

São Paulo, 9 de dezembro de 1991.

PMC - 581

PROJETO MECÂNICO II

Tema : Ciclos de Cogeração com turbinas a gás e sua
aplicação na indústria brasileira

Volume 1

Aluno : Rogério Ribeiro

N. USP 7218989

Professor Orientador : Dr. Marcos de Mattos Pimenta

AGRADECIMENTOS.

Devo especial agradecimento ao Prof. Dr. Marcos de Maltos Pimenta, que foi o orientador e revisor de todo este projeto de pesquisa.

A execução deste trabalho também só foi possível com o apoio de várias empresas:

FIGENER S.A., Engenheiros Associados, que é uma firma de consultoria da área térmica, representante no Brasil da firma alemã FICHTNER, que através do engenheiro Svetislav Tomas Andreyevich deu todo o suporte técnico necessário, orientando o desenvolvimento das atividades de pesquisa;

GENERAL ELECTRIC DO BRASIL S.A., através do engenheiro Cláudio de Vasconcellos Jr.;

AKZ Turbinas S.A. - representante da Nuovo Pignone, através do engenheiro Antonio Levantino;

CEC - Equipamentos Marítimos e Industriais S.A., representante das turbinas Allison, através do engenheiro George D.B. Stilgoe;

SANBRA - Sociedade Algodoeira do Nordeste Brasileiro S.A., através do engenheiro Eduardo.

ABB ASEA BROWN BOVERI, através do engenheiro Marcelo J. Braz;

Caterpillar - Divisão de Turbinas Solar, através do engenheiro Walter A. Yoshida.

PMC 581 - PROJETO MECÂNICO II

INTRODUÇÃO.

O presente trabalho trata sobre os ciclos de cogeração com turbinas a gás e sua aplicação na indústria brasileira.

Este trabalho é resultado de um projeto de pesquisa que foi desenvolvido durante o ano de 1971 e que teve o apoio da Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), através de uma bolsa de iniciação científica.

O texto está dividido em dois volumes. O primeiro volume corresponde às atividades de pesquisa desenvolvidas durante o primeiro semestre do ano e recebe o nome de Primeiro Relatório de Iniciação Científica. O segundo volume trata das atividades desenvolvidas durante o segundo semestre e recebe o nome de Segundo Relatório de Iniciação Científica.

O primeiro volume tem duas partes:

- I. Considerações sobre a aplicação da cogeração.
- II. Análise da viabilidade econômica da implantação de um ciclo de cogeração em uma indústria nacional.

O segundo volume desenvolve o tema:

- III. Análise da influência dos parâmetros de potência, eficiência e custos de uma turbina a gás na viabilidade de implantação de um ciclo de cogeração com turbina a gás.

VOLUME I

Este volume está dividido em duas partes:

- I. Considerações sobre a aplicação da cogeração
- II. Análise da viabilidade econômica da implantação de um ciclo de cogeração em uma indústria nacional.

Na primeira parte, explica-se o que são os ciclos de cogeração e comenta-se algumas de suas vantagens no item A. No item B, são delineadas algumas considerações a respeito da implantação dos ciclos de cogeração no exterior e no Brasil.

Na segunda parte, foi feito um estudo da viabilidade econômica de implantação de um ciclo de cogeração em uma indústria nacional. Foram analisados dois ciclos para verificar qual era o mais adequado para a situação da empresa considerada. No item B, está a descrição das alternativas e dos procedimentos de cálculo. No item C, está o comentário dos resultados obtidos e no item D são feitas algumas considerações sobre o ciclo de cogeração com a turbina a gás.

VOLUME I.

ÍNDICE.

I. Considerações sobre a aplicação da cogeração.....	1
A. Os ciclos de cogeração.....	1
B. Oportunidades de aplicação da cogeração.....	4
C. Anexos, figuras.....	6
II. Análise da viabilidade econômica da implantação de um ciclo de cogeração em uma indústria nacional.....	13
A. Considerações gerais.....	13
B. Descrição das alternativas.....	14
B.1. Caso base.....	14
B.1.1. Sistema de vapor.....	14
B.1.2. Sistema elétrico.....	14
B.1.3. Custos.....	15
B.2. Ciclo de cogeração com uma caldeira de recuperação acoplada a uma turbina a gás Tornado - Alternativa 1.....	15
B.3. Caldeira de alta pressão acoplada a uma turbina a vapor de contrapressão - Alternativa 2.....	16
B.4. Procedimento para os cálculos.....	16
C. Análise econômica.....	16
D. O ciclo da alternativa 1 - Considerações gerais.....	23
E. Anexos, figuras, tabelas, gráficos.....	27
F. Bibliografia.....	57

I. PARTE

Considerações sobre a aplicação da cogeração.

A. Os ciclos de cogeração.

A cogeração é frequentemente definida como a produção simultânea de energia térmica e energia elétrica ou mecânica ou a recuperação de energia de baixo potencial ("low level energy"). A produção simultânea destas formas de energia trás economia de combustíveis com relação à sua produção em processos separados.

A cogeração tem se tornado cada vez mais atraente para atender as necessidades simultâneas destas formas de energia pelas indústrias. Nos Estados Unidos, já existem legislações que regulamentam e fornecem incentivos para tornar cada vez mais viável a aplicação dos ciclos de cogeração pelas indústrias.

Através da passagem do "National Energy Act" (NEA) de 1978, o campo de aplicação dos ciclos de cogeração aumentou consideravelmente, pois foram propostos mecanismos que permitem que estações de cogeração possam vender seu excedente de produção elétrica para as redes públicas de fornecimento. Esta legislação é muito importante, uma vez que permite um maior grau de liberdade no desenvolvimento para adequar um sistema de cogeração aos requisitos de uma indústria. Esta flexibilidade é consequência da eliminação dos requisitos de energia elétrica da indústria como parâmetro limitante de projeto.

Existem basicamente dois tipos de ciclos de cogeração:

- ciclos onde a energia elétrica ou mecânica é gerada antes da energia térmica para o processo ("topping cycles");
- ciclos onde a energia elétrica é produzida da energia térmica rejeitada do processo ("bottoming cycles").

Os "topping cycles" são os mais comuns e apenas estes serão estudados neste trabalho.

A elevada eficiência dos ciclos de cogeração está no fato do aproveitamento da energia de condensação que é

desperdiçada nos ciclos convencionais de geração que utilizam turbinas a vapor e no aproveitamento da energia térmica dos gases de escape das turbinas a gás utilizadas em ciclos simples para geração.

Nos ciclos de cogeração, estas energias que antes eram perdidas são utilizadas para a produção de energia térmica, geralmente na forma de vapor saturado seco a dada pressão, para utilização nos processos industriais. (ver figura 1).

Existem vários tipos básicos de ciclos de cogeração que podem ser resumidamente apresentados em:

- Caldeira de recuperação com turbina a vapor (figura 2);
- Caldeira convencional com turbina a vapor (figura 3);
- Turbina a gás com caldeira de recuperação (figura 4);
- Turbina a gás com caldeira de recuperação e turbina a vapor (figura 5);
- Turbina a gás com processo (figura 6).

Os ciclos de cogeração até aproximadamente a década de 60 eram desenvolvidos baseados em ciclos que utilizavam a turbina a vapor. Porém, mais recentemente, alguns benefícios econômicos fizeram com que as turbinas a gás se tornassem excelentes equipamentos para a aplicação nestes ciclos :

- valores maiores da relação energia (mecânica ou elétrica) por unidade de energia térmica produzida;
- uma maior gama de opções de integração dos sistemas;
- eficiências atrativas dos sistemas de cogeração que utilizam, turbinas a gás;
- crescente confiabilidade na operação das turbinas a gás.

Desta forma, as turbinas a gás vêm sendo cada vez mais a fonte geradora principal nos ciclos de cogeração.

A tecnologia das turbinas a gás vem sendo cada vez mais aprimorada com novos materiais que resistem a temperaturas cada vez maiores, além de novas técnicas de resfriamento das pás das turbinas que permitem temperaturas de entrada cada vez mais elevadas nas turbinas, o que aumenta a sua

eficiência.

Atualmente já se dispõe de turbinas a gás para aplicação industrial com eficiência superior a 40%. É a turbina LM6000 da GE. Esta é uma turbina derivada de uma turbina aeronáutica.

Cabe aqui um parêntesis para explicar a origem das turbinas para uso industrial.

Estas diferem das turbinas aeronáuticas por operarem com combustíveis menos nobres, em atmosferas mais agressivas, funcionando praticamente o tempo todo na sua condição de projeto. Com todas estas características adversas, ainda é exigido que as turbinas industriais tenham uma elevada confiabilidade e baixos custos de manutenção, condições necessárias para que elas se tornem investimentos viáveis por parte das indústrias.

Dentro desta classe existem as turbinas aeroderivadas, que são projetos com base em uma turbina aeronáutica, e aquelas projetadas diretamente sem um parente aeronáutico, chamadas de turbinas industriais. Geralmente, o primeiro tipo apresenta eficiências mais elevadas.

Algumas vantagens básicas para aplicação dos ciclos de cogeração (pelas indústrias) são:

- alto rendimento;
- investimentos específicos menores;
- economia de recursos;
- participação da indústria privada na geração de energia elétrica;
- garantia de suprimento.

Uma aplicação típica de um ciclo de cogeração foi retirada de um catálogo da turbina LM5000 da GE e está apresentada nos anexos 1, 2, 3, 4. O anexo 1 trás o esquema de uma planta industrial genérica com uma caldeira convencional, sendo o anexo 2 alguns dados econômicos para esta configuração. O anexo 3 trás uma alternativa para a situação genérica anterior utilizando um ciclo de cogeração com uma turbina LM5000 da GE, sendo o anexo 4 alguns dados

econômicos para esta configuração, junto com o resultado da economia de energia obtida.

Este é um caso hipotético ilustrativo para visualizar o alvo alcançado com o ciclo de cogeração. Com este ciclo a planta industrial tornou-se autosuficiente na produção da sua energia elétrica, o que reduziu seus gastos anuais.

Um caso real de aplicação da cogeração na indústria nacional será ilustrado no tópico seguinte.

B. Oportunidades de aplicação da cogeração.

Alguns casos onde os ciclos de cogeração devem ser considerados em estudos de viabilidade são:

- Projeto e desenvolvimento de novas plantas industriais;
- Expansão significativa de uma planta já existente;
- Reposição de equipamento de geração de vapor antigo;
- Mudanças significativas nos custos de energia (combustíveis e energia elétrica);
- Oportunidades de vender o excedente de energia elétrica.

O crescimento na utilização de ciclos de cogeração industrial em vários países teve um grande impulso devido a um gerenciamento global por parte dos governos destes países de forma a tornar estes empreendimentos viáveis em um maior número de situações para as indústrias.

Nos Estados Unidos, várias leis regulamentando a venda do excedente de eletricidade produzido nos ciclos de cogeração aumentaram o campo de viabilidade da aplicação destes ciclos.

No Brasil, existem obstáculos para a aplicação dos ciclos de cogeração que acabam muitas vezes por inviabilizar o empreendimento.

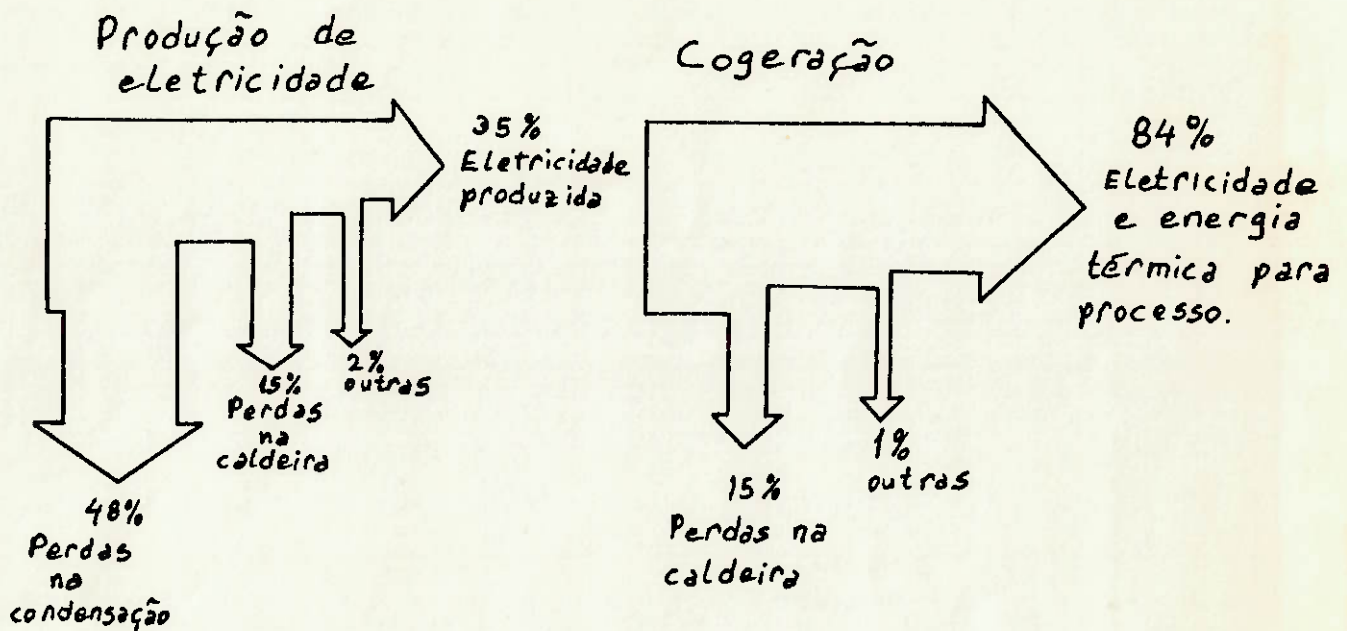
Um primeiro obstáculo é o baixo custo da energia elétrica para algumas classes de indústrias que utilizam grandes quantidades de energia da rede.

Um valor de referência para o custo de geração para um ciclo de cogeração utilizando uma turbina a gás é de 40US\$/Mw-hr. Para a classe A1 de indústrias (esta é a classe com o maior consumo de energia), o preço da energia comprada da rede é de 30 a 35 US\$/Mw-hr, o que torna inviável a aplicação de um ciclo de cogeração sob o ponto de vista econômico. Já na classe de utilização A4, o preço da energia é de 80 US\$/Mw-hr, o que torna o projeto economicamente viável. No entanto, as empresas da classe A4 geralmente não têm condições financeiras para levar adiante um projeto deste tipo.

Estes preços correspondem ao período de março de 1991, porém a tendência é uma elevação devido ao aumento da demanda e a incapacidade do sistema público em fornecer a energia necessária. Muitas empresas já estão realizando estudos de viabilidade de aplicação de ciclos de cogeração porém, a situação de instabilidade na economia do país após os planos econômicos de 1990 e 1991 tem levado as empresas a adiarem qualquer decisão para a aplicação dos ciclos propostos.

Apesar destes problemas, a tendência internacional demonstra que a aplicação dos ciclos de cogeração no país deverá tornar-se viável e será muito importante para garantir o crescimento industrial e evitar um possível colapso energético no país.

C. ANEXOS, FIGURAS.



Base:

Sistemas modernos de caldeiras que utilizam o carvão

figura 1

Caldeira de recuperação com turbina a vapor

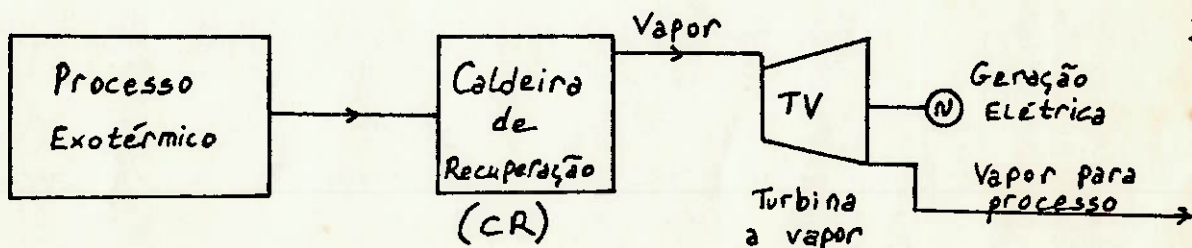


figura 2

Caldeira convencional com turbina a vapor

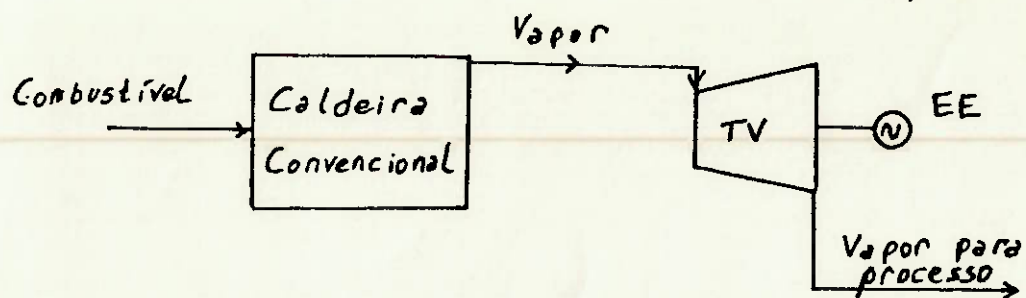


figura 3

Turbina a gás com caldeira de recuperação

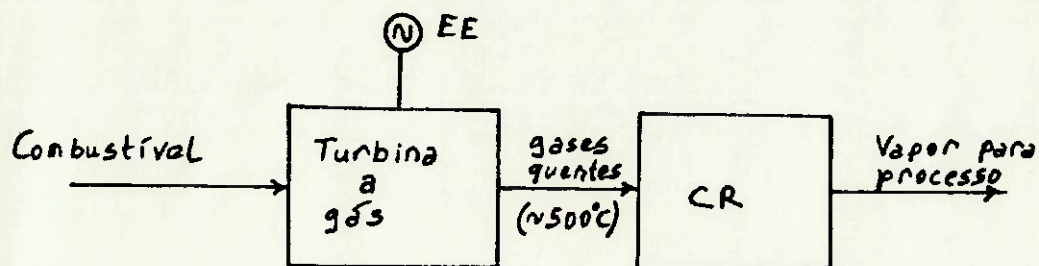


figura 4

Turbina a gás com caldeira de recuperação e turbina a vapor

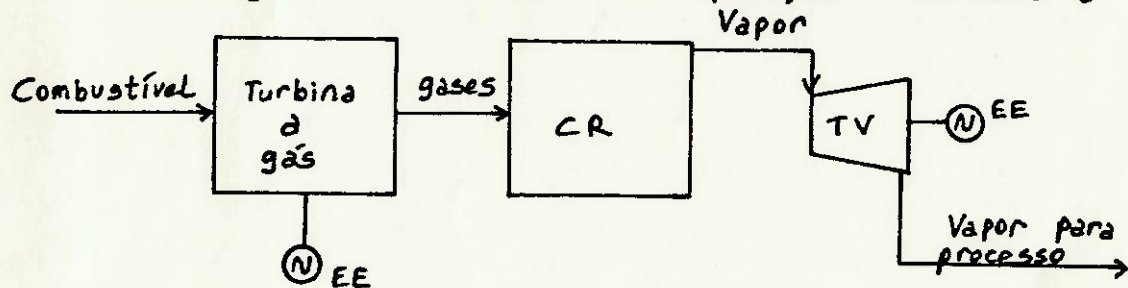


figura 5

Turbina a gás com processo

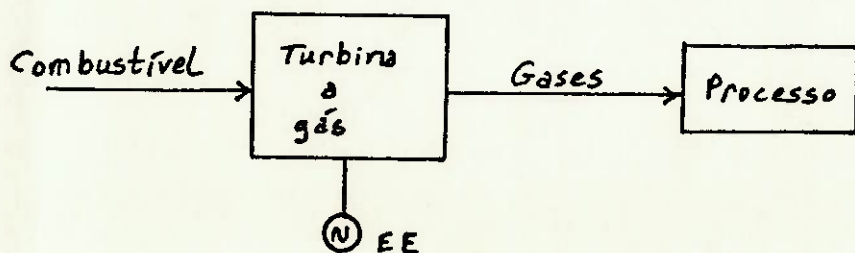
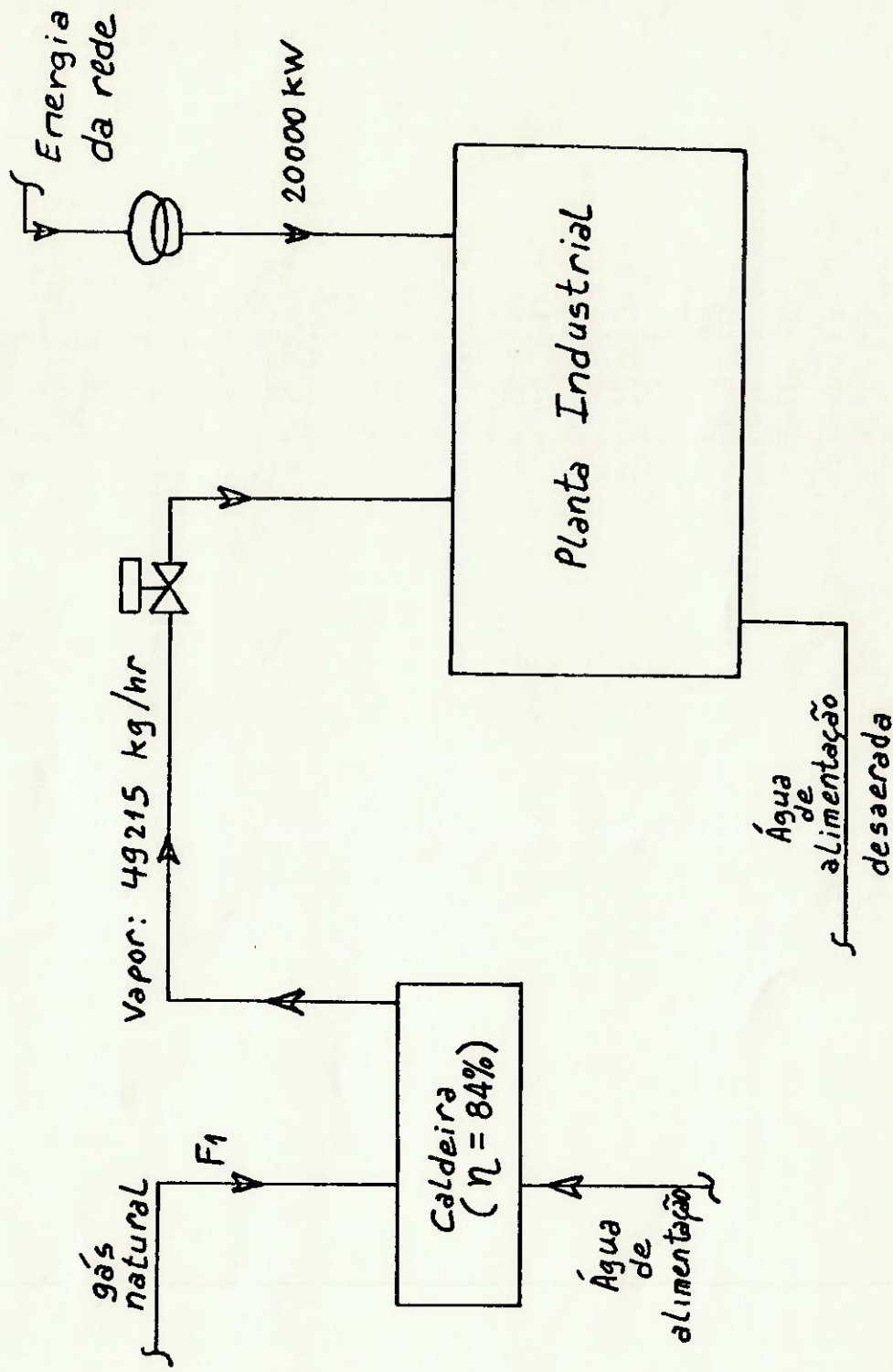


figura 6

Planta Industrial Genérica com uma Caldeira Convencional



Planta Industrial Genérica com Caldeira Convencional

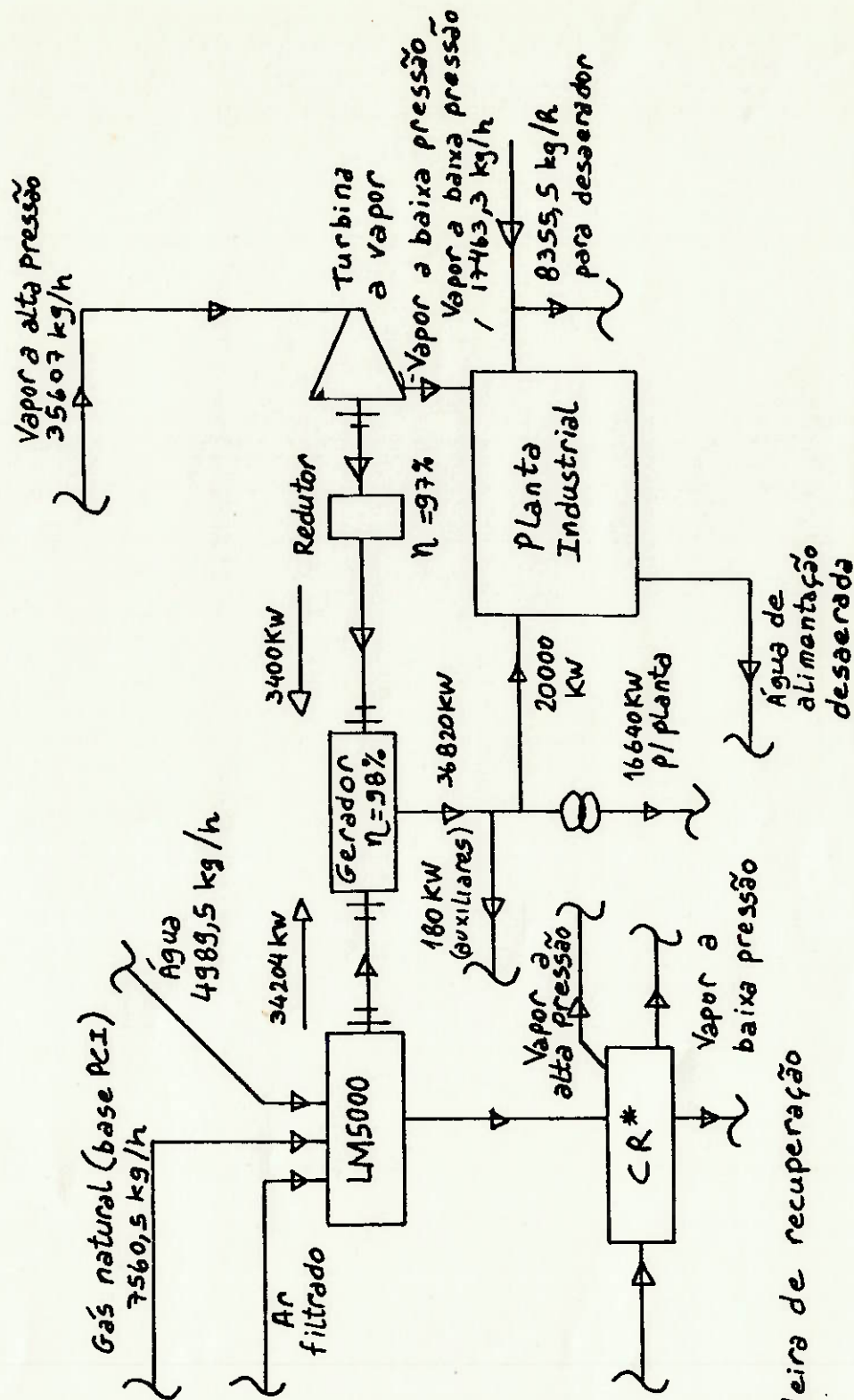
Dados

- a) Demanda de vapor da planta @ 7,93 bar sat : 49215 kg/h
- b) Demanda de gás F₁ pela caldeira ($\eta = 84\%$) : $146,0 \times 10^6$ kJ/h
- c) Demanda de gás (PCI = 44194 kJ/kg) : 2976,5 kg/h
- d) Custo do gás natural @ \$2,84 por 10^6 kJ : \$415,2 por h
- e) Custo da eletricidade comprada @ 54 por kWh: \$1000,00 por h

Custo Líquido de energia (d+e): \$1415,2 por h

Custo de energia por ano (8400 hs): $\$11,89 \times 10^6$

Planta Industrial genérica com ciclo de cogeração implantado.



* Caldeira de recuperação

Planta Industrial Genérica com ciclo de cogeração implantado.

Dados

- a) Demanda de vapor da planta @ 7,93 bar sat : 48988 kg/h
- b) Demanda de gás F₂ pela LM5000 : $370,9 \times 10^6$ kJ/h (PCS)
- c) Demanda de gás (PCI = 44 194 kJ/kg) : 7560,5 kg/h
- d) Geração líquida de eletricidade pela LM5000 : 33520 kW
- e) Geração líquida de eletricidade pela turbina a vapor: 3120 kW
- f) Produção de vapor a alta pressão @ 58,6 bar/399°C por CR : 35607 kg/h
vapor a baixa pressão @ 7,93 bar sat por CR : 17463,3 kg/h
- g) Custo do gás natural @ \$2,84 por 10^6 kJ : \$1054,5 por h
- h) Custo da eletricidade comprada @ 5¢ por kWh : 0
- i) Receita da venda de 16,64 MW para a rede pública @ 3,5 ¢ por kWh * : \$582,4 por h

Custo Líquido de energia	\$472,1 por h
Custo de energia por ano (8400 horas)	\$3,966 x 10^6

Redução no custo anual de energia:

De \$11.890.000 para \$3.966.000

Receita líquida anual : \$ 7.924.000

* No Brasil ainda não é possível vender este excedente de energia para a rede pública.

II. PARTE.

Análise da viabilidade econômica da implantação de um ciclo de cogeração em uma indústria nacional.

A. Considerações gerais.

Na primeira fase do trabalho foi descrita a cogeração, as vantagens crescentes da aplicação das turbinas a gás nestes ciclos e discutiu-se algumas perspectivas de aplicação dos ciclos de cogeração pelas indústrias brasileiras.

Na presente fase do estudo, será realizada uma análise da viabilidade econômica da implantação de um ciclo de cogeração em, uma indústria nacional que atualmente produz o vapor necessário para o seu processo industrial em caldeiras convencionais e compra da rede a energia elétrica necessária para a planta.

O sistema existente na planta industrial será denominado caso base.

Foram analisadas duas alternativas que utilizam ciclos de cogeração. A alternativa 1 utiliza uma turbina a gás e a alternativa 2 utiliza uma turbina a vapor. Elas serão descritas mais à frente.

Com esta análise simplificada de um caso típico de aplicação dos ciclos de cogeração, espera-se ter uma idéia do que ocorre com a implementação do ciclo utilizando uma turbina a gás ou uma turbina a vapor.

A configuração dos ciclos propostos foi delineada pelos engenheiros da FIGENER S.A. que apresentaram os dados das variáveis e parâmetros das alternativas com base na experiência da empresa em estudos já realizados para outras empresas.

Com base nestes dados foram feitos os cálculos da quantidade de eletricidade produzida, quantidade de vapor gerado para processo e consumo de combustível resultante.

Com estes resultados, montaram-se as tabelas para a análise econômica comparativa do caso base, da alternativa 1 e da alternativa 2.

Depois foi realizada uma análise da sensibilidade dos sistemas propostos com a variação de alguns parâmetros.

B. Descrição das alternativas.

B.1. Caso Base

B.1.1. Sistema de vapor

O fluxograma da figura 1 mostra esquematicamente o caso base e fornece a condição da água em cada linha.

Os equipamentos principais são:

- GV-I, GV-II, GV-III, GV-IV : caldeiras que produzem 15 toneladas de vapor por hora.

- GV-V, GV-VI : caldeiras que produzem 10 toneladas de vapor por hora.

O consumo de vapor no processo é de 65 t/h (toneladas por hora) de vapor saturado seco à pressão de 10 bar.

O combustível utilizado pela empresa é o gás natural que também foi utilizado nas alternativas propostas para a análise.

O consumo específico de gás natural (GN) pelas caldeiras é de 80,9 m³ de GN por tonelada de vapor (valor fornecido pela própria empresa). Com a produção de 65 t/h de vapor, obtém-se um consumo de 5260 m³/h de GN.

B.2.2. Sistema Elétrico

A empresa compra energia da rede pública. A demanda contratada é de 5000 kW no horário de ponta e 5500 kW fora do horário de ponta. Os valores da demanda registrada variam entre 5457,6 kW (dez/1990) e 5000 kW (abr/1990). Para o cálculo da cogeração adotou-se o valor de 5080 kW para a

demanda.

O fator de carga elétrico de utilização na empresa é de 0,611, uma média obtida a partir dos dados de janeiro a dezembro de 1990. Com este fator de carga, o número total de horas de utilização do equipamento por ano é de 5353 horas.

B.1.3. Custos

O poder calorífico inferior (PCI) do gás fornecido para a empresa é 8508 kcal/m³.

Para o cálculo de custos operacionais, o custo do gás natural adotado é de Cr\$40,76/m³ (valor de março de 1991, fornecido pela própria empresa). Com a cotação do Dólar igual a Cr\$263,98/US\$, obtém-se o valor de US\$154,40/1000m³ de GN.

O preço da energia elétrica utilizado no estudo será um valor médio pago à concessionária de US\$60,11/MW-h.

B.2. Ciclo de cogeração com uma caldeira de recuperação acoplada a uma turbina a gás Tornado - Alternativa1

Neste ciclo, a turbina a gás Tornado, que tem uma potência nominal da ordem de grandeza da demanda elétrica da empresa, será a responsável pela produção da energia elétrica necessária.

Os gases de escape da caldeira passam por uma caldeira de recuperação que produzirá 12,7 t/h de vapor saturado seco a 10 bar.

As 52,3 t/h de vapor restantes para atender a demanda da empresa continuarão sendo geradas pelas unidades GV-I, GV-II, GV-III que funcionam em plena carga e pela unidade GV-V produzindo 7,3 t/h.

Os cálculos desta alternativa serão apresentados posteriormente.

O fluxograma desta alternativa é apresentado na figura 2.

B.3. Caldeira de alta pressão acoplada a uma turbina a vapor de contrapressão - Alternativa 2

Neste ciclo, uma caldeira a vapor de alta pressão gera 65 t/h de vapor superaquecido a 62 bar. Este vapor passa por uma turbina a vapor de contrapressão para produzindo a energia elétrica necessária para a empresa.

Com os requisitos da demanda de vapor, calculou-se a potência gerada pela turbina.

A temperatura de superaquecimento do vapor de entrada na turbina foi calculada de forma que na saída suas condições fossem aquelas exigidas para o processo, que são vapor saturado seco a 10 bar.

O fluxograma desta alternativa está na figura 3.

B.4. Procedimento para os cálculos

Na análise econômica foram montadas as tabelas 1 e 2 que contém as informações consideradas pertinentes para o estudo.

Nos anexos 1 e 2 estão os cálculos realizados para determinar as variáveis das alternativas 1 e 2 que serão necessárias para a análise.

Nos anexos 3, 4, 5 estão os cálculos dos itens da análise econômica para o caso base, alternativa 1 e alternativa 2, respectivamente.

C. Análise econômica.

O primeiro ponto a notar nas duas alternativas é que para praticamente a mesma produção de energia elétrica, a quantidade de vapor produzido no ciclo com a turbina a vapor é bem maior do que aquela produzida no ciclo com a turbina a gás.

A relação $\alpha_{alt1} = \text{energia elétrica} / \text{energia térmica}$

para cada alternativa é:

- para o ciclo com a turbina a gás, sem as caldeiras auxiliares de produção de vapor:

$$\text{alfa}_{\text{ciclo com TG}} = 5633/9790 = 0,58$$

- para o ciclo com a turbina a vapor:

$$\text{alfa}_{\text{ciclo com TV}} = 5581,4/50206,8 = 0,11$$

Comparando a eficiência dos ciclos,

$\text{ef}_{\text{ciclo com TG}} = 80\%$, calculado.

$\text{ef}_{\text{ciclo com TV}} = 90\%$, calculado.

Verifica-se que o ciclo com a turbina a vapor é mais eficiente.

No entanto, a eficiência global da alternativa 1 é elevada, porque os geradores de vapor têm elevada eficiência. A eficiência global da alternativa 1 pode ser calculada da seguinte forma:

$$\text{ef}_{\text{alt1}} = (A1+A2+A3)/(A4+A5) \quad (E1)$$

$A1 = 5,633 \text{ MW}$: produção elétrica na turbina a gás (calculado) ;

$A2 = 9,79 \text{ MW}$: energia térmica produzida na caldeira de recuperação do ciclo da turbina a gás (calculado) ;

$A3 = 40,4 \text{ MW}$: produção térmica das caldeiras que continuam em operação (o cálculo é o fluxo em massa das caldeiras $52,3 \text{ t/h}$ vezes a entalpia do vapor a 10 bar saturado $h=2780 \text{ kJ/kg}$);

$A4 = 19,26 \text{ MW}$: consumo de combustível na turbina

(calculado);

$A5 = 41,87 \text{ MW}$: consumo de combustível nas caldeiras (calculado com a quantidade de combustível por tonelada de vapor que a caldeira consome que é $80,9 \text{ m}^3$ de GN por tonelada de vapor).

Assim, $ef_{alt1} = 0,91$

A eficiência global da alternativa 2 é a própria eficiência do ciclo que foi calculado: $ef_{alt2} = 0,90$

Os valores das eficiências são bem altos porque foram desconsideradas as perdas singulares e distribuídas nas tubulações (perdas de carga e perdas térmicas).

As eficiências são praticamente iguais, porém, como a alternativa 1 produz maior quantidade de eletricidade, seu consumo é maior do que na alternativa 2.

