a bastante tempo, daí a dificuldade com relação a determinação de preços e consumos do chiller a absorção. Parece estranho que o emprego deste tipo de equipamento não tenha larga utilização logo que com certeza traz uma redução de custos à companhia operadora do mesmo. A tabela comparativa, bem como alguns parâmetros de preços foram baseados em um artigo publicado na revista Eletricidade Moderna, de autoria de Svetislav Andreyvich e José Hélio Figueiredo Pinto, que tratava de cogeração e ciclos de absorção.

A utilização de turbina a gás foi descartada devido primeiramente a baixa necessidade de geração de energia que neste projeto é de 150kW. Existem ainda outros fatores proibitivos, o custo inicial do equipamento é muito alto, quando comparado ao de um motor. Foram consultados engenheiros da Caterpillar, os quais disseram ser inviável a utilização de turbina em nosso caso. Uma turbina só se tornaria justificável para demandas elétricas superiores a 1500kW, além do fato de que a menor turbina fabricada por eles ser de 500kW. Além disto a manutenção de uma turbina é muito mais dispendiosa que a manutenção de um motor.

As considerações levantadas nos cálculos – com relação a algumas hipóteses assumidas - devem ser levadas em conta posto que com sistemas mais eficientes este equipamento poderia se tornar viável a médio prazo.

10. BIBLIOGRAFIA

VAN WYLEN, Gordon J., SONNTAG, Richard E.; Fundamentos da Termodinâmica Clássica, 3ª Edição, Editora Edgar Blücher, 1985.

STOECKER, Wilbert F., JONES, J.W., Refrigeração e Ar Condicionado, Editora McGraw Hill, 1985.

STOECKER, Wilbert F., Refrigeração Industrial, Editora McGraw Hill, 1985.

DE OLIVEIRA JR., Silvio, CESPEDES, João F. P., Cogeração no setor terciário: análise exergética e termoeconômica.

ASHRAE Manual 1967, Guide and Data Book.

ASHRAE Equipment Handbook 1988, Absorption Coling, Heating and Refrigeration Equipment.

PERRY, Perry's Chemical Handbook Engineering.

ASHRAE 1994 Refrigeration Handbook, Absorption Coling, Heating and Refrigeration Equipment.

McQUISTON, Faye C., PARKER, Jerald D., Heating, Ventilating and Air Conditioning - Analysis and Design, Fourth Ed., J. Wiley & Sons, 1994.

ANEXO 1 - EXPLICAÇÃO DO PROGRAMA EES

O programa EES trabalha com equações e as resolve, fornecendo assim as propriedades desejadas.

O procedimento NH3H2O fornece as propriedades de mistura água amônia nos estados subresfriado, saturado e superaquecido. O procedimento é chamado da seguinte forma:

1 2 3 4 5 6 7 8
CALL NH3H2O(Code,ln1,ln2,ln3: T, P, x, h, s, u, v, q)

O campo CODE corresponde ao grupo de propriedades que será fornecido. Há uma limitação quanto a este fato, sendo que o programa só aceita as alternativas: 123, 128, 138, 148, 158, 168, 178, 234, 235, 238, 248, 258, 268, 278.

As unidades utilizadas são:

T=[K]	P=[bar]	x=[fração de amônia em massa]	h=[kJ/kg]	s=[kJ/kg-K]
u=[kJ/kg]	v=[m ³ /kg]	q=[fração de vapor]		

Para estados saturados $0 < q < 1$, para estados subresfriados $q = -0.01$, e para estados superaquecidos $q = 1.01$.

ANEXO 2 – RESOLUÇÃO DO SISTEMA DE ABSORÇÃO (EES).

{Novo sistema de equações para resolução do problema do sistema de cogeração	}
{Hipóteses iniciais: Pressão de condensação 20 bar	}
{ Pressão de evaporação 1 bar	}
{ T. Vap. Saida do gerador: T7 80°C	}
{ T. Liq. Saida do gerador T4 140°C	}
{ T Solucao ent gerador T3 100°C	}

{DIURNO 6hs-22hs}

FUNCTION TK(T)	{função que transforma C em K}
TK:= T + 273.1	
END	

Pa = 20	{Pressão de condensação [bar]}
Pb = 1	{Pressão de evaporação [bar]}

{GERADOR}
{Condições iniciais}

CALL NH3H2O(128, TK(100), Pa, 0:T3, P3, x3, h3, s3, u3, v3, Qu3)	{estado pto 3}
CALL NH3H2O(128, TK(140), Pa, 0:T4, P4, x4, h4, s4, u4, v4, Qu4)	{estado pto 4}
CALL NH3H2O(128, TK(80), Pa, 1:T7, P7, x7, h7, s7, u7, v7, Qu7)	{estado pto 7}

{estados na saturação}

Call NH3H2O(238, Pb, x3, 0: T1, P1, x1, h1, s1, u1, v1, Qu1)	{estado pto 1}
Call NH3H2O(238, Pa, x7, 0: T8, P8, x8, h8, s8, u8, v8, Qu8)	{estado pto 8}
Call NH3H2O(238, Pb, x7, 1: T12, P12, x12, h12, s12, u12, v12, Qu12)	{estado pto 12}

{EVAPORADOR / REGENERADOR I2}

Qref = 450	{carga de refrigeracao}
$m8 \cdot h8 + Qref = m8 \cdot h12$	{balanco de massa entre 8 e 12}

{ABSORVEDOR}

Trabalho de Formatura
Projeto e Estudo de Viabilidade de uma Central de Cogeração

$$m_8 + m_4 = m_3 \quad \{\text{balanco de massa do absorvedor}\}$$

$$m_8 \cdot x_7 + m_4 \cdot x_4 = m_3 \cdot x_3 \quad \{\text{balanco de massa de amonia}\}$$

{BOMBA}

$$w_b = (P_a - P_b) \cdot v_1 \cdot 100 \quad \{\text{trabalho especifico da bomba}\}$$

$$W_{tb} = w_b \cdot m_3 \quad \{\text{trabalho da bomba}\}$$

$$h_b = h_1 + w_b \quad \{\text{balanco de energia da bomba}\}$$

$$n_b = 0.75 \quad \{\text{rendimento da bomba}\}$$

$$W_{nb} = W_{tb} / n_b \quad \{\text{potencia nominal da bomba}\}$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(234, P_a, x_3, h_b: T_2, P_2, x_2, h_2, s_2, u_2, v_2, Qu_2) \quad \{\text{estado pto 2}\}$$

{REGENERADOR I1}

$$m_3 \cdot h_2 + m_4 \cdot h_4 = m_3 \cdot h_3 + m_4 \cdot h_c \quad \{\text{balanco de energia regl1}\}$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(234, P_a, x_3, h_c: T_5, P_5, x_5, h_5, s_5, u_5, v_5, Qu_5) \quad \{\text{estado pto 5}\}$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(234, P_b, x_3, h_c: T_6, P_6, x_6, h_6, s_6, u_6, v_6, Qu_6) \quad \{\text{estado pto 6}\}$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(234, P_b, x_7, h_d: T_{10}, P_{10}, x_{10}, h_{10}, s_{10}, u_{10}, v_{10}, Qu_{10}) \quad \{\text{estado pto 10}\}$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(123, T_K(-20), P_b, x_7: T_{11}, P_{11}, x_{11}, h_{11}, s_{11}, u_{11}, v_{11}, Qu_{11}) \quad \{\text{estado pto 11}\}$$

$$h_{11} = Q_{ref} / m_8 + h_d \quad \{\text{balanco de energia do evaporador}\}$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(234, P_a, x_7, h_{10}: T_9, P_9, x_9, h_9, s_9, u_9, v_9, Qu_9) \quad \{\text{estado pto 9}\}$$

$$Q_{ger} = m_8 \cdot h_7 + m_4 \cdot h_4 - m_3 \cdot h_3 \quad \{\text{balanco de energia do gerador}\}$$

$$\text{COP} = Q_{ref} / Q_{ger}$$

$$Q_{cond} = m_8 \cdot (h_7 - h_8) \quad \{\text{balanco de energia do condensador}\}$$