O adicional de manutenção do ciclo com a turbina a gás é bem mais elevado do que o ciclo com a turbina a vapor. Estes valores foram obtidos através de dados históricos armazenados nos arquivos da FIGENER S.A.. A manutenção de uma turbina a gás é mais cara devido ao preço das peças da turbina e dos equipamentos acessórios, além da necessidade de mão-de-obra especializada com acompanhamento da máquina para garantir a confiabilidade da operação contínua do equipamento. Os adicionais de manutenção são:

- para a alternativa 1 : US\$ 2,00/MW-h ;
- para a alternativa 2 : US\$ 0,70/MW-h .

Com a maior quantidade de combustível necessária e

maior adicional de manutenção, a receita líquida da alternativa 1 é menor do que a da alternativa 2. Para a alternativa 2 houve um acréscimo de 64% da receita líquida.

Porém, nos investimentos necessários para as duas alternativas é que começa a aparecer a vantagem do ciclo com a turbina a gás.

Estes itens que foram considerados para contabilizar o preço dos equipamentos procuram cobrir da melhor forma possível uma estimativa dos custos.

Os preços da caldeira de recuperação, turbina a vapor de contra-pressão, gerador de vapor de 62 bar e equipamentos acessórios foram obtidos através de contatos da FIGENER com os fornecedores destes equipamentos.

Os valores dos itens de interligação elétrico-mecânica (E/M), montagem, engenharia, transportes, seguros e impostos também foram calculados com base em dados históricos dos arquivos da FIGENER.

Admite-se que pode haver uma variação de até 10% para mais ou para menos no valor destes investimentos. Na análise de sensibilidade, que será comentada posteriormente, foi estudada a variação dos investimentos.

Com o valor total dos investimentos e da receita líquida, calcula-se o prazo de retorno das alternativas através da seguinte expressão:

$$PRI = -(LN(1-i*I/RA))/LN(1+i) \quad (E2)$$

- I = investimento total;
- RA = receita anual obtida pela instalação;
- i = taxa de juros ao ano;
- PRI = prazo de retorno do investimento em anos.

A taxa de juros anual é suposta igual a 12%.

Para a situação original estudada, com um fator de utilização do equipamento de 5353 horas/ano, um preço da energia elétrica de US\$ 60,11/MW-h e um preço do gás natural de US\$ 154,40/1000m³, obteve-se, coincidentemente, um prazo de retorno do investimento de 13,1 anos. As tabelas 1 e 2 trazem os valores da análise para esta situação.

Para o empresariado brasileiro, estes dois prazos de retorno são excessivamente elevados e inviabilizam ambas as alternativas. A instabilidade da economia brasileira desaconselha um investimento deste tipo que obtenha um retorno em um período de tempo superior a quatro ou cinco anos.

Estes valores do preço da energia elétrica e do preço do gás foram fornecidos pela própria empresa que requisitou o estudo e correspondem ao período de março de 1991.

Expectativas de mercado indicam que os preços da energia elétrica devem subir devido ao aumento da demanda e à falta de investimento por parte do setor público nas instalações de geração de eletricidade.

Foi feita uma análise da sensibilidade da variação do preço da energia elétrica, do preço do gás e da variação do

investimento sobre o prazo de retorno do investimento das duas alternativas.

No gráfico 1, está representada a influência do preço da eletricidade e do preço do gás natural.

A situação inicial que foi calculada corresponde justamente à intersecção das alternativas 1 e 2 para o preço de US\$ 60,11/MW-h.

Verifica-se que o prazo de retorno é mais sensível à variação do preço da energia elétrica (EE). Se o preço de EE for para US\$ 75,00/MW-h, os prazos de retorno da alt1 e alt2 serão, respectivamente, 6,2 anos e 7,9 anos (valores obtidos do gráfico).

Com um aumento de EE de 25%, o prazo de alt1 caiu 53% e de alt2 caiu 40%. Observando o gráfico, mesmo se o preço do gás variasse 25% (fosse para 115,8) os prazos de retorno de alt1 e alt2 seriam 9 anos e 12 anos respectivamente. Em taxas lineares, houve uma variação de 1,24% no prazo por 1% de variação no preço do gás para alt1 e 0,32% para alt2.

Observando a variação do prazo de retorno com o investimento, para uma variação de 12% a menos no investimento, as variações de alt1 e alt2 foram de 18% e 19%. Ou seja, em taxas lineares, aproximadamente 1,5% de variação para cada 1% de variação do investimento para ambas as alternativas.

Pode estabelecer-se que o prazo de retorno é mais sensível à variação do preço da energia elétrica, seguido da variação dos investimentos e depois à variação do preço do

gás natural.

Outro ponto a ser observado nos gráficos é a superioridade da alternativa 1 sobre a alternativa 2 em praticamente todos os casos. Este resultado deve ser atribuído ao menor investimento da alternativa 1.

No entanto, para ambas as alternativas, para este fator de utilização de 5353 horas/ano, mesmo com reduções significativas dos preços e investimentos, o prazo de retorno ainda é muito elevado e supõe grande fator de risco para o investimento.

Este fator de utilização é considerado baixo para uma indústria. Desta forma, foram refeitos os cálculos da análise econômica com um fator de utilização de 90%, ou seja, 7884 horas de utilização do equipamento por ano. As tabelas 3 e 4 trazem os resultados para esta situação. Foi feita a análise de sensibilidade da mesma forma que para o caso anterior. Os gráficos 3 e 4 apresentam os resultados para esta situação.

Os resultados, em termos qualitativos, são semelhantes ao caso anterior, mas houve uma queda considerável no prazo de retorno de ambas as alternativas, principalmente da alternativa 1, como se observa no gráfico 3, que para valores da energia elétrica de US\$75,00/MW-h já apresenta grande parte da curva com o prazo de retorno inferior a 4 anos.

Como conclusão geral, a alternativa 1, para o caso deste tipo de empresa e situação operacional descrita

anteriormente, com um fator de utilização de 90%, pode tornar-se uma opção viável de aplicação.

D. O ciclo da alternativa 1 - Considerações gerais.

O ciclo da alternativa 1 é relativamente simples e pode enquadrar-se como um caso típico para a aplicação em indústrias nacionais. Tem um baixo investimento com bons resultados de cogeração. Este baixo investimento é muito desejado no país, dada a alta instabilidade da situação econômica do país que requer curtíssimos prazos de retorno do investimento.

Os subsídios governamentais parecem ser de importância fundamental para o crescimento da viabilidade da aplicação dos ciclos de cogeração na indústria nacional. Como foi comentado na primeira parte deste trabalho, uma legislação apropriada nos Estados Unidos foi fator de crescimento da aplicação da cogeração nas indústrias.

Segundo o Sr. George D.B. Stilgoe, gerente comercial da CEC - Equipamentos Marítimos e Industriais S.A., a aplicação de ciclos de cogeração na Holanda cresceu acentuadamente em épocas de incentivo governamental e este fenômeno está ocorrendo agora na Espanha.

E nestes ciclos de cogeração, a turbina a gás está se demonstrando superior a outros equipamentos, como pode ser visualizado neste estudo de viabilidade que foi realizado neste trabalho e como comprovam os equipamentos instalados

nos ciclos de cogeração em vários países.

Todos os fabricantes de turbinas a gás oferecem equipamentos bem adequados para a aplicação em ciclos de cogeração. A máquina mais adequada é determinada pelos requisitos elétricos, térmicos e de custo do ciclo.

Algumas outras vantagens das turbinas a gás nos ciclos de cogeração foram comentadas na primeira parte deste trabalho.

No Brasil existem poucas turbinas a gás instaladas. Segue na tabela 5 uma relação das turbinas instaladas no país. A lista deve estar praticamente completa e foi obtida dos arquivos da FIGENER e das informações mandadas por representantes de algumas fábricas de turbinas a gás que têm escritório no Brasil.

O único ciclo de cogeração no Brasil que utiliza turbinas a gás está sendo instalado na COPENE. Inúmeros estudos têm sido realizados pela FIGENER e outras empresas de engenharia para verificar a viabilidade da aplicação dos ciclos de cogeração, no entanto, estas empresas sempre adiam a decisão de investir devido ao clima econômico conturbado que existe no país.

Outro elemento que deve ser comentado é que no Brasil, fora das companhias aéreas, existe um desconhecimento muito grande sobre a instalação, utilização e manutenção das turbinas a gás. Muitos dos equipamentos que estão relacionados na tabela 5 não estão em operação.

Um exemplo de problemas ocorridos por desconhecimento

do equipamento é o que ocorreu com as 5 turbinas Westinghouse que foram instaladas em Bongi, bairro da cidade de Recife em Pernambuco.

Estas turbinas estão instaladas em ciclos abertos para a produção de eletricidade nas horas de pico.

Acontece que o solo da região onde foram instaladas as máquinas não apresentou resistência adequada às elevadas cargas dinâmicas originadas. A vibração resultante provocou a interrupção do funcionamento das máquinas através de dispositivos de segurança.

Devido à inexperiência na manutenção dos equipamentos, estes equipamentos de segurança foram desativados para não interromperem o funcionamento das turbinas.

Com o funcionamento das máquinas, o solo cedeu e houve um desalinhamento do eixo de saída da máquina, o que provocou a sua danificação.

A manutenção deste problema é muito cara e atualmente as máquinas ainda estão paradas.

Outro problema ocorre com a utilização dos combustíveis. As turbinas a gás são equipamentos que exigem um combustível adequado e bem tratado para poderem operar regularmente sem apresentarem problemas, além de uma manutenção preventiva eficiente para evitar problemas de operação.

A grande maioria das turbinas a gás instaladas no país estão em usinas elétricas nas regiões Norte e Nordeste.

O combustível que é utilizado na maioria dos casos é o

óleo diesel. Este óleo geralmente não é de boa qualidade e também não apresenta tratamento adequado por parte do usuário da turbina. Este fato, aliado com um sistema de manutenção precário faz com que o regime de operação da turbina seja seriamente prejudicado, quando não interrompido.

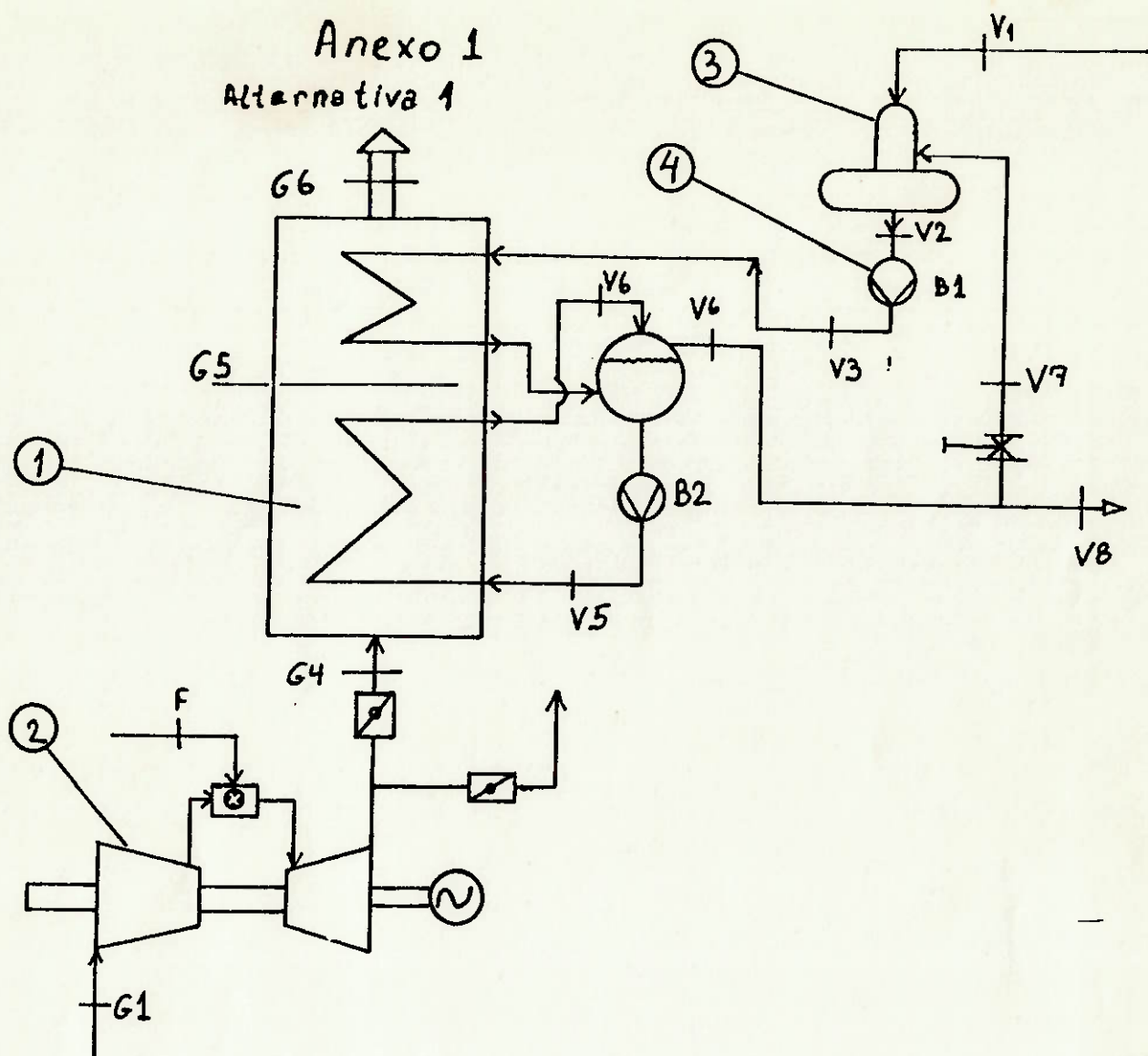
A Petrobrás é uma exceção que deve transformar-se na regra para a operação destas máquinas.

A Petrobrás tem muitas turbinas a gás que são utilizadas principalmente em processos industriais, para o acionamento de bombas e compressores. Para estas máquinas o combustível utilizado é controlado adequadamente e existem equipes próprias encarregadas de uma manutenção efetiva do equipamento, pois se a turbina pára, um processo inteiro pára. Desta forma, as turbinas a gás funcionam eficientemente em processos contínuos e com elevado grau de confiabilidade.

Assim, parece ser extremamente viável a aplicação das turbinas a gás em ciclos de cogeração industrial ou em processos industriais para operar em carga contínua com elevada confiabilidade, como demonstram casos na Petrobrás e em um número cada vez mais elevado de empresas em muitos países desenvolvidos.

E. ANEXOS, FIGURAS, TABELAS, GRÁFICOS.

Anexo 1 Alternativa 1



Componentes Principais

- 1- Caldeira de recuperação
- 2- Turbina a gás
- 3- Desaerador
- 4- Bomba

Alternativa 1.

Cálculos

$$T_{AMB} = 30^{\circ}\text{C}$$

$$P_{AMB} = 760 \text{ mmHg (nível do mar)}$$

$$\text{umidade relativa: } \phi = 60\%$$

Das informações do catálogo da turbina Tornado, para regime de carga base, nas condições acima:

$$T_{G4} = 457^{\circ}\text{C} = 748^{\circ}\text{K} \text{ (gases de escape da turbina)}$$

$$\dot{m}_{G4} = 26,82 \text{ kg/s} \text{ (fluxo em massa dos gases de escape).}$$

$$\dot{W}_{TG} = 5,633 \text{ MW (energia elétrica gerada)}$$

$$HI = 19262,80 \text{ kW (consumo de gás natural)}$$

Hipótese:

Não estão sendo consideradas as perdas de pressão e as perdas térmicas ao longo das linhas e nos equipamentos dos ciclos.

Balanco de energia para a caldeira de recuperação.

$$P_{V6} = 10 \text{ bar (requisito)}$$

leio diagrama de Mollier para a água:

$$T_{V6} = 179,88^{\circ}\text{C} = 452,88^{\circ}\text{K}$$

Supondo que a diferença de temperatura entre os gases de escape e a água no final da seção de saturação da caldeira de recuperação é de 20°C (valor baseado em equipamentos existentes), tem-se:

$$\Delta T = T_{AR} - T_{\text{ÁGUA}} = 20^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Logo } T_{G5} = T_{V6} + 20$$

$$T_{G5} = 472,88^{\circ}\text{K}$$

Entre $G4$ e $G3$:

$$q_{AR} = C_{PAR} (T_{G4} - T_{G5})$$

$$C_{PAR} = 1004,83 \text{ J/kg} \cdot ^{\circ}\text{K} \Rightarrow \text{valor adotado e admitido constante entre } T_{G4} \text{ e } T_{G5}.$$

$$q_{AR} = 1004,83 (748 - 472,88)$$

$$q_{AR} = 276,4 \times 10^3 \text{ J/kg ar}$$

$$\dot{q}_{AR} = q_{AR} \cdot \dot{m}_{AR} = 276,4 \times 10^3 \times 26,82$$

$$\dot{q}_{AR} = 7,41 \times 10^6 \text{ J/s}$$

Como admite-se que todo o calor perdido pelo ar foi transferido à água, obtém-se:

$$\dot{q}_{AR} = \dot{q}_{H2O} = 7,41 \times 10^6 \text{ J/s}$$

Para o processo de saturação da água:

$v_5 \Rightarrow$ líquido saturado

$v_6 \Rightarrow$ vapor saturado

$$q_{H2O} = h_{v6} - h_{v5} = h_{LV}$$

$$\text{Como } T_{v6} = 179,88^{\circ}\text{C}$$

Do diagrama de Mollier: $\Rightarrow h_{LV} = 2013,6 \text{ kJ/kg}$.

$$\therefore \dot{q}_{H2O} = 2013,6 \text{ kJ/kg}.$$

$$\dot{q}_{H2O} = \dot{m}_{H2O} \cdot q_{H2O} \Rightarrow \dot{m}_{H2O} = \frac{\dot{q}_{H2O}}{q_{H2O}}$$

$$\dot{m}_{H2O} = \frac{7,41 \times 10^6}{2,0136 \times 10^6} = 3,68$$

$$\dot{m}_{H2O} = 3,68 \text{ kg de vapor}$$

Balanco para o desaerador

Supõe-se que o desaerador é adiabático, que a água sai deste equipamento como líquido saturado e que não há perda de massa.

$$P_{v1} = P_{v2} = P_{v3} = 1,2 \text{ bar}$$

$$T_{v1} = 80^\circ\text{C}$$

$$T_{v2} = 104,81^\circ\text{C}$$

$$\dot{m}_{v2} = \dot{m}_{H_2O} = 3,68 \text{ kg/s}$$

$P_{v2} \Rightarrow$ regulada através da válvula reguladora de pressão indicada no circuito.

Nesta válvula, tem-se um processo que pode ser considerado adiabático. Como não há realização de trabalho de eixo pela válvula, pela 1ª lei da termodinâmica obtém-se que este processo é isentálpico:

$$h_{v6} = h_{v7}$$

Logo $h_{v6} = h_{v7} = 2776,2 \text{ kJ/kg}$.

Pela equação da continuidade:

$$\dot{m}_{v2} = \dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v3}$$

Pela 1ª lei da termodinâmica para o volume de controle definido pelo desaerador:

$$\dot{m}_{v1} \cdot h_{v1} + \dot{m}_{v2} \cdot h_{v2} = \dot{m}_{v3} \cdot h_{v3}$$

Através do diagrama de Mollier, obtém-se h_{v1} e h_{v2}

$$\left. \begin{array}{l} T_{v1} = 80^\circ\text{C} \\ P_{v1} = 1,2 \text{ bar} \end{array} \right\} h_{v1} = 335,0 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} T_{v2} = 104,81^\circ\text{C} \\ P_{v2} = 1,2 \text{ bar} \end{array} \right\} h_{v2} = 439,36 \text{ kJ/kg}.$$

Monta-se o sistema de equações:

$$\begin{cases} \dot{m}_{v1} \cdot h_{v1} + \dot{m}_{v2} \cdot h_{v2} = \dot{m}_{v2} \cdot h_{v2} \\ \dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} = \dot{m}_{v2} \end{cases}$$

Substituindo os dados:

$$\begin{cases} 335 \dot{m}_{v1} + 2776,2 \dot{m}_{v2} = 1616,8 \\ \dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} = 3,68 \end{cases}$$

Resolvendo:

$$\begin{cases} \dot{m}_{v1} = 3,52 \text{ kg/s} \\ \dot{m}_{v2} = 0,16 \text{ kg/s} \end{cases}$$

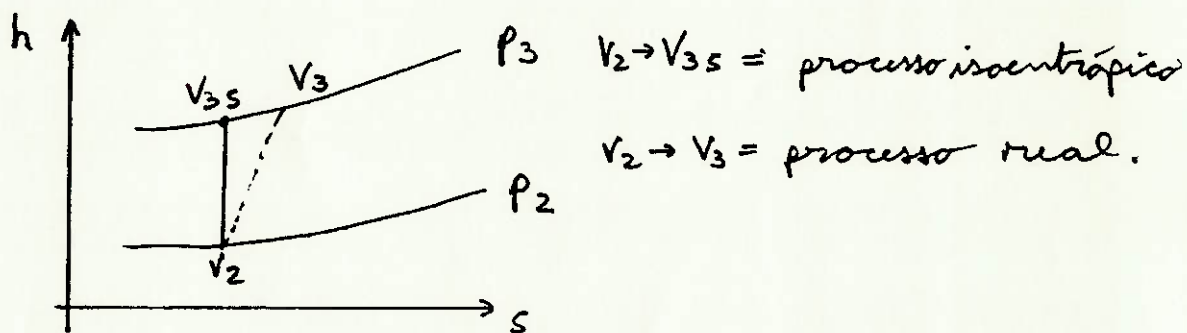
Rela equação da continuidade:

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{v1}$$

$$\dot{m}_g = 3,52 \text{ kg/s} \Rightarrow \text{vapor produzido que é fornecido para o processo.}$$

Na bomba de água para o economizador:

Supõe-se que a bomba tem uma eficiência isentrópica de: $\eta_B = 75\%$



Relo diagrama de Mollier:

$$\left. \begin{array}{l} T_{v2} = 104,81^\circ\text{C} \\ \text{líquido saturado} \end{array} \right\} s_2 = 1,3609 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

Considerando o processo $V_2 \rightarrow V_{3s}$: $s_{3s} = s_2 = 1,3609 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$

$$\left. \begin{array}{l} s_{35} = 1,3609 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} \\ p_{v3} = 10 \text{ bar} \end{array} \right\} h_{35} = 440,38 \text{ kJ/kg}$$

$$x_B = \frac{h_{v35} - h_{v2}}{h_{v3} - h_{v2}} \Rightarrow 0,75 = \frac{440,38 - 439,36}{h_{v3} - 439,36}$$

$$h_{v3} = 440,72 \text{ kJ/kg.}$$

Supondo que a bomba é adiabática e aplicando a 1ª lei para o volume de controle determinado por este equipamento:

$$w_B = h_{v3} - h_{v2} = 1,36 \text{ kJ/kg.}$$

$w_B \Rightarrow$ trabalho que a bomba deve fornecer ao líquido.

$$\dot{w}_B = w_B \cdot \dot{m}_{v2} = 1,36 \times 3,68$$

$$\dot{w}_B = 5 \text{ kW}$$

Cálculo da troca de calor no economizador

Do diagrama de Mollier:

$$\left. \begin{array}{l} T_{v4} = 179,88^\circ\text{C} \\ p_{v4} = 10 \text{ bar} \end{array} \right\} h_{v4} = 762,61 \text{ kJ/kg.}$$

$$q_{\text{ECONO}} = h_{v4} - h_{v3}$$

$$q_{\text{ECONO}} = 762,61 - 440,72$$

$$q_{\text{ECONO}} = 321,89 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{q}_{\text{ECONO}} = 321,89 \times 3,68$$

$$\dot{q}_{\text{ECONO}} = 1184,56 \text{ kJ/s.}$$

Como supõe-se que $\dot{q}_{\text{ECONO}} = \dot{q}_{\text{AR}}$

$$\dot{q}_{\text{AR}} = 1184,56 \text{ kJ/s.}$$

$$\dot{Q}_{AR} = \dot{m}_{AR} \cdot C_{PAR} (T_{G5} - T_{G6})$$

$$1184,56 \times 10^3 = 26,82 \times 1004,83 (472,88 - T_{G6})$$

$$T_{G6} = 428,93^\circ K = 155,93^\circ C$$

$T_{G6} \Rightarrow$ temperatura dos gases de escape da turbina ao saírem da caldeira de recuperação.

Dados para os cálculos

Na turbina a gás:

$$\dot{W}_{TG} = 5,633 \text{ MW.}$$

$$\text{Consumo} = 19262,8 \text{ kW.}$$

Vapor gerado para processo:

$$\dot{m}_{v8} = 3,52 \text{ kg/s} = 12,672 \text{ t/h}$$

energia fornecida para o processo:

$$\dot{Q}_{PRO} = h_{v8} \cdot \dot{m}_{v8} = 9,79 \text{ MW.}$$

Consumo auxiliar:

Bomba B1 $\Rightarrow$ 5 kW. (sem considerar as perdas mecânicas).

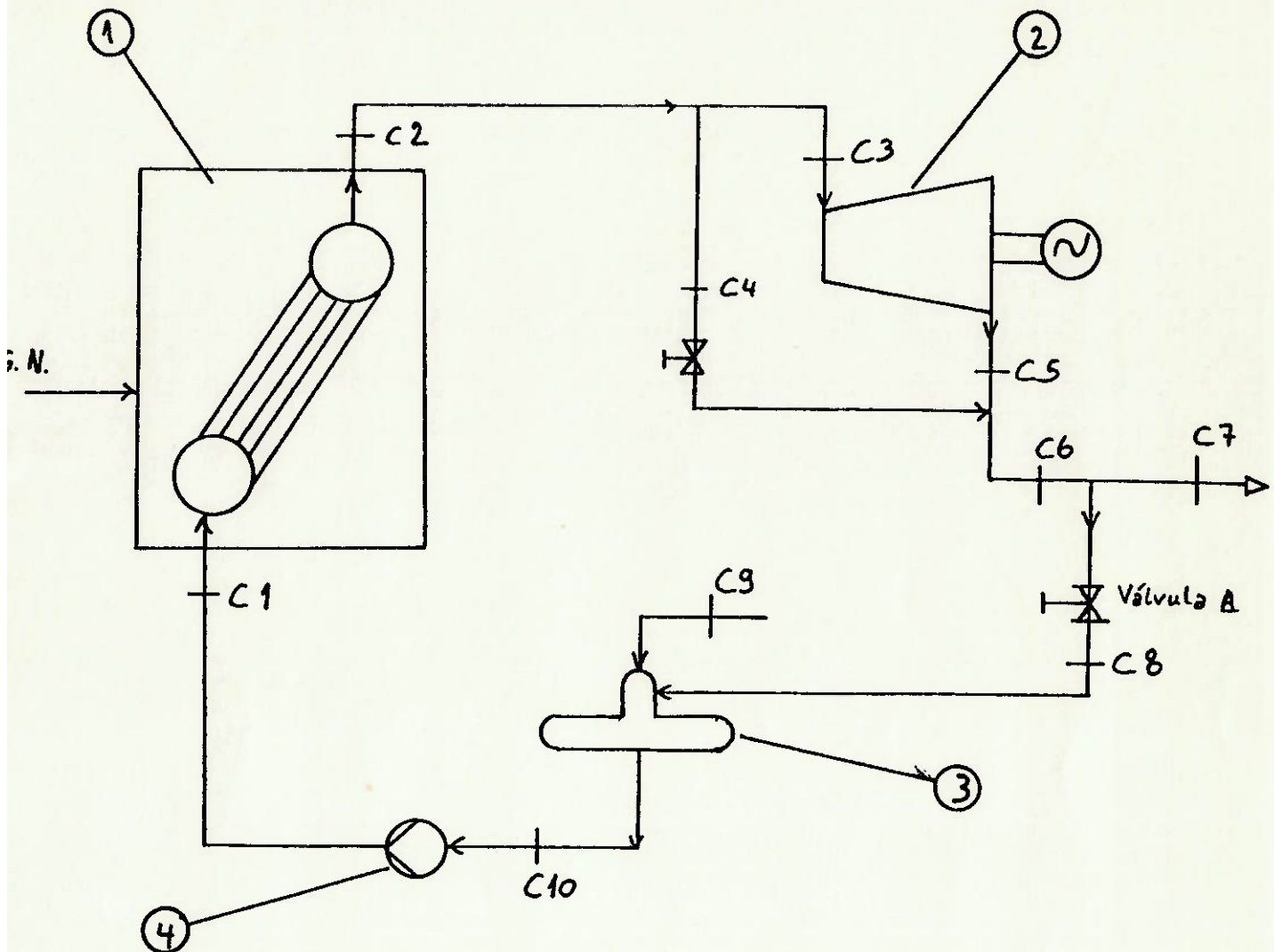
Eficiência global deste ciclo:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{TG} + \dot{Q}_{PRO}}{\text{Consumo}} = \frac{5,633 + 9,79}{19,26280} = 0,80$$

$$\eta = 80\%$$

Anexo 2.

Alternativa 2



Componentes Principais

- 1- Caldeira
- 2- Turbina a vapor
- 3- Desaerador
- 4- Bomba

Alternativa 2

Cálculos

$$T_{amb} = 30^{\circ}\text{C}$$

$$P_{amb} = 760 \text{ mm Hg (nível do mar)}$$

$$\text{umidade relativa : } \phi = 60\%$$

Caldeira convencional de 62 bar, produzindo vapor superaquecido a esta pressão.

Turbina a vapor de contra-pressão.

$$\text{Produção de vapor (estipulada): } 65 \text{ t/h}$$

Dados

$$\left. \begin{array}{l} P_{c2} = 62 \text{ bar} \\ P_{c5} = 10 \text{ bar} \\ T_{c5} = 180^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_{c5} = 2780 \text{ kJ/kg} \\ s_{c5} = 6,6 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \end{array}$$

$$\dot{m}_{c2} = 65 \text{ ton/h}$$

Supõe-se que:

$$\text{Turbina} \left\{ \begin{array}{l} \text{adiabática} \\ \text{eficiência isentrópica: } \eta_T = 75\% \end{array} \right.$$

$$\text{Bomba} \left\{ \begin{array}{l} \text{bomba adiabática} \\ \text{eficiência isentrópica: } \eta_B = 75\% \end{array} \right.$$

Desaerador: Pressão de operação 1,2 bar

Sem perda de massa

Água sai saturada a 1,2 bar

Alimentação: $T_{c9} = 80^{\circ}\text{C}$

$$P_{c9} = 1,2 \text{ bar.}$$

$$\eta_1 = \frac{h_{c5} - h_{c3}}{h_{c5} - h_{c35}}$$

$$\left. \begin{array}{l} s_{c35} = s_{c5} = 6,6 \text{ kJ/kgK} \\ p_{c3} = 62 \text{ bar} \end{array} \right\} h_{c35} = 3175 \text{ kJ/kg.}$$

$$0,75 = \frac{2780 - h_{c3}}{2780 - 3175}$$

$$h_{c3} = 3076,25 \text{ kJ/kg}$$

Logo: $T_{c3} = 353^\circ\text{C}$

$$w_T = h_{c3} - h_{c5}$$

$$w_T = 3076,25 - 2780$$

$$w_T = 296,25 \text{ kJ/kg.}$$

No desaerador:

$$\begin{array}{l} g=0 \\ w=0 \end{array}$$

$$p_{c8} = p_{c9} = p_{c10} = 1,2 \text{ bar}$$

$$T_{c9} = 80^\circ\text{C}$$

$$T_{c10} = 105^\circ\text{C}$$

Válvula A isentálpica

$$h_{c8} = h_{c6} = h_{c5} = 2780 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} h_{c8} = 2780 \text{ kJ/kg} \\ p_{c8} = 1,2 \text{ bar} \end{array} \right\} T_{c8} = 150^\circ\text{C}$$

No desaerador:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \dot{m}_{c9} + \dot{m}_{c8} = \dot{m}_{c10} & (\text{continuidade}) \\ h_{c9} \cdot \dot{m}_{c9} + h_{c8} \cdot \dot{m}_{c8} = h_{c10} \cdot \dot{m}_{c10} & (1^\circ \text{ lei}) \\ \dot{m}_{c10} = \dot{m}_{c7} + \dot{m}_{c8} & (\text{continuidade}) \end{array} \right.$$

$$\dot{m}_{c2} = 65 \text{ t/h} = 18,06 \text{ kg/s}$$

$$\left. \begin{array}{l} T_{c9} = 80^\circ\text{C} \\ P_{c9} = 1,2 \text{ bar} \end{array} \right\} h_{c9} = 79,95 \text{ kcal/kg} = 332,6 \text{ kJ/kg.}$$

$$\left. \begin{array}{l} T_{c10} = 105^\circ\text{C} \\ P_{c10} = 1,2 \text{ bar} \end{array} \right\} h_{c10} = 433,89 \text{ kJ/kg.}$$

Substituindo

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_{c9} + \dot{m}_{c8} - \dot{m}_{c10} = 0 \\ 332,6 \cdot \dot{m}_{c9} + 2780 \dot{m}_{c8} - 433,89 \dot{m}_{c10} = 0 \\ 0 \dot{m}_{c9} - \dot{m}_{c8} + \dot{m}_{c10} = 18,06 \end{array} \right.$$

Resolvendo:

$$\dot{m}_{c9} = 18,06 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{c8} = 0,780 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{c10} = 18,84 \text{ kg/s}$$

Trabalho líquido produzido na turbina:

$$\dot{W} = W_T \cdot \dot{m}_{c3} \quad , \text{ mas } \dot{m}_{c3} = \dot{m}_{c10}$$

$$\dot{W} = 296,25 \times 18,84$$

$$\dot{W} = 5581,4 \text{ kW}$$

Na bomba:

Eficiência isentrópica : $\eta_b = 75\%$

$$\eta_b = \frac{h_{c15} - h_{c10}}{h_{c1} - h_{c10}}$$

$$\left. \begin{array}{l} T_{c10} = 105^\circ\text{C} \\ P_{c10} = 1,2 \text{ bar} \end{array} \right\} s_{c10} = 0,3234 \text{ kcal/kgK} = 1,3518 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

No processo isentrópico: $s_{c10} = s_{c15} = 1,3518 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K.}$

$$\left. \begin{array}{l} s_{c1s} = 1,3518 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K} \\ p_{c1} = 10 \text{ bar} \end{array} \right\} h_{c1s} = 435,97 \text{ kJ/kg.}$$

$$0,75 = \frac{435,97 - 433,89}{h_{c1} - 433,89}$$

$$h_{c1} = 436,7 \text{ kJ/kg.}$$

$$w_B = h_{c1} - h_{c10} = 436,7 - 433,89 = 2,81 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{w}_B = 2,81 \times 18,84 = 52,94 \text{ kW.}$$

na caldeira

suposta adiabática:

$$q_c = h_{c2} - h_{c1} \quad , \quad h_{c2} = h_{c3} = 3076,25 \text{ kJ/kg}$$

$$q_c = 3076,25 - 436,7$$

$$q_c = 2639,6 \text{ kJ/kg.}$$

Consumo na caldeira, considerando uma eficiência de 90% :

$$\dot{q}_c = \frac{q_c \times \dot{m}_{c1}}{0,90} \rightarrow \text{onde } \dot{m}_{c1} = \dot{m}_{c10} = 18,84 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{q}_c = \frac{2639,6 \times 18,84}{0,90}$$

$$\dot{q}_c = 55255,6 \text{ kW.}$$

Resultados

Produção elétrica $\Rightarrow$ 5581,4 kW

Consumo : 55255,6 kW

Vapor gerado para processo:

$$\dot{m}_{V_2} = 65 \text{ t/h}$$

Energia térmica fornecida para o processo:

$$\dot{q}_{PRO} = h_{c2} \times \dot{m}_{V_2} = 2780 \times 18,06$$

$$\dot{q}_{PRO} = 50206,8$$

Água fornecida:

$$h_{cg} = 332,6 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_{cg} = 18,06 \text{ kg/s}$$

$$\dot{q}_{cg} = h_{cg} \times \dot{m}_{cg}$$

$$\dot{q}_{cg} = 6006,8 \text{ kW}$$

Eficiência do ciclo: $\eta = \frac{\dot{q}_{PRO} + \dot{q}_E}{\dot{q}_B + \dot{q}_{cg} + \dot{q}_{CALO}} = 0,90$

$\uparrow$ elétrico produzido

$$\eta = 90\%$$

Anexo 3

Caso Base

Produção de vapor $\rightarrow 65 \text{ t/h}$

geração $\rightarrow$ não há

Compra de energia elétrica da rede $\rightarrow 5080 \text{ kW}$

Consumos auxiliares $\rightarrow 34,2 \text{ kW}$.

número de horas de operação anual:

fator 0,611 $\Rightarrow 5353 \text{ horas/ano}$

Energia comprada por ano:

$$\frac{(5080 + 34,2)}{1000} \times 5353 = 27376,3 \frac{\text{MW-h}}{\text{ano}}$$

Consumo de gás natural:

$$80,9 \frac{\text{m}^3 \text{GN}}{\text{ton vapor}} \times 65 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 5260 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Custos Operacionais:

gás natural:

$$\frac{5260 \times 5353}{1000} \times 154,40 = \text{US\$ } 4347400,00 / \text{ano.}$$

Energia elétrica:

$$\frac{(5080 + 34,2)}{1000} \times 5353 \times 60,11 = \text{US\$ } 1645160 / \text{ano.}$$

Adicional de manutenção: Este é o caso base, relativo ao qual será calculado o adicional de manutenção para alt1 e alt2.

Custo operacional total: \$ do gás + \$ EE = US\$ 5993×10^3 /ano.

Anexo 4

Cálculos para a alternativa 1.

Produção na caldeira de recuperação : 12,7 t/h

geração : 5633 kW

Consumos auxiliares : 5,0 kW (Bomba)
360,0 kW (Compressor de gás natural).

Produção de vapor nas caldeiras: 52,3 t/h.

Gás Natural:

Consumo: 19262,80 kW (fornecido pelo fabricante da turbina a gás).

PCI do gás: 8508 kcal/m³ = 35621,29 kJ/m³

$$\text{Consumo} = \frac{19262,80}{35621,29} = 0,541 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 1946,8 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Número de horas de operação anual : 5353 horas/ano.

Custos:

gás natural/ano:

Turbina : $1946,8 \times 5353 = 10,421 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{ano}$

Geradores : $80,9 \frac{\text{m}^3 \text{GN}}{\text{ton vapor}} \times 52,3 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 4231,07 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$

$$10,421 \times 10^6 + 4231,07 \times 5353 = 33,07 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{ano}$$

preço do GN : US\$ 154,40/1000 m³

$$\text{Custo total: } \frac{33,07 \times 10^6}{1000} \times 154,40 = \text{US\$ } 5106054,12$$

Custo da energia elétrica : US\$ 60,11/MW-a

Não será necessário comprar da rede.

Adicional de manutenção:

US\$ 2,00 / MW-ano. (Baseado em arquivos da FIGENER).

Energia gerada por ano:

$$\frac{5633}{1000} \times 5353 = 30153,45 \frac{\text{MW-ano}}{\text{ano}}$$

Custo adicional de manutenção: $2,00 \times 30153,45 = \text{US\$ } 60306,8$

Investimentos: Os custos para o cálculo do investimento são baseados em dados preliminares de custos fornecidos pelos fabricantes dos equipamentos.

Lucro líquido após 15 anos.

Foi calculado como a diferença entre o valor presente das receitas anuais obtidas ao longo da vida útil dos equipamentos (adotado 15 anos) e os investimentos totais, com uma taxa de juros de 12% ao ano.

Lucro líquido após 15 anos = US\$ $296,2 \times 10^3$.

Prazo de retorno do investimento

Foi calculado por:

$$PRI = \frac{\text{LN}(1 - i \times I / RA)}{-\text{LN}(1 + i)} = \frac{\text{LN}(1 - 0,12 \times 5334 / 826,65)}{-\text{LN}(1 + 0,12)}$$

PRI = 13,1 anos.

Anexo 5

Cálculos para a alternativa 2.

Produção de vapor : 65 t/a

Geração : 5581,4 kW

Consumos auxiliares : 53 kW

Gás Natural :

Consumo : 55255,6 kW

PCI do gás = 35621,29 kJ/m³

$$\text{Consumo: } \frac{55255,6}{35621,29} = 1,55 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 5584,3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Operação : 5353 horas/ano

Custos:

gás natural/ano:

$$5584,3 \times 5353 = 29,89 \times 10^6 \text{ m}^3/\text{ano}.$$

preço do GN $\Rightarrow$ US\$ 154,40 / 1000 m³

$$\text{custo do gás natural: } \frac{29,89 \times 10^6 \times 154,40}{1000} = \text{US\$ } 4615446,23$$

custo da energia elétrica : 0,00

Adicional de manutenção

$$\text{energia gerada/ano: } \frac{5581,4 \times 5353}{1000} = 29877 \frac{\text{MW-h}}{\text{ano}}$$

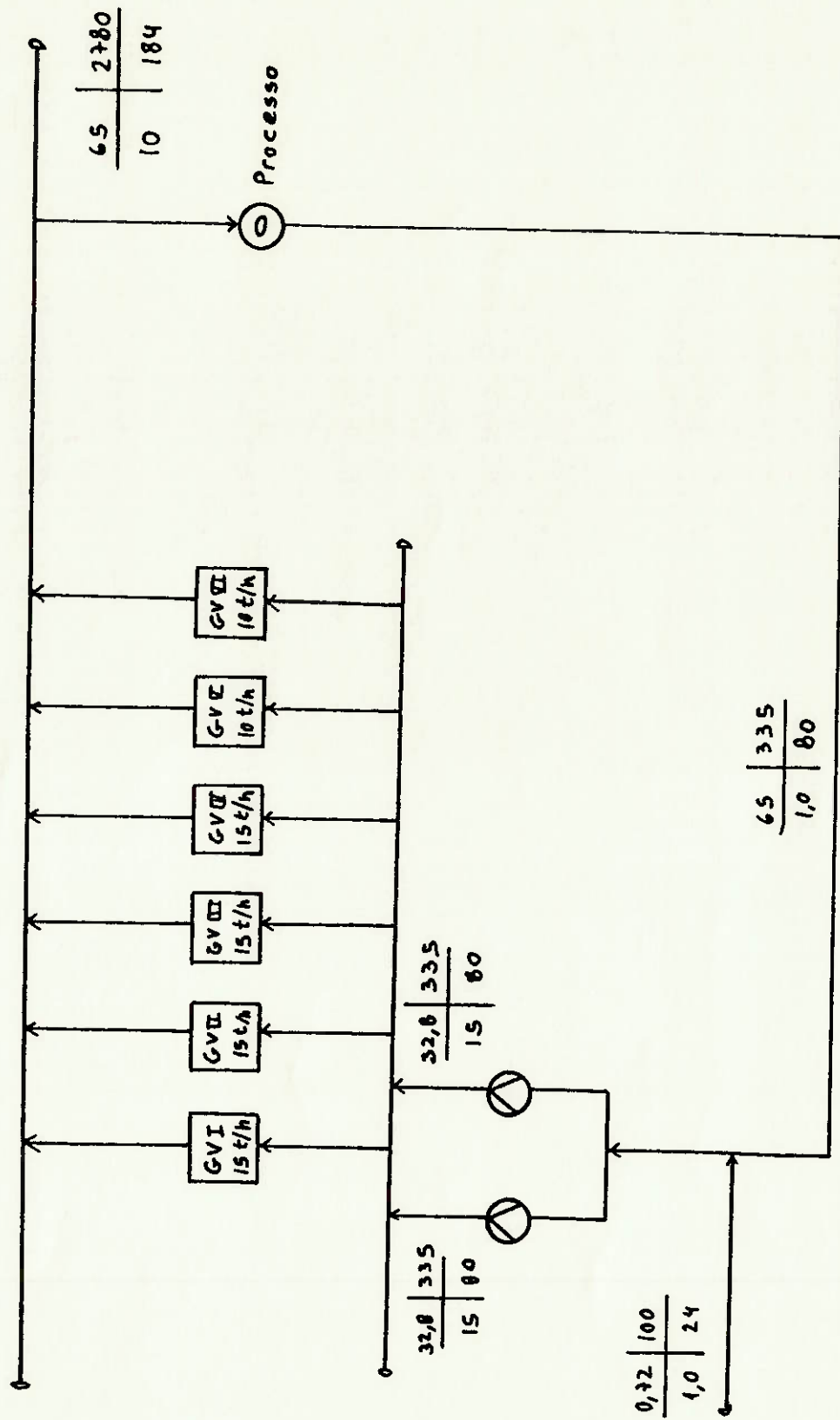
$$\text{custo: } 0,70 \times 29877 = \text{US\$ } 20914,00.$$

$$\text{Demais dados } \Rightarrow \text{PRI} = \frac{\text{LN}(1 - 0,12 \times 8760 / 1356,65)}{-\text{LN}(1 + 0,12)}$$

$$\text{PRI} = 13,1 \text{ anos.}$$

Lucro líquido após 15 anos: US\$ 480,0 $\times$ 10³.

Caso Base



Legenda:

$\frac{t/h}{\text{pressão bar}}$ | $\frac{h (kJ/°K)}{°C}$

Figura 1.

CICLO DE COGERAÇÃO COM TURBINA A GÁS -

ALTERNATIVA 1.

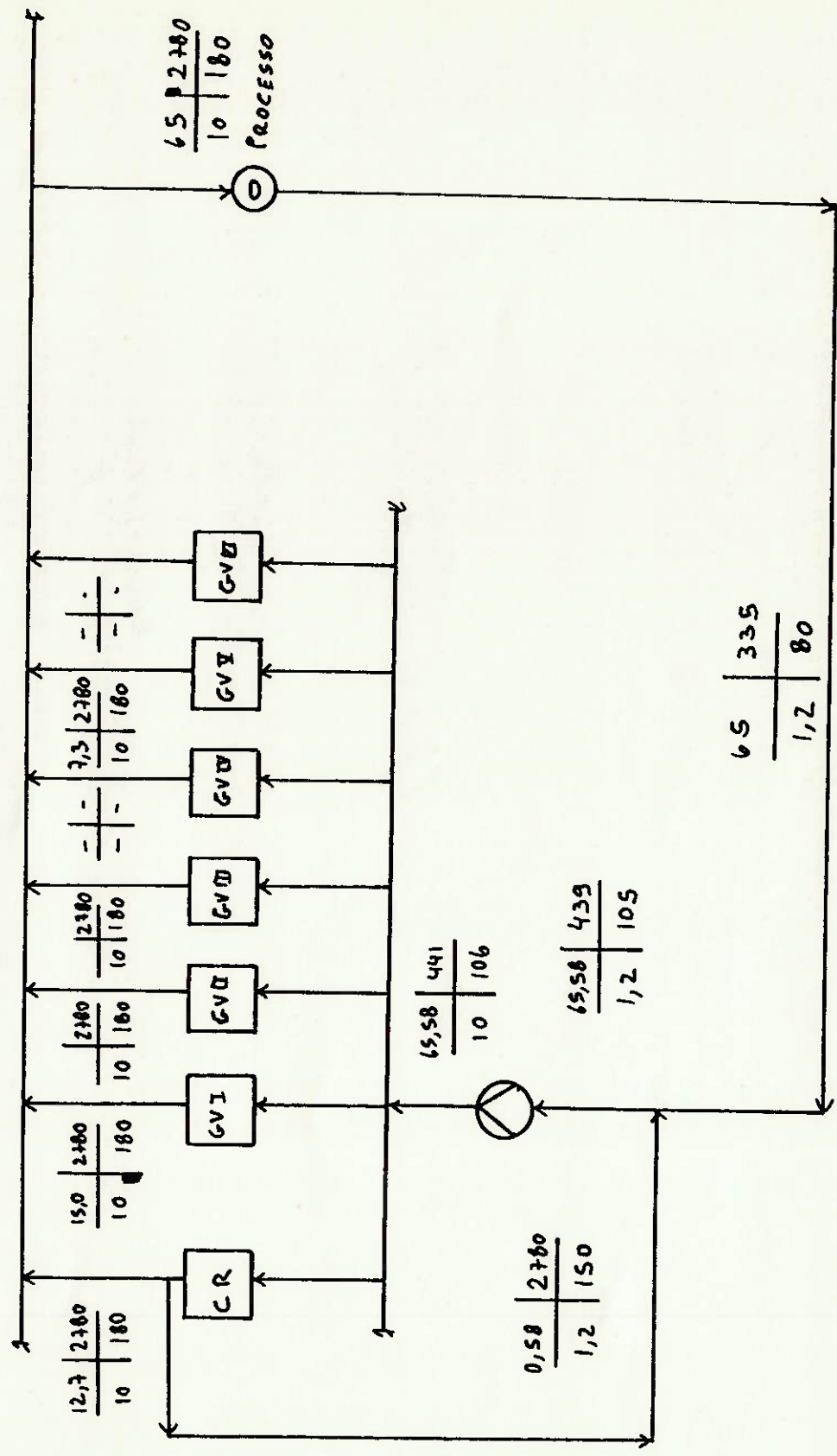


Figura 2

Ciclo de cogeração com a turbina a vapor de contra-pressão.

Alternativa 2.

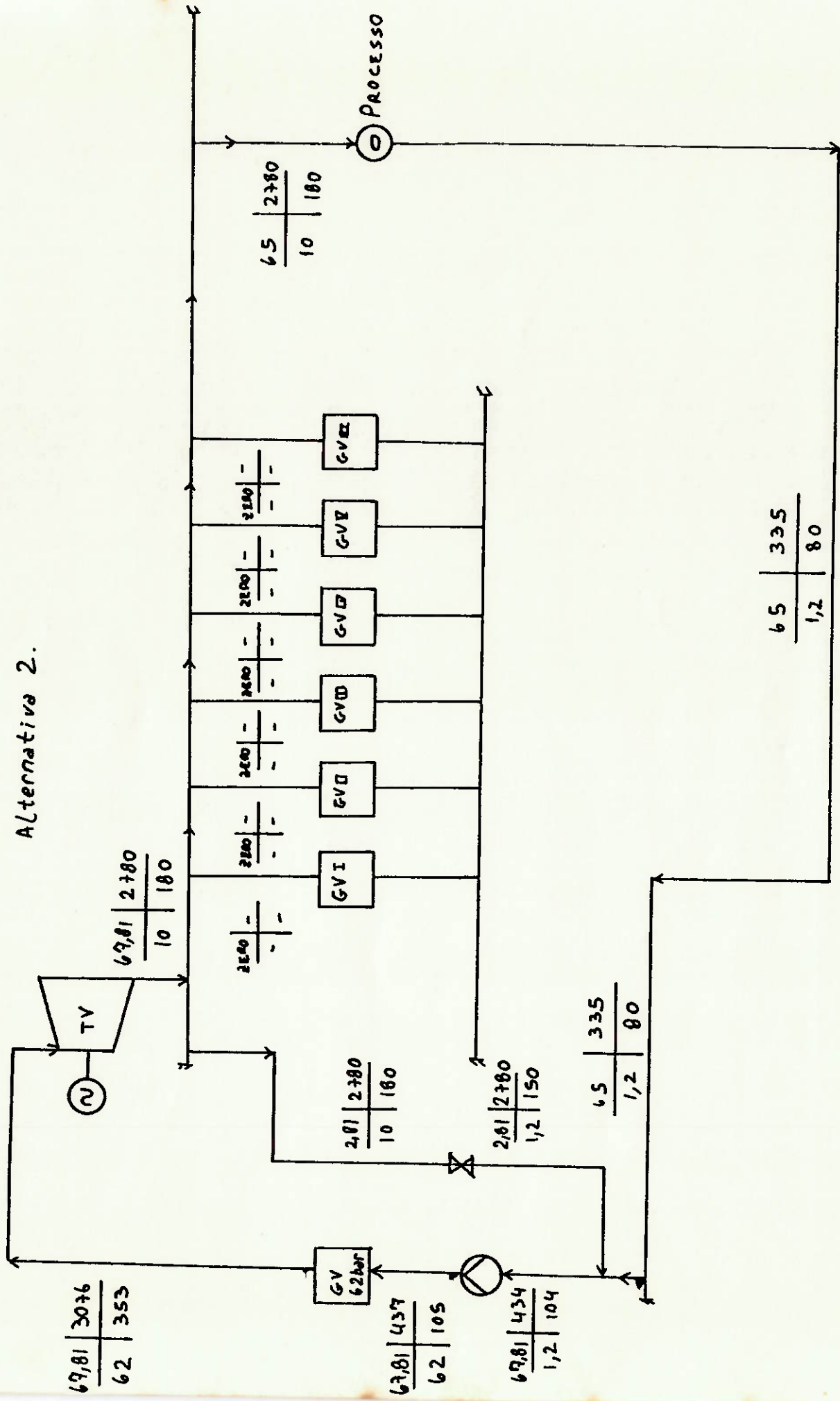


Figura 3

Alternativas	Caso base	ALT 1	ALT 2
Descrição Resumida		Ciclo com turbina a gás	Ciclo com turbina a vapor.
1. Vapor			
1. Produção GV existentes (t/h)	65,0	52,3	0,0
2. Produção CR (t/h)	0,0	12,7	0,0
3. Produção GV 62 bar (t/h)	0,0	0,0	65,0
2. Energia Elétrica			
1. Demanda (kW)	5080,0	5080,0	5080,0
2. Geração Própria "	0,0	5633,0	5581,4
3. Consumos Auxiliares "			
Consumo Bombas "	34,2	5,0	53,0
Consumo Compressor de GN "	0,0	360,0	0,0
TOTAL "	34,2	365,0	53,0
4. Energia comprada (MW-h/ano)	27376,3	0,0	0,0
3. Gás Natural			
1. Consumo (m³/h)	5260,0	6177,9	5584,3
4. Custo Operacional			
1. Gás natural (x10³ US\$/ano)	4347,4	5106,1	4615,5
2. Energia Elétrica "	1645,6	0,0	0,0
3. Adicional de manutenção "	0,0	60,3	20,9
Total	5993,0	5166,4	4636,4
5. Receita Anual	-	826,7	1356,7

Tabela 1 . Análise para 5353 horas/ano

Alternativas	Caso base	ALT 1	ALT 2
Descrição Resumida		Ciclo com turbina a gás	Ciclo com turbina a vapor
1. Receita Anual ($\times 10^3$ US\$/ano)	-	826,7	1356,7
2. Investimentos ($\times 10^3$ US\$)	-		
.1 Caldeira de recuperação	-	750,0	0,0
.2 Turbina a gás	-	3000,0	0,0
.3 Compressor de GN	-	150,0	0,0
.4 Turbina a vapor	-	0,0	2300,0
.5 Gerador de vapor 62 bar	-	0,0	3700,0
Subtotal	-	3900,0	6000,0
.6 Interligação (E/M)	-	300,0	600,0
.7 Montagem	-	$0,27 \times (2.1 + 2.2 + \dots + 2.6) = 1134,0$	$0,27 \times (2.1 + 2.2 + \dots + 2.6) = 2160,0$
.8 Imprevistos	-		
.9 Engenharia	-		
.10 Transporte/Seguros	-		
.11 Impostos	-		
Total	-	5334,0	8760,0
3. Investimento Específico (US\$/kW)	-	1012,5	1584,5
4. Retorno do Investimento ($\times 10^3$ US\$/ano)	-	826,7	1356,7
.1 Receita líquida	-		
.2 Lucro líquido após 15 anos de operação ($\times 10^3$ US\$)	-	296,2	480,0
5. Prazo de Retorno (anos)	-	13,1	13,1

Tabela 2 . Análise para 5353 horas/ano

Alternativas		Caso base	ALT 1	ALT 2
Descrição Resumida			Ciclo com turbina a gás	Ciclo com turbina a vapor
1. Vapor				
.1 Produção GV existentes	(t/h)	65,0	52,3	0,0
.2 Produção CR	(t/h)	0,0	12,7	0,0
.3 Produção GV 62 bar	(t/h)	0,0	0,0	65,0
2. Energia Elétrica				
.1 Demanda	(kW)	5080,0	5080,0	5080,0
.2 Geração Própria	"	0,0	5633,0	5581,4
.3 Consumos Auxiliares	"	34,2	5,0	53,0
.Consumo Bombas	"	0,0	360,0	0,0
.Consumo Compressor de GN	"	34,2	365,0	53,0
Total	"	40320,4	0,0	0,0
.4 Energia Comprada	(MW-h/ano)			
3. Gás Natural				
.1 Consumo	(m³/h)	5260,0	6177,9	5584,3
4. Custo Operacional				
.1 Gás natural	(x10³ US\$/ano)	6402,9	7520,3	6797,7
.2 Energia Elétrica	"	2423,7	0,0	0,0
.3 Adicional de manutenção	"	0,0	88,8	30,8
Total	"	8826,6	7609,1	6828,5
5. Receita Anual	"	-	1217,5	1998,1

Tabela 3 : Análise para 7884 horas/ano

Alternativas	Caso base	ALT 1	ALT 2
Descrição Resumida		Ciclo com turbina a gás	Ciclo com turbina a vapor
1. Receita Anual (x10 ³ US\$/ano)	-	1817,5	1998,7
2. Investimentos (x10 ³ US\$)	-		
.1 Caldeira de recuperação	-	750,0	0,0
.2 Turbina a gás	-	3000,0	0,0
.3 Compressor de GN	-	150,0	0,0
.4 Turbina a vapor	-	0,0	2300,0
.5 Gerador de vapor 62 bar	-	0,0	3700,0
Subtotal	-	3900,0	6000,0
.6 Interligação (E/M)	-	300,0	600,0
.7 Montagem	-		
.8 Imprevistos	-		
.9 Engenharia	-		
.10 Transporte / Seguros	-	1134,0	2160,0
.11 Impostos	-		
Total	-	5334,0	8760,0
3. Investimento Específico (US\$/kW)	-	1012,5	1584,5
4. Retorno do investimento (x10 ³ US\$/ano)	-	1217,5	1998,1
.1 Receita Líquida	-		
.2 Lucro líquido após 15 anos de operação (x10 ³ US\$)	-	2958,2	4846,8
5. Prazo de Retorno (anos)	-	6,6	6,6

Tabela 4 : Análise para 7884 horas /ano .

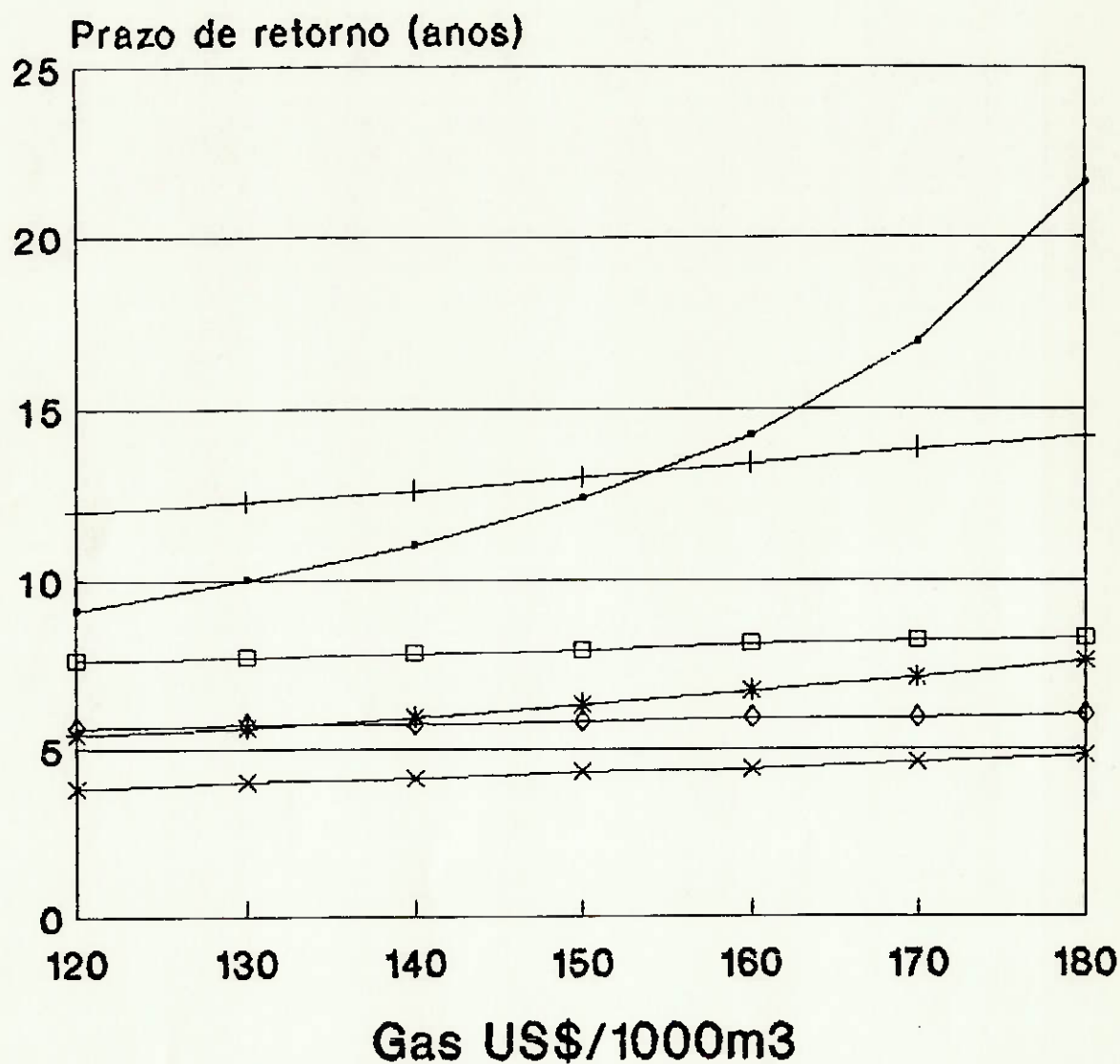
TABELA 5 - TURBINAS A GAS PARA USO INDUSTRIAL EXISTENTES NO PAIS.

CLIENTE	DESCRICAO	LOCALIZACAO (REGIAO OU EQUIPAMENTO)
ALCOA	1xSaturn da Solar	Gerador
Eletronorte	3xLM2500 (19MW) da GE	Porto Velho, RO
Eletronorte	3xFRAME 3 (10MW) da GE	Porto Velho, RO
Eletronorte	2xUTI (26MW) da UTI	Belem, PA
Eletronorte	2xUTI (26MW) da UTI	Manaus, AM
Eletronorte	6xFRAME 5 (20MW) da GE	Manaus, AM
Eletronorte	2xABB (60MW) da ABB	Sao Luis, MA
Eletronorte	1xCentaur da Solar	Gerador
CHESF	6xLM2500 (19MW) da GE	Camacari, BA
CHESF	5xCW191P6 (18MW) da Westinghouse	Recife, PE
CHESF	5xABB (60MW) da ABB	Camacari, BA
CEB	2xFRAME 3 (10MW) da GE	Brasilia, DF
Comgas	1xSaturn da Solar	Gerador
COPENE	2xFRAME 6 (38MW) da GE	Camacari, BA
MARINHA	4xLM2500 (19MW) da GE	Corvetas
Petrobras	10xTHM-1304-8 da H.Suiza	Compressores
Petrobras	8xTHM-1304-8 da H.Suiza	Geradores
Petrobras	6xTHM-1203 da H.Suiza	Geradores
Petrobras	4xMars da Solar	Compressores
Petrobras	3xMars da Solar	Geradores
Petrobras	6xCentaur da Solar	Compressores
Petrobras	1xSaturn da Solar	Compressores
Petrobras	3xAvon 1533 da Rolls Royce	Geradores
Petrobras	2xKG-5 da Kongsberge	Geradores
Petrobras	5xKG-2 da Kongsberge	Geradores
Petrobras	6xDC-990 da Dresser	Compressores
Petrobras	5xMS-1002 da Nuovo Pignone	Compressores
Petrobras	1xSaturn da Solar	Gerador
Telesp	2xSaturn da Solar	Geradores

Observacoes: 1) Entre parentesis esta a potencia de cada unidade.

2) GE - General Electric
 UTI - United Technologies
 ABB - Asea Brown Boveri

Analise de sensibilidade Utilizacao : 5353 horas/ano



—•— a1-60.11	—+— a2-60.11	—*— a1-75
—□— a2-75	—x— a1-90	—◇— a2-90

grafico 1

Analise de Sensibilidade Utilizacao: 5353 horas/ano

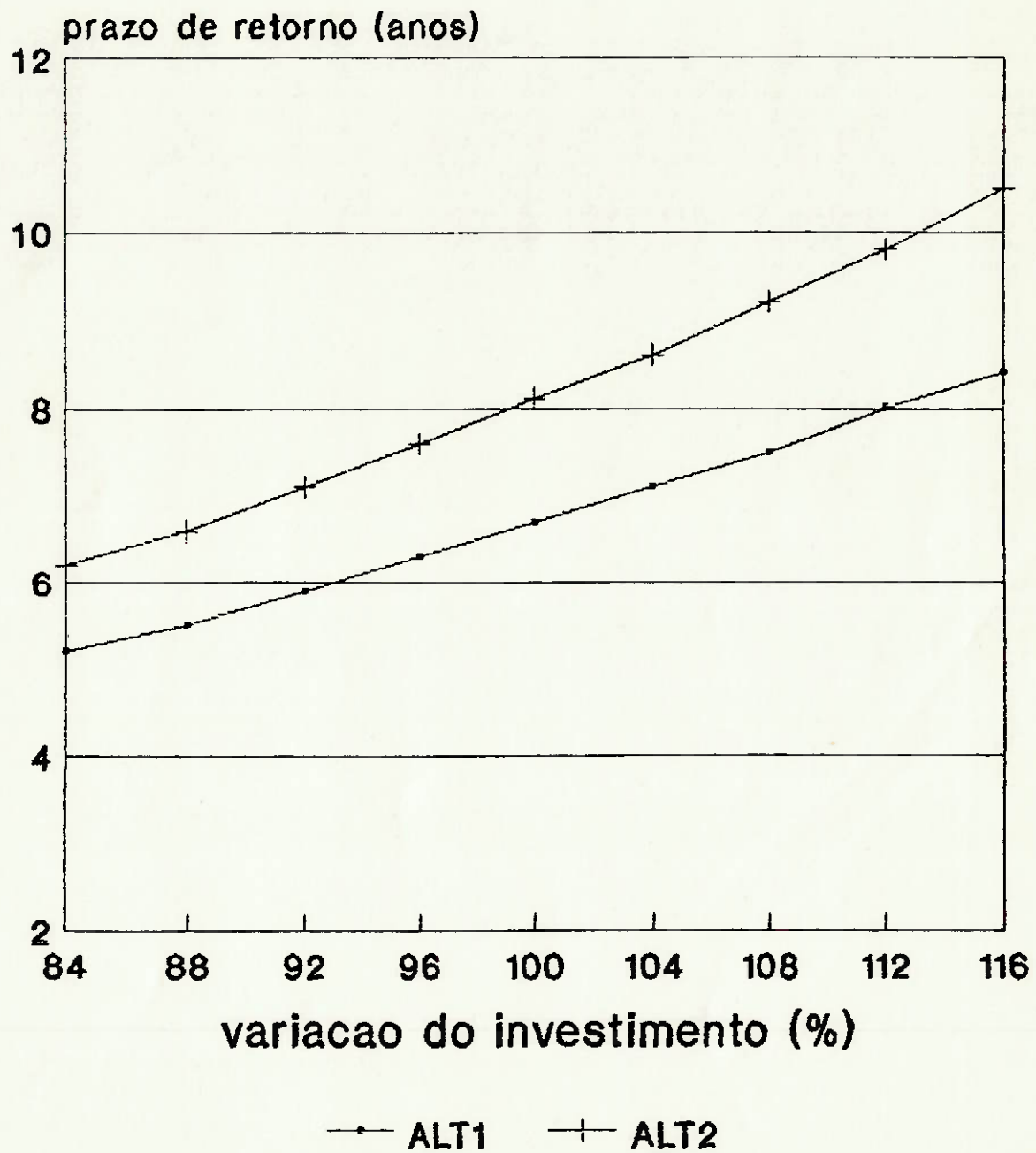
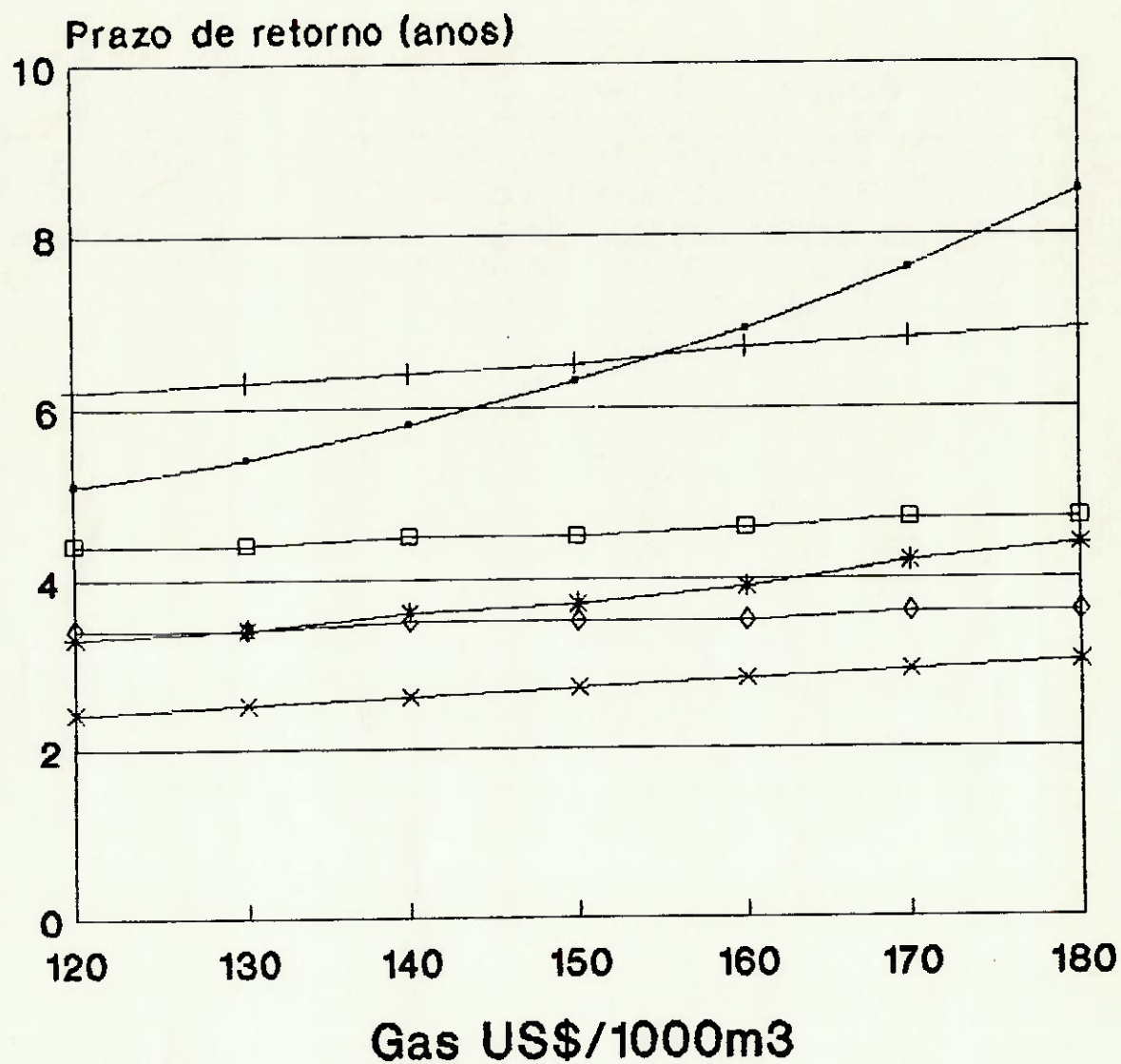


grafico 2

Analise de sensibilidade Utilizacao : 7884 horas/ano



—•— a1-60.11	—+— a2-60.11	—*— a1-75
—□— a2-75	—x— a1-90	—◇— a2-90

grafico 3

Analise de Sensibilidade

Utilizacao: 7884 horas/ano

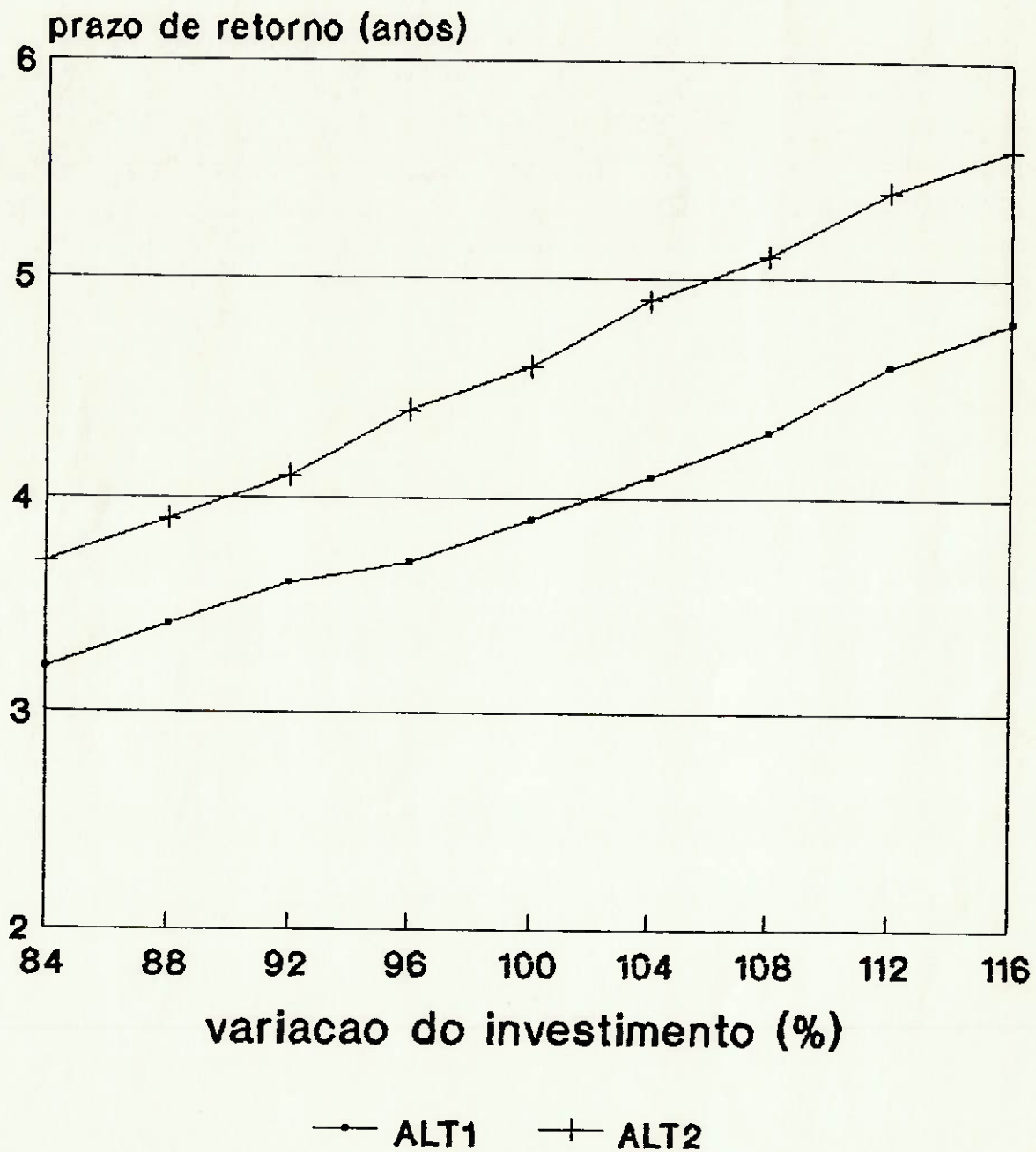


grafico 4

F. Bibliografia.

F.1. Primeira parte do relatório.