$$Q_{abs} = m_8 \cdot h_{12} + m_4 \cdot h_6 - m_3 \cdot h_1$$

{balanco de energia do absorvedor}

{*****}

{SISTEMA DE AQUECIMENTO}

{ABSORVEDOR}

$$T_{13} = T_4 - 273 + 5$$

$$h_{13} = \text{ENTHALPY}(\text{steam}, T = T_{13}, x = 1)$$

$$h_{14} = \text{ENTHALPY}(\text{steam}, T = T_{13}, x = 0)$$

$$m_{13} = Q_{abs} / (h_{13} - h_{14})$$

{balanco de energia do absorvedor}

{REGENERADOR E1}

$$Q_{reg1} = 160$$

{energia da água de resfriamento do motor 0/160}

$$h_{15} = h_{14} + Q_{reg1} / m_{13}$$

{balanco de energia do regE1}

$$x_{15} = \text{QUALITY}(\text{Steam}, h = h_{15}, T = T_{13})$$

$$P_{15} = \text{PRESSURE}(\text{Steam}, h = h_{15}, T = T_{13})$$

{REGENERADOR E2}

$$T_{17} = 538$$

{temperatura dos gases no escape do motor}

$$T_{18} = T_{13} + 5$$

{temperatura de saída dos gases do regE2}

$$C_{pge} = 1$$

$$m_{ge} = 0.462$$

{vazao dos gases de escape 0/0.462}

$$h_{19} = h_{15} + (m_{ge} \cdot C_{pge} \cdot (T_{17} - T_{18})) / m_{13}$$

{balanco de energia do regE2}

$$x_{19} = \text{QUALITY}(\text{Steam}, h = h_{19}, p = P_{15})$$

{CALDEIRA}

$$\eta_{cald} = 0.82$$

{eficiencia da caldeira}

$$PCI_{gn} = 62116.8$$

{PCI do gas natural kJ/kg}

Trabalho de Formatura
Projeto e Estudo de Viabilidade de uma Central de Cogeração

$mgn = m13 * (h13 - h19) / (ncald * PClgn)$ {balanco de energia da caldeira - fornece o consumo de gás natural da caldeira}

{em kg/s}

$dgn = 0.611$ {densidade do gas natural}

$qgn = mgn / dgn$ {consumo em m3/s}

$QQgn = qgn * 60 * 60 * Hday * 30$ {consumo mensal de gn m3/mes}

{*****}

{MOTOR}

Consumo = 10.5 {MJ/kWhr gerado}

PElet = 150 {Potencia eletrica requerida 150/0}

Hday = 16 {tempo[h] que o motor fica ligado por dia 16/8}

$CMM = PElet * Hday * 30$ {consumo mensal em KWh}

$VMgn = Consumo * CMM * 1000$ {MJ/mes gn}

$QMgn = VMgn / PClgn / dgn$ {consumo mensal de gn m3/mes}

{*****}

{GERAL}

$CTot = QMgn + QQgn$ {Consumo Total de gn m3/mes}

```
{Novo sistema de equações para resolução do problema do sistema de cogeração }
{Hipóteses iniciais:  Pressão de condensação 20 bar }
{                      Pressão de evaporação 1 bar }
{                      T. Vap. Saida do gerador: T7 80°C }
{                      T. Liq. Saida do gerador T4 140°C }
{                      T Solucao ent gerador T3 100°C }
```

{NOTURNO 22hs-6hs}

```
FUNCTION TK(T)                                {função que transforma C em K}
TK:= T + 273.1
END
```

```
Pa = 20                                         {Pressão de condensação [bar]}
Pb = 1                                         {Pressão de evaporação [bar]}
```

{GERADOR}

{Condições iniciais}

```
CALL NH3H2O(128, TK(100), Pa, 0:T3, P3, x3, h3, s3, u3, v3, Qu3)    {estado pto 3}
CALL NH3H2O(128, TK(140), Pa, 0:T4, P4, x4, h4, s4, u4, v4, Qu4)    {estado pto 4}
CALL NH3H2O(128, TK(80), Pa, 1:T7, P7, x7, h7, s7, u7, v7, Qu7)    {estado pto 7}
```

{estados na saturação}

```
Call NH3H2O(238, Pb, x3, 0: T1, P1, x1, h1, s1, u1, v1, Qu1)        {estado pto 1}
Call NH3H2O(238, Pa, x7, 0: T8, P8, x8, h8, s8, u8, v8, Qu8)        {estado pto 8}
Call NH3H2O(238, Pb, x7, 1: T12, P12, x12, h12, s12, u12, v12, Qu12) {estado pto 12}
```

{EVAPORADOR / REGENERADOR I2}

```
Qref = 450                                     {carga de refrigeracao}
```

$$m_8 \cdot h_8 + Q_{ref} = m_8 \cdot h_{12} \quad \{\text{balanco de massa entre .8 e 12}\}$$

{ABSORVEDOR}

$$m_8 + m_4 = m_3 \quad \{\text{balanco de massa do absorvedor}\}$$

$$m_8 \cdot x_7 + m_4 \cdot x_4 = m_3 \cdot x_3 \quad \{\text{balanco de massa de amonia}\}$$

{BOMBA}

$$w_b = (P_a - P_b) \cdot v_1 \cdot 100 \quad \{\text{trabalho especifico da bomba}\}$$

$$W_{tb} = w_b \cdot m_3 \quad \{\text{trabalho da bomba}\}$$

$$h_b = h_1 + w_b \quad \{\text{balanco de energia da bomba}\}$$

$$n_b = 0.75 \quad \{\text{rendimento da bomba}\}$$

$$W_{nb} = W_{tb} / n_b \quad \{\text{potencia nominal da bomba}\}$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(234, P_a, x_3, h_b: T_2, P_2, x_2, h_2, s_2, u_2, v_2, Q_{u2}) \quad \{\text{estado pto 2}\}$$

{REGENERADOR I1}

$$m_3 \cdot h_2 + m_4 \cdot h_4 = m_3 \cdot h_3 + m_4 \cdot h_c \quad \{\text{balanco de energia regl1}\}$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(234, P_a, x_3, h_c: T_5, P_5, x_5, h_5, s_5, u_5, v_5, Q_{u5}) \quad \{\text{estado pto 5}\}$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(234, P_b, x_3, h_c: T_6, P_6, x_6, h_6, s_6, u_6, v_6, Q_{u6}) \quad \{\text{estado pto 6}\}$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(234, P_b, x_7, h_d: T_{10}, P_{10}, x_{10}, h_{10}, s_{10}, u_{10}, v_{10}, Q_{u10}) \quad \{\text{estado pto 10}\}$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(123, \text{TK}(-20), P_b, x_7: T_{11}, P_{11}, x_{11}, h_{11}, s_{11}, u_{11}, v_{11}, Q_{u11}) \quad \{\text{estado pto 11}\}$$

$$h_{11} = Q_{ref} / m_8 + h_d \quad \{\text{balanco de energia do evaporador}\}$$

$$\text{Call NH}_3\text{H}_2\text{O}(234, P_a, x_7, h_{10}: T_9, P_9, x_9, h_9, s_9, u_9, v_9, Q_{u9}) \quad \{\text{estado pto 9}\}$$

$$Q_{ger} = m_8 \cdot h_7 + m_4 \cdot h_4 - m_3 \cdot h_3 \quad \{\text{balanco de energia do gerador}\}$$

$$\text{COP} = Q_{ref} / Q_{ger}$$

$Q_{cond} = m_8 \cdot (h_7 - h_8)$ {balanco de energia do condensador}
 $Q_{abs} = m_8 \cdot h_{12} + m_4 \cdot h_6 - m_3 \cdot h_1$ {balanco de energia do absorvedor}

{*****}

{SISTEMA DE AQUECIMENTO}

{ABSORVEDOR}

$T_{13} = T_4 - 273 + 5$
 $h_{13} = \text{ENTHALPY}(\text{steam}, T = T_{13}, x = 1)$
 $h_{14} = \text{ENTHALPY}(\text{steam}, T = T_{13}, x = 0)$
 $m_{13} = Q_{abs} / (h_{13} - h_{14})$ {balanco de energia do absorvedor}

{REGENERADOR E1}

$Q_{reg1} = 0$ {energia da água de resfriamento do motor 0/160}
 $h_{15} = h_{14} + Q_{reg1} / m_{13}$ {balanco de energia do regE1}
 $x_{15} = \text{QUALITY}(\text{Steam}, h = h_{15}, T = T_{13})$
 $P_{15} = \text{PRESSURE}(\text{Steam}, h = h_{15}, T = T_{13})$

{REGENERADOR E2}

$T_{17} = 538$ {temperatura dos gases no escape do motor}
 $T_{18} = T_{13} + 5$ {temperatura de saída dos gases do regE2}
 $C_{pge} = 1$
 $m_{ge} = 0$ {vazao dos gases de escape 0/0.462}
 $h_{19} = h_{15} + (m_{ge} \cdot C_{pge} \cdot (T_{17} - T_{18})) / m_{13}$ {balanco de energia do regE2}
 $x_{19} = \text{QUALITY}(\text{Steam}, h = h_{19}, p = P_{15})$

{CALDEIRA}

$\eta_{cald} = 0.82$ {eficiencia da caldeira}
 $PCI_{gn} = 62116.8$ {PCI do gas natural kJ/kg}

Trabalho de Formatura
Projeto e Estudo de Viabilidade de uma Central de Cogeração

$mgn = m13 * (h13 - h19) / (ncald * PCIgn)$ {balanco de energia da caldeira - fornece o consumo de gás natural da caldeira}

{em kg/s}

$dgn = 0.611$ {densidade do gas natural}

$qgn = mgn / dgn$ {consumo em m3/s}

$QQgn = qgn * 60 * 60 * Hday * 30$ {consumo mensal de gn m3/mes}

{*****}

{MOTOR}

Consumo = 10.5 {MJ/kWhr gerado}

PElet = 0 {Potencia eletrica requerida 150/0}

Hday = 8 {tempo[h] que o motor fica ligado por dia 16/8}

$CMM = PElet * Hday * 30$ {consumo mensal em KWh}

$VMgn = Consumo * CMM * 1000$ {MJ/mes gn}

$QMgn = VMgn / PCIgn / dgn$ {consumo mensal de gn m3/mes}

{*****}

{GERAL}

$CTot = QMgn + QQgn$ {Consumo Total de gn m3/mes}

ANEXO 3 - SOLUÇÃO DO SISTEMA (RESULTADO EES)

Solução dia

CMM=72000	P10=1 [bar]
Consumo=10.5	P11=1 [bar]
COP=0.6047	P12=1 [bar]
Cpge=1 [kJ/kg.K]	P15=416.4 [kPa]
CTot=41216 [m3/mes]	P2=20 [bar]
dgn=0.611 [kg/m3]	P3=20 [bar]
h1=-231.8 [kJ/kg]	P4=20 [bar]
h10=112.8 [kJ/kg]	P5=20 [bar]
h11=1220 [kJ/kg]	P6=1 [bar]
h12=1340 [kJ/kg]	P7=20 [bar]
h13=2739 [kJ/kg]	P8=20 [bar]
h14=610.7 [kJ/kg]	P9=20 [bar]
h15=1082 [kJ/kg]	Pa=20 [bar]
h19=1610 [kJ/kg]	Pb=1 [bar]
h2=-229.5 [kJ/kg]	PCIgn=62117
h3=216.4 [kJ/kg]	PElet=150 [kW]
h4=437.4 [kJ/kg]	Qabs=722.8 [kW]
h5=-161.3 [kJ/kg]	Qcond=475 [kW]
h6=-161.3 [kJ/kg]	Qger=744.2 [kW]
h7=1401 [kJ/kg]	qgn=0.01232
h8=233.2 [kJ/kg]	QMgn=19919 [m3/mes]
h9=112.8 [kJ/kg]	QQgn=21297 [m3/mes]
hb=-229.5 [kJ/kg]	Qref=450 [kW]
hc=-161.3 [kJ/kg]	Qreg1=160 [kW]
hd=112.8 [kJ/kg]	Qu1=0 [%vapor]
Hday=16	Qu10=0.1961 [%vapor]
m13=0.3396 [kg/s]	Qu11=0.9779 [%vapor]
m3=1.594 [kg/s]	Qu12=1 [%vapor]
m4=1.187 [kg/s]	Qu2=-0.001 [%vapor]
m8=0.4066 [kg/s]	Qu3=0 [%vapor]
mgø=0.462 [kg/s]	Qu4=0 [%vapor]
mgn=0.00753 [kg/s]	Qu5=-0.001 [%vapor]
nb=0.75 [%]	Qu6=0.03597 [%vapor]
ncald=0.82	Qu7=1 [%vapor]
P1=1 [bar]	Qu8=0 [%vapor]

Qu9=-0.001 [%vapor]	u5=-163.6 [kJ/kg]
s1=-0.1423 [kJ/kg.K]	u6=-166.2 [kJ/kg]
s10=0.5495 [kJ/kg.K]	u7=1250 [kJ/kg]
s11=5.132 [kJ/kg.K]	u8=229.6 [kJ/kg]
s12=5.575 [kJ/kg.K]	u9=109.5 [kJ/kg]
s2=-0.1423 [kJ/kg.K]	v1=0.001176 [m3/kg]
s3=1.243 [kJ/kg.K]	v10=0.2244 [m3/kg]
s4=1.749 [kJ/kg.K]	v11=1.182 [m3/kg]
s5=0.09955 [kJ/kg.K]	v12=1.39 [m3/kg]
s6=0.1118 [kJ/kg.K]	v2=0.001175 [m3/kg]
s7=4.389 [kJ/kg.K]	v3=0.001318 [m3/kg]
s8=0.8141 [kJ/kg.K]	v4=0.00128 [m3/kg]
s9=0.424 [kJ/kg.K]	v5=0.001183 [m3/kg]
T1=274.8 [K]	v6=0.04916 [m3/kg]
T10=239.7 [K]	v7=0.07567 [m3/kg]
T11=253.1 [K]	v8=0.001769 [m3/kg]
T12=288.8 [K]	v9=0.001651 [m3/kg]
T13=145.1 [C]	VMgn=7.560E+08
T17=538 [C]	wb=2.234
T18=150.1 [C]	Wnb=4.748 [kW]
T2=274.8 [K]	Wtb=3.561 [kW]
T3=373.1 [K]	x1=0.4643 [%]
T4=413.1 [K]	x10=0.9922 [%]
T5=290.1 [K]	x11=0.9922 [%]
T6=277.7 [K]	x12=0.9924 [%]
T7=353.1 [K]	x15=0.2214 [%]
T8=322.8 [K]	x19=0.4693 [%]
T9=298.3 [K]	x2=0.4646 [%]
u1=-231.9 [kJ/kg]	x3=0.4646 [%]
u10=90.35 [kJ/kg]	x4=0.2839 [%]
u11=1101 [kJ/kg]	x5=0.4646 [%]
u12=1201 [kJ/kg]	x6=0.4646 [%]
u2=-231.9 [kJ/kg]	x7=0.9922 [%]
u3=213.8 [kJ/kg]	x8=0.9913 [%]
u4=434.9 [kJ/kg]	x9=0.9922 [%]