- 1) Cogeneration Application Considerations; GE Turbine Reference Library; GE Company; New York, 1989.
- 2) LM 5000 - Catálogo da turbina; GE Company; New York, 1990.
- 3) Apostila sobre cogeração; FIGENER Engenheiros Associados S.A.; São Paulo, 1990.

F.2. Segunda parte do relatório.

- 1) Van Wyllen, Gordon J.; Sonntag, Richard E.; Fundamentos da Termodinâmica Clássica; 2a. edição; Editora Edgard Blücher; São Paulo, 1976.
- 2) Kehlhofer, Rolf e outros; Gasturbinenkraftwerk, Kombikraftwerk, Heizkraftwerke und Industriekraftwerke; Munique; Technischer Verlag Resch, 1984.
- 3) Properties of Water and Steam in SI Units; 3a. edição; Springer Verlag; New York, 1982.
- 4) Catálogo da Turbina Tornado da Ruston Gas Turbines Limited; London, 1988.
- 5) Apostila sobre cogeração; FIGENER Engenheiros Associados S.A.; São Paulo, 1990.

São Paulo, 9 de dezembro de 1991.

PMC - 581
PROJETO MECÂNICO II

Tema : Ciclos de Cogeração com turbinas a gás e sua
aplicação na indústria brasileira

Volume 2

Aluno : Rogério Ribeiro

N. USP 7218989

Professor Orientador : Dr. Marcos de Mattos Pimenta

VOLUME 2

Este volume desenvolve o tema:

III. Análise da influência dos parâmetros de potência, eficiência e custos de uma turbina a gás na viabilidade de implantação de um ciclo de cogeração com turbina a gás.

No item A deste volume é feita uma revisão bibliográfica de todo o material técnico sobre as turbinas a gás que foi coletado durante o projeto de pesquisa. Comentam-se os sistemas que compõem uma turbina a gás e os avanços que estão contribuindo para aperfeiçoar estes equipamentos.

Os outros itens tratam especificamente sobre a análise da influência da potência, eficiência e custos da turbina a gás na implantação de um ciclo de cogeração com turbina a gás em uma empresa de São Paulo.

O item B.1 descreve os procedimentos e hipóteses envolvidos no estudo. O item B.2 fala sobre as turbinas a gás que serão utilizadas na análise. No item B.3 são descritos os programas que foram feitos para facilitar a análise e, por fim, o item B.4 descreve as conclusões obtidas.

VOLUME II.

ÍNDICE.

A.1. Revisão bibliográfica.....	1
A.1.1. As turbinas a gás - Aspectos gerais.....	1
a) Eficiência do ciclo ideal.....	2
b) Eficiência das pás do compressor e da turbina.....	3
c) Esforço de desenvolvimento.....	6
A.1.2. Desenvolvimento das pás de compressores e turbinas.....	7
A.1.3. Desenvolvimento dos sistemas de combustão.....	8
A.1.4. Desenvolvimento de novas configurações que tornam as TG's mais flexíveis.....	10
a) Injeção de água e vapor na turbina a gás.....	11
b) Sistemas para a utilização de combustíveis alternativos.....	14
b1) Sistemas de gaseificação do carvão.....	14
b2) Sistemas de combustão em leito fluidizado.....	15
b3) Sistemas de gaseificação da biomassa.....	16
b4) Utilização do gás do lixo.....	17
b5) Tratamento de combustíveis.....	18
b6) Resfriamento do ar de entrada em uma TG.....	18
A.1.5. Desenvolvimento de novos materiais para as TG's.....	18
B.1. Procedimentos e hipóteses.....	21
B.1.2. Procedimentos gerais.....	21
a) Pesquisa.....	21
b) Dados da empresa.....	22
c) Equipamentos selecionados.....	23
B.1.3. Procedimentos para a análise econômica.....	25
a) Venda do excedente elétrico produzido.....	25
b) Investimentos.....	25
c) Adicional de manutenção.....	27
d) Cálculo das eficiências.....	27
e) Planilha eletrônica.....	28

f) Análise de sensibilidade.....	28
B.2. Procedimento de correção da potência das turbinas.....	30
a) Procedimento de correção.....	30
b) Método.....	31
c) Correção para as turbinas industriais.....	32
d) Correção para as turbinas aeroderivadas.....	33
B.3. Descrição dos programas.....	35
a) Programa para simulação do ciclo termodinâmico.....	35
b) Programa para a análise econômica.....	36
B.4. Resultados e conclusões da análise econômica.....	37
a) Comentários gerais.....	37
b) Comentário dos gráficos.....	38
c) Conclusões gerais.....	43
d) Seleção de uma das TG's.....	45
e) Comentários finais.....	48
C. Anexos, figuras, tabelas, gráficos.....	51
D. Bibliografia.....	116

A.1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.

Neste item será feito um resumo sobre a bibliog. que foi consultada sobre aspectos técnicos das turbinas a gás e sistemas relacionados a elas nas suas aplicações industriais.

A.1.1. As turbinas a gás - Aspectos gerais.

No primeiro relatório [23] analisou-se algumas perspectivas da utilização das turbinas a gás (TG's) no país.

As turbinas a gás são equipamentos termodinâmicos que envolvem alta tecnologia na sua fabricação. A figura 1 representa um corte de uma destas máquinas.

O equipamento pode ser representado esquematicamente do ponto de vista termodinâmico como na figura 2.

Esta figura 2 esquemática pode ser relacionada com a figura 7, onde os elementos correspondentes estão indicados com o mesmo nome.

A figura 3 representa em um diagrama Pressão x Volume o ciclo termodinâmico padrão ar para a turbina a gás.

O ar entra e passa pelo compressor onde a sua pressão é elevada de P_1 até P_2 (ver figura 3). No ciclo ideal, este processo é isentrópico. Na câmara de combustão, ocorre a queima da mistura ar-combustível a pressão constante (processo 2-3 no ciclo ideal). Na turbina, ocorre a expansão dos gases, que vêm da câmara de combustão, seguindo o processo 3-4 que é isentrópico no ciclo ideal. A atmosfera realiza o resfriamento dos gases de escape no processo de 4 até 1 a pressão constante (pressão atmosférica).

No ciclo real, os processos 1-2, 2-3, 3-4 são irreversíveis, ou seja, não são isentrópicos devido a:

- perdas de carga ao longo do escoamento.
- atrito entre o escoamento dos gases e as pás;
- atrito através da câmara de combustão,

- atrito interno molecular no fluxo de gases;
- troca de calor entre os gases e partes do equipamento;

a) Eficiência do ciclo ideal.

A eficiência do ciclo ideal mostrado na figura 3 pode ser calculada da relação entre o trabalho líquido produzido W_{liq} , dividido pela energia fornecida através do combustível Q_H (ver figura 2).

$$\eta_t = W_{liq} / Q_H \quad (E1)$$

A referência [12], a partir da equação acima e das relações termodinâmicas pertinentes, deduz a relação da eficiência com a razão de compressão da turbina para o processo ideal:

$$\eta_t = 1 - 1 / ((P_2/P_1)^{(k-1)/k}) \quad (E2)$$

Da equação (E2) acima, observa-se que se a razão de pressões P_2/P_1 aumenta, a eficiência η_t aumenta. E da figura 4, observa-se que a temperatura de entrada na turbina (T_3) também aumenta. Teoricamente, a razão de pressão P_2/P_1 poderia ser aumentada indefinidamente, porém, a temperatura T_3 está limitada por considerações metalúrgicas dos materiais da TG por onde passam os gases a esta temperatura. Daí vem a necessidade dos esforços de pesquisa em novos materiais para permitir temperaturas mais elevadas de entrada nas turbinas. Quanto maior a temperatura possível T_3 , maior a razão de pressão permissível e maior a eficiência da TG.

Outra maneira de aumentar a eficiência da TG é diminuindo a temperatura do ar de entrada no compressor T_1 . Da figura 4, observa-se que se T_1 cai para T_1'' , a temperatura T_2 cai para T_2'' . A eficiência do ciclo ideal

também pode ser calculada através da seguinte expressão (ver ref.:12):

$$N_t = 1 - T_1/T_2 \quad (E3)$$

Como a inclinação das curvas a pressão constante no diagrama TxS da figura 4 é maior para pressões maiores [12], para uma mesma queda de entropia $S_1-S_1''=S_2-S_2''$, a queda de temperatura T_2-T_2'' é maior do que T_1-T_1'' , porque T_2 está em uma curva de pressão superior a T_1 . Desta forma, $T_1/T_2 > T_1''/T_2''$, ou seja, $N_t'' = 1 - T_1''/T_2''$ é maior do que $N_t = 1 - T_1/T_2$.

b) Eficiência das pás do compressor e da turbina.

A eficiência isoentrópica das pás do compressor é definida da seguinte forma: se o processo de compressão na pá é isoentrópico, o trabalho necessário para a pressão do ar ir de P_1 a P_2 é $W_{cs} = h_1 - h_{2s}$. Se o processo não é isoentrópico, o trabalho de compressão será $W_c = h_1 - h_2$, que é maior do que W_{cs} , como pode ser visto no diagrama Entalpia x Entropia para este processo, que está na figura 5. A eficiência isoentrópica da pá do compressor é :

$$E_{ficc} = (h_1 - h_{2s}) / (h_1 - h_2) \quad (E4)$$

Na figura 6, está representado o processo para a pá da turbina no diagrama Entalpia x Entropia. O trabalho produzido na turbina isoentrópica é $W_{ts} = h_1 - h_{2s}$ e o trabalho produzido na turbina real é $W_t = h_1 - h_2$ que é menor do que o primeiro. A eficiência é calculada da seguinte forma :

$$E_{fict} = (h_1 - h_2) / (h_1 - h_{2s}) \quad (E5)$$

De uma forma geral, quanto mais o processo real aproximar-se do processo ideal, maior será a eficiência do

equipamento. Neste sentido, as pesquisas buscam o aperfeiçoamento dos perfis aerodinâmicos das pás, processo de combustão, escoamento e trocas de calor do gás dentro da TG, de forma a aumentar a eficiência global do equipamento.

Alguns termos que serão utilizados neste relatório estão relacionados abaixo, de forma a evitar dúvidas sobre a qual equipamento eles se referem.

- Turbina a gás : corresponde ao conjunto do gerador de gás (turbina + compressor + câmara de combustão) e à turbina de potência (ver figura 2).

- Compressor : corresponde ao conjunto de pás móveis e pás fixas responsáveis pelo processo de compressão do ar (ver figura 2).

- Turbina e turbina de potência : corresponde ao conjunto de pás móveis e pás fixas da turbina responsáveis pelo processo de produção do trabalho através da expansão dos gases que vem da câmara de combustão (ver figura 2).

Na figura 2, a turbina de potência está separada do gerador de gás, mas em muitos equipamentos ela está no mesmo eixo do compressor e da turbina.

Uma turbina ou compressor pode ter vários estágios. Cada estágio é formado por um conjunto de pás móveis e pás fixas.

Uma turbina pode ser classificada em turbina de ação, turbina de reação e turbina de ação e reação [12].

A primeira distinção que pode ser feita é com relação à aplicação das turbinas a gás. Como já foi comentado no primeiro relatório realizado [23], dentre as aplicações das TG's, a maior parte encontra-se em funcionamento como motores aeronáuticos ou então em indústrias e redes públicas de geração elétrica.

Este trabalho tratará dos equipamentos utilizados na indústria, que, como foi visto no primeiro relatório [23], tem basicamente origem em turbinas a gás aeronáuticas para uso industrial (aeroderivadas) ou em turbinas projetadas basicamente para uso industrial (turbinas a gás industriais

- "heavy duty gas turbines" em inglês).

O compressor e da turbina de uma TG podem ser classificados em termos do fluxo de ar. Segundo esta classificação o fluxo de ar pode ser radial ou axial.

No fluxo radial, os gases entram com o vetor velocidade paralelo ao eixo de rotação da turbina e saem com este vetor orientado radialmente ao eixo de rotação. Este tipo de fluxo geralmente é utilizado em turbinas de pequena potência (potências menores do que 3 MW).

No fluxo axial (ver figura 7), os gases passam pela turbina e pelo compressor com o seu vetor velocidade paralelo ao eixo de rotação do equipamento. Na figura 7, as setas indicam a movimentação do ar, cuja direção é paralela ao eixo de rotação do compressor e da turbina.

Outro elemento básico da TG é a câmara de combustão. Na figura 7 está representado um tipo de sistema em torre com apenas uma câmara de combustão. Existem sistemas com várias câmaras de combustão montadas com seu eixo paralelo ou ligeiramente inclinado com relação ao eixo de rotação da TG. O sistema representado na figura 8 utiliza câmaras de combustão canulares. De mais recente desenvolvimento são as câmaras anulares, representadas na figura 9 que são cada vez mais utilizadas devido à sua maior eficiência [1,16].

Outro elemento de classificação das TG's é o número de eixos do equipamento. As TG's podem ter 1, 2 ou até 3 eixos.

A figura 10 é um equipamento de um eixo. O trabalho produzido na turbina de três estágios é utilizado para comprimir os gases no compressor de 11 estágios e o trabalho restante é extraído do mesmo eixo para a aplicação externa.

A figura 11 é um equipamento de dois eixos. O primeiro eixo liga a turbina de alta pressão de 1 estágio ao compressor de 16 estágios. O segundo eixo é o eixo de saída do equipamento que está ligado à turbina de baixa pressão de 1 estágio.

A figura 1 representa uma TG de 3 eixos. O primeiro estágio (turbina de alta pressão) movimenta o compressor de alta pressão, estando ligados pelo primeiro eixo. O segundo estágio (turbina de baixa pressão) movimenta o compressor de baixa pressão, estando ligados pelo segundo eixo que passa dentro do primeiro eixo. O trabalho líquido de saída é gerado pelos dois últimos estágios da turbina ("power turbine"), que estão ligados à flange de saída através do terceiro eixo.

c) Esforço de desenvolvimento.

Já existiam turbinas a gás no início deste século [27], no entanto, não se extraía potência líquida do eixo destes equipamentos. Este resultado era de esperar-se, dada a baixa eficiência isoentrópica das pás dos compressores e turbinas destes equipamentos, e devido à baixa temperatura dos gases que entravam na turbina. Como foi visto anteriormente, estes são dois parâmetros fundamentais que regem a eficiência das TG's. Quanto mais elevados forem estes fatores, maior será a eficiência da TG.

Desde então, um contínuo esforço de pesquisa e desenvolvimento tem sido dispendido por várias empresas e órgãos governamentais com relação ao desenvolvimento das TG's.

Todo este desenvolvimento conseguido pode ser dividido basicamente em duas grandes áreas :

- Desenvolvimento de sistemas;
- Desenvolvimento de materiais.

Dentro do desenvolvimento de sistemas existem os seguintes itens:

- Desenvolvimento das pás de compressores e turbinas;
- Desenvolvimento dos sistemas de combustão;
- Desenvolvimento de novas configurações que tornam as TG's mais flexíveis.

Dentro do desenvolvimento de novos materiais, obtém-se melhoras que envolvem todos os sistemas da TG.

A.1.2.Desenvolvimento das pás de compressores e turbinas.

A eficiência isoentrópica das pás móveis e fixas de compressores e turbinas de uma turbina a gás está diretamente relacionada ao seu perfil aerodinâmico e aspectos de transferência de calor entre o fluido e a pá. Estes perfis aerodinâmicos têm evoluído rapidamente com o aperfeiçoamento de ferramentas analíticas cuja aplicação tornou-se comum na fase inicial de projeto devido à utilização de computadores [9,22,26]. Isto otimiza o projeto, que é completado com testes em túnel de vento.

Hoje, a eficiência isoentrópica das pás da turbina já chega a 92,5% [16].

Desta forma, são obtidas taxas de compressão mais elevadas no compressor, o que aumenta a eficiência do ciclo, como foi visto anteriormente (item B.1.1), e um melhor aproveitamento da expansão dos gases na turbina, além de maior fluxo de ar pelo equipamento.

Outro parâmetro que tem relação direta com a maior eficiência deste tipo de equipamento é a temperatura de entrada dos gases nas pás da turbina.

A figura 22 mostra o corte de uma das pás do primeiro estágio da turbina de uma TG. Ela possui canais internos por onde circula ar extraído de um dos estágios do compressor. Este ar resfria a pá e sai através dos furos criando uma camada limite de ar a baixa temperatura que cria uma proteção contra os gases quentes, como pode ser visto na figura 12. Desta forma, a temperatura dos gases que entram nos primeiros estágios da turbina pode ser aumentada sem danificar as pás, aumentando a eficiência do equipamento. O estudo da dinâmica de circulação do ar dentro e fora da pá e o estudo dos processos de troca de calor é fundamental para melhorar cada vez mais a eficiência destas pás.

As pás de geometria variável, tanto de compressores como de turbinas, também auxiliam no aumento de eficiência das TG's em cargas parciais e condições de partida [8,11,13,16,18].

A.1.3. Desenvolvimento dos sistemas de combustão

Dentro dos sistemas de combustão, as câmaras de combustão são outro elemento crítico das TG's devido:

- às altas temperaturas existentes no seu interior;
- às restrições cada vez mais severas de controle dos níveis de emissão de poluentes nos gases de escape;
- à necessidade de se poder utilizar vários tipos de combustíveis como alternativa para o funcionamento das TG's.

Técnicas de resfriamento das pás da turbina têm permitido alcançar elevadas temperaturas nos gases que saem da câmara de combustão, ao mesmo tempo que pressões ecológicas e políticas mundiais estão forçando o controle rigoroso de substâncias tóxicas emitidas nos gases de escape da TG.

O requisito essencial de uma câmara de combustão é manter a chama estável, promovendo a correta mistura do ar com o combustível em uma corrente de alta velocidade [10].

Dentro dos tipos de câmaras que foram relacionados anteriormente, existem variações nos processos de mistura do ar com o combustível.

A GE tem um sistema chamado Sistema de Combustão de Contra-Fluxo ("Reverse Flow Combustion System") [9] e que está representado na figura 13. Os gases vêm do compressor e uma parte deles vai para o gerador de vórtex que promove o movimento rotacional do ar para misturá-lo com o combustível que sai pelo bocal de injeção. É nesta mistura inicial bem rica que começa a combustão. Seguindo ao longo da câmara, mais ar é injetado para a combustão. Depois, ar de resfriamento é fornecido e, por fim, existem outras entradas para o ar de diluição.

Na figura 8, pode ser visto o tubo onde é realizada a combustão ("Combustion Liner") sendo montado. Observam-se as entradas para o ar de combustão, ar de resfriamento e ar de diluição. O sistema visto nesta figura é chamado de câmara tipo canular.

O processo de mistura ar-combustível desde o gerador de vórtex até a entrada do ar de diluição é o fator fundamental para a eficiência do processo de combustão e o controle de emissões.

Foram desenvolvidos vários sistemas de mistura como o sistema de pré-mistura para mistura pobre ("Lean-Burn Premix System") [1] que pode ser visto na figura 23. Na figura podem ser vistos vários injetores. Cada injetor compõem-se do canal central de entrada do combustível que é rodeado de grades próprias para promover o movimento rotacional do ar que vem do compressor para melhorar a mistura com o combustível. Com este sistema, turbinas da ABB chegam a emitir apenas 38 ppm (com 15% de excesso de oxigênio) em serviço [1]. Para se ter uma base de comparação do controle do NOx, que é o elemento mais crítico nos gases emitidos pela turbina a gás, nos Estados Unidos o valor mais comum exigido pela legislação é de 75 ppm com 15% de excesso de oxigênio. Na Califórnia, que é atualmente o estado dos EUA com controle de emissões mais rigoroso, já é imposto um limite de 40 ppm [1].

Um outro sistema desenvolvido pela ABB é o queimador cônico com pré-mistura para combustível líquido e gasoso ("Dual Fuel Conical Premix Burner") [1] que pode ser visto na figura 12. Com este sistema o processo de mistura do ar com o combustível é mais eficiente e a velocidade da mistura aumenta do início para o final do queimador, ou seja, menor tempo de residência dos gases na região da queima, o que reduz o NOx produzido. A ABB diz que são atingidos níveis de emissão de até 25 ppm de NOx com combustível gasoso, sem necessidade de injeção de água ou vapor na câmara de combustão [1].

Uma câmara de combustão anular da ABB ("ring combustor"), que está representada na figura 9, atinge níveis de 69 ppm (com 15% de O₂) de NO_x emitido [11].

As turbinas aeroderivadas atuais utilizam estas câmaras anulares que têm menor área para ser resfriada e maior número de injetores de combustível por unidade de volume da câmara de combustão. Estes itens permitem uma maior uniformidade da distribuição circunferencial de temperatura [16].

Com a menor relação área/volume da câmara de combustão, o resfriamento da câmara é mais eficiente, o que aumenta a sua vida útil [10].

A.1.4. Desenvolvimento de novas configurações que tornam as TG's mais flexíveis.

Neste item não serão considerados os tipos de ciclos onde as TG's podem ser aplicadas, mas de configurações que tornam as TG's mais flexíveis em termos de operação com um maior número de tipos de combustível e capazes de alcançar melhores eficiências em cargas parciais, não atingindo em nenhum regime de operação os níveis máximos de emissão de poluentes estabelecidos por lei, mesmo operando sem a utilização de catalisadores na saída da turbina. A utilização de catalisadores sempre compromete em maior ou menor grau a eficiência do equipamento porque introduz uma perda de carga elevada na saída da turbina, o que reduz a potência produzida e a eficiência do equipamento.

As turbinas a gás atingem a sua maior eficiência quando são operadas com gás natural, porque é um combustível gasoso que permite mistura mais eficiente com o ar, além de possuir elevado poder calorífico (35621 kJ/m³) e ausência de compostos que possam danificar a TG. No entanto, este tipo de combustível não tem reservas tão abundantes como o carvão e pode apresentar problemas estratégicos de obtenção, além de ter o seu preço elevado acentuadamente.

Daí a necessidade de uma maior versatilidade na utilização de combustíveis alternativos pelas TG's. Para isto muitos combustíveis alternativos têm que ser preparados cuidadosamente para não acarretarem danos ao funcionamento do equipamento e para não diminuírem a sua vida útil.

Alguns desenvolvimentos importantes dentro desta área foram os processos de gaseificação do carvão, combustão em leito fluidizado e, mais recentemente, utilização do gás do lixo e gaseificação da biomassa.

a) Injeção de água e vapor na turbina a gás.

As turbinas a gás quando operam em cargas parciais têm a sua eficiência reduzida, como pode ser visto na figura 16 para a turbina aeroderivada LM1600 da GE. Nos ciclos industriais, é interessante que o equipamento seja flexível para atender demandas que podem ter um alto grau de variação com o tempo, sem perderem muito da sua eficiência inicial. Para atender a este requisito, sistemas de injeção de grande quantidade de vapor na câmara de combustão foram e estão sendo desenvolvidos, como o STIG e o ISTIG.

Além disso, existem os problemas de controle de emissões. Os programas de controle estão ficando cada vez mais rigorosos e exigem novos esforços para adequar os níveis de emissão dos gases de escape das TG's às novas leis. O elemento dos gases de escape de uma TG que é mais crítico e deve ser controlado é o NOx.

Como foi comentado anteriormente, desenvolvimentos na câmara de combustão da TG permitiram reduções acentuadas nos níveis de emissão deste elemento. Porém, mesmo com as câmaras mais modernas, os níveis de emissão das TG's em grande parte dos casos não atende às restrições impostas pela legislação, principalmente em locais onde estas leis são mais severas, como na Califórnia, EUA, onde um limite de 40 ppm (15% de O₂) já é imposto [1]. Poucos equipamentos funcionando normalmente atingem este nível de emissão.

Alguns equipamentos chegam a 25 ppm de NOx operando com gás natural e em condições adequadas [1]. Estes mesmos equipamentos operando com combustíveis líquidos têm este valor elevado consideravelmente.

Para solucionar este problema, foram desenvolvidos sistemas de injeção de água ou vapor na câmara de combustão das TG's para reduzir os níveis de emissão de NOx.

O NOx é produzido devido às reações entre o nitrogênio presente no ar e o oxigênio. Estas reações ocorrem devido às elevadas temperaturas existentes na região onde ocorre a combustão dentro da câmara. Com a injeção de água ou vapor, que têm um calor específico a pressão constante (C_p) maior do que o do ar, as regiões de temperaturas propícias à formação do NOx são reduzidas.

A tabela 1 mostra a redução conseguida no NOx para a turbina aeroderivada LM2500 da GE com injeção de água e de vapor para atender limites de 42 ppm de NOx com 15% de excesso de O₂.

Com injeção de água, o CO passou de 7,4 para 10,8 lb/h e o HC de 1,5 para 3,1 lb/h. Com injeção de vapor, o CO foi para 22,5 lb/h e o HC para 7,8 lb/h. Porém, mesmo com este aumento, as emissões de CO e HC não atingem restrições impostas pelas leis dos EUA. Com injeção de água houve queda da eficiência da TG, com aumento da taxa de consumo ("heat-rate") de 6870 para 7075 Btu/Hp-h. Com injeção de vapor, houve aumento da eficiência do equipamento com redução da taxa de consumo para 6620 Btu/Hp-h. Nos dois casos, a potência líquida produzida pelo equipamento aumentou.

Com relação à flexibilidade de operação das TG's em cargas parciais, foram desenvolvidos sistemas de injeção de vapor na câmara de combustão, dando origem às chamadas turbinas a gás com injeção de vapor ("Steam Injected Gas Turbines" - STIG) desenvolvidas pela GE.

Um diagrama do ciclo está representado na figura 15, onde vapor a alta pressão produzido na caldeira de recuperação é injetado na câmara de combustão. Este vapor

tem a sua temperatura elevada durante o processo de combustão e é então expandido na turbina juntamente com o ar.

É exigido um trabalho extra de compressão da água até a pressão da caldeira de recuperação, mas este trabalho é desprezível frente ao trabalho de compressão da TG. Este fato, aliado ao maior calor específico do vapor com relação ao do ar, explicam o aumento da eficiência e da potência líquida produzida pelo equipamento STIG [27]. Foram feitas estimativas do aumento de custo devido a um sistema de tratamento da água que é injetada na TG, que seria necessário para a utilização do ciclo STIG. Para uma região dos EUA este valor ficou em menos de 5% do custo total da instalação [27].

Os equipamentos STIG foram desenvolvidos basicamente para atender demandas variáveis de vapor e energia elétrica em ciclos de cogeração. Quando há queda no consumo de vapor, o vapor excedente produzido na caldeira de recuperação pode ser direcionado para a TG que produzirá mais energia elétrica. Esta energia pode ser aproveitada na fábrica ou então vendida para a rede mediante contrato realizado entre as partes. Em vários países isto já é possível, como foi comentado no primeiro relatório [23]. No Brasil, este tipo de contratos com a rede pública ainda não é economicamente viável.

Os equipamentos STIG são desenvolvidos sobre TG's aeroderivadas, porque estas unidades são projetadas para operar com fluxos de massa bem acima dos valores nominais nos quais elas operam, o que permite acomodar o acréscimo devido à massa de vapor injetada.

Derivados dos equipamentos STIG, estão sendo desenvolvidos os equipamentos ISTIG ("Intercooled STIG"), cujo diagrama esquemático está representado na figura 16.

Este equipamento utiliza um resfriador ("intercooler") entre dois estágios do compressor. Segundo informações da referência [27] este equipamento terá melhor eficiência do

que os equipamentos STIG. Um dado fornecido estabelece uma eficiência de 47% de produção de energia elétrica para a turbina LM5000 da GE operando como um equipamento ISTIG [27].

b) Sistemas para utilização de combustíveis alternativos.

Dentro da área de pesquisas para utilização de combustíveis alternativos para as TG's destacam-se os sistemas de gaseificação do carvão, combustão em leito fluidizado, combustão utilizando a biomassa e combustão utilizando o gás do lixo.

b1) Sistemas de gaseificação do carvão.

A gaseificação do carvão é a reação do carvão com o vapor e ar, ou oxigênio, a uma temperatura suficientemente elevada para produzir combustível gasoso com baixo, médio ou alto poder calorífico. Ocorrem simultaneamente a conversão do carbono e do hidrogênio em uma mistura de gases combustíveis e a combustão parcial do carvão para gerar o calor necessário para a realização das reações químicas no gaseificador. Um dos sistemas mais adequados para a utilização destes processos são os sistemas de gaseificação do carvão integrados aos ciclos combinados (CGCC - "Coal Gasification/Combined Cycle"). Os sistemas mais competitivos para estes ciclos produzem gás combustível com baixo ou médio poder calorífico [7].

Apesar das turbinas a gás e dos ciclos combinados apresentarem menor eficiência quando operados com sistemas de gaseificação, os sistemas CGCC podem ser mais eficientes do que a maioria das outras tecnologias para a conversão do carvão em energia [7].

Um ciclo combinado pode ser montado inicialmente para operar com gás natural para mover a turbina a gás. Posteriormente, quando for viável economicamente, um ciclo

de gaseificação do carvão poderá ser acoplado a este ciclo combinado.

Um esquema de um ciclo de gaseificação do carvão integrado com ciclo combinado pode ser visto na figura 17.

Outro ponto essencial do CGCC é que este ciclo atende às legislações mais rigorosas de controle dos níveis de emissão dos poluentes [7,14]. Desta forma, não existem gastos maiores com sistemas adicionais para o controle das emissões. O carvão é importante por ser um combustível alternativo ao petróleo e que tem reservas mundiais abundantes.

b2) Sistemas de combustão em leito fluidizado.

Este sistema para utilização com uma TG está ilustrado na figura 18.

Um leito de partículas inertes e dolomita é mantido em uma condição fluidizada pela injeção de ar de combustão na sua parte inferior. Quando o ar é insuflado a uma determinada velocidade, o leito é mantido em suspensão e se movimenta como um líquido em ebulição. Com a câmara pressurizada (entre 12 e 16 bar), o seu volume necessário é reduzido e melhora o processo de combustão que ocorre no seu interior quando carvão triturado (partículas de tamanho máximo até 5 mm) é injetado no leito. Os gases resultantes da combustão voltam para serem expandidos na turbina da TG. A temperatura de equilíbrio no leito é mantida em torno de 850 C controlando-se a quantidade de carvão fornecida. Esta temperatura deve ser mantida para remover mais adequadamente o enxofre que se combina com a dolomita. A necessidade de manter a temperatura próxima a este valor limita este sistema, pois, não podem ser explorados avanços que permitam uma temperatura mais elevada dos gases que entram na turbina da TG. Sobre este aspecto, os ciclos de gaseificação do carvão apresentam melhores perspectivas para esta década [5,27].

b3) Sistemas de gaseificação da biomassa

Enquanto muitos países tem grandes reservas de carvão, outros não têm esta mesma disponibilidade, como é o caso do Brasil. Desta forma, os ciclos de gaseificação podem não apresentar-se como alternativas muito viáveis. No entanto, o nosso país, sendo um grande produtor de cana-de-açúcar para a fabricação do álcool, tem uma grande fonte de energia que deve ser explorada que é o bagaço de cana. Este bagaço constitui o que se chama de biomassa (energia química armazenada em plantas). O uso da biomassa em turbinas a gás com injeção de vapor é uma maneira promissora de explorar o recurso da biomassa [27].

O bagaço da cana já é utilizado no Brasil, sendo queimado para a produção de vapor para processo e geração de energia mecânica e elétrica com turbinas a vapor comerciais [4].

Estes processos, no entanto, são extremamente ineficientes do ponto de vista energético. Hoje tipicamente obtém-se 20 kWh por tonelada de cana. Com a utilização de turbinas a gás com injeção de vapor (STIG) com o bagaço de cana gaseificado e com técnicas mais eficientes de utilização do vapor nas usinas, pode obter-se até 500 kWh por tonelada de cana [27].

Um dos ciclos propostos para a gaseificação do bagaço de cana é similar ao processo de gaseificação do carvão que foi explicado anteriormente. Alguns estudos preliminares demonstram que a utilização destes ciclos com o sistema STIG são mais promissores do que a utilização de ciclos com turbinas a vapor [27].

Outro dado importante é que algumas análises indicam que a produção elétrica a partir do bagaço de cana gaseificado pode ser competitiva com a eletricidade gerada a partir de novas fontes hidroelétricas brasileiras [27].

b4) Utilização do gás do lixo.

Cada vez cresce mais o interesse na utilização do gás metano existente no gás produzido em aterros sanitários. Este gás é de boa qualidade e pode chegar a conter 90 % de metano com 4700 kcal/m³ (1)

Existem várias plantas experimentais utilizando TG's movidas com o gás do lixo. A referência [21] descreve uma destas plantas existentes na Grã-Bretanha que utiliza uma turbina Tornado, cuja performance de operação com o gás utilizado pode ser vista na figura 19. Nesta figura, aparece a composição do gás que é utilizado e as condições de operação do equipamento. As modificações do equipamento residem basicamente no sistema de alimentação do combustível, que deve ser capaz de utilizar o gás natural ou o gás do lixo. A câmara de combustão também sofre alterações para poder queimar o gás do lixo que, por ter menor poder calorífico do que o gás natural, deve permitir um maior fluxo em volume do gás.

O gás do lixo é produzido nos aterros sanitários através da digestão anaeróbica do lixo sólido e do lixo proveniente de detritos humanos e de animais e é composto basicamente de metano (CH₄) e dióxido de carbono (CO₂) com pequenas quantidades de nitrogênio (N₂) e oxigênio (O₂). Para otimizar a produção do gás do lixo, os aterros sanitários devem ser construídos de forma adequada [21].

Existem muitos aterros sanitários antigos no país que poderiam ser preparados para produzir gás para geração, além do grande potencial existente no tratamento dos esgotos, prática ainda muito pouco comum no Brasil e que deve crescer com as pressões de entidades ecológicas (2).

(1) comunicação pessoal com o Sr. George D. B. Stilgoe, gerente comercial da empresa CEC - Equipamentos Marítimos e Industriais S.A.
(2) comunicação pessoal com o Sr. George D. B. Stilgoe, gerente comercial da empresa CEC - Equipamentos Marítimos e Industriais S.A.

b5) Tratamento de combustíveis.

O aumento do preço de combustíveis e a maior disponibilidade de óleos pesados em várias regiões justificam em muitos casos a construção de equipamentos de tratamento destes combustíveis para a sua utilização nas TG's.

Os sistemas de tratamento basicamente separam a água e os sais minerais dissolvidos do combustível através de separadores centrífugos ou eletrostáticos. Estes elementos são nocivos à operação da turbina devido a problemas como corrosão a alta temperatura, depósito de cinzas e entupimentos no sistema de alimentação de combustível [20].

b6) Resfriamento do ar de entrada em uma TG.

Como foi visto (item B.1.1), a eficiência de uma turbina a gás aumenta com a redução da temperatura do ar de entrada no compressor.

Existem estudos da viabilidade econômica da instalação de sistemas de refrigeração do ar de entrada da turbina utilizando refrigeradores centrífugos, de absorção ou sistemas híbridos [17].

A.1.5. Desenvolvimento de novos materiais para as TG's.

Esta é uma área de desenvolvimento estratégica do ponto de vista tecnológico. A grande maioria das pesquisas com novos materiais para as TG's desenvolve-se em programas para aperfeiçoamento das turbinas aeronáuticas. As pesquisas visam objetivos como maior eficiência, maior potência e menor peso dos equipamentos, que são fundamentais para uma turbina aeronáutica. Os resultados destas pesquisas beneficiam também as TG's aeroderivadas. Um destes projetos de pesquisa para turbinas aeronáuticas é o "Integrated High-Performance Turbine Engine Technology" (IHPTET) que

estabelece metas de desenvolvimento para as TG's aeronáuticas até o ano 2000.

Alguns desenvolvimentos recentes obtidos nesta área são [3]:

- Melhora da resistência à fadiga dos bocais de turbinas utilizando técnicas de análise estrutural tridimensional;
- Desenvolvimento de técnicas especiais de fundição em processo de cera perdida para as pás fixas e móveis das turbinas. O processo de fundição destas partes é crítico devido à natureza do processo de solidificação do material monocristalino utilizado para estes componentes;
- Desenvolvimento de um eixo de alta rigidez para a turbina.

Dentro das turbinas a gás, as pás da turbina e as paredes da câmara de combustão estão submetidas a elevadas cargas térmicas e mecânicas. Devido a estes fatores, existem dois mecanismos básicos de falhas que podem afetar estes componentes:

- creep rupture;
- fadiga térmica.

A figura 20 representa o fenômeno que ocorre com os materiais metálicos onde ocorre uma deformação permanente em função do tempo quando submetidos a uma carga. Esta característica é importante e deve ser considerada quando o material opera sob um esforço em temperaturas maiores do que 50 % da sua temperatura de fusão, que é o que ocorre com vários elementos das TG's [9]. Este fenômeno representa a causa principal de falhas nos componentes da TG [9].

A figura 21 representa os gradientes de temperatura aos quais está submetida a pá de uma turbina resfriada internamente com ar. Estes gradientes existem em todas as situações de operação das TG's. A variação deste gradiente térmico em várias fases da operação do equipamento gera o efeito de fadiga que pode causar o início de trincas e falhas catastróficas [9].

Inúmeros materiais foram desenvolvidos para as turbinas aeronáuticas de segunda geração e já são utilizados em equipamentos aeroderivados como o IN738, Hastelloy X, Hastelloy HS188, X40, etc.

Além destas ligas de alta resistência em elevadas temperaturas, também são desenvolvidos materiais de revestimento adequados para aumentar a resistência à corrosão dos componentes das TG's. Estes revestimentos também permitem a utilização de um maior número de tipos de combustíveis [9].