Solução noite

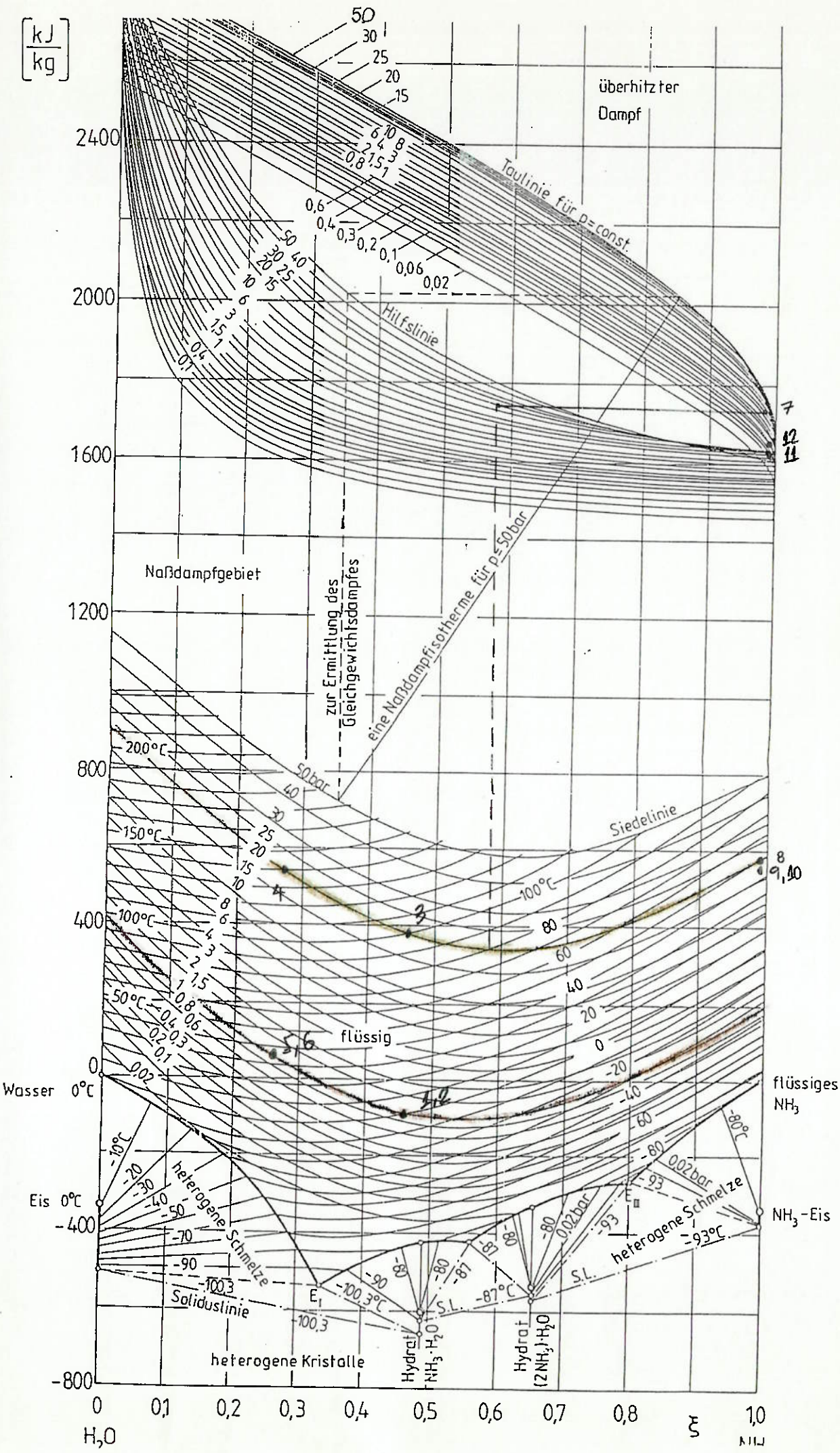
CMM=0	P1=1 [bar]
Consumo=10.5	P10=1 [bar]
COP=0.6047	P11=1 [bar]
Cpge=1 [kJ/kg.K]	P12=1 [bar]
CTot=20066 [m3/mes]	P15=416.4 [kPa]
dgn=0.611 [kg/m3]	P2=20 [bar]
h1=-231.8 [kJ/kg]	P3=20 [bar]
h10=112.8 [kJ/kg]	P4=20 [bar]
h11=1220 [kJ/kg]	P5=20 [bar]
h12=1340 [kJ/kg]	P6=1 [bar]
h13=2739 [kJ/kg]	P7=20 [bar]
h14=610.7 [kJ/kg]	P8=20 [bar]
h15=610.7 [kJ/kg]	P9=20 [bar]
h19=610.7 [kJ/kg]	Pa=20 [bar]
h2=-229.5 [kJ/kg]	Pb=1 [bar]
h3=216.4 [kJ/kg]	PCIgn=62117
h4=437.4 [kJ/kg]	PElet=0 [kW]
h5=-161.3 [kJ/kg]	Qabs=722.8 [kW]
h6=-161.3 [kJ/kg]	Qcond=475 [kW]
h7=1401 [kJ/kg]	Qger=744.2 [kW]
h8=233.2 [kJ/kg]	qgn=0.02322
h9=112.8 [kJ/kg]	QMgn=0 [m3/mes]
hb=-229.5 [kJ/kg]	QQgn=20066 [m3/mes]
hc=-161.3 [kJ/kg]	Qref=450 [kW]
hd=112.8 [kJ/kg]	Qreg1=0 [kW]
Hday=8	Qu1=0 [%vapor]
m13=0.3396 [kg/s]	Qu10=0.1961 [%vapor]
m3=1.594 [kg/s]	Qu11=0.9779 [%vapor]
m4=1.187 [kg/s]	Qu12=1 [%vapor]
m8=0.4066 [kg/s]	Qu2=-0.001 [%vapor]
mge=0 [kg/s]	Qu3=0 [%vapor]
mgn=0.01419 [kg/s]	Qu4=0 [%vapor]
nb=0.75 [%]	Qu5=-0.001 [%vapor]
ncald=0.82	Qu6=0.03597 [%vapor]

Trabalho de Formatura
Projeto e Estudo de Viabilidade de uma Central de Cogeração

Qu7=1 [%vapor]	u4=434.9 [kJ/kg]
Qu8=0 [%vapor]	u5=-163.6 [kJ/kg]
Qu9=-0.001 [%vapor]	u6=-166.2 [kJ/kg]
s1=-0.1423 [kJ/kg.K]	u7=1250 [kJ/kg]
s10=0.5495 [kJ/kg.K]	u8=229.6 [kJ/kg]
s11=5.132 [kJ/kg.K]	u9=109.5 [kJ/kg]
s12=5.575 [kJ/kg.K]	v1=0.001176 [m3/kg]
s2=-0.1423 [kJ/kg.K]	v10=0.2244 [m3/kg]
s3=1.243 [kJ/kg.K]	v11=1.182 [m3/kg]
s4=1.749 [kJ/kg.K]	v12=1.39 [m3/kg]
s5=0.09955 [kJ/kg.K]	v2=0.001175 [m3/kg]
s6=0.1118 [kJ/kg.K]	v3=0.001318 [m3/kg]
s7=4.389 [kJ/kg.K]	v4=0.00128 [m3/kg]
s8=0.8141 [kJ/kg.K]	v5=0.001183 [m3/kg]
s9=0.424 [kJ/kg.K]	v6=0.04916 [m3/kg]
T1=274.8 [K]	v7=0.07567 [m3/kg]
T10=239.7 [K]	v8=0.001769 [m3/kg]
T11=253.1 [K]	v9=0.001651 [m3/kg]
T12=288.8 [K]	VMgn=0
T13=145.1 [C]	wb=2.234
T17=538 [C]	Wnb=4.748 [kW]
T18=150.1 [C]	Wtb=3.561 [kW]
T2=274.8 [K]	x1=0.4643 [%]
T3=373.1 [K]	x10=0.9922 [%]
T4=413.1 [K]	x11=0.9922 [%]
T5=290.1 [K]	x12=0.9924 [%]
T6=277.7 [K]	x15=-100 [%]
T7=353.1 [K]	x19=-100 [%]
T8=322.8 [K]	x2=0.4646 [%]
T9=298.3 [K]	x3=0.4646 [%]
u1=-231.9 [kJ/kg]	x4=0.2839 [%]
u10=90.35 [kJ/kg]	x5=0.4646 [%]
u11=1101 [kJ/kg]	x6=0.4646 [%]
u12=1201 [kJ/kg]	x7=0.9922 [%]
u2=-231.9 [kJ/kg]	x8=0.9913 [%]
u3=213.8 [kJ/kg]	x9=0.9922 [%]

ANEXO 4 - GRÁFICO ESQUEMÁTICO DA SOLUÇÃO ÁGUA AMÔNIA

[kJ/kg]



ANEXO 5 - CONTAS DE LUZ DO ATACADO

ELETROPAULO

Av. Alfredo Egidio de Lima Almeida, 100 - São Paulo - SP
C.D.C. ME N. 01.205.237/0001-00 Inscr. Est. 108.317.078.118

Nota Fiscal - A
Conta de Energia Elétrica
ALTA TENSÃO

Evite o acréscimo monetário e a correção da energia, pagando até o vencimento

Referência	Atividade de Leitura	Código	Cad. Eletronas	Parcela	Conta de mês de	Ano	Leitura	Apresentação	Vencimento
0000133582	02 458 22556 15065	2 A4 4 30	0000000000	00/00	JUNHO	96	04 06	12 06	17 06 96
Nome: SINDI SISTEMA INTEGRADO DISTRIBUICAO LTD Endereço da unidade consumidora: EST GUARAPIRANGA 900 Endereço para entrega: P ALVES LIMA Município: SAO PAULO Local: 458 Folha: 01 CEP: 04762 C.D.C.: 017163312/0044-59 Inscrição Estadual: 0113652624111 Rural - SP									

Descrição	Leitura	Registrado	Contratado	Faturado	VALORES EM REAIS
***** MATRIZ *****					
MED DEMANDA NO 035901568					
CONSTANTE 0,15750	2172	342,1	300,0	300,0	1.194,00
DEMANDA INDUTIVA KW	1878	295,8	300,0		
DEMANDA CAPACITIVA KW				42,1	502,67
ULTRAPASSAGEM					
MED ATIVO NO 035901568					
CONSTANTE 0,03937	704362	19350	19358	19358	6.857,95
CONSUMO PS KWH	53206200	140071	140071	140071	5.214,84
CONSUMO FPS-I KWH	960107	23764	23764	23764	884,73
CONSUMO FPS-C KWH					
MED REATIVO NO 036701568					
CONSTANTE 0,03937		7382			
ENERGIA REATIVA PS KVARH		56759			
EN IA REATIVA FPS-I KVARH					

SECON
18 JUN 1996

Emitida em	T.C.M.S. incluso no imposto	Total a pagar até o vencimento	Acréscimo por dia de atraso	Nº de dias	Total a pagar após o vencimento
05/06/96		*****			*****

FATURA SO PODERA SER PAGA ATRAVES DAS FICHAS DO SISTEMA DE COMPENSACAO

ELETROPAULO

Av. Alfredo Egidio de Lima Almeida, 100 - São Paulo - SP
C.D.C. ME N. 01.205.237/0001-03 Inscr. Est. 108.317.078.118

Nota Fiscal - A
Conta de Energia Elétrica
ALTA TENSÃO

Evite o acréscimo monetário e a correção da energia, pagando até o vencimento

Referência	Atividade de Leitura	Código	Cad. Eletronas	Parcela	Conta de mês de	Ano	Leitura	Apresentação	Vencimento
0000133582	02 458 22556 15065	2 A4 4 30	0000000000	00/00	JUNHO	96	04 06	12 06	17 06 96
Nome: SINDI SISTEMA INTEGRADO DISTRIBUICAO LTD Endereço da unidade consumidora: EST GUARAPIRANGA 900 Endereço para entrega: P ALVES LIMA Município: SAO PAULO Local: 458 Folha: 02 CEP: 04762 C.D.C.: 017163312/0044-59 Inscrição Estadual: 0113652624111 Rural - SP									

Descrição	Leitura	Registrado	Contratado	Faturado	VALORES EM REAIS
ENERGIA REATIVA FPS-C KVARH		11457			
FACTOR DE CARGA		0,697			

IMPORTE SUJEITO A ICHS (M)					17.870,96

17.154,33
7,16,63
3.087,78
CC 5407

**** NÃO RECEBER APOS O DECIMO DIA DO VENCIMENTO ** VALORES EM REAIS ****

Emitida em	T.C.M.S. incluso no imposto	Total a pagar até o vencimento	Acréscimo por dia de atraso	Nº de dias	Total a pagar após o vencimento
05/06/96		3.216,77		62,54	17.870,96

FATURA SO PODERA SER PAGA ATRAVES DAS FICHAS DO SISTEMA DE COMPENSACAO

A/C ALEXANDRE

133 F03 15/08/96 15:37

ALTA TENSÃO

Referência: 0000133582 | Roteiro de Leitura: 02 | 458 | 22556 | 15065 | 2 | A4 | 4 | 30 | 00000000 | 00/00 | JULHO

Nome: SINDI SISTEMA INTEGRADO DISTRIBUICAO LTD | Endereço da unidade consumidora: EST GUARAPIRANGA 900

Endereço para entrega: EST GUARAPIRANGA 900

CPF: 04762 | C.G.C.: 017163312/0044-59 | Inscrição Estadual: 0113652624111 | Rural: SP

Bairro: P ALVES LIMA | Município: SAO PAULO | Local: 458 | Folia: 01

Descrição	Letras	Registrado	Contratado	Faturado	VALORES EM REAIS
***** MATRIZ *****					
HED DEMANDA NO 035901568					
CONSTANTE 0,15788					
DEMANDA INDUTIVA KW	*	2131	335,6		
DEMANDA CAPACITIVA KW	*	2018	317,8	300,0	1.194,00
ULTRAPASSAGEM	*			300,0	
HED ATIVO NO 035901568					
CONSTANTE 0,03937				35,6	425,06
CONSUMO PS KWH	*	62070	14083		
CONSUMO FPS-I KWH	*	54099100	113893	14083	4.989,18
CONSUMO FPS-C KWH	*	639784	26759	113893	4.240,23
HED REATIVO NO 035901568				26759	996,23
CONSTANTE 0,03937					
ENERGIA REATIVA PS KVARH			5453		
ENERGIA REATIVA FPS-I KVARH			44387		

Emissão: 03/07/96 | I.C.M.S. incluído no imposto | Total a pagar até o vencimento: ***** | Acréscimo por dia de atraso: *****

FATURA SO PODERA SER PAGA ATRAVES DAS FICHAS DO SISTEMA DE COMPENSACAO

BECON 11 JUL 1996

66-5407

ELETROPAULO

Av. Alfredo Egídio de Souza Aranha, 100 - São Paulo - SP

C.U.D. MP N. 81 085.2270001-03 | Inscr. Est. 106.217 078.118

Nota Fiscal - A

Conta de Energia Elétrica

ALTA TENSÃO

Este o acréscimo moratória e a conta de energia, pagando até o vencimento

Referência: 0000133582 | Roteiro de Leitura: 02 | 458 | 22556 | 15065 | 2 | A4 | 4 | 30 | 00000000 | 00/00 | JULHO

Nome: SINDI SISTEMA INTEGRADO DISTRIBUICAO LTD | Endereço da unidade consumidora: EST GUARAPIRANGA 900

Endereço para entrega: EST GUARAPIRANGA 900

CPF: 0 62 | C.G.C.: 017163312/0044-59 | Inscrição Estadual: 0113652624111 | Rural: SP

Bairro: P ALVES LIMA | Município: SAO PAULO | Local: 458 | Folia: 02

Descrição	Letras	Registrado	Contratado	Faturado	VALORES EM REAIS
ENERGIA REATIVA FPS-C KVARH			9707		
FATOR DE CARGA			0,686		

IMPORTE SUJEITO A ICHS (%)					14.444,75

NORBERTO CASARETTI

ISA BATISTO H. PIRO

NAO RECEBER APOS O DECIMO DIA DO VENCIMENTO ** VALORES EM REAIS **

Emissão em: 03/07/96 | I.C.M.S. incluído no imposto | Total a pagar até o vencimento: 2.600,05 | Acréscimo por dia de atraso: 47,44

ACRESC.MORATORIO ALTERADO 0,33 PORCENTO AN DIA - PORT.210 DE 15.06.96

Nº de dias: 47

Total a pagar após o vencimento: 2.647,49

A/C ALEXANDRE

ELETROPOL
Fornecedora de Energia S.A.

Av. Alfredo Egídio de Souza Aranha, 100 - São Paulo - SP
C.U.C. Nº 096 22/0001-79 Inscr. Est. 108.317.078.118

Nota Fiscal - A
Conta de Energia Elétrica
ALTA TENSÃO

Exite o acréscimo moratório e o corte
da energia, pagando até o vencimento

Referência	Roteiro de Leitura	Codigos	Cod. Eletrodos	Parcela	Conta de Início de	Leitura	Apresentação	Vencimento
0000133502	02 450 22556 15065	2 44 4 30	00000000	00/00	AGUSTO	96 02 08	08 08	13 08 96
Nome								
SINDI SISTEMA INTEGRADO DISTRIBUICAO LTD								
Endereço da unidade consumidora								
EST GUARAPIRANGA 900								
Endereço para entrega								
EST GUARAPIRANGA 900								
CEP	C.G.C.	Inscrição Estadual	Rural - SP	Banco	Local			
04762	017163312/0044-59	0113652624111			SAO PAULO 458			
Patro								
02								

Descrição	Leitura	Registrado	Contratado	Faturado	VALORES EM REAIS
FATOR DE CARGA		0,720			
*****					15.667,45
IMPORTE SUJEITO A ICMS (X)					

C.C. 5408

SECON

09 AGO 1996

NAO RECEBER APOS O DECIMO DIA DO VENCIMENTO ** VALORES EM REAIS **

Unidade em	I.C.M.S. incluso no importe	Total a pagar até o vencimento	Acrescimo por dia de atraso	Nº de dias	Total a pagar após o vencimento
15/08/96	2.820,14	15.667,45	51,78		
ACRESC. MORATORIO ALTERADO 0,33 PORCENTO AO DIA - BURT. 210 DE 13.08.96					

ELETROPOL
Fornecedora de Energia S.A.