Dentro da área das TG's industriais também são realizadas muitas pesquisas para desenvolvimento de novos materiais e técnicas de resfriamento das pás fixas e móveis das turbinas. Estas pesquisas também são motivadas pelo avanço na área aeronáutica de forma que as turbinas industriais não fiquem tecnologicamente atrasadas com relação às turbinas a gás aeroderivadas.

B.1. PROCEDIMENTOS E HIPÓTESES.

B.1.1. Comentários gerais.

Nesta terceira parte, estão descritas as atividades da segunda fase das pesquisas que foram realizadas.

Na segunda parte, chegou-se a um ciclo simples de cogeração com TG que foi analisado em um estudo de viabilidade econômica. Neste estudo determinou-se o prazo de retorno do investimento para a duas alternativas, uma com TG e uma com TV, com as tarifas de gás natural e energia elétrica vigentes na época. Fez-se também um estudo da sensibilidade deste prazo de retorno com a variação do preço destas tarifas e com a variação do valor do investimento no ciclo. Maiores detalhes das conclusões estão no primeiro relatório, mas de uma forma geral, o ciclo de cogeração com TG obteve resultados que demonstram boas oportunidades para aplicação na indústria.

Esta conclusão não está baseada apenas nos resultados da pesquisa realizada pelo aluno, mas sim no quadro, cada vez mais claro, das vantagens de aplicação dos ciclos de cogeração com TG's. Elevado número de plantas industriais existentes nos EUA e Europa que utilizam ciclos de cogeração com TG's confirmam este quadro.

Nesta segunda fase da pesquisa, adotou-se o ciclo simples de cogeração com turbina a gás utilizado anteriormente e aplicou-se este ciclo para o caso de uma outra indústria.

B.1.2. Procedimentos gerais.

a) Pesquisa.

Nos meses de julho e agosto foi veiculado um questionário para algumas indústrias paulistas.

Como grandes consumidores de gás natural são

potencialmente bons clientes para a utilização de turbinas a gás, um primeiro passo foi identificar estes consumidores.

Juntamente com o apoio e a orientação técnica da FIGENER S.A., este trabalho de identificação pôde ser realizado com a utilização de um mapa da Comgás que indica os locais de São Paulo e municípios vizinhos por onde passam dutos de fornecimento de gás natural. Neste mapa, estão relacionadas algumas empresas que consomem o gás natural.

O próximo passo foi elaborar um questionário sobre os requisitos de demanda térmica e elétrica de uma empresa. Uma cópia deste questionário está no anexo 1.

Fez-se contato com dez empresas identificadas. Porém, dada a natureza muitas vezes sigilosa dos dados que a empresa pode enviar, apenas três empresas aceitaram o questionário.

Até a data da elaboração deste relatório, apenas uma empresa retornou o questionário respondido.

b) Dados da empresa.

Esta empresa apresenta características de demanda térmica e elétrica muito favoráveis à aplicação de um ciclo de cogeração com uma turbina a gás. Os dados desta empresa estão no anexo 2.

Os fatores favoráveis são:

- elevado consumo de gás natural (50000 m³/dia);
- elevado fator de serviço da planta (7884 horas/ano);
- pouca variação da demanda térmica e elétrica do ciclo;
- elevada relação energia elétrica/energia térmica produzidas (31000 kW / 21740 kW).

Uma turbina a gás para atender a demanda elétrica desta empresa deve consumir cerca de 235000 m³/dia (supondo TG com 32% de eficiência e 24 horas de operação diária). Desta forma é necessário requisitar um aumento do fornecimento de gás natural da rede.

O elevado fator de serviço da planta (0,90 ou 7884 horas/ano) também é outro fator decisivo para a viabilização da nova instalação. Como foi visto no primeiro relatório [23], o aumento do fator de serviço da planta diminuiu consideravelmente os prazos de retorno para o investimento. Isto é uma consequência direta do melhor aproveitamento do equipamento, afinal, produção parada é investimento parado.

Outro fator favorável é a constância das demandas térmica e elétrica da planta. A eficiência das TG's diminui rapidamente quando elas operam em cargas parciais, fora da condição de 100% de carga para a qual foram projetadas. Tecnologias como o ciclo STIG para turbinas aeroderivadas, que foi descrito anteriormente, visam melhorar a eficiência das TG's em cargas parciais. No estudo, as demandas térmica e elétrica foram admitidas constantes e iguais a:

- demanda elétrica : 31 MW;
- demanda térmica : 21740 kW que corresponde a um consumo de 28 ton/hora de vapor saturado seco com temperatura de 200 C e pressão de 15 kgf/cm² (1,47e6Pa).

c) Equipamentos selecionados

Para a faixa de potência de 31 MW que foi adotada para o consumo elétrico, foram selecionados dez equipamentos de três fabricantes de turbinas a gás. As TG's são:

- LM 6000 da GE
- LM 5000 da GE
- LM 2500 da GE
- LM 1600 da GE
- MS 6001 da Nuovo Pignone
- MS 5001 da Nuovo Pignone
- PGT 25 da Nuovo Pignone
- GT 8 da ABB
- GT 10 da ABB
- GT 35 da ABB

Os dados das TG's escolhidas estão no anexo 3. Estes equipamentos estão divididos em cinco TG's aeroderivadas (Todas as LM da GE e a PGT 25) e cinco TG's industriais (Todas as TG's da ABB e as MS da Nuovo Pignone).

Procurou selecionar-se equipamentos para cobrir grande gama de potência e eficiência de produção elétrica para poder comparar o comportamento da combinação destes parâmetros no ciclo de cogeração proposto. As TG's escolhidas têm potências entre 11682 kW (LM 1600) e 40885 kW (GT 8) e eficiências entre 28,39 % (MS 5001) e 40,61 % (LM 6000).

O ciclo de cogeração que será utilizado neste estudo é aquele que foi utilizado para o caso estudado no primeiro relatório (ref.:23, anexo 1, pg.30) e que está representado na figura 24. Os componentes principais do ciclo são: a turbina a gás, a caldeira de recuperação, o desaerador e as bombas.

Foi feito um programa simples para microcomputador PC utilizando o editor TurboPascal para simular este ciclo. No item B.3 está descrito o programa e seu funcionamento.

Foi realizada a simulação do ciclo com cada um dos dez equipamentos que foram selecionados. Todas as TG's operaram sempre em 100 % de carga. Os resultados da simulação estão na tabela 4.

Os dados para potência nominal das turbinas a gás foram obtidos dos catálogos enviados pelos fabricantes dos equipamentos. A empresa onde serão utilizados estes equipamentos está localizada em São Paulo, e, portanto, não opera nas condições para as quais foram fornecidos os dados das TG's. As condições locais são: temperatura de 25 C e altitude do local de 700 m. O procedimento de correção dos dados está no item B.2.

Para facilitar a análise e a visualização dos resultados, os ciclos foram divididos em três grupos, que são:

- 1) Ciclos com as TG's lm6000, lm5000, gt8, ms6001;

- 2) Ciclos com as TG's ms5001, lm2500, pgt25, gt10;
- 3) Ciclos com as TG's lm1600, gt35.

B.1.3. Procedimentos para a análise econômica.

Para a análise econômica de cada ciclo, montou-se uma tabela similar àquela que foi utilizada no primeiro relatório (ref.:23, tabela 2, pg.50), com algumas alterações. A tabela final com os dados do ciclo que utiliza a TG lm6000 pode ser vista na tabela 2. Foi retirada a alternativa 2, que utilizava a turbina a vapor, e os itens relacionados a esta alternativa, uma vez que o objetivo deste estudo é analisar a influência dos parâmetros de produção elétrica, produção de vapor, eficiência e custo das TG's selecionadas quando aplicadas no ciclo simples de cogeração proposto.

a) Venda de excedente elétrico produzido.

Foi acrescentado o item da venda de energia elétrica para a rede, de forma a analisar a redução do prazo de retorno do ciclo para cada equipamento quando há a possibilidade de vender a eletricidade excedente produzida.

O preço fixado para a venda do excedente elétrico é de US\$60,11/MW-h. Na simulação, este valor é mantido constante para todos os preços da energia elétrica.

b) Investimentos.

Nos investimentos, o preço da caldeira de recuperação foi estimado com base no preço da caldeira utilizada no primeiro relatório [23] e é uma função da produção de vapor que será necessária. A expressão utilizada para calcular este preço está a seguir:

$$\text{EXP}(0.8 * \text{LN}(C17/12.7)) * 750 \quad (E1)$$

onde: 0.8 - fator de crescimento do preço do equipamento com o aumento da quantidade de vapor produzida - hipótese baseada em dados experimentais da FIGENER;
 C17 - produção de vapor necessária na caldeira de recuperação;
 12.7 - produção de vapor (ton/hora) da caldeira utilizada no primeiro relatório [23];
 750 (mil US\$) - preço da caldeira de recuperação para a produção de vapor de 12.7 ton/hora (obtido de arquivos da FIGENER S.A.)

O preço das turbinas a gás ao sair da fábrica foi gentilmente fornecido pelas empresas General Electric Company, AKZ - Nuovo Pignone e Asea Brown Boveri. A configuração dos equipamentos é a seguinte: turbina a gás, gerador elétrico, base ("skid"), proteção ("enclosure"), dutos de entrada e saída, sistemas de lubrificação e partida e sistemas de controle do equipamento.

A estimativa do preço do compressor de gás natural é feita de forma similar ao que foi feito para a caldeira de recuperação. A expressão para o cálculo está a seguir:

$$\text{EXP}(0.8 * \text{LN}(C25/360)) * 150 \quad (E2)$$

onde: 0.8 - fator de crescimento do preço do equipamento com o aumento da quantidade de gás natural que será comprimida - hipótese baseada em dados experimentais da FIGENER.
 C25 - consumo do compressor de gás natural (kW).
 360 - consumo do compressor de gás natural utilizado primeiro relatório [23];
 150 (mil US\$) - preço do compressor de gás para o caso do primeiro relatório (obtido de arquivos da FIGENER S.A.)

O preço da interligação elétrico-mecânica (E/M) é admitido como sendo 20 % do preço da turbina a gás, segundo dados da FIGENER.

Os itens de montagem, imprevistos, engenharia, transportes, seguros e impostos (importações, taxas, etc) são considerados como sendo 27 % da soma do preço total da, caldeira de recuperação, TG, compressor de gás natural e interligação E/M, segundo dados da FIGENER.

c) Adicional de manutenção.

Os dados de manutenção variam bastante com o equipamento e condições de operação das TG's. Valores exatos para estes dados devem ser considerados em estudos mais minuciosos e podem facilmente ser considerados no programa que foi feito para a análise econômica. Na análise realizada neste relatório, optou-se por manter o adicional de manutenção de US\$6,00/MW-h produzido para os equipamentos aeroderivados e de US\$3,00/MW-h para os equipamentos industriais, valores que foram fornecidos pela FIGENER S.A.

d) Cálculo das eficiências.

A eficiência das TG's é calculada como sendo:

$$efic = wptg/HI \quad (E3)$$

onde : wptg = energia elétrica produzida pelo gerador;

HI = energia fornecida através do combustível.

A eficiência global do ciclo de cogeração é :

$$eficc = (wptg + qppro - wpb)/HI \quad (E4)$$

onde : q_{ppro} = energia contida no vapor produzido,
 w_{pb} = consumos auxiliares (bomba e
compressor de gás natural).

e) Planilha eletrônica

Para automatizar a análise econômica, a tabela utilizada foi montada na planilha eletrônica Lotus 1-2-3. Todas as tabelas e gráficos da análise econômica deste trabalho foram obtidas através deste programa. Dentro da planilha criada neste software, foi programada uma macro (programa de execução automática dentro da planilha) para calcular a tabela para cada equipamento e sob diferentes combinações dos parâmetros utilizados na análise. A descrição mais detalhada desta planilha está no item B.3.

O procedimento programado desde a simulação do ciclo termodinâmico para cada equipamento até a análise econômica facilita o trabalho, agilizando a análise de qualquer nova alternativa de equipamento e novas condições econômicas vigentes.

f) Análise de sensibilidade

Inicialmente, foi feito um estudo de sensibilidade da variação do prazo de retorno do investimento para cada ciclo com a variação dos parâmetros de preço da energia elétrica pago à concessionária, preço do gás natural comprado da rede e preço da venda de excedente elétrico produzido.

Os valores para a análise foram:

- preço da energia elétrica (US\$/MW-h):
60,11 - 75,00 - 90,00
- preço do gás natural (US\$/1000m³):
154,40 - 160,00 - 170,00 - 180,00 - 190,00 -
200,00
- preço de venda do excedente elétrico (US\$/MW-h):
0,00 - 60,11

Este último parâmetro assume o valor de 60,11 apenas para os ciclos com as TG's 1m6000, ms6001 e gt8, que produzem excedente elétrico que pode ser vendido.

As condições atuais de tarifas são US\$60,11/MW-h para a eletricidade, US\$154,40/1000m³ para o gás natural e não há venda de excedente elétrico.

Os resultados desta análise estão na tabela 5 e nos gráficos de 1 a 12. Os gráficos 13, 14 e 15 apresentam uma comparação dos três ciclos que obtiveram os menores prazos de retorno nas condições atuais.

Nos gráficos 16 e 17, foi estudado a variação do parâmetro da eficiência da TG no prazo de retorno dos ciclos com as TG's 1m2500 e gt10. A eficiência das TG's 1m2500 e gt10 nas condições atuais é menor do que a sua eficiência nas condições de teste fornecidas nos catálogos. Foi comparada a performance dos ciclos com as TG's operando nas condições de catálogo e nas condições atuais, para analisar a redução do prazo de retorno dos ciclos com a utilização de TG's mais eficientes.

Os gráficos 18, 19 e 20, representam a influência da variação da quantidade de vapor consumido pela empresa para os ciclos com as TG's 1m6000, ms6001 e gt8. Os ciclos com estes três equipamentos podem produzir elevada quantidade de vapor excedente às 28 ton/hora de consumo original da empresa. Foram comparados o caso com produção de vapor limitada em 28 ton/hora e o caso com a limitação dada pela capacidade total de produção de vapor dos ciclos.

B.2.Procedimento de correção da potência das turbinas.

Os catálogos de turbinas a gás geralmente apresentam os dados para os equipamentos em condições padronizadas. Como foi comentado anteriormente, a potência produzida por uma TG, as condições dos seus gases de escape (temperatura e fluxo em massa) e o seu consumo para cada regime de operação são funções da temperatura e da pressão do ar de entrada no compressor da turbina e da perda de carga que o ar sofre na entrada e na saída do equipamento. Os catálogos dos equipamentos geralmente fornecem os dados para condições padronizadas de pressão e temperatura do ar de entrada e da perda de carga na entrada e na saída do equipamento. Estas condições são estabelecidas pela ISO (International Standarts Organization) e são:

- temperatura de entrada na turbina : 15 C
- pressão de entrada na turbina : 101,35 kPa (pressão ao nível do mar)
- perda de carga na entrada da turbina : 8,7 mbar
- perda de carga na saída da turbina : 6,2 mbar

A figura 25 apresenta os dados de catálogo para a turbina LM2500 para as condições ISO.

Como nem sempre o equipamento opera nas condições ISO, é necessário fazer a correção da potência, consumo e condições de saída dos gases para as condições reais de operação do equipamento.

a) Procedimento de correção

Este procedimento foi obtido de um catálogo técnico da General Electric Company e é utilizado para a operação em regime de 100 % de carga (carga base).

A nomenclatura utilizada é a seguinte:

D = diferencial; ex.: DP = diferencial de pressão;

fa = fator de correção da potência com a variação da perda de carga na entrada;

f_b = fator de correção da potência com a variação da perda de carga na saída;

f_c = fator de correção da potência de acordo com a temperatura de entrada no compressor;

f_d = fator de correção do fluxo de gases de acordo com a temperatura de entrada no compressor;

f_e = fator de correção da taxa de consumo (kW de combustível/kW gerado) de acordo com a temperatura de entrada no compressor;

f_f = fator de correção da taxa de consumo com a variação da perda de carga na entrada;

f_g = fator de correção da taxa de consumo com a variação da perda de carga na saída;

FC = consumo de combustível (kW);

HR = taxa de consumo;

KW = potência elétrica produzida;

P = pressão barométrica (Pa);

P_c = pressão efetiva na entrada de um equipamento industrial;

T = temperatura do ar de entrada no equipamento

T_x = temperatura de saída dos gases de escape da turbina (C);

W_a = fluxo em massa de ar (kg/s);

EFF = eficiência térmica do ciclo;

Subscritos:

s - denota condições do local;

i - denota condições ISO;

b) Método

Os coeficientes "f" são obtidos de gráficos que relacionam os seus valores em função de temperatura do ar de entrada no equipamento.

1) Correção da potência

$$(kW_s) = (kW_i) \times (P_s/101350) \times f_a \times f_b \times f_c$$

2) Correção da taxa de consumo

$$(HR_s) = (HR_i) \times f_e \times f_f \times f_g$$

Nota : a altitude não tem influência na taxa de consumo.

3) Consumo de combustível

$$(FC_s) = (kW_s) \times (HR_s)$$

4) Temperatura de saída dos gases de escape (Tx)

Deve ser lida de gráfico próprio para cada equipamento que relaciona esta temperatura com a temperatura do ar de entrada na turbina.

5) Fluxo de ar

$$(W_a_s) = (W_a_i) \times (P_c/101350) \times f_d$$

onde $P_c = P_s - (0,0361 \times DP$ (polegadas de água na entrada))

6) Eficiência térmica

$$EFF = 1/HR_s$$

c) Correção para as turbinas industriais.

Os fatores de correção para estes equipamentos foram obtidos dos gráficos que estão no anexo 4 para a turbina industrial PG 5361 da General Electric. Os mesmos fatores

foram utilizados para todos os equipamentos industriais. Os dados corrigidos foram obtidos pelo procedimento descrito acima. A empresa está a uma altitude de 700 m do nível do mar com uma pressão de 93425 Pa e a temperatura do ar é admitida como sendo 25 C.

$$P_s/P_i = 93425/101350 = 0,922$$

$$f_a = 1$$

$$f_b = 1$$

$$f_c = 0,92$$

$$f_e = 1,03$$

$$f_f = 1$$

$$f_g = 1$$

$$P_c = P_s = 93425$$

$$f_d = 0,96$$

Para a temperatura de saída dos gases da turbina foi utilizada a seguinte expressão que relaciona a temperatura de saída com temperatura do ar na entrada:

$$T_{xs} = (T_s - T_i) \times 0,625 + T_{xi}$$

A altitude não tem influência nesta temperatura.

Os dados dos equipamentos para as condições ISO e para as condições corrigidas estão no anexo 3.

d) Correção para as turbinas aeroderivadas

Os fatores de correção para a TG 1m6000 e para a 1m1600 foram obtidos de catálogos que estavam disponíveis. Para as TG's 1m5000, 1m2500 e pgt25 foi utilizada a média aritmética dos coeficientes para a 1m6000 e 1m1600.

Os coeficientes que são diferentes para as TG's aeroderivadas com relação às TG's industriais são f_c , f_e , f_d e o acréscimo de temperatura considerado é de 21 C para todos os equipamentos aeroderivados.

Para 1m6000 os valores são:

$$f_c = 0,859$$

$f_e = 1,025$

$f_d = 0,889$

Para 1m1600:

$f_c = 0,906$

$f_e = 1,04$

$f_d = 0,937$

Para os outros equipamentos:

$f_c = 0,883$

$f_e = 1,03$

$f_d = 0,914$

Os outros coeficientes são iguais aos das TG's industriais.

Os dados dos equipamentos para as condições ISO e para as condições corrigidas estão no anexo 3.

B.3.DESCRICÃO DOS PROGRAMAS.

Para automatizar o procedimento para a análise econômica do problema, foram feitos dois programas para computador IBM PC ou compatível.

a) Programa para simulação do ciclo termodinâmico.

O primeiro programa foi feito utilizando o editor TurboPascal. Ele obtém os dados do ciclo simples que foi selecionado para a aplicação na empresa (figura 24) quando são acoplados à caldeira de recuperação cada uma das TG's que foram escolhidas. A sequência de cálculos do programa é a mesma que está representada no anexo 1 do primeiro relatório [23].

O fluxograma com os dados de entrada e saída está no anexo 5 e a listagem do programa está no anexo 6.

O programa trabalha com arquivos. É fornecido um arquivo de execução que pode ser visto na figura 26.

Este arquivo fornece os seguintes dados:

- nomes dos arquivos onde estão os dados dos equipamentos que devem ser simulados no ciclo. Um destes arquivos está representado na figura 27;

- nome do arquivo onde estão as condições da água que entra na caldeira de recuperação e requisitos do vapor para o processo (figura 28);

- nome do arquivo onde devem ser armazenados os resultados da simulação para cada equipamento. O arquivo dos resultados está representado na figura 29;

Este arquivo de saída do primeiro programa é o arquivo de entrada do segundo programa, que foi feito na planilha eletrônica.

Para o cálculo das propriedades termodinâmicas do vapor, que são utilizadas no primeiro programa, foi adaptado para a linguagem Pascal um programa feito na FIGENER S.A. que

tem esta finalidade. A listagem deste programa está no anexo 7. Este programa pode ser acessado pelo programa principal através de palavras chaves que indicam qual a propriedade que deve ser calculada.

b) Programa para a análise econômica.

O segundo programa faz a análise econômica com os dados obtidos para cada equipamento no primeiro programa.

Para fazer esta análise econômica está sendo utilizado o programa Lotus 1-2-3. Uma cópia da planilha montada está na tabela 2. No anexo 8, está uma cópia da planilha com as fórmulas utilizadas em cada célula. As fórmulas dos investimentos foram explicadas dentro dos procedimentos econômicos.

Para automatizar a análise econômica, foi feita uma macro (programa dentro da planilha) que substitui para cada ciclo todos os parâmetros técnicos e econômicos correspondentes, variando o preço da eletricidade, preço do gás natural e preço da venda do excedente elétrico, seguindo os valores determinados nos procedimentos econômicos (item B.1), e calcula o prazo de retorno do investimento para cada uma destas condições e então armazena os resultados para cada caso em um outro arquivo, que está representado em parte na tabela 3. No anexo 9 está representada a macro que foi criada. No arquivo dos resultados da análise econômica, utilizou-se os recursos gráficos da planilha para automatizar a criação dos gráficos.

O arquivo de resultados obtido no primeiro programa é a entrada de dados para o segundo programa. A transferência dos dados é feita através de um comando do Lotus 1-2-3 que permite importar o arquivo gerado em código ASCII pelo primeiro programa.

B.4. RESULTADOS E CONCLUSÕES DA ANÁLISE ECONÔMICA.

a) Comentários gerais.

Os resultados da análise econômica estão nas tabelas 4 e 5 e nos gráficos 1 até 12.

Os valores para o prazo de retorno estão em anos. As situações sem prazos de retorno são:

- situação ERR : ocorre quando

$$i * I \geq RA \geq 0$$

Nesta situação, a receita anual não cobre a taxa de juros.

- situação com taxa de retorno negativa : ocorre quando

$$RA < 0$$

onde : i - taxa de juros anual;

I - investimento total;

RA - receita líquida anual.

Nestes dois casos acima, a indústria gasta mais com o novo ciclo do que se tivesse permanecido com o ciclo original.

Para que um ciclo apresente prazo de retorno, a receita líquida resultante deverá ser:

$$RA > i * I$$

Na tabela 4, observa-se que a limitação da quantidade de vapor produzido em 28 ton/hora reduziu a eficiência do ciclo para aqueles equipamentos com capacidade de produção de vapor superior ao necessário. Nesta tabela, a coluna "produção máxima de vapor" apresenta a quantidade de vapor produzida pelo ciclo se todo o gás de escape da turbina fosse utilizado para gerar vapor. A eficiência do ciclo nestas condições está na coluna "eficiência possível do ciclo". A coluna "consumo de vapor" indica a quantidade de vapor efetivamente produzida com o limite do consumo em 28 ton/hora. A eficiência do ciclo nesta condição está na

coluna "eficiência real do ciclo". Os únicos equipamentos que não tiveram a eficiência real do ciclo alterada foram lm1600 e gt35.

A tabela 5 apresenta os valores dos prazos de retorno que foram plotados nos gráficos. A sigla VEE corresponde ao preço para a venda da energia elétrica excedente produzida. A sigla EE corresponde ao preço da energia elétrica comprada da rede.

b) Comentário dos gráficos.

Os gráficos 1, 2 e 3 trazem os resultados para os ciclos com as TG's lm6000, lm5000, ms6001 e gt8.

No gráfico 1, com preço da energia elétrica de US\$60,11/MW-h, o ciclo com a TG gt8 não é viável. O ciclo com a TG lm6000 é o mais viável para todos os preços de gás natural. Os valores do prazo de retorno estão entre 5,54 e 12,28 anos, que são ainda muito elevados para justificar aplicação deste equipamento. O ciclo com a turbina ms6001 é mais sensível às variações do preço do gás natural devido à sua baixa eficiência (30,67 %). Nos gráficos 2 e 3, ele apresenta este mesmo comportamento. Este ciclo tem prazos de retorno superiores a 10 anos. O ciclo com a TG lm5000 apresenta maior sensibilidade com o aumento do preço do gás do que o ciclo com a lm6000, porque sua eficiência de produção elétrica é menor (36,50 % contra 40,62 %). O ciclo com a lm6000 é relativamente insensível à variação do preço do gás natural.

No gráfico 2, com o preço da energia elétrica elevado para US\$75,00/MW-h, todos os ciclos sofrem uma redução dos prazos de retorno do investimento. Fica evidente também que para custos mais elevados da energia elétrica, as turbinas a gás e os respectivos ciclos de cogeração são menos sensíveis às variações dos preços do gás natural. Um exemplo é o ciclo

com a TG 1m6000 que para energia elétrica a US\$60,11/MW-h apresentava prazos de retorno entre 5,54 e 12,28 anos e com o preço da energia em US\$75,00/MW-h passou a apresentar valores entre 2,96 e 4,09 anos. Este fato também é observado em todos os outros ciclos.

No gráfico 3, com preço da energia elétrica em US\$90,00/MW-h, o prazo de retorno fica inferior a 5 anos, inclusive para o ciclo com a TG gt8, que é inviável para valores inferiores do preço da eletricidade, em duas condições de preço do gás natural. Nos gráficos 1, 2 e 3, o ciclo com a 1m6000 apresentou prazo de retorno mais rápido. O ciclo com a 1m5000 obteve o segundo lugar em performance. Esta TG não atende totalmente a demanda da empresa (31MW) e o ciclo que a utiliza está mais sujeito ao aumento de preço da energia elétrica do que o ciclo com a ms6001. Quando este preço aumenta, os prazos de retorno dos dois ciclos se aproximam, como se observa nos gráficos 1, 2 e 3.

Os gráficos 4, 5 e 6 representam as mesmas condições de preços do gás e da energia elétrica que os gráficos 1, 2 e 3, respectivamente, mas com a hipótese que a energia produzida excedente pode ser vendida para a rede por um preço de US\$60,11/MW-h. Como o ciclo com a TG 1m5000 não tem excedente de energia que possa ser vendido para a rede, ele não aparece nestes gráficos.

No gráfico 4, o ciclo com a TG gt8 é mais viável do que o ciclo com a ms6001, porém possui elevada sensibilidade com o aumento do preço da energia elétrica devido à baixa eficiência desta TG (30,68 %). O ciclo com a TG 1m6000 já apresenta prazos de retorno ao redor de cinco anos.

No gráfico 5, o ciclo com a TG ms6001 volta a ser mais viável do que o ciclo com a TG gt8, mas ambos apresentam alguns prazos de retorno ao redor de cinco anos. O ciclo com

a TG 1m6000 já apresenta prazos de retorno ao redor de 3 anos.

No gráfico 6, os valores relativos dos prazos de retorno dos três ciclos mantém-se como no gráfico anterior, mas os valores para o ciclo com a TG 1m6000 estão ao redor de dois anos e para os ciclos com ms6001 e gt8, estão entre 2,5 e 4,5 anos.

Nos gráficos 18,19 e 20, comparou-se os ciclos com as TG's 1m6000, ms6001 e gt8, com a energia elétrica a US\$60,11/MW-h, na situação atual da empresa e no caso onde todo o fluxo em massa dos gases de escape destas TG's era aproveitado para gerar vapor para processo.

No gráfico 18, os prazos de retorno para o ciclo com a TG 1m6000 caíram de valores entre 5,5 e 12,3 anos para valores entre 4 e 5,5 anos e a sensibilidade do prazo de retorno à variação do preço do gás natural também diminuiu. A eficiência possível do ciclo com esta TG é de 82,28 % (ver tabela 4) quando todo o fluxo dos gases de escape é utilizado para produzir vapor.

No gráfico 19, os prazos de retorno para o ciclo com a TG ms6001 caíram de 14 a 19 anos ou inexistentes para valores entre 4,1 e 5,7 anos, mostrando baixa sensibilidade à variação do preço do gás natural. A eficiência possível deste ciclo é 81,97 %.

No gráfico 20, o ciclo com a TG gt8 que para produção de 28t/h de vapor só apresenta prejuízo, com o aproveitamento das 91,63 t/h que podem ser produzidas, passa a apresentar prazos de retorno entre 5,5 e 9 anos. A eficiência do ciclo neste caso é de 84,03 %, que é maior do que a eficiência do ciclo com a TG 1m6000 e a TG ms6001.

Nos gráficos 7, 8 e 9 estão os resultados para os ciclos com o segundo grupo de TG's.

No gráfico 7, o ciclo com a TG gt10 é mais sensível à variação do preço do gás devido à sua menor eficiência. O ciclo com a TG lm2500 tem dados de produção de eletricidade e produção de vapor similares ao ciclo com a TG gt10 (18456 kW e 18407 kW , e ambos produzem 28 ton/hora de vapor). Neste gráfico e nos seguintes (8 e 9), apesar da TG lm2500 ter uma eficiência de 35,97 % contra 31,84 % da TG gt10, este último equipamento tem um preço 22 % inferior, além de um adicional de manutenção 50 % menor. Estes fatores conferem as vantagens obtidas nos prazos de retorno. O ciclo com a TG pgt25 apresenta performance similar ao ciclo com lm2500, porém a TG pgt25 é mais cara do que o outro equipamento. O ciclo com a TG ms5001 não apresenta prazos de retorno viáveis nesta situação.

No gráfico 8, o ciclo com a TG ms5001 já apresenta prazos de retorno, porém inviáveis, além de elevada sensibilidade com o preço do gás natural, devido à baixa eficiência da TG (28,33 %). Os outros ciclos mantêm a mesma tendência do gráfico anterior, mas com prazos de retorno entre 3 e 5 anos.

No gráfico 9, os ciclos apresentam mesma tendência que no gráfico anterior, porém o ciclo com a TG ms5001 tem prazos ao redor de 4,5 anos e os outros ciclos têm prazos entre 2 e 3,5 anos. Do gráfico 7 para o 9, o ciclo com a TG gt10, para o preço do gás natural de US\$154,50/1000m³, apresentou uma redução de 60,61 % no prazo de retorno, de 5,56 para 2,19 anos.

Nos gráficos 10, 11 e 12, estão os resultados para os ciclos com as TG's lm1600 e gt35.

No gráfico 10, os ciclos com as TG's 1m1600 e gt35 apresentaram prazos de retorno entre 5,1 e 7,2 anos e 7,5 e 17,2 anos, respectivamente.

No gráfico 11, estes ciclos apresentaram prazos de retorno entre 3,1 e 3,7 anos e 4,1 e 5,6 anos, respectivamente.

No gráfico 12, com a energia elétrica a US\$90,00/MW-h, os ciclos apresentaram prazos de retorno entre 2,3 e 2,6 anos e 2,8 e 3,4 anos, respectivamente.

Nos gráficos 16 e 17, analisou-se a influência do parâmetro eficiência da TG no prazo de retorno para os ciclos com as TG's 1m2500 e gt10. Comparou-se os ciclos em duas situações : com os equipamentos funcionando na sua eficiência corrigida para as condições locais de operação e com eles funcionando nas condições padronizadas ISO. O preço da energia elétrica é de US\$60,11/MW-h.

No gráfico 16, o ciclo com a TG 1m2500 com eficiência da TG de 35,97 % (condições locais) apresentou prazos de retorno entre 6,5 e 10,3 anos. Com eficiência da TG de 37,02% (condições ISO), estes valores caíram para 5,5 e 9,3 anos. Para o preço do gás a US\$154,40/1000m³, houve uma redução de 15,4 % no prazo de retorno.

No gráfico 17, o ciclo com a TG gt10 apresentou prazos de retorno entre 5,6 e 10,8 anos com eficiência da TG de 31,84 % (condições locais) e entre 4,9 e 10,2 anos com eficiência da TG de 32,80 % (condições ISO). A redução no prazo de retorno para o gás a US\$154,40/1000m³ é de 12,5 %.

c) Conclusões gerais.

Da comparação dos gráficos 1, 2 e 3 com os gráficos 4, 5 e 6, observa-se a redução dos prazos de retorno de todos os ciclos. A redução mais acentuada ocorre com o ciclo com a TG gt8, que possui 9885kW de excedente elétrico produzido. O ciclo com a TG gt8, que no gráfico 1 não apresentava prazos de retorno e nos gráficos 2 e 3 apresentava prazos de retorno muito altos, começa a ser mais competitivo.

Dos gráficos 4, 5 e 6, nota-se a importância de uma legislação adequada que permita a venda do excedente de energia elétrica produzida em ciclos de cogeração para a rede. Esta possibilidade aumentaria a viabilidade de aplicação das TG's em ciclos industriais. Para uma dada demanda elétrica, no caso estudado o valor é 31MW, poderiam ser selecionados equipamentos com maior produção elétrica como a TG gt8. No gráfico 6, com preço da eletricidade a US\$90,00/MW-h, o ciclo com a TG gt8 tem prazos de retorno entre 2,65 e 4,57 anos que já é competitivo com o ciclo com a turbina aeroderivada Im2500 nas mesmas condições com prazos de retorno entre 2,65 e 3,09 anos (tabela 5). Nestas condições, o ciclo com a TG ms6001 também fica competitivo com prazos de retorno entre 2,68 e 3,98 anos. Estas condições ocorrem mesmo com a queda da eficiência real dos ciclos com as TG's gt8 e ms6001 devido à limitação de produção de vapor em 28 t/h.

Os preços das TG's deste grupo estão dentro da mesma faixa. Os equipamentos aeroderivados têm preços ligeiramente inferiores, devido, provavelmente, à comunidade de vários de seus componentes com as TG's aeronáuticas que têm volume de produção elevado.

Dentro deste primeiro grupo de equipamentos, as turbinas aeroderivadas obtiveram melhor desempenho global, mesmo com adicional de manutenção de US\$6,00/MW-h contra US\$3,00/MW-h das TG's industriais, principalmente

devido à sua maior eficiência de produção elétrica, que torna os ciclos que utilizam as TG's aeroderivadas menos sensíveis à variação do preço do gás natural, e devido a sua adequabilidade aos requisitos de consumo de vapor da empresa. Os ciclos com as TG's ms6001 e gt8 sofreram queda elevada da eficiência global do seu ciclo com a limitação do consumo de vapor em 28 ton/hora. De uma eficiência possível de 81,97 % e 84,03 % para uma eficiência real de 50,83 % e 46,98 %, respectivamente (ver tabela 4).

Os gráficos 18, 19 e 20 mostram a redução acentuada dos prazos de retorno para os três ciclos, principalmente para aqueles que utilizam TG's industriais, com o aumento do consumo de vapor da indústria. Os ciclos com as TG's ms6001 e gt8 tornam-se bem mais viáveis com um maior consumo de vapor. A sensibilidade dos prazos de retorno do ciclo com a variação do preço do gás natural também diminui com o aumento do consumo de vapor.

Nos gráficos 7, 8 e 9 observa-se que os ciclos seguiram sempre a mesma ordem de precedência para todas as situações dos parâmetros estudados. Os ciclos mais viáveis, em ordem crescente, utilizaram as TG's gt10, lm2500, pgt25 e ms5001, respectivamente. Os três primeiros ciclos apresentam características muito semelhantes de produção elétrica e de vapor (ver tabela 4). Apesar da TG gt10 apresentar menor eficiência (31,84 % contra 35,97 % e 34,36 % para lm2500 e pgt25, respectivamente), esta TG apresenta menor adicional de manutenção por ser industrial e tem a grande vantagem de ter preço em torno de 25,7% menor do que as duas outras TG's.

Os gráficos 10, 11 e 12 comparam os ciclos com as TG's lm1600 e gt35. Estes dois ciclos não tiveram sua eficiência global alterada com a limitação da produção de vapor em 28 ton/hora (ver tabela 5). O ciclo com a TG gt35 tem maior

produção elétrica (14335 kW contra 11682 kW), porém, apesar do adicional de manutenção deste ciclo ser 50 % inferior, a TG deste ciclo tem menor eficiência do que a TG 1m1600 (31,07 % contra 35,72 %) e o preço desta última TG é 28,57 % inferior. Estes fatores conferiram ao ciclo com a TG 1m1600 prazos de retorno inferiores (ver gráficos), além de menor sensibilidade ao preço do gás natural. Do gráfico 10 para o gráfico 12, o ciclo com a TG 1m1600 apresentou uma redução de 55,88 % no prazo de retorno (de 5,10 para 2,25 anos) com o preço do gás em US\$154,50/1000m³. O ciclo com a TG gt35, nas mesmas condições apresentou uma redução de 62,86 % (7,54 para 2,80 anos) nos prazos de retorno.

Os gráficos 16 e 17, mostram a importância da busca de TG's que tenham maior eficiência de produção elétrica para a sua utilização nos ciclos de cogeração.

Como foi visto anteriormente, a eficiência das caldeiras originais da empresa considerada neste estudo é de 90 %. Desta forma, os vários ciclos que apresentaram prazos de retorno do investimento atrativos demonstram que os ciclos de cogeração com TG podem ser opções viáveis mesmo para indústrias que utilizam caldeiras de alta eficiência para a produção de vapor.

d) Seleção de uma das TG's.

Analisando todos os gráficos de uma forma geral, nas condições atuais, com o gás a US\$154,40/1000m³ e a energia elétrica a US\$60,11/MW-h, sem venda de excedente para a rede elétrica, três equipamentos competem oferecendo os melhores prazos de retorno:

- 1m1600 com 5,10 anos,
- 1m6000 com 5,54 anos;
- gt10 com 5,56 anos.

Uma primeira conclusão é que estes prazos de retorno

ainda são elevados para os padrões desejados pelos empresários brasileiros. Frente à situação extremamente instável da nossa economia, prazos de retorno de 2 a 3 anos são os mais desejáveis.

Nos gráficos 13, 14 e 15 estão representados os três equipamentos acima. A legenda lm6000v representa o ciclo com a TG lm6000 quando o excedente de eletricidade produzido pode ser vendido para a rede por US\$60,11/MW-h. Destes gráficos observa-se que os ciclos com as TG's gt10 e lm6000 são mais sensíveis à variação do preço do gás natural do que o ciclo com a TG lm1600. Para o ciclo com a tg lm6000 isto ocorre porque o consumo de gás natural para este equipamento é maior (83956 kW contra 32700 kW da TG lm1600). Para o ciclo com a TG gt10 isto ocorre porque a eficiência deste equipamento é menor (31,84 % contra 35,72 % para lm1600).

No gráfico 13, o ciclo com a TG lm6000 com venda de excedente torna-se competitiva com o ciclo com a lm1600 para preços do gás natural até US\$180,00/1000m³.

No gráfico 14, o ciclo com a lm6000 com venda de excedente já oferece prazos de retorno inferiores aos outros ciclos, com valores entre 2,71 e 3,63 anos. Quando não há venda de excedente estes valores ficam entre 2,96 e 4,09 anos, que também são competitivos com os valores do prazo de retorno para o ciclo com a TG lm1600 para preços do gás natural até US\$180,00/1000m³.

No gráfico 15, todos os ciclos apresentam prazos de retorno inferiores a 2,7 anos. O ciclo mais adequado utiliza a TG lm6000, mesmo quando não há a possibilidade da venda do excedente elétrico produzido.

Agora, é interessante notar que o valor dos prazos de retorno nas condições atuais que foram apresentados acima são inferiores ao prazo de retorno em situações similares para o caso estudado no primeiro relatório [23]. Considerando o ciclo com a TG lm1600, a redução foi de 22,73% (de 6,6 para 5,1 anos - ver tabela 3 ref. 23). Isto se deve ao maior consumo elétrico da empresa no segundo caso

(31MW contra 5MW do caso do primeiro relatório - ref.:23), o que exigiu TG's maiores que apresentam custo benefício mais favorável. As TG's são mais adequadas para empresas com grande consumo elétrico, porque a grande contribuição da receita líquida provém da produção da energia elétrica e não da produção de vapor. As caldeiras originais da empresa considerada neste estudo chegam a operar com eficiência de 90 %, mas a TG pode garantir a autosuficiência elétrica por um preço menor do que aquele que é pago para a rede. Como foi comentado anteriormente nos procedimentos econômicos, esta empresa apresenta características favoráveis à utilização do ciclo com uma TG.

O ciclo com a turbina lm1600 apresentou os prazos de retorno mais vantajosos nas condições atuais e para todos os casos com o preço da eletricidade a US\$60,11/MW-h, quando a venda de excedente elétrico não é considerada. Com o aumento do preço da energia elétrica, no entanto, o ciclo com a TG lm 6000 começou a superar o ciclo com a TG lm1600, porque este último equipamento não atende a demanda elétrica total da indústria e o restante é comprado ao preço da rede, o que torna o ciclo com a TG lm1600 mais sensível à variação deste preço.

O ciclo com a TG gt10 apresentou prazos de retorno sempre maiores do que o ciclo com a TG lm1600, com exceção de alguns casos para eletricidade a US\$90,00/MW-h (ver gráfico 15). A TG gt10 tem menor eficiência que lm1600 e lm6000 (31,84 % contra 35,72 % e 40,62 %, respectivamente), mas tem como ponto a favor o preço do adicional de manutenção que é 50 % menor do que o dos outros equipamentos.

Agora, quando há possibilidade da venda do excedente de energia elétrica para a rede, o ciclo com a TG lm6000 supera os outros ciclos em praticamente todos os casos, estando os casos de exceção representados no gráfico 13, para preços do gás natural a partir de US\$180,00/1000m³.

Analisando as condições atuais e olhando o problema com

maior perspectiva, mesmo que neste momento os ciclos com as TG's lm1600, gt10 e lm6000 estejam com prazos de retorno próximos e os dois primeiros equipamentos apresentem menores investimentos iniciais, a TG lm6000 é o equipamento mais interessante para a instalação na empresa, porque atende toda a demanda elétrica da planta, com um excedente que pode servir para futuro aumento desta demanda ou venda do excedente elétrico quando isto for viável.

Com a TG lm6000 no ciclo de cogeração também é possível atender toda a demanda de vapor da empresa e inclusive acomodar aumentos significativos desta demanda até o máximo de 45 ton/hora de vapor (ver tabela 4).

Os fatores mais importantes que determinaram a superioridade deste equipamento nesta aplicação são a sua elevada eficiência de produção elétrica (40,60% nas condições de operação das empresa) e o seu preço relativamente inferior quando comparado aos outros equipamentos.

Na tabela 4, observa-se que o ciclo com a TG lm1600 não teve a sua eficiência real afetada pelo limite de 28 ton/hora de consumo de vapor da empresa, o que foi um fator positivo para tornar este equipamento competitivo com lm6000 e gt10.

O ciclo com a TG lm1600 produz no máximo 19,47 ton/hora. A gt10 pode produzir até 37,9 ton/hora de vapor (tabela 4), permitindo acomodar futuros crescimentos no consumo de vapor. A TG gt10 também tem como fator positivo o seu baixo custo de fabricação e de manutenção.

e) Comentários finais

Destas conclusões, observa-se que a pesquisa e desenvolvimento para a obtenção de TG's com elevadas eficiências para uso industrial é extremamente importante. A maior eficiência da TG garante produção elétrica a um custo mais baixo, contribuindo para o aumento da receita líquida

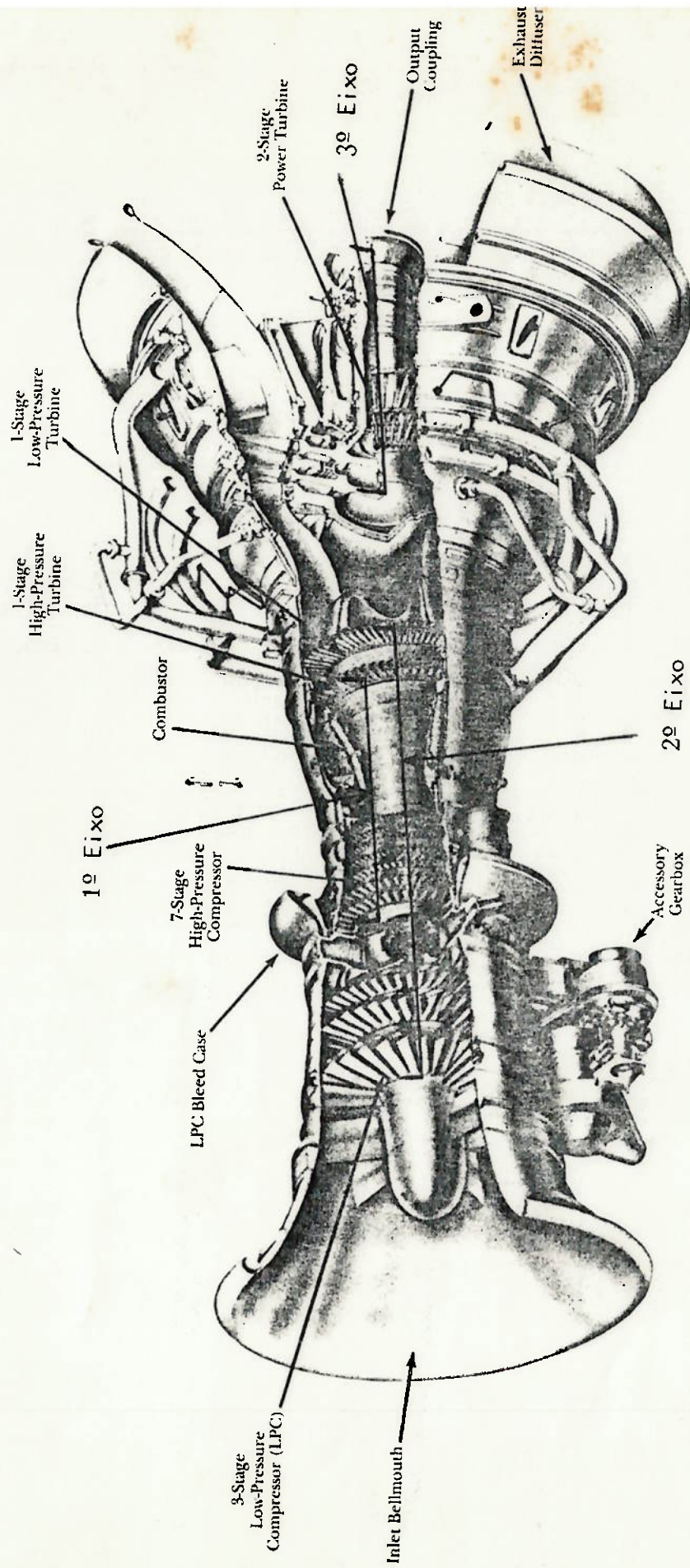
com o novo ciclo, além de menor sensibilidade do prazo de retorno com a variação do preço do gás natural. As pesquisas aeronáuticas são uma porta para o aperfeiçoamento das turbinas a gás, principalmente dos equipamentos aeroderivados que, apesar de ainda apresentarem custo de manutenção superior ao das TG's industriais, podem ser alternativas muito viáveis dentro dos ciclos de cogeração para as indústrias.

Tendências mundiais apontam o crescimento da aplicação das TG's nas indústrias para a geração elétrica. No Brasil, ainda existem muito poucas TG's em ciclos de cogeração, mas a possibilidade de aumento do custo da energia elétrica produzida pela rede, aliada a incertezas de fornecimento e também frente a fontes alternativas promissoras de combustíveis para as turbinas a gás, como o bagaço de cana e o gás do lixo, são itens que apontam para um mercado potencial que deve crescer nos próximos anos.

Existe ainda pouca experiência com TG's no Brasil, onde pequeno número de equipamentos aeroderivados ou industriais foram instalados (ver relação no primeiro relatório [23]). Se o mercado crescer nos próximos anos, novas áreas deverão surgir na universidade brasileira para estudar novos ciclos de cogeração mais eficientes e adequados às necessidades específicas de cada empresa e também novos componentes como os materiais das pás de compressores e turbinas, novas câmaras de combustão mais eficientes e com menores níveis de emissões, novos sistemas de preparação dos combustíveis, entre outros. Uma das primeiras áreas que pode começar a desenvolver-se será o estudo dos ciclos mais adequados às necessidades de cada empresa, porque este estudo poderá ser realizado a nível acadêmico com a criação de métodos computacionais rápidos e baratos que possam simular em microcomputadores vários ciclos termodinâmicos com equipamentos existentes. A referência [2] descreve um estudo nesta área. Este estudo inicialmente não necessitará de grandes investimentos econômicos, as ferramentas básicas são

a teoria termodinâmica e os microcomputadores, além de ter grande possibilidade de despertar o interesse de empresários da indústria nacional ao propor alternativas viáveis de utilização das fontes energéticas disponíveis.

C. ANEXOS, FIGURAS, TABELAS, GRÁFICOS.



LM 1600 DA GE - EQUIPAMENTO DE TRÊS EIXOS.

FIGURA 1

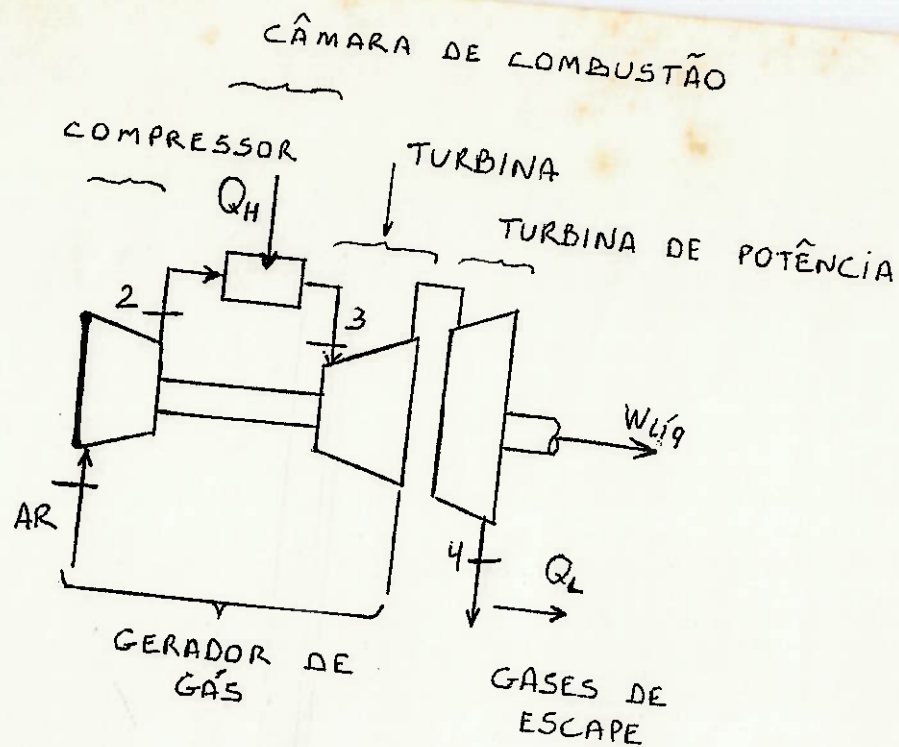


FIGURA 2 - Esquema da turbina a gás.

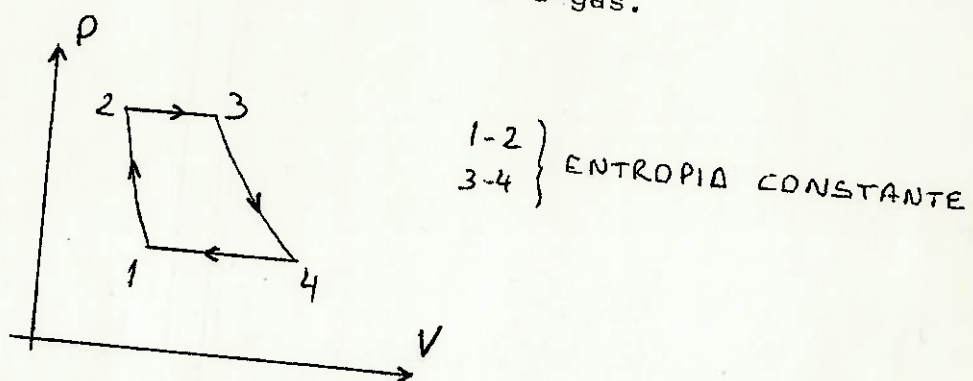
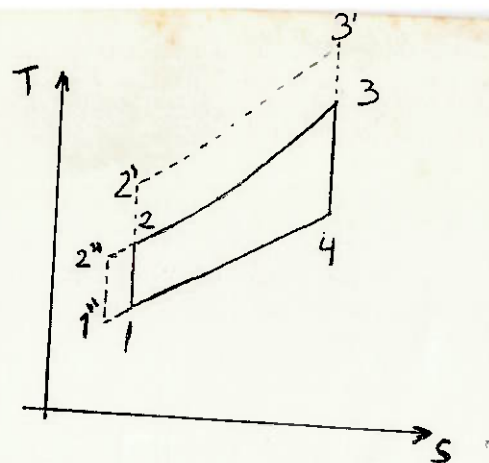


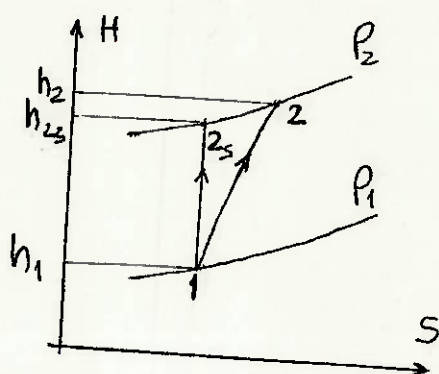
FIGURA 3 - Ciclo padrão ar ideal para a turbina a gás (pressão x volume).



$\left. \begin{array}{l} 1-4 \\ 2-3 \\ 2'-3' \\ 2''-3' \end{array} \right\} \text{PRESSÃO CONSTANTE}$

$$P_{1-4} < P_{2-3} < P_{2'-3'}$$

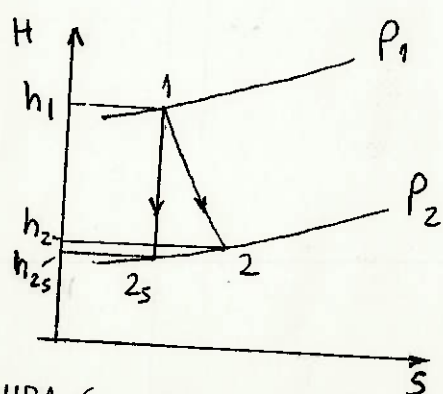
FIGURA 4 - Ciclo padrão ar ideal para a turbina a gás (temperatura x entropia).



$1-2_s \rightarrow \text{IDEAL}$

$1-2 \rightarrow \text{REAL}$

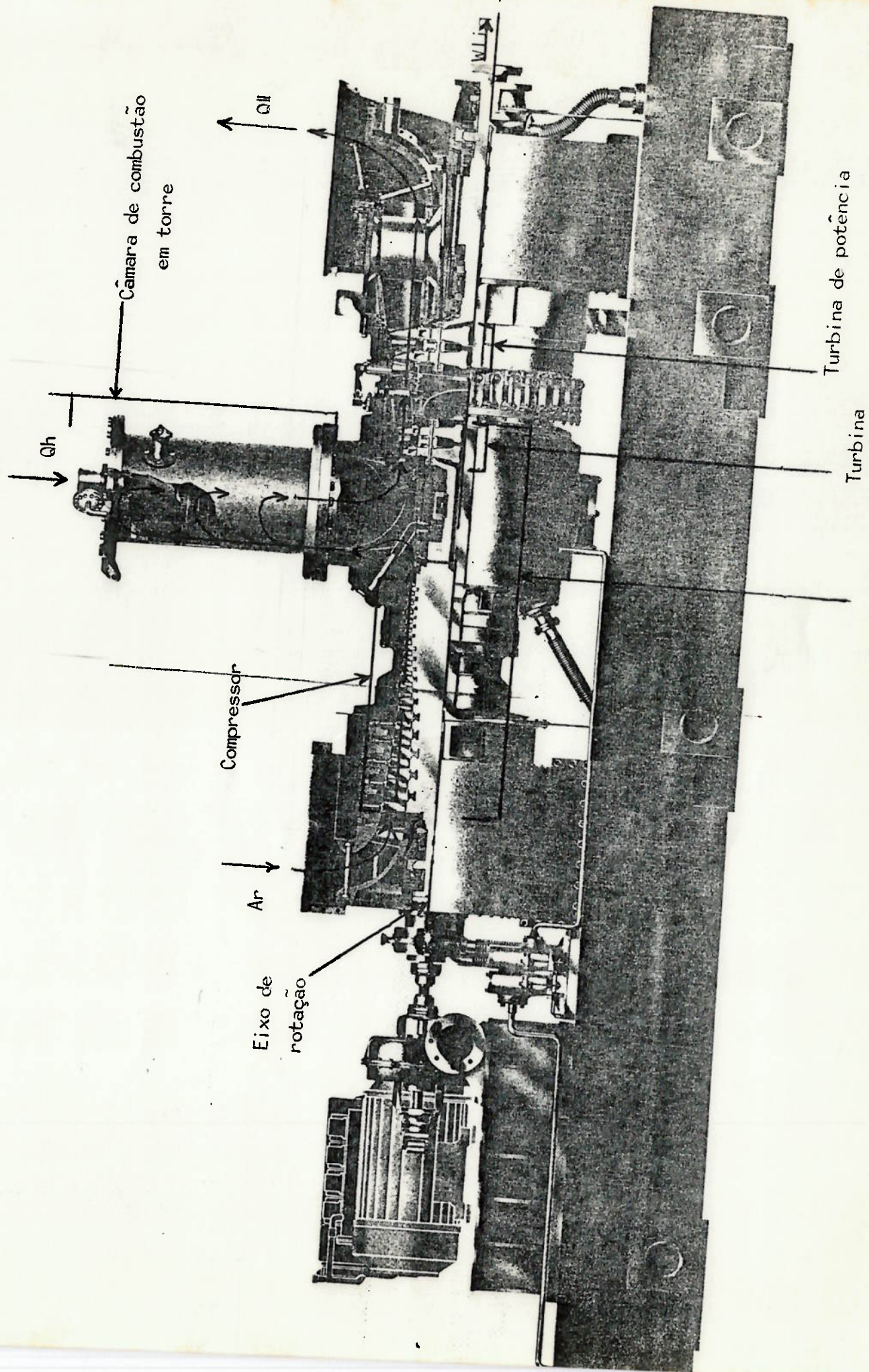
FIGURA 5 - Processo de compressão ideal e real.



$1-2_s \rightarrow \text{IDEAL}$

$1-2 \rightarrow \text{REAL}$

FIGURA 6 - Processo de expansão ideal e real.

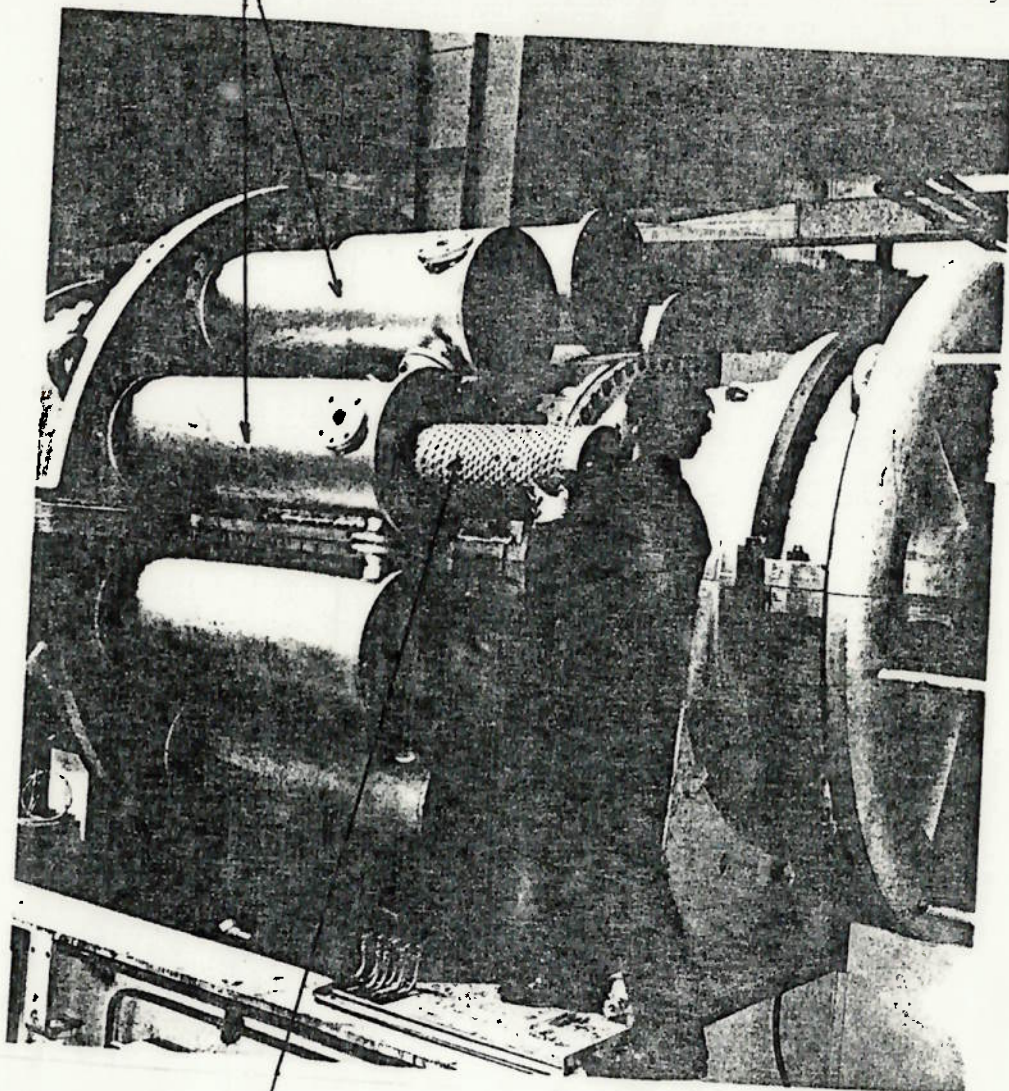


Gerador de gás

PGT 10 DA NUOVO PIGNONE.

FIGURA 7

Câmaras de combustão com eixo paralelo ao eixo de rotação do equipamento



Entradas para o ar de resfriamento e ar de diluição
MONTAGEM DAS CÂMARAS DE COMBUSTÃO.

FIGURA 8

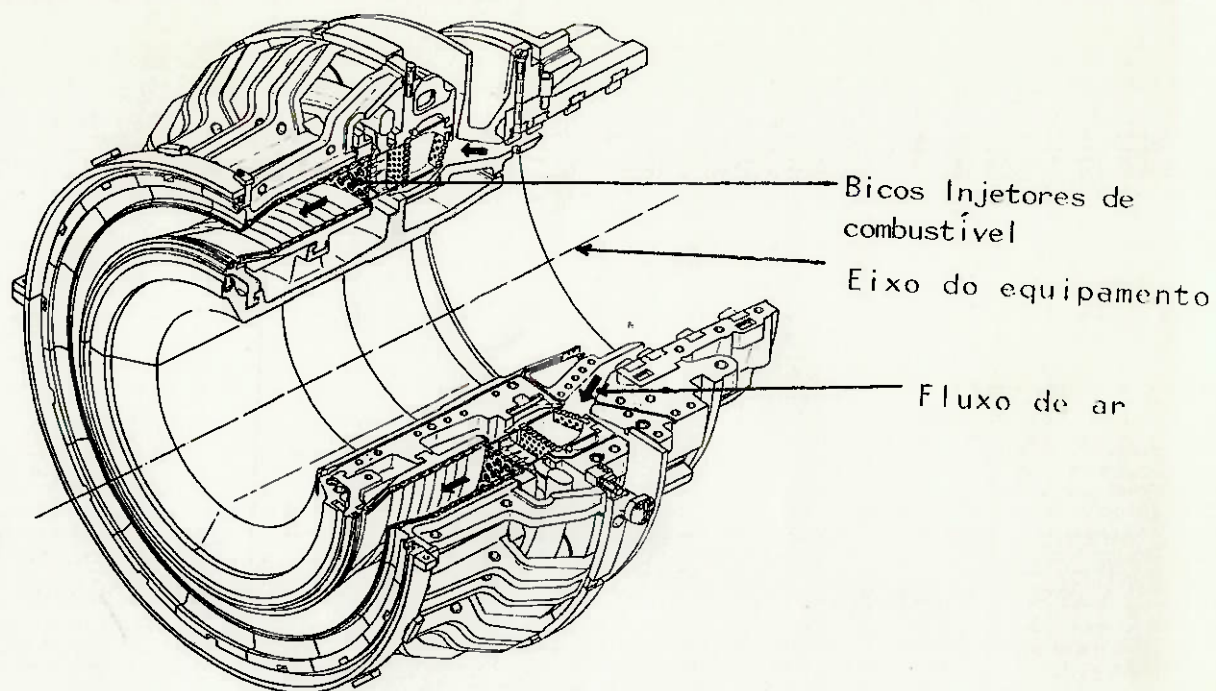
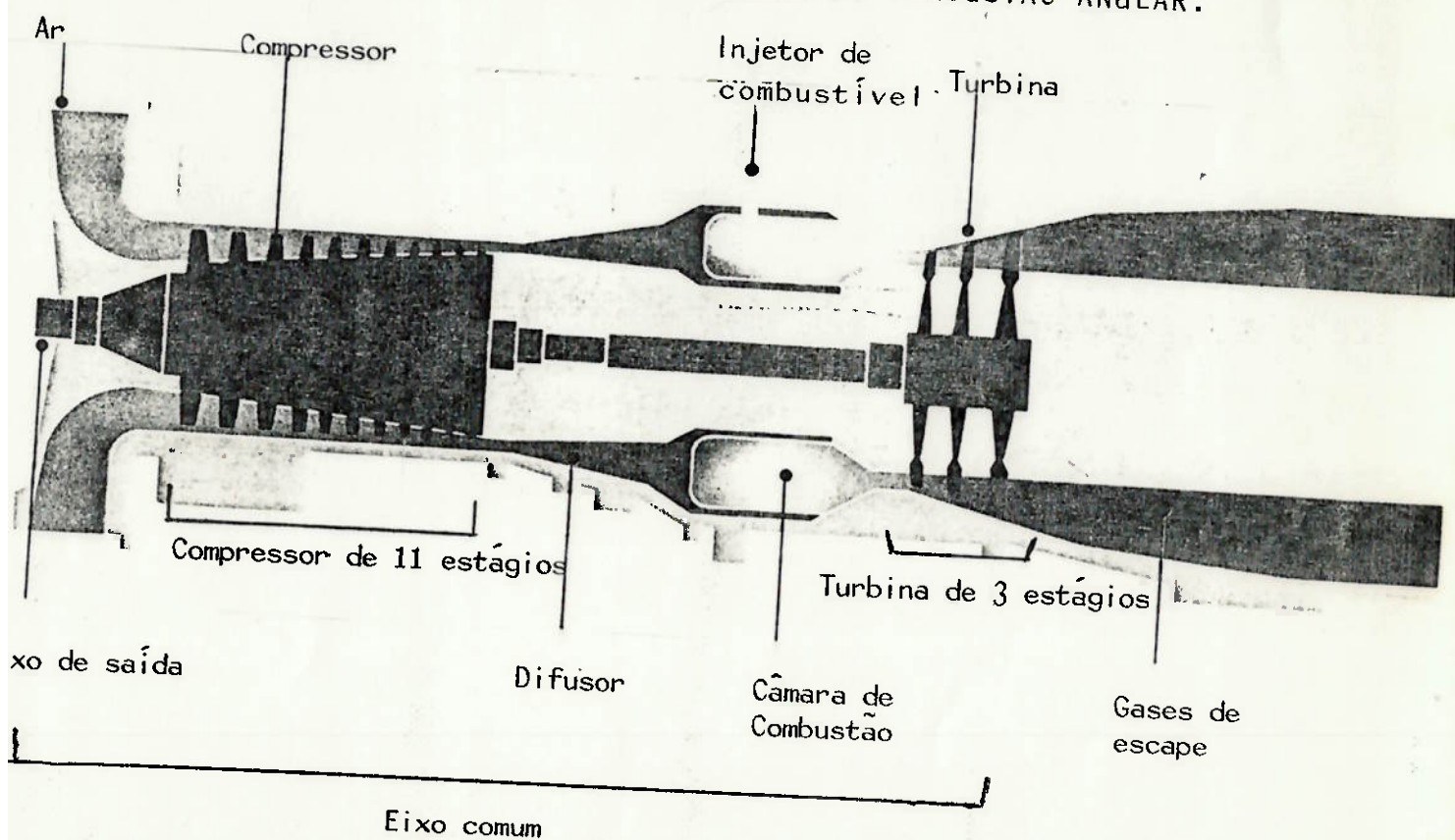
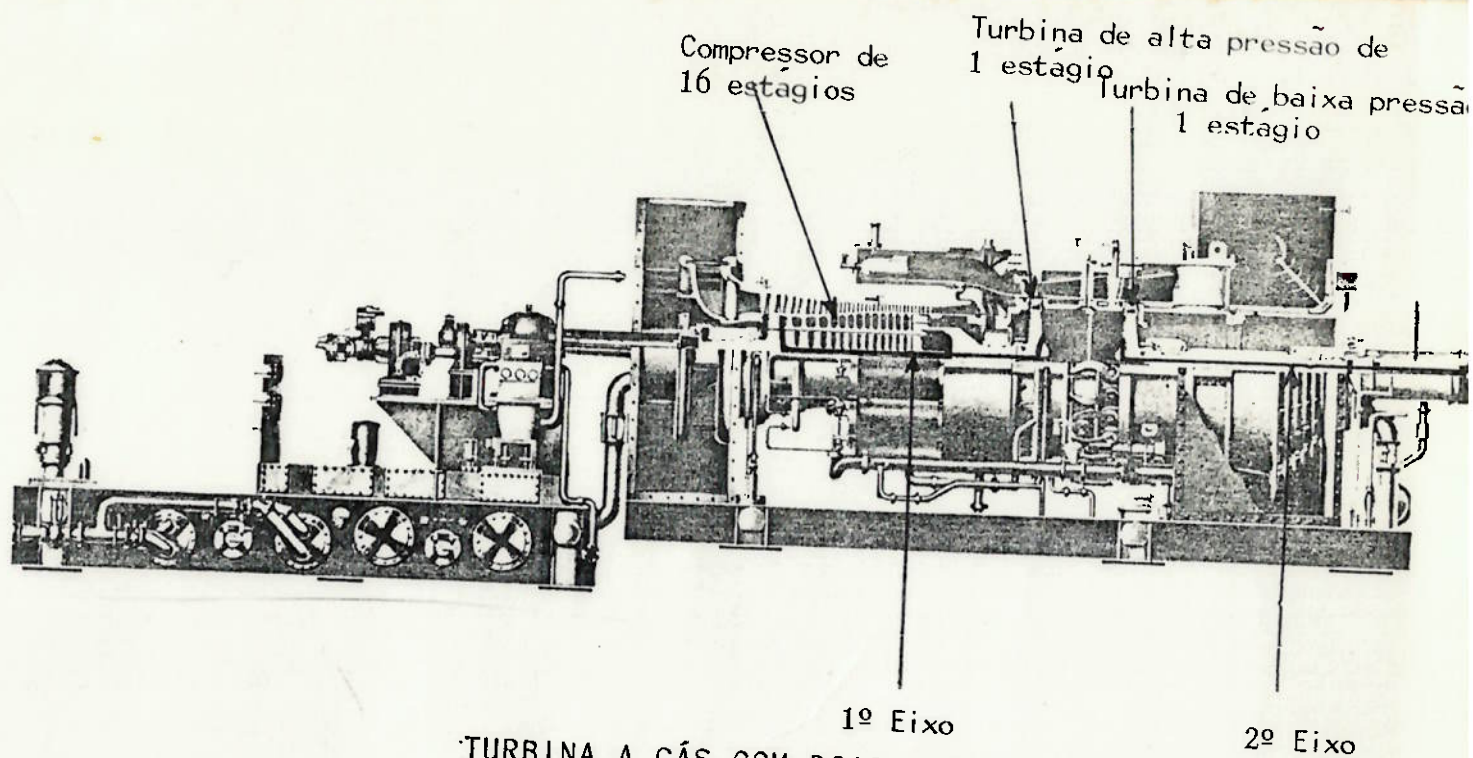


FIGURA 9 - CÂMARA DE COMBUSTÃO ANULAR.

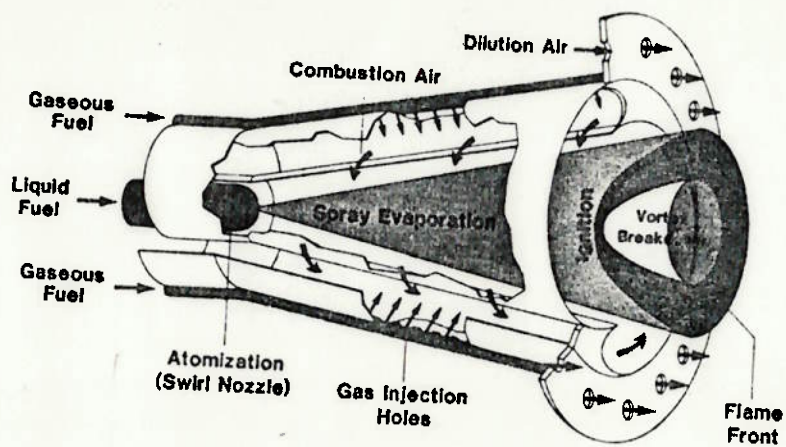


TURBINA A GÁS COM UM ÚNICO EIXO.