Av. Alfredo Egídio de Souza Aranha, 100 - São Paulo - SP
C.U.C. Nº 096 22/0001-79 Inscr. Est. 108.317.078.118

Nota Fiscal - A
Conta de Energia Elétrica
ALTA TENSÃO

Exite o acréscimo moratório e o corte
da energia, pagando até o vencimento

Referência	Roteiro de Leitura	Codigos	Cod. Eletrodos	Parcela	Conta de Início de	Leitura	Apresentação	Vencimento
0000133502	02 450 22556 15065	2 44 4 30	00000000	00/00	AGOSTO	96 02 08	08 08	13 08 96
Nome								
SINDI SISTEMA INTEGRADO DISTRIBUICAO LTD								
Endereço da unidade consumidora								
EST GUARAPIRANGA 900								
Endereço para entrega								
EST GUARAPIRANGA 900								
CEP	C.G.C.	Inscrição Estadual	Rural - SP	Banco	Local			
04762	017163312/0044-59	0113652624111			SAO PAULO 458			
Patro								
01								

Descrição	Leitura	Registrado	Contratado	Faturado	VALORES EM REAIS
***** MATRIZ *****					
D DEMANDA NO 035901568					
INSTANTE 0,15750					
HANDA INDUTIVA KW	2031	319,9	300,0	319,9	1.273,20
HANDA CAPACITIVA KW	2003	315,5	300,0		
D ATIVO NO 035901568					
INSTANTE 0,03937					
NSUMO P-1 KWH	477848	16369		16369	5.799,04
NSUMO FPS-I KWH	59224300	123039		123039	4.580,74
NSUMO FPS-C KWH	454616	32080		32080	1.194,33
D REATIVO NO 035901568					
INSTANTE 0,03937					
ERGIA REATIVA PS KVARH		5671			
ERGIA REATIVA FPS-I KVARH		46117			
ERGIA REATIVA FPS-C KVARH		10746			

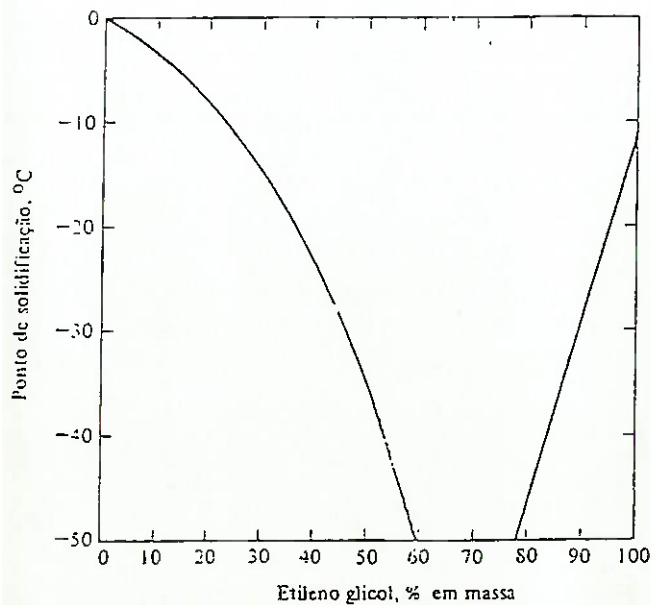
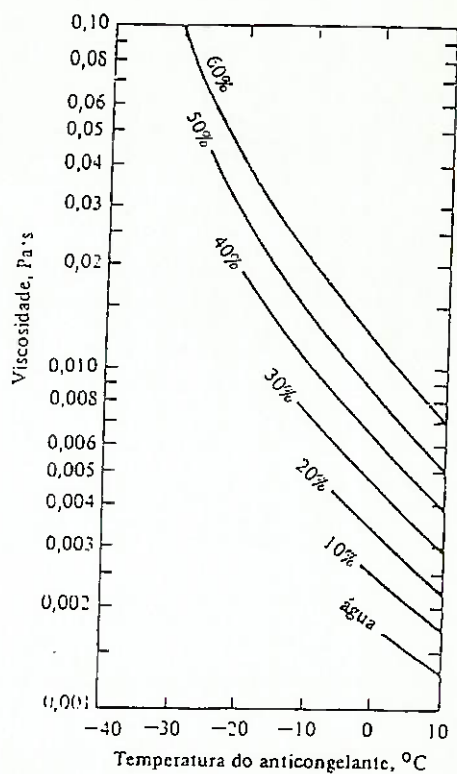
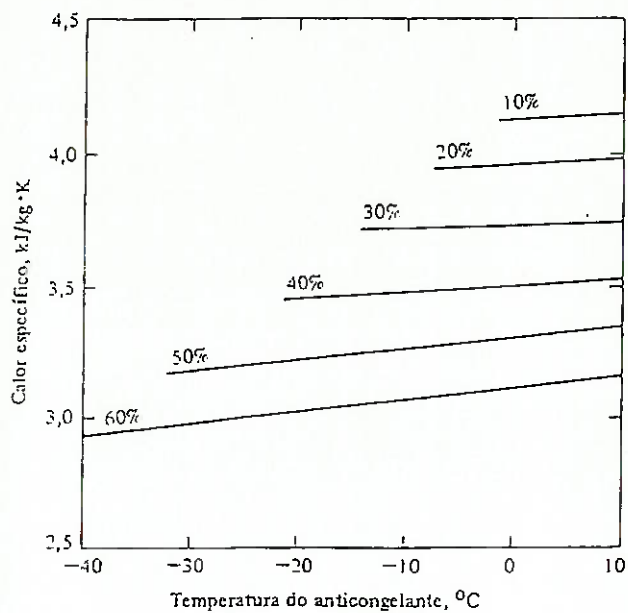
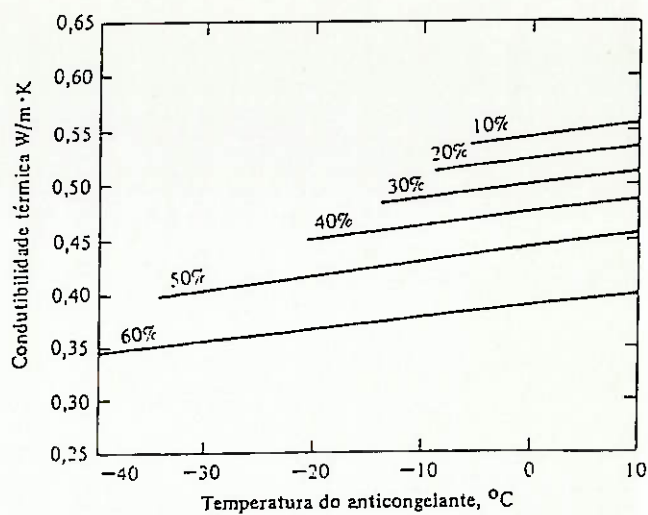
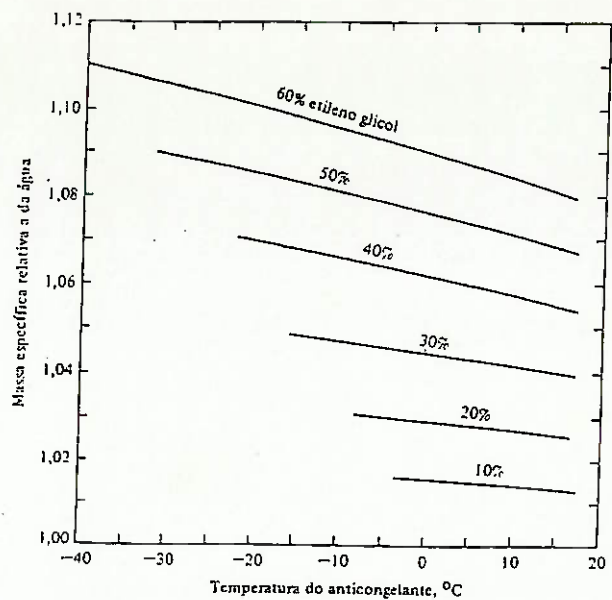
SECON