FIGURA 10



TURBINA A GÁS COM DOIS EIXOS.
FIGURA 11



QUEIMADOR CÔNICO COM PRÉ-MISTURA
FIGURA 12

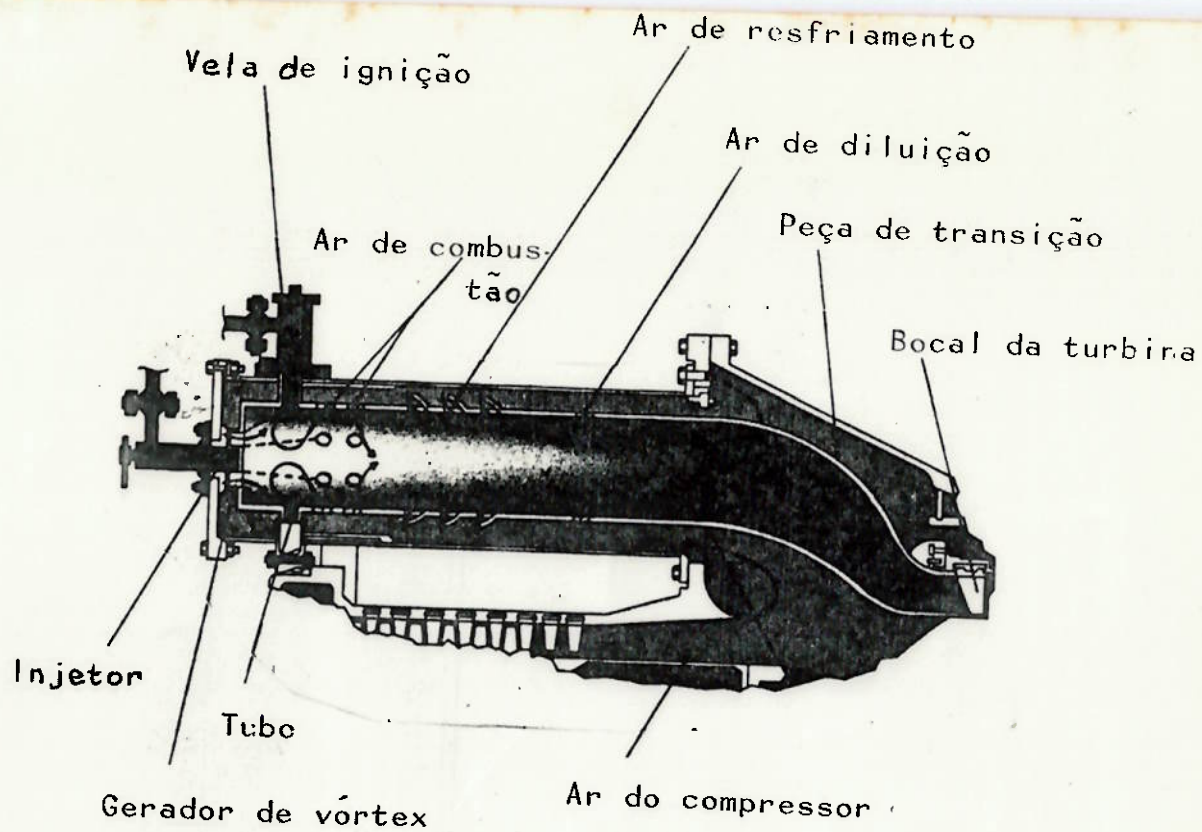


FIGURA 13 - Sistema de combustão de contra-fluxo.

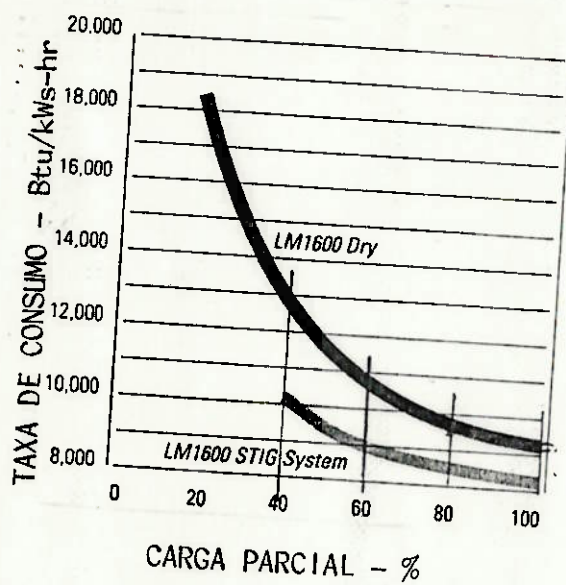
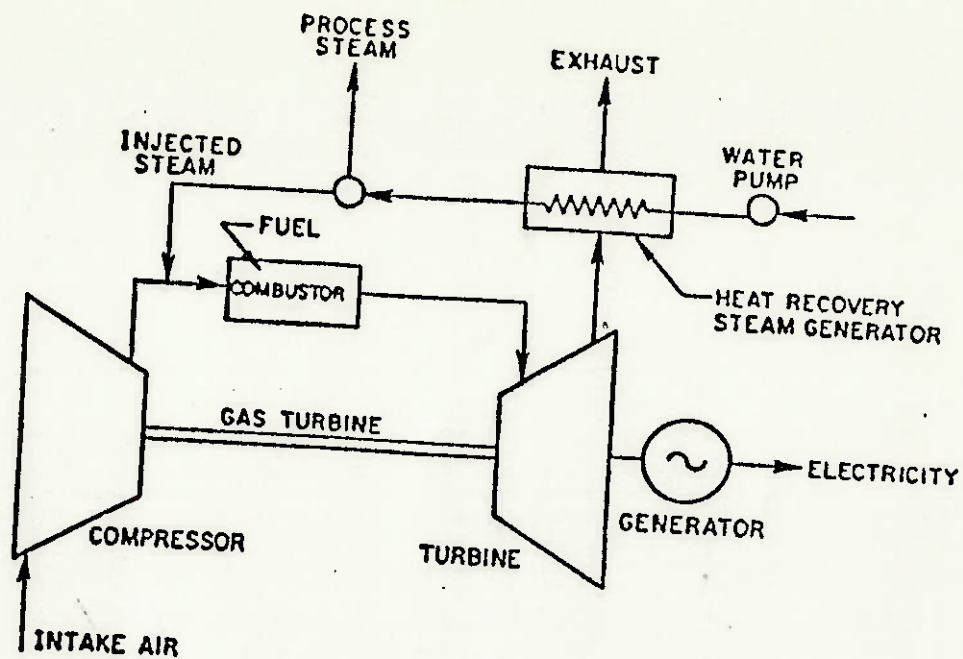
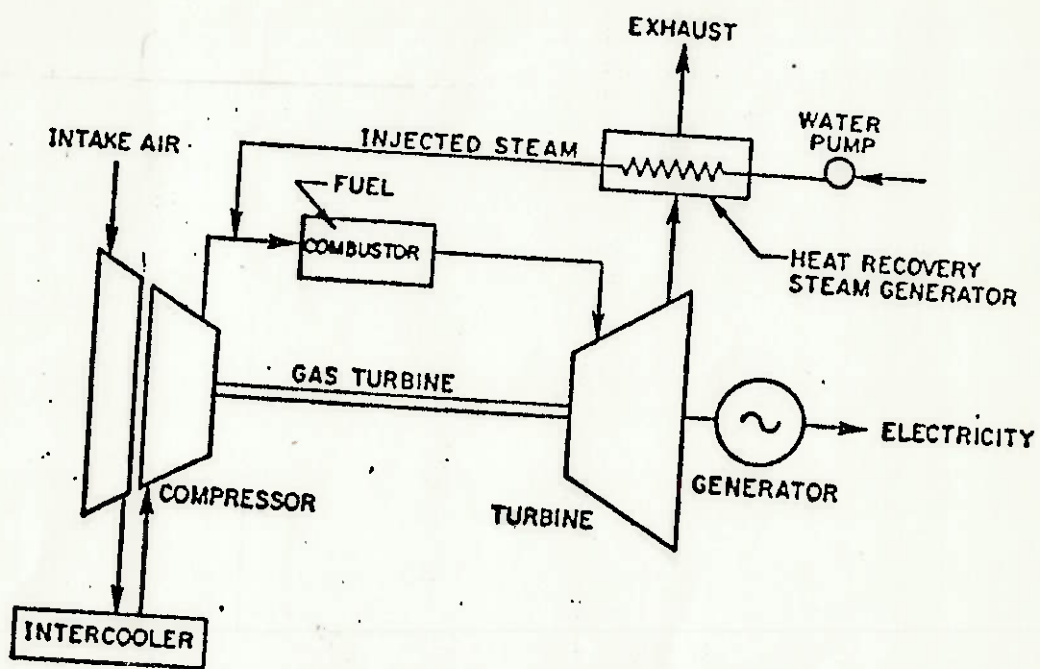


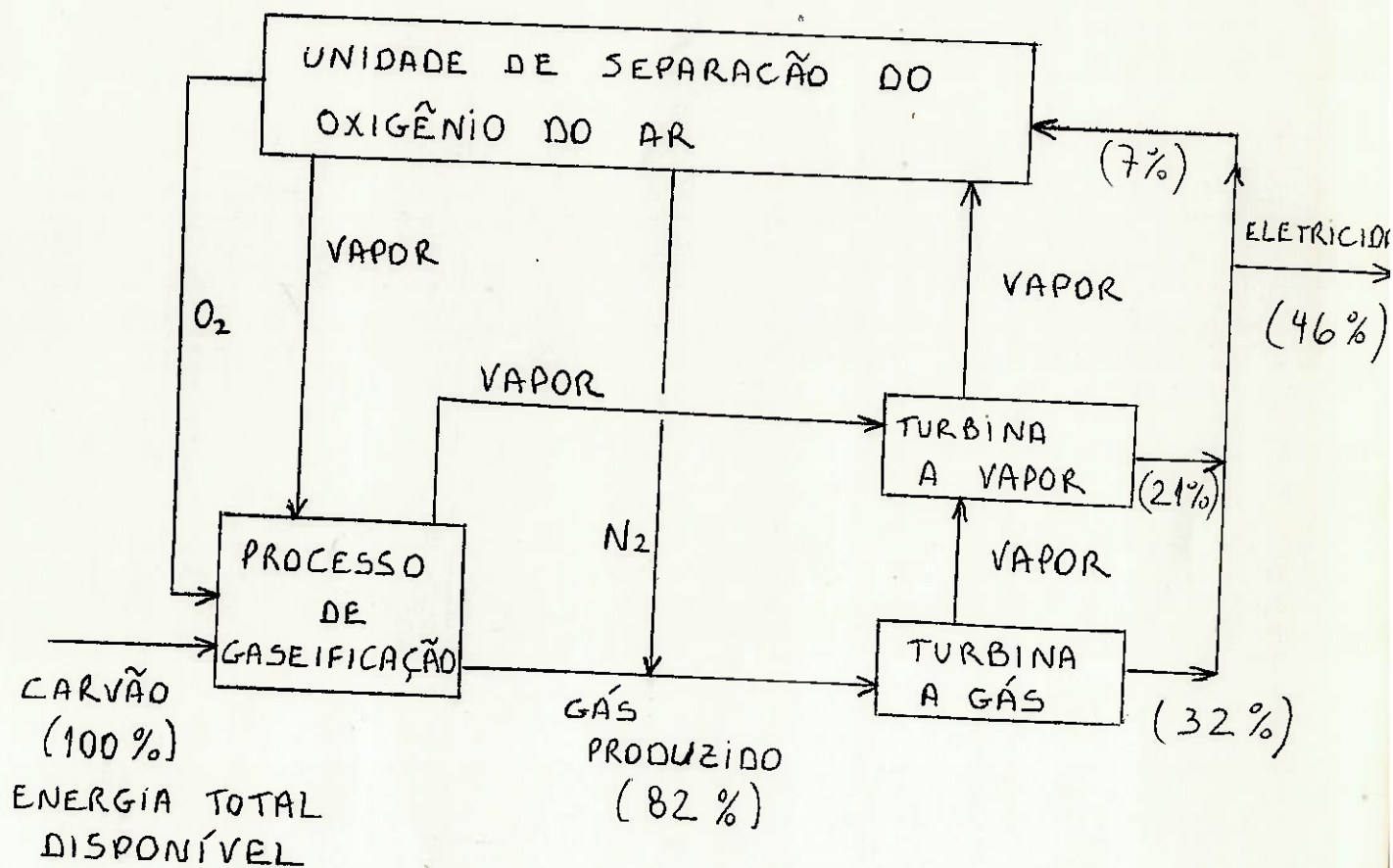
FIGURA 14 - Taxa de consumo x Carga parcial.



SISTEMA STIG
FIGURA 15

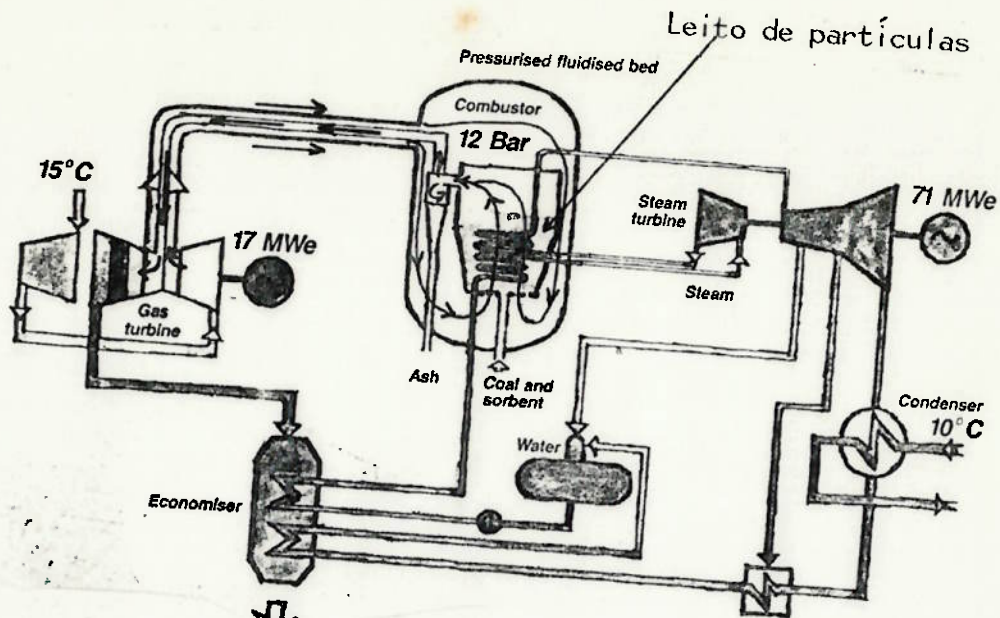


SISTEMA ISTIG
FIGURA 16

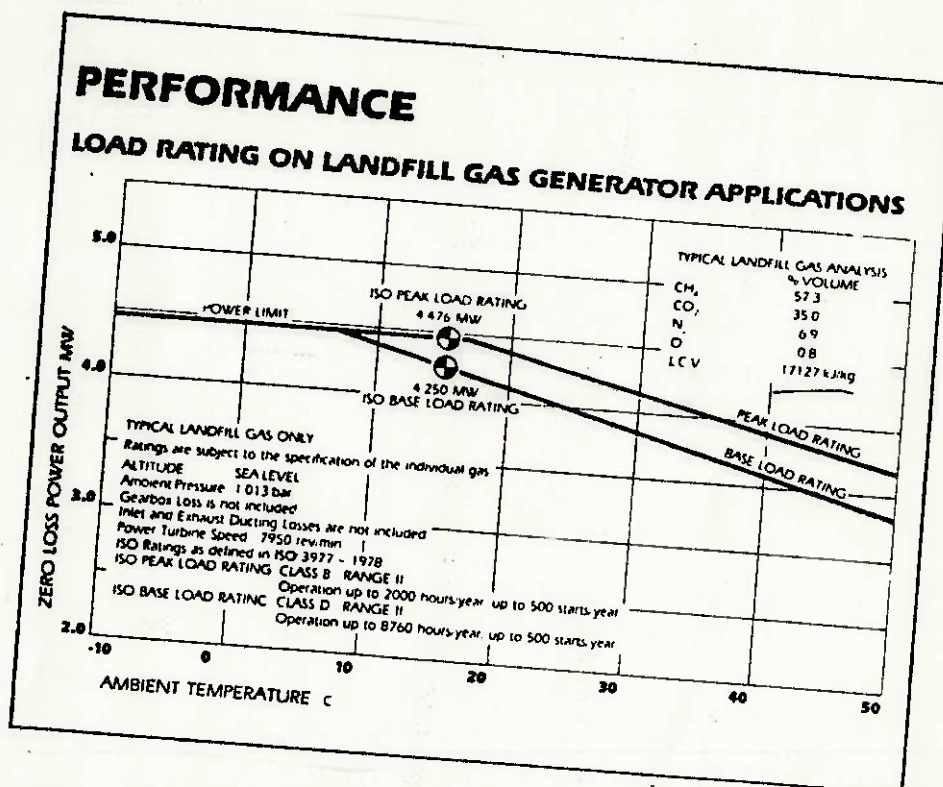


CICLO COMBINADO COM SISTEMA DE GASEIFICAÇÃO DO CARVÃO E UNIDADE DE SEPARAÇÃO DE AR.

FIGURA 17



Combustão em leito fluidizado pressurizado
FIGURA 18



Performance de turbina a gás operando
com o gás do lixo.

FIGURA 19

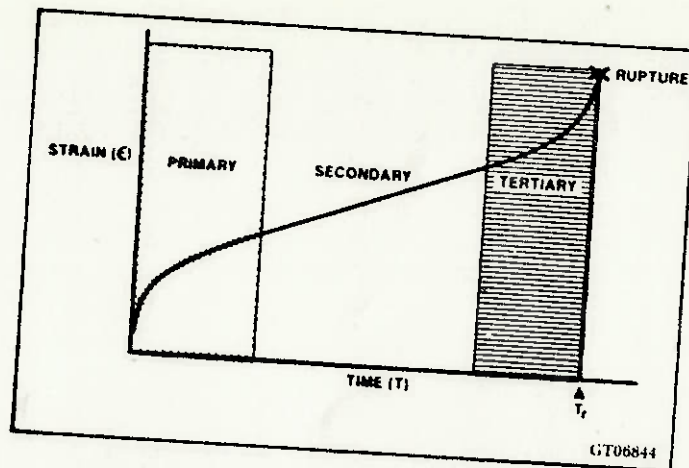
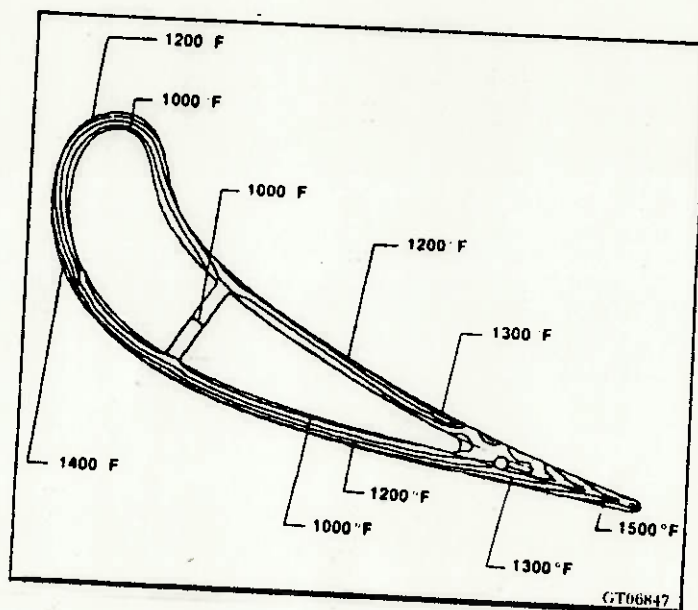


Gráfico Deformação x Tempo de um material.

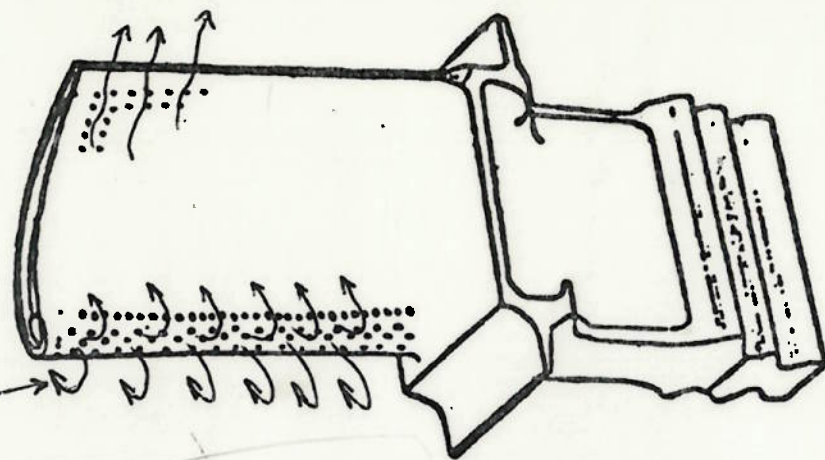
FIGURA 20



Gradientes térmicos na pá de uma turbina.

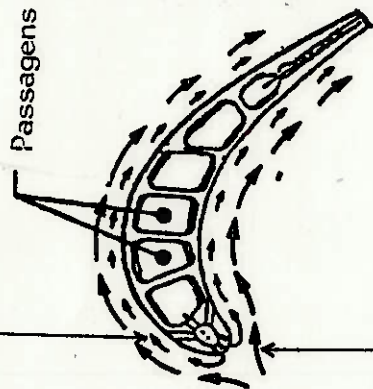
FIGURA 21

Ar que forma a camada limite de proteção para a pá

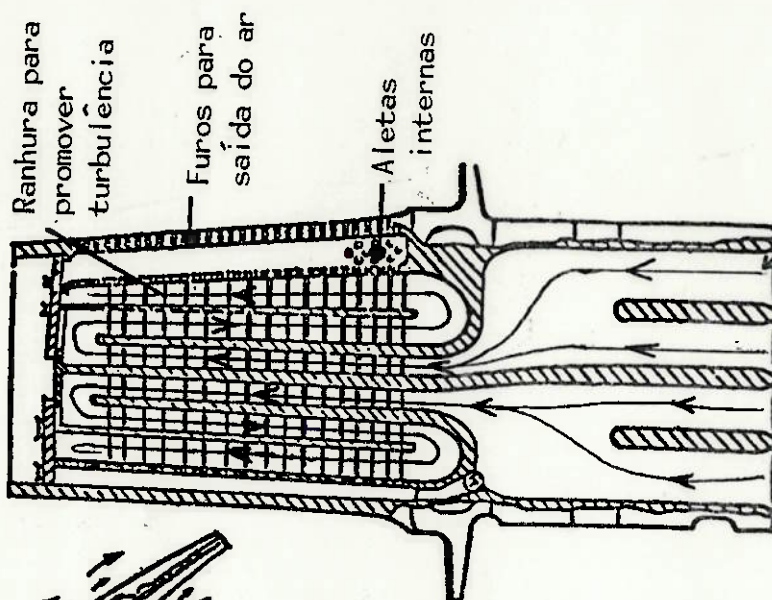


Camada limite de ar que protege a pá

Passagens internas



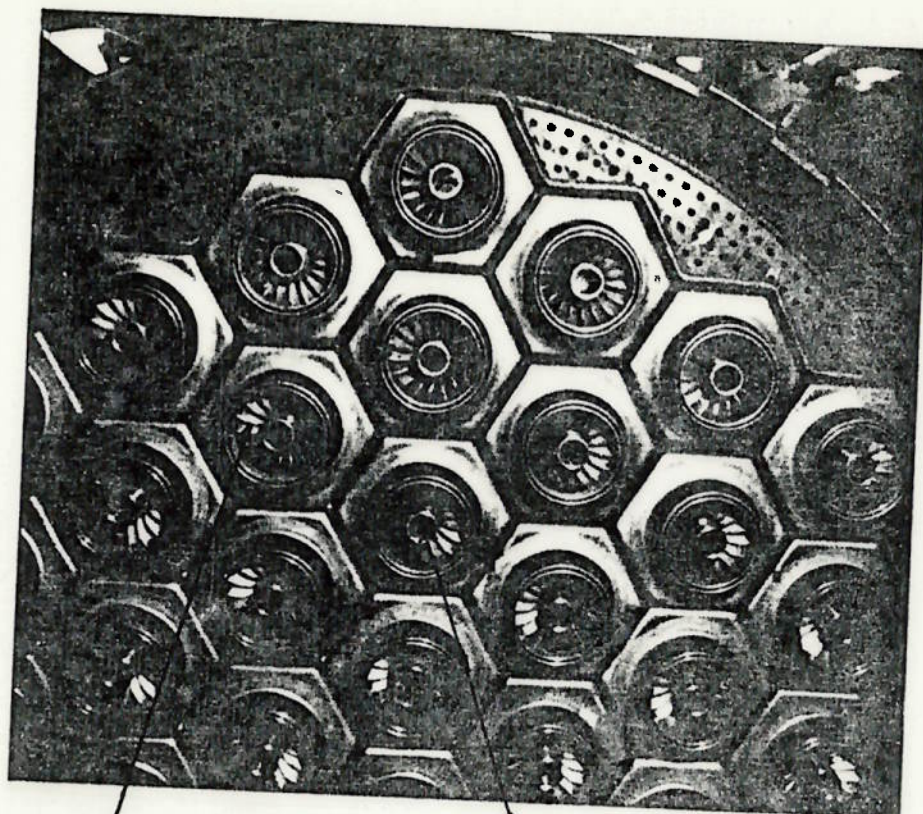
Gases quentes vindos da câmara de combustão



Ar extraído do compressor para resfriamento da pá

SISTEMA DE RESFRIAMENTO DA PÁ.

FIGURA 22



Injetor de combustível

Aletas para dirigir o ar de forma a produzir
redemoinhos para melhorar a mistura

Sistema de pré-mistura para mistura pobre

FIGURA 23

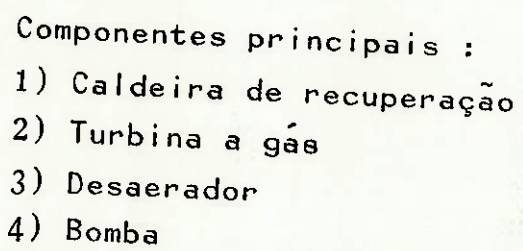


FIGURA 24 - Ciclo de cogeração para a análise.

LM2500-PE Gas Turbine

ISO Performance*

	Nat. Gas	Liquid
• Power turbine speed, rpm		3,600
• Brake horsepower		
• Heat rate — BTU/BHP-hr	30,400	30,400
— BTU/KW-hr	6,870	6,930
• Thermal efficiency (%)	9,215	9,295
• Exhaust gas temperature — °F	37.0	36.7
• Inlet airflow — lb/sec	980	1005
	150.3	150.1

* Estimated average with 60% humidity

FIGURA 25 - Dados para a TG LM 2500 da GE nas condições ISO.

Sequencia de operacao
 Numero de turbinas testadas: 10
 Arquivos:
 slm6000.pas
 slm5000.pas
 slm2500.pas
 slm1600.pas
 sms6001.pas
 sms5001.pas
 spgt25.pas
 sgt8.pas
 sgt10.pas
 sgt35.pas

Arquivo dos dados do sistema:
 sanbra.pas

 Arquivo dos resultados :
 rsanbra.pas

FIGURA 26 - Arquivo de execucao.

Equipamento:
 Turbina LM6000 da GE
 Combustivel : Gas natural Condicoes Sanbra
 Cargas parciais : 1

carga	potencia	consumo	eficiencia (ciclo simples)	fluxo dos gases	temperatura dos gases	rotacao
(%)	(kW)	(kW)	(%)	(kg/s)	(C)	(rpm)
100	34100	83956	40.61	101.40	466	3600

FIGURA 27 - Arquivo com os dados da turbina a gas.

Dados do ciclo
 Vapor para processo

temperatura	pressao
(C)	(bar)
200.00	15.0

gua de alimentacao

temperatura	pressao
(C)	(bar)
80.00	1.2

FIGURA 28 - Arquivo com os dados da empresa.

Arquivo : rsanbra.pas

Equipamento	Producao de vapor (ton/h)	Producao eletrica (kW)	Consumo auxiliar (kW)	Consumo (kW)	Eficiencia do ciclo (%)	Temperatura do ar na chamine (°C)
slm6000.pas	45.08	34100.00	17.75	83956.00	82.28	168.52
slm5000.pas	43.31	28047.00	17.05	76849.00	80.23	170.41
slm2500.pas	33.72	18456.00	13.28	51308.00	86.97	151.37
slm1600.pas	19.47	11682.00	7.67	32700.00	81.94	162.04
sms6001.pas	71.25	33064.00	28.05	107790.00	81.97	152.41
sms5001.pas	52.44	22758.00	20.65	80337.00	78.98	164.55
spgt25.pas	31.90	17097.00	12.56	49752.00	84.12	154.29
sgt8.pas	91.63	40885.00	36.08	133265.00	84.03	154.50
sgt10.pas	37.90	18407.00	14.92	57802.00	82.72	157.02
sgt35.pas	23.45	14335.00	9.23	46141.00	70.50	186.52

FIGURA 29 - ARQUIVO COM OS RESULTADOS PARA
CADA TURBINA A GÁS

7LM2500PE Base Rating New Engine Performance-Natural Gas Fuel

- ISO conditions
- 3600 RPM power turbine speed
- Base-rating, new and clean engine

	Dry No Water Injection	Water Inj. to Meet NO _x of 42 PPM Ref. 15% O ₂	² Steam Inj. to Meet NO _x of 42 PPM Ref. 15% O ₂
SHP	30400	32300	32960
Heat Rate — BTU/HP-Hr	6870	7075	6620
H ₂ O/Fuel Ratio	0	.81	1.19
H ₂ O — lb/hr	0	9780	13620
NO _x — PPM Ref 15% O ₂	176.1	42.0	42.0
NO _x — lb/hr	147.5	39.1	37.2
SO ₂ — lb/hr	0	0	0
CO — lb/hr	7.4	10.8	22.5
HC — (as CH ₄) — lb/hr	1.5	3.1	7.8
Particulates — lb/hr	<1	<1	<1

Notes: 1 Steam injection at conditions of 400 PSIG and 600°F
 2 H₂O injection is that estimated to meet given NO_x level for an average new engine

EMISSÕES NA TURBINA LM2500 DA GE.
TABELA 1

Caso SANBRA - equipamentos	
Fator de utilizacao (horas/ano) :	7884
Preco do gas natural (US\$/1000m3) :	154.40
Preco da energia eletrica (US\$/MW-hr) :	60.11
Adicional de manutencao da TG (US\$/MW-hr) :	6.00
Adicional de manutencao da TV (US\$/MW-hr) :	0.70
Taxa de juros anual (%) :	12.00
Potencia da turbina (kW) :	34100
Consumo da turbina (kW) :	83956
Preco da venda de eletricidade (US\$/MW-hr) :	0

TABELA 2 - Planilha para a análise econômica.

alternativas descricao resumida	caso base	alti ciclo com TG
1. Vapor		
.1 Producao GV's existentes	28.00	0.00
.2 Producao CR(t/h)	0.00	28.00
2. Energia eletrica		
.1 Demanda (kW)	31000.00	31000.00
.2 Geracao propria (kW)	0.00	34100.00
.3 Consumos auxiliares (kW)		
.Consumo bombas (kW)	15.00	17.75
.Consumo compressor de GN (kW)	0.00	1569.01
Total (kW)	15.00	1586.76
.4 Energia comprada (MW-hr/ano)	244522.26	0.00
.5 Energia vendida (MW-hr/ano)	0.00	11930.38
3. Gas Natural		
.1 Consumo (m3/h)	2437.00	8484.86
4. Custo operacional		
.1 Gas Natural (x10 ³ US\$/ano)	2966.53	10328.53
.2 Energia Eletrica	14698.23	0.00
.3 Adicional de manutencao	0.00	1613.07
Subtotal	17664.77	11941.60
.4 Receita da venda de energia	0.00	0.00
Total	17664.77	11941.60
5. Receita Anual (x10 ³ US\$/ano)	0.00	5723.17
7. Investimentos (x10 ³ US\$)		
.1 Caldeira de recuperacao	0.00	1411.71
.2 Turbina a gas	0.00	13000
.3 Compressor de GN	0.00	487.02
.4 Interligacao E/M	0.00	2600.00
Subtotal	0.00	17498.73
.5 Montagem		
.6 Imprevistos		
.7 Engenharia		
.8 Transportes/Seguros		
.9 Impostos		
Subtotal (.5 a .9)	0.00	4724.66
Total	0.00	22223.39
8. Investimento Especifico (US\$/kW)	0.00	683.52
9. Retorno do Investimento		
.1 Receita liquida (x10 ³ US\$/ano)	0.00	5723.17
10. Prazo de Retorno (anos)		5.54

0						0					
60.11						75					
154.4	160	170	180	190	200	154.4	160	170	180	190	200
5.54	5.92	6.77	7.92	9.58	12.28	2.96	3.06	3.27	3.50	3.77	4.09
7.93	8.62	10.24	12.75	17.45	38.52	3.92	4.08	4.38	4.74	5.16	5.66
6.52	6.82	7.44	8.19	9.12	10.33	3.76	3.86	4.04	4.24	4.47	4.72
5.10	5.29	5.66	6.08	6.58	7.18	3.12	3.18	3.31	3.45	3.60	3.77
13.83	18.87	ERR	ERR	ERR	ERR	4.43	4.75	5.45	6.40	7.79	10.02
ERR	ERR	ERR	ERR	ERR	ERR	6.84	7.39	8.65	10.48	13.51	20.16
8.42	8.88	9.86	11.12	12.80	15.23	4.60	4.73	4.98	5.25	5.56	5.90
ERR	-24.83	-11.63	-8.08	-6.26	-5.12	11.58	15.84	ERR	ERR	ERR	-43.16
5.56	5.90	6.63	7.58	8.87	10.76	3.14	3.24	3.45	3.68	3.94	4.25
7.54	8.06	9.20	10.77	13.11	17.18	4.07	4.21	4.49	4.80	5.17	5.59

TABELA 3 - PARTE DO ARQUIVO ONDE SÃO ARMAZENADOS OS
RESULTADOS DA ANÁLISE ECONÔMICA.

Equipamentos	Producao maxima de vapor (ton/h)	Consumo de vapor (ton/h)	Producao eletrica (kW)	Consumo aux. (kW)	Consumo (kW)	Eficiencia possivel do ciclo (%)	Eficiencia real do ciclo (%)	Saida dos gases da cham (C)
lm6000	45.08	28.00	34100	17.75	83956	82.28	66.50	168.52
lm5000	43.31	28.00	28047	17.05	76849	80.23	64.77	170.41
lm2500	33.72	28.00	18456	13.28	51308	86.97	78.32	157.02
lm1600	19.47	19.47	11682	7.67	32700	81.94	81.93	162.04
ms6001	71.25	28.00	33064	28.05	107790	81.97	50.83	152.41
ms5001	52.44	28.00	22758	20.65	80337	78.98	55.37	164.55
pgt25	31.90	28.00	17097	12.56	49752	84.12	78.04	154.29
gt8	91.63	28.00	40885	36.08	133265	84.03	46.98	154.50
gt10	37.90	28.00	18407	14.92	57802	82.72	69.44	157.02
gt35	23.45	23.45	14335	9.23	46141	70.51	70.51	186.52

TABELA 4 - Dados do ciclo para cada turbina a gás.

Prazos de retorno (em anos)

Prazos de retorno (em anos)													
VEE (US\$/MW-h):	0												
EE (US\$/MW-h):	60.11	0											
Gas (US\$/1000m3):	154.4	160	170	180	190	200	75	154.4	160	170	180	190	200
lm6000	5.54	5.92	6.77	7.92	9.58	12.28	2.96	3.06	3.27	3.50	3.77	4.09	
lm5000	7.93	8.62	10.24	12.75	17.45	38.52	3.92	4.08	4.38	4.74	5.16	5.66	
lm2500	6.52	6.82	7.44	8.19	9.12	10.33	3.76	3.86	4.04	4.24	4.47	4.72	
lm1600	5.10	5.29	5.66	6.08	6.58	7.18	3.12	3.18	3.31	3.45	3.60	3.77	
ms6001	13.83	18.87	ERR	ERR	ERR	ERR	4.43	4.75	5.45	6.40	7.79	10.02	
ms5001	ERR	ERR	ERR	ERR	ERR	ERR	4.43	4.75	5.45	6.40	7.79	10.02	
pgt25	8.42	8.88	9.86	11.12	12.80	15.23	6.84	7.39	8.65	10.48	13.51	20.16	
gt8	ERR	-24.83	-11.63	-8.08	-6.26	-5.12	4.60	4.73	4.98	5.25	5.56	5.90	
gt10	5.56	5.90	6.63	7.58	8.87	10.76	11.58	15.84	ERR	ERR	ERR	-43.16	
gt35	7.54	8.06	9.20	10.77	13.11	17.18	4.07	4.21	4.49	4.80	5.17	5.59	
VEE (US\$/MW-h):	0												
EE (US\$/MW-h):	90	60.11											
Gas (US\$/1000m3):	154.4	160	170	180	190	200	60.11	154.4	160	170	180	190	200
lm6000	2.02	2.07	2.16	2.26	2.37	2.49	4.72	4.99	5.57	6.31	7.29	8.66	
lm5000	2.62	2.69	2.81	2.95	3.11	3.28							
lm2500	2.65	2.70	2.79	2.88	2.98	3.09							
lm1600	2.25	2.28	2.34	2.41	2.48	2.56							
ms6001	2.68	2.79	3.02	3.28	3.60	3.98	13.73	18.67	ERR	ERR	ERR	ERR	
ms5001	3.96	4.13	4.48	4.89	5.39	6.01							
pgt25	3.19	3.24	3.36	3.48	3.61	3.75							
gt8	4.20	4.58	5.45	6.76	8.98	13.80	12.61	18.19	ERR	ERR	ERR	-25.22	
gt10	2.19	2.24	2.34	2.44	2.55	2.67							
gt35	2.80	2.87	2.99	3.12	3.27	3.43							
EE (US\$/MW-h):	60.11	60.11											
E (US\$/MW-h):	75	90											
as (US\$/1000m3):	154.4	160	170	180	190	200	154.4	160	170	180	190	200	
lm6000	2.71	2.80	2.97	3.16	3.38	3.63	1.90	1.94	2.02	2.11	2.21	2.31	
ms6001	4.42	4.74	5.43	6.38	7.76	9.97	2.68	2.79	3.02	3.28	3.59	3.98	
gt8	4.33	4.73	5.68	7.12	9.65	15.74	2.65	2.80	3.10	3.47	3.94	4.57	

TABELA 5 - Prazos de retorno para os ciclos.

Análise de sensibilidade

EE:0001 - VEE:0000

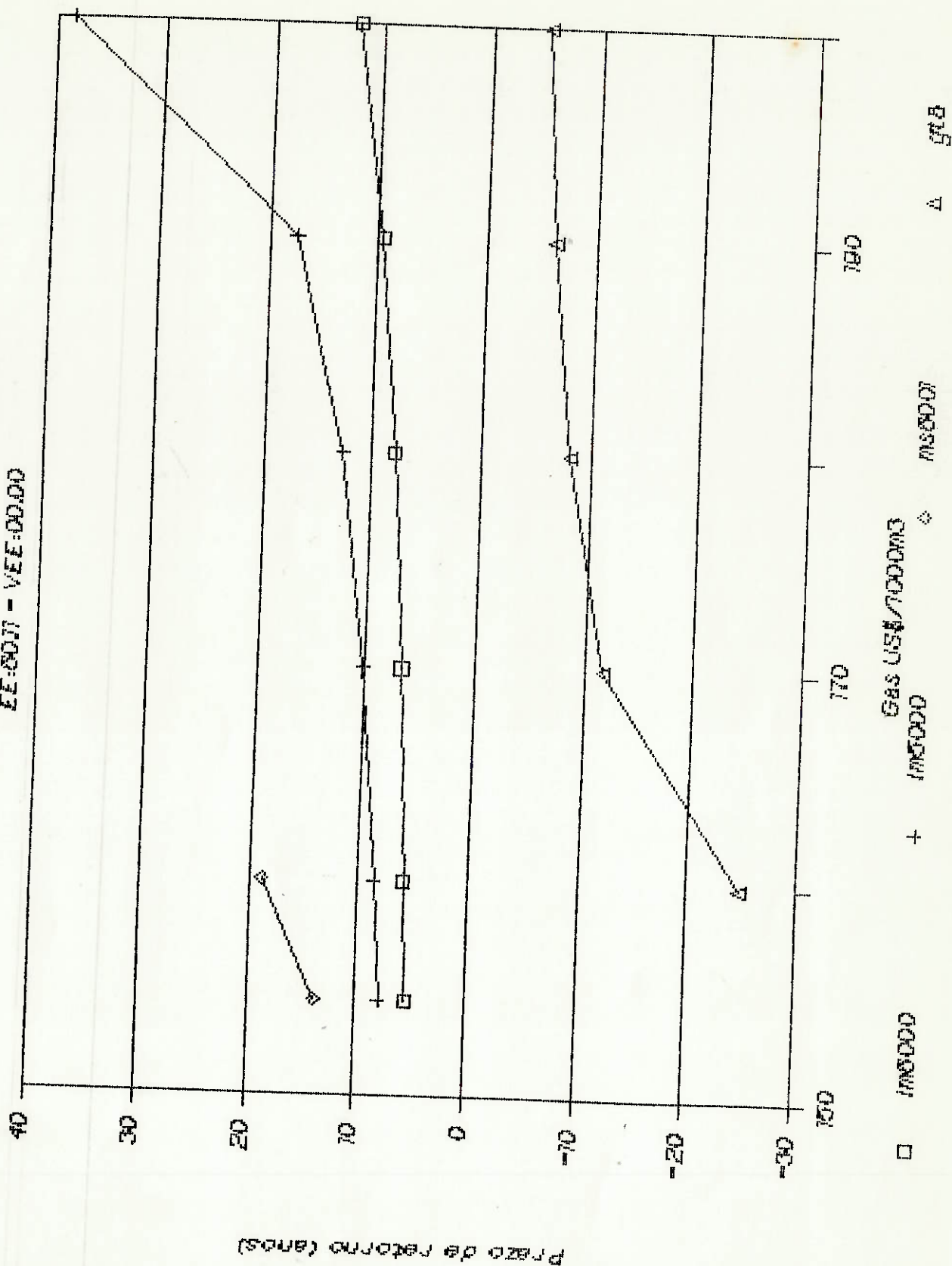


GRÁFICO 1

Análise de sensibilidade

EE:75.00 - VEE:00.00

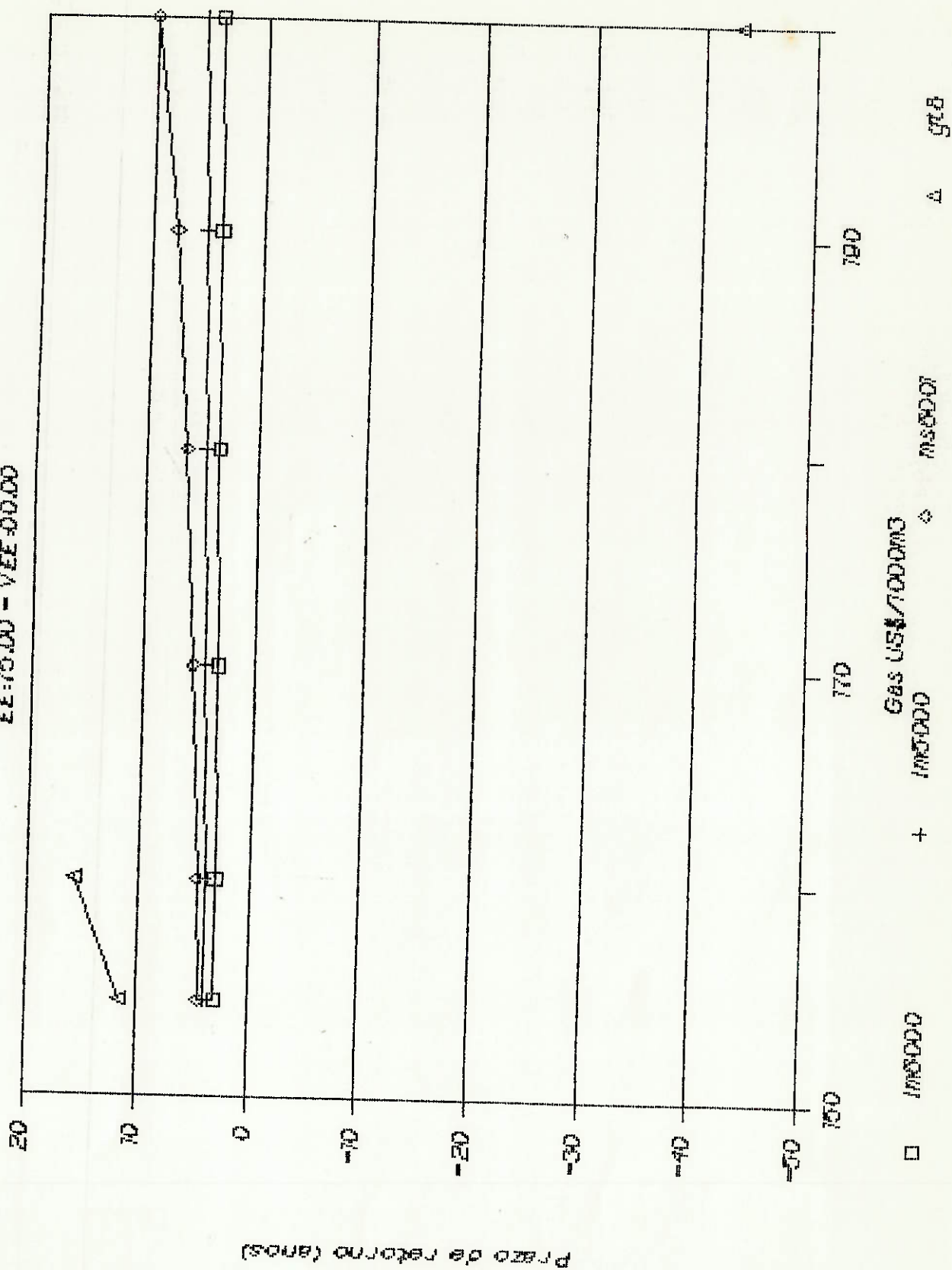


GRÁFICO 2

Análise de sensibilidade

EE:00.00 - VEE:00.00

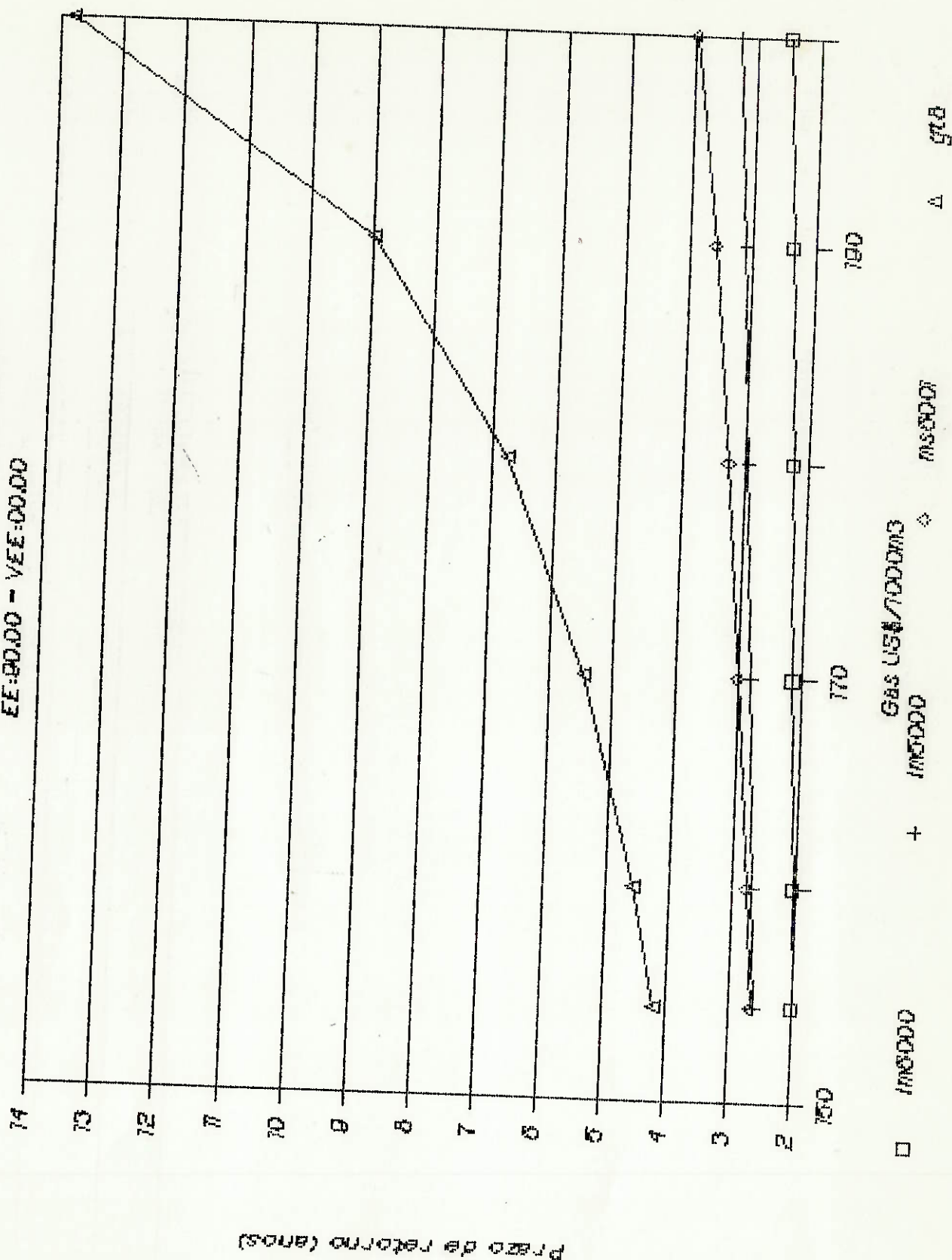


GRÁFICO 3

Análise de sensibilidade

EE:8000 - VEE:8000

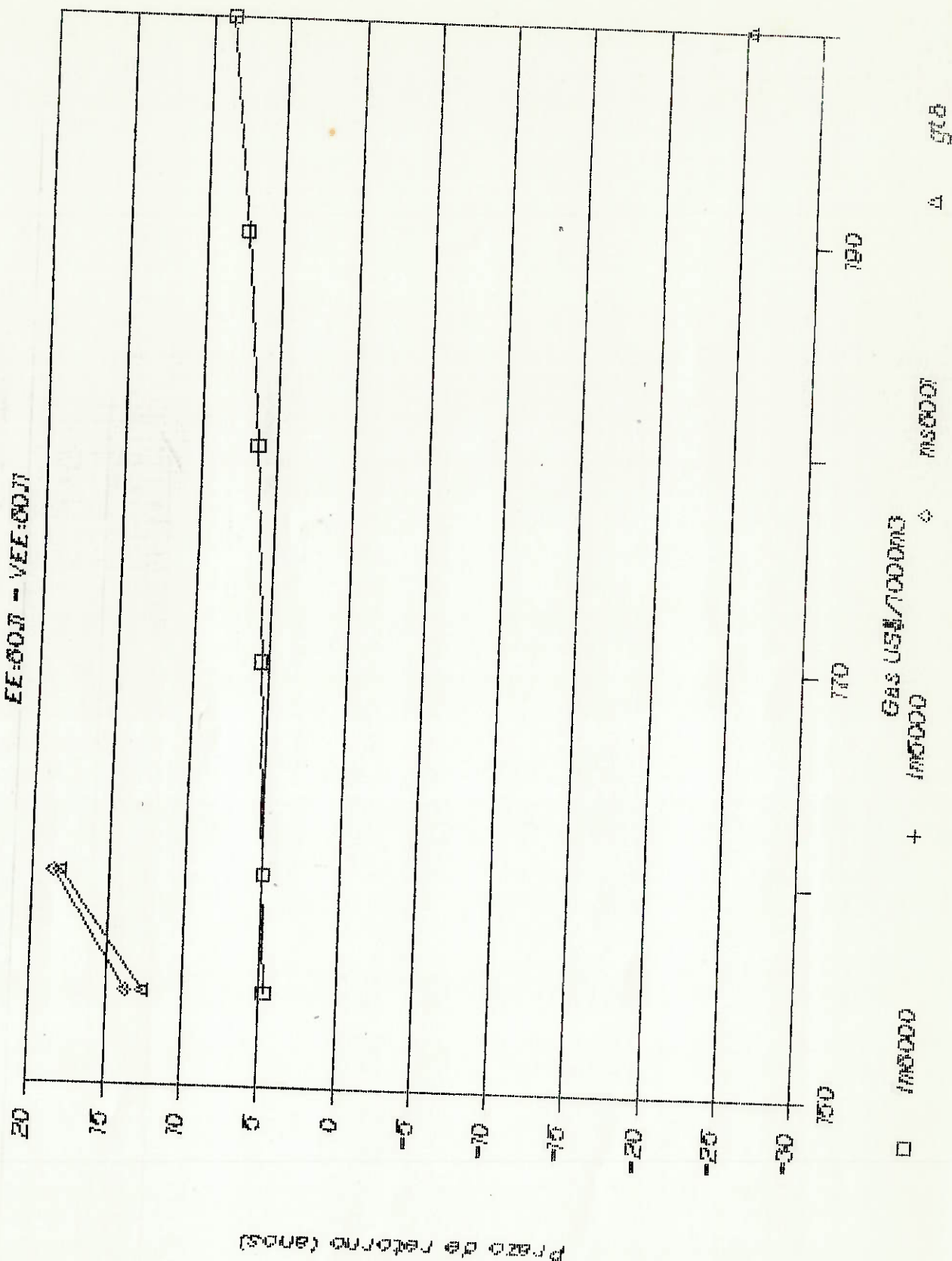


GRÁFICO 4

Análise de sensibilidade

EE:75.000 - VEE:80.000

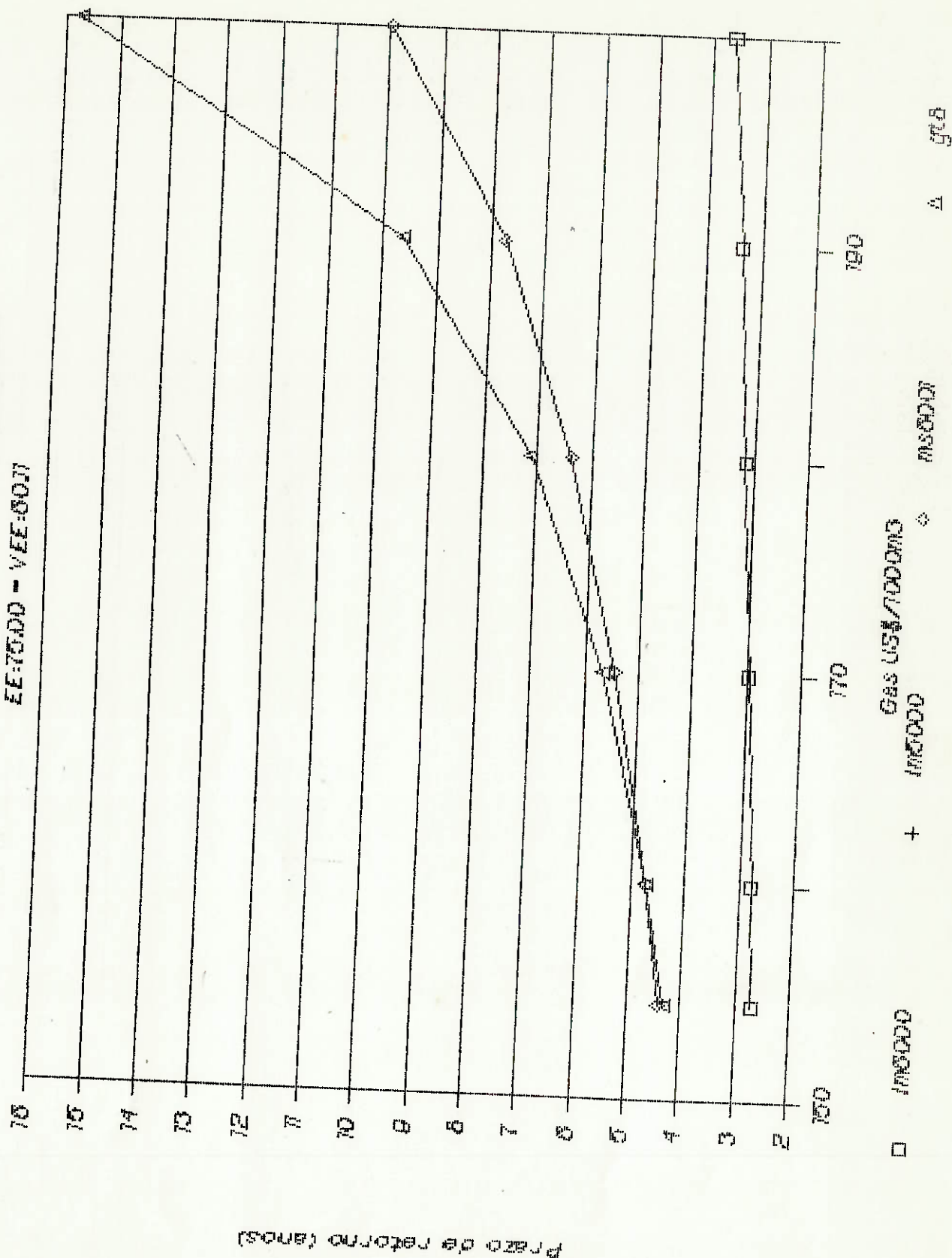


GRÁFICO 5

Análise de sensibilidade

EE:80.00 - VEE:80.00

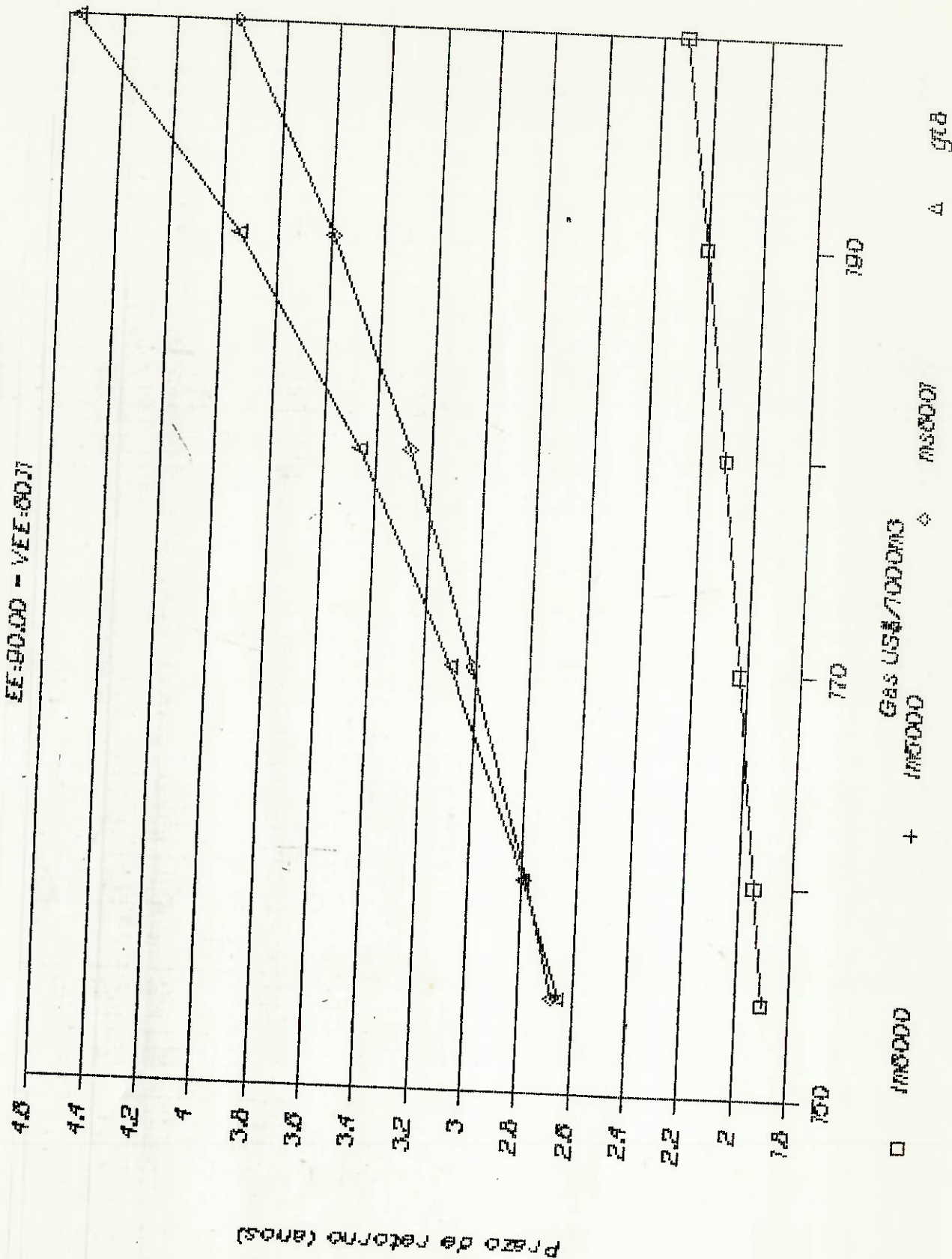


GRÁFICO 6

Análise de sensibilidade

EE:0011 - VEE:00.00

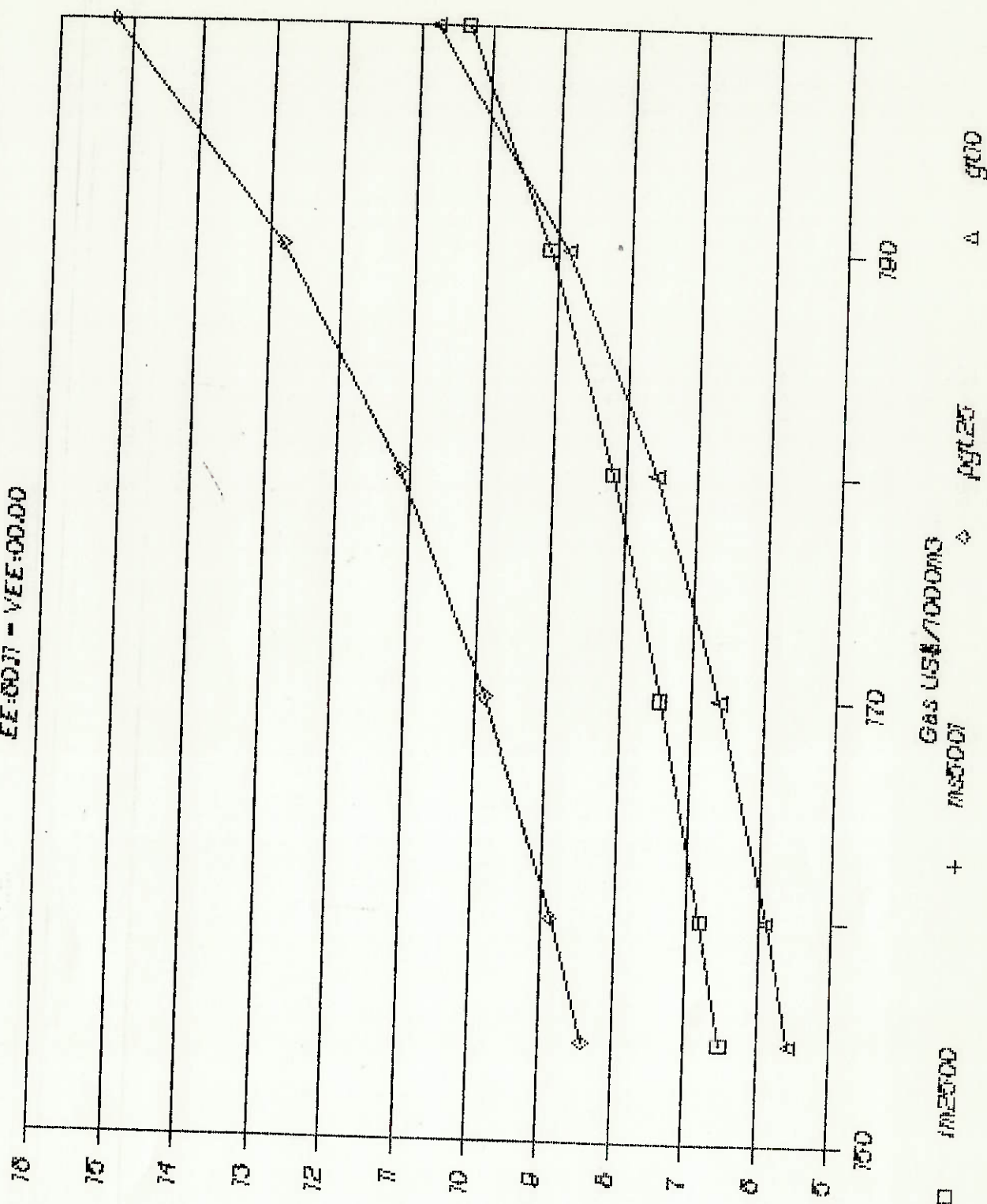


GRÁFICO 7

Análise de sensibilidade

EE:75.00 - VEE:00.00

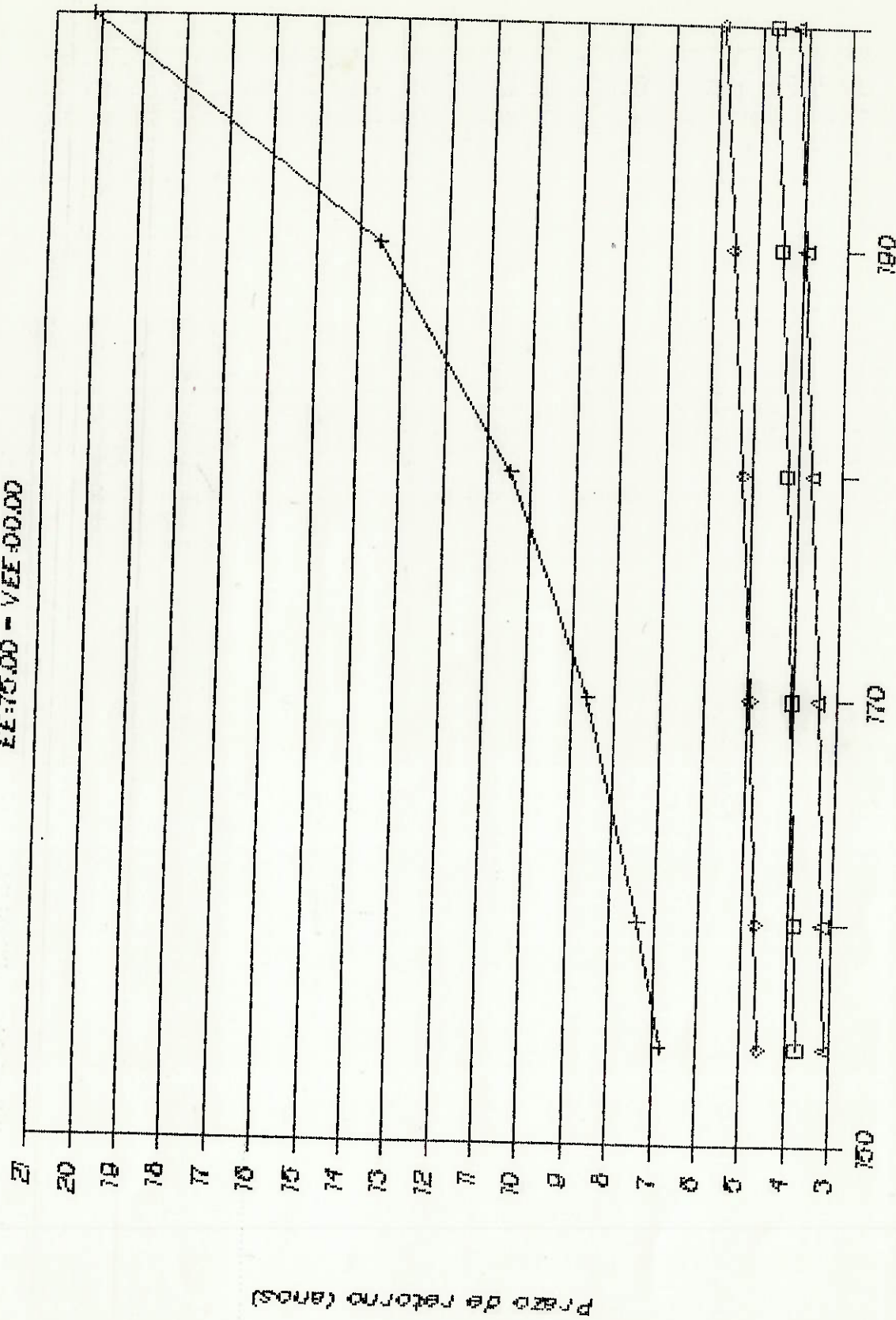


GRÁFICO 8

Análise de sensibilidade

EE:00.00 - VEE:00.00

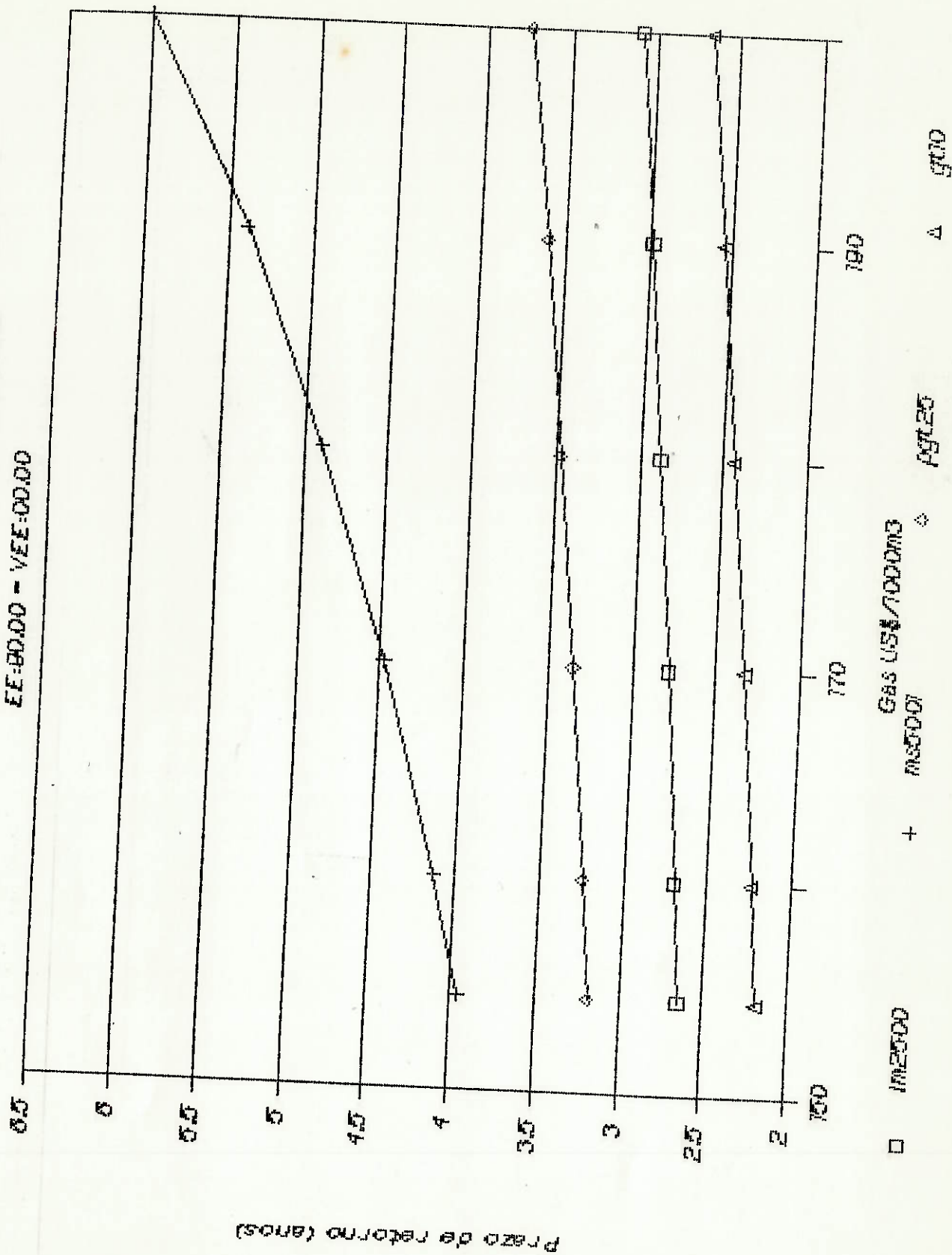


GRÁFICO 9

Análise de sensibilidade

EE:0037 - VEE:00.00

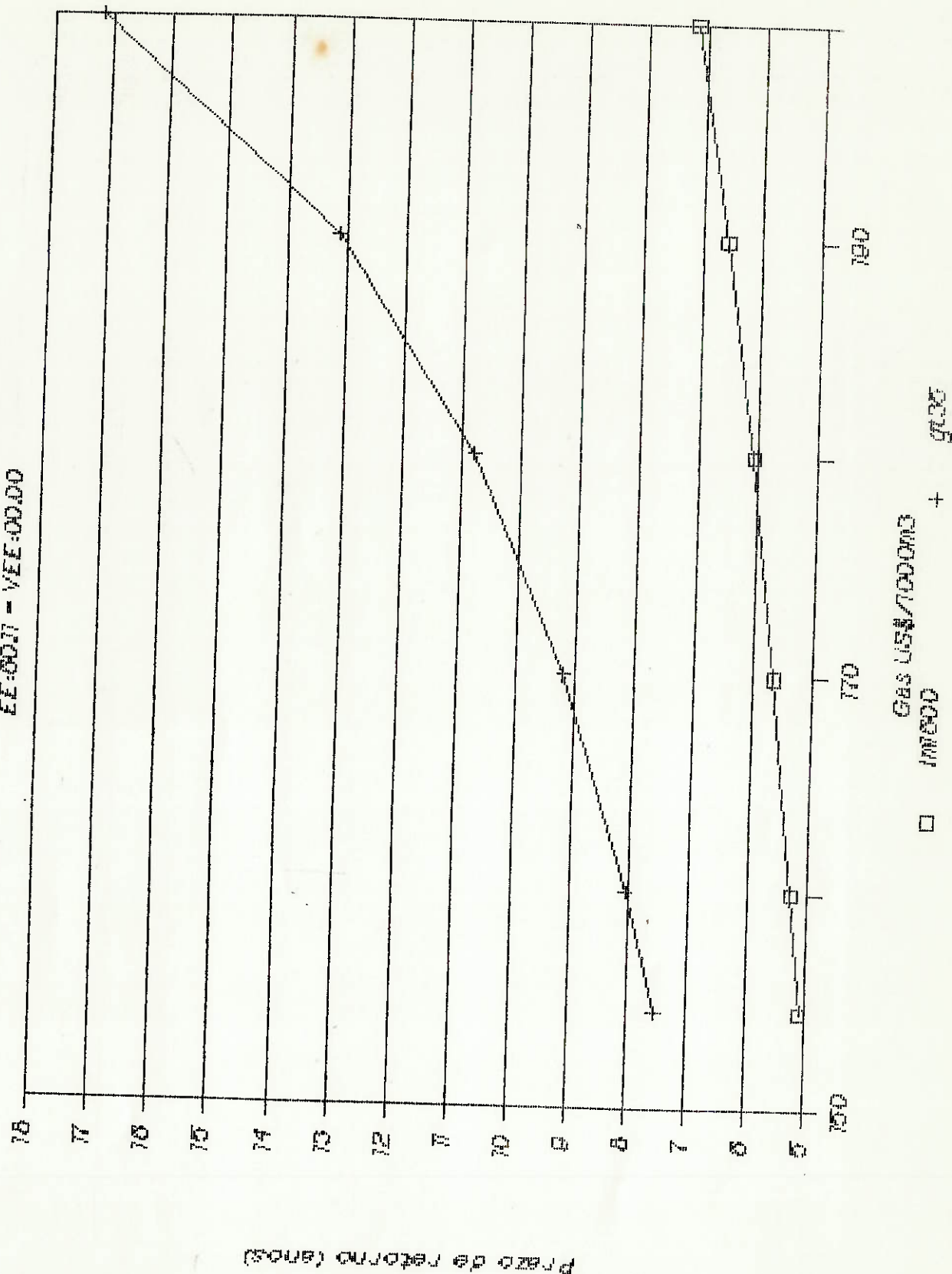