09 AGO 1996

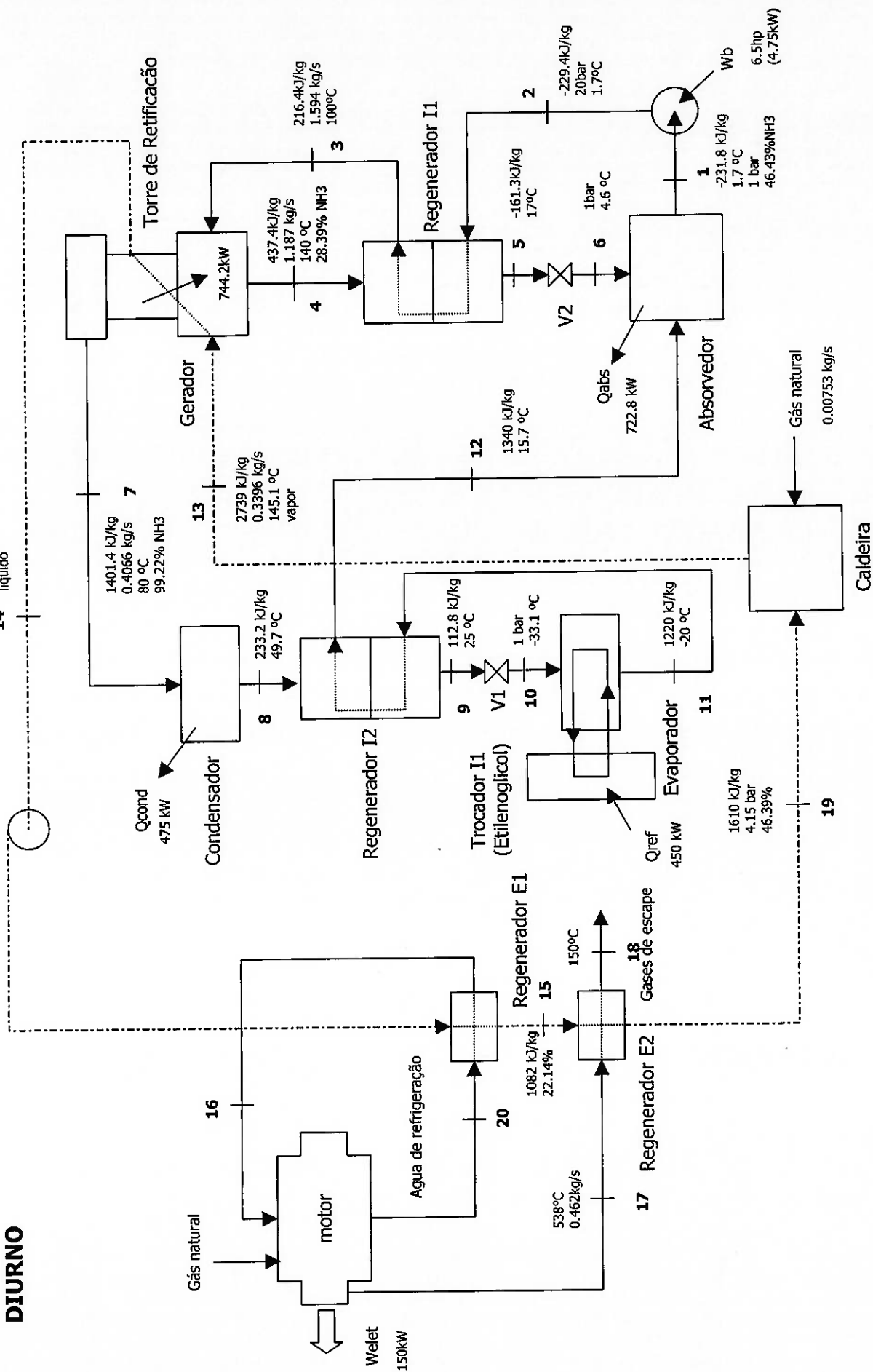
Unidade em	I.C.M.S. incluso no importe	Total a pagar até o vencimento	Acrescimo por dia de atraso	Nº de dias	Total a pagar após o vencimento
15/08/96		*****			*****
ATURA SO PODERA SER PAGA ATRAVES DAS FICHAS DO SISTEMA DE COMPENSAÇÃO					

A/C ALEXANDRE

ANEXO 6 - GRÁFICOS RELATIVOS AO ETILENOGLICOL



ANEXO 7 - ESQUEMA DA SOLUÇÃO COMPLETO



14 610kJ/kg
líquido



17 Regenerador E2

ANEXO 8 – CARACTERÍSTICAS DO MOTOR

CATERPILLAR®

3306

Spark-Ignited Generator Sets 60 Hz

85 - 150 kW

FEATURES

Cat® GENERATOR SETS

Factory Designed...assembled...tested and delivered to you in a package that is ready to be connected to your fuel and power lines...Supported 100% by your Caterpillar® Dealer with Warranty — Parts and Labor... Extended Warranty available in some areas.

DIESEL STRENGTH BUILT IN

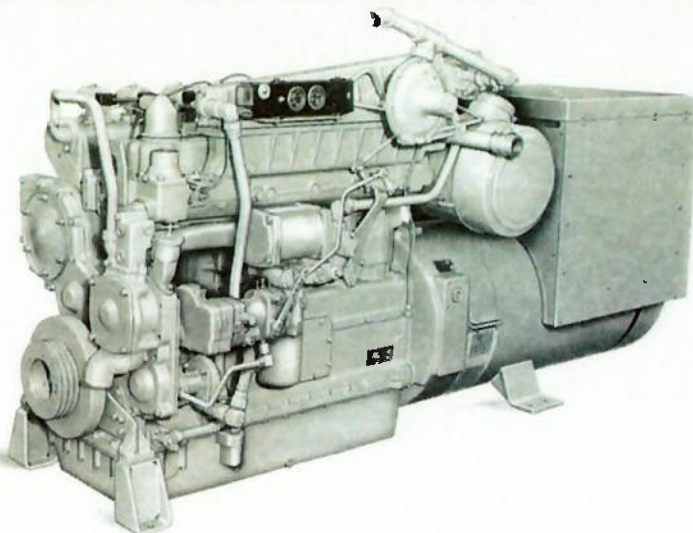
Blocks, crankshafts, liners and connecting rods are common with Cat Diesel Engines. Gas engine pressures are 40% to 50% lower; Result...Extra long life with the economy of the gaseous fuel.

THE CATERPILLAR SR4 GENERATOR

Single-bearing, wye connected, static regulated brushless excited generator designed to match the performance and output characteristics of the Caterpillar Engine that drives it.

EXCLUSIVE CAT VOLTAGE REGULATOR

Three phase sensing with Constant Voltage in the normal operating range gives precise control. Volts per Hertz regulation provides excellent load acceptance.



Arrangement may be shown with optional

STANDARD PACKAGE ARRANGEMENT

ENGINE

Air cleaner, Dry
Normal duty, with rain cap
Breather, Crankcase
Carburetor, natural gas (NA)
Cooler, Lubricating Oil, RH
Elbow, Exhaust, dry
Filter, Lubricating Oil, RH
Flywheel Housing, SAE "1"
Governor, Woodward PSG
Ignition System, Altronic V
Instrument Panel, LH
Shutdown contactors
Oil Pressure, and
Coolant Temperature
Manual shutoff switch
Lifting Eyes

Manifold, Exhaust
Watercooled
Paint, Caterpillar Yellow
Protection Devices,
Oil Pressure and
Coolant Temperature
Energized to shutoff
Pumps, Centrifugal, non-self-priming
Aftercooler Water, gear driven (TA Only)
Jacket Water, gear driven
Regulator, Gas Pressure (TA)
SAE Standard Rotation
Service Meter
Supports, Engine
Thermostats and Housing
Vibration Damper and Guard

OPTIONAL EQUIPMENT

ENGINE

Cooling Systems:
Aftercooler Groups
Expansion Tanks
Heat Exchangers
Radiators
Exhaust Systems
Fuel Systems

Gauges & Instrument Panels
Generator Arrangements
Ignition System, Altronic III
Power Takeoffs
Protection Devices
Starting Systems

GENERAL SPECIFICATIONS - 60 Hz

CAT 3306 ENGINE

800 RPM

Type—Spark-Ignited

Aspiration—

Naturally Aspirated or

Turbocharged-Aftercooled

Cycle—Four Stroke

No. of Cylinders—I-6

Bore—121 mm (4.75 in)

Stroke—152 mm (6.0 in)

Piston Displacement—

10.5 liter (638 in³)

CATERPILLAR SR4 GENERATOR

Type—Static Regulated Brushless Excited

Construction—Single Bearing, Close Coupled

Three Phase—Wye Connected

Insulation—Class F

Enclosure—Drip Proof

Alignment—Pilot shaft

Overspeed Capability—125%

Wave Form—Less than 5% Deviation

Voltage Regulator—3 Phase Sensing with Volts per Hertz

Voltage Regulation—Less than plus or minus 1%

Voltage Gain—Adjustable to compensate for engine speed droop and line loss

TIF—Less than 50

THF—Less than 3%

VOLTAGES AVAILABLE

(See Technical Data chart)

TECHNICAL DATA

			Continuous			
			NA LCR	NA HCR	TA 130	TA 90
Rating Information	Electrical Output @ 0.8 pf w/o Fan	kW	85	100	135	150
	Voltage		480	480	480	480
	Compression Ratio		8:1	10.5:1	8:1	10.5:1
Physical Factors	Min Gas Pressure Required	Bar PSI	.1 1.5	.1 1.5	.9 12.0	.9 12.0
	Shipping Weight	kg lb	1491 3285	1491 3285	1532 3375	1598 3520
	Overall Length	mm in	2263 89.1	2263 89.1	2263 89.1	2352 92.6
	Overall Width	mm in	818 32.2	818 32.2	978 38.5	978 38.5
	Fuel Consumption (100% Load)	MJ/kW-hr Btu/hp-hr	11.9 8400	10.9 7700	11.1 7888	10.5 7457
	Fuel Consumption (75% Load)	MJ/kW-hr Btu/hp-hr	12.9 9100	11.5 8100	12.0 8490	11.5 8149
Engine Performance Data @ Rated Conditions	Air Inlet Flow Rate	Nm ³ /min scfm	5.3 187	5.6 198	9.6 339	10.0 352
	Exhaust Gas Flow Rate @ Stack C	m ³ /min	18.2	19.0	26.8	27.7
	Exhaust Gas Flow Rate @ Stack F	cfm	643	671	946	977
	Heat Rejection to Jacket Water (Total)	kW Btu/min	121 6877	117 6679	170 9668	165 9383
	Heat Rejection to Exhaust (To 350°)	kW Btu/min	59 3352	61 3453	81 4606	83 4720
	Heat Rejection to Aftercooler	kW Btu/min	- -	- -	9 512	14 796
	Heat Rejection to Atmosphere From Engine	kW Btu/min	10.8 613	11.3 643	28 1592	24 1365
	Exhaust Gas Stack Temperature	Deg. C Deg. F	600 1112	582 1080	541 1006	538 1001

refers to aftercooler water inlet temperature in °F (32°C).

refers to aftercooler water inlet temperature in °F (54°C).

data is based on standard conditions.

ase ratings do not allow for overload capability.

Spark-Ignited Generator Set Package - Top View

(Turbocharged-Aftercooled Configuration shown below)

02 - CENTERLINE OF ENGINE

03 - REAR FACE OF FLYWHEEL HOUSING

03 - WATER INLET

04 - WATER OUTLET

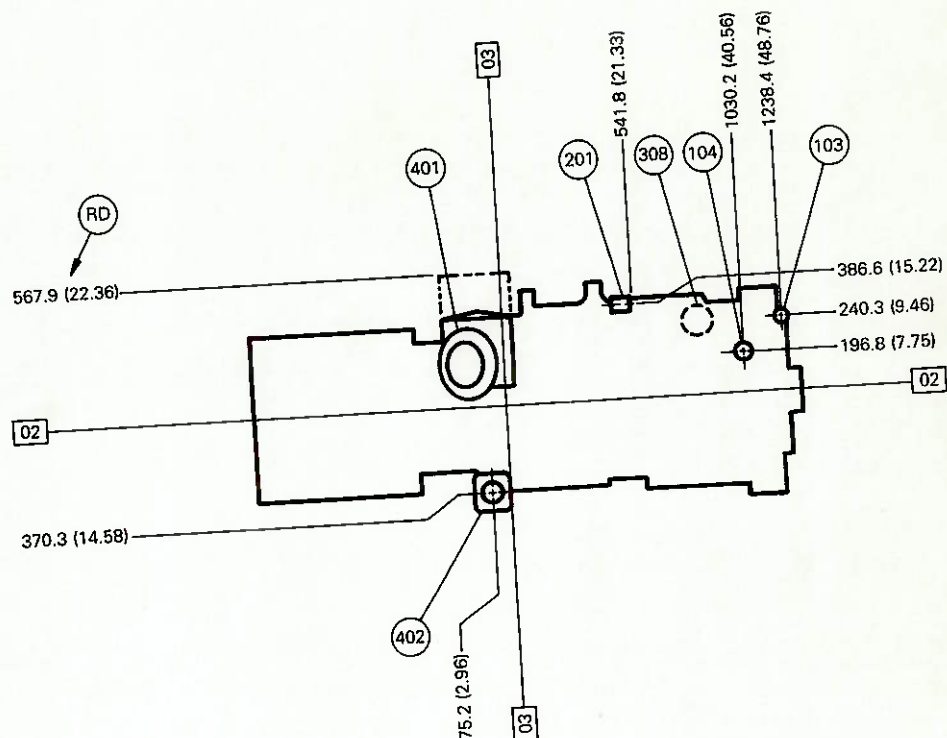
201 - FUEL INLET

308 - OIL FILTER

401 - AIR INLET

402 - EXHAUST

RD - REMOVAL DISTANCE



Gen Set Height - TA - 1210 mm (47.7 in)
NA - 1269 mm (50.0 in)

Note: General Configuration not to be used for installation.

See General Dimension Drawing
5N5560 for additional TA detail.

CONDITIONS & DEFINITIONS

Ratings are based on SAE J1349 standard conditions of 100 kPa (29.61 in-Hg) and 25°C (77°F). These ratings also apply at ISO 3046, DIN 6271, BS 5514 standard conditions of 100 kPa (29.61 in-Hg), 27°C (81°F); and API 7B-11C standard conditions of 99 kPa (29.38 in-Hg), 29°C (85°F) also apply.

Ratings are based on dry natural gas having a low heat value of 35.22 MJ/m³ (905 btu/ft³). Variations in altitude, temperature and gas composition from standard conditions may require a reduction in engine horsepower.

Turbocharged-aftercooled ratings apply to 1525 m (5,000 ft) and 25°C (77°F). For applications which exceed these limits contact your Caterpillar® Dealer. Naturally aspirated engines apply to 150 m (500 ft) and 29°C (85°F). For applications above these limits derate 3% per 305 m (1000 ft) and 1.86% per 5.6°C (10°F).

Continuous is the horsepower and speed capability of the engine which can be used without interruption or load cycling.

Materials and specifications are subject to change without notice. The International System of Units (SI) is used in this publication.

ANEXO 9 – CARACTERÍSTICAS DO GÁS NATURAL

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%

$$TARIFA = \{(CONSUMO \text{ M}^3/\text{MÊS} * VARIÁVEL) + FIXO\} / CONSUMO \text{ M}^3/\text{MÊS}$$

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

COMGAS

Companhia de Gás de São Paulo

GÁS NATURAL (CAMPOS)

COMPOSIÇÃO DA MISTURA GASOSA EM % VOLUME

METANO	(CH ₄)	89,35
ETANO	(C ₂ H ₆)	8,03
PROPANO	(C ₃ H ₈)	0,78
I-BUTANO	(C ₄ H ₁₀)	0,04
N-BUTANO	(C ₄ H ₁₀)	0,03
N-PENTANO	(C ₅ H ₁₂)	0,01
DIÓXIDO DE CARBONO	(CO ₂)	0,48
NITROGENIO	(N ₂)	1,28

PRINCIPAIS PROPRIEDADES FÍSICAS

PODER CALORÍFICO SUPERIOR	Kcal/Nm ³	10034
PODER CALORÍFICO INFERIOR	Kcal/Nm ³	9065
PCS (GÁS A 20 C e 760 mm DE Hg)	Kcal/m ³	9400
PCI (GÁS A 20 C e 760 mm DE Hg)	Kcal/m ³	8447
NÚMERO DE WOBBE SUPERIOR	Kcal/Nm ³	12845
NÚMERO DE WOBBE INFERIOR	Kcal/Nm ³	11605
DENSIDADE RELATIVA (AR = 1)		0,611
MASSA MOLECULAR APARENTE - g/mol		17,711
RELAÇÃO GÁS/AR - m ³ /m ³	"	1/10
ÍNDICE DE WEAVER		14,35
VELOCIDADE DE CHAMA (H ₂ -346 cm/seg)-cm/seg		49,6
LIMITE DE INFLAMABILIDADE SUPERIOR -% GÁS NO AR		14,9
LIMITE DE INFLAMABILIDADE INFERIOR -% GÁS NO AR		4,5
TEMPERATURA TEÓRICA DE CHAMA (GÁS 20 C-ar 20 C) C		2149

ANEXO 10 – ESTIMATIVA DE CUSTO DA INSTALAÇÃO

Trabalho de Formatura

Projeto e Estudo de Viabilidade de uma Central de Cogeração

Equipamentos

Motor 1	R\$55.000,00
Chiller a Absorção	R\$130.000,00
Torre de resfriamento	R\$25.000,00
Caldeira de Recuperação	R\$35.000,00
Subtotal A	R\$245.000,00

Diversos

Transporte/seguro	1,0%	R\$2.450,00
Interligação	5,0%	R\$12.250,00
Montagem	3,0%	R\$7.350,00
Engenharia	5,0%	R\$12.250,00
Obras Cíveis	5,0%	R\$12.250,00
Manutenção	5,0%	R\$12.250,00
Subtotal B		R\$58.800,00

Investimento Marginal	R\$303.800,00
------------------------------	----------------------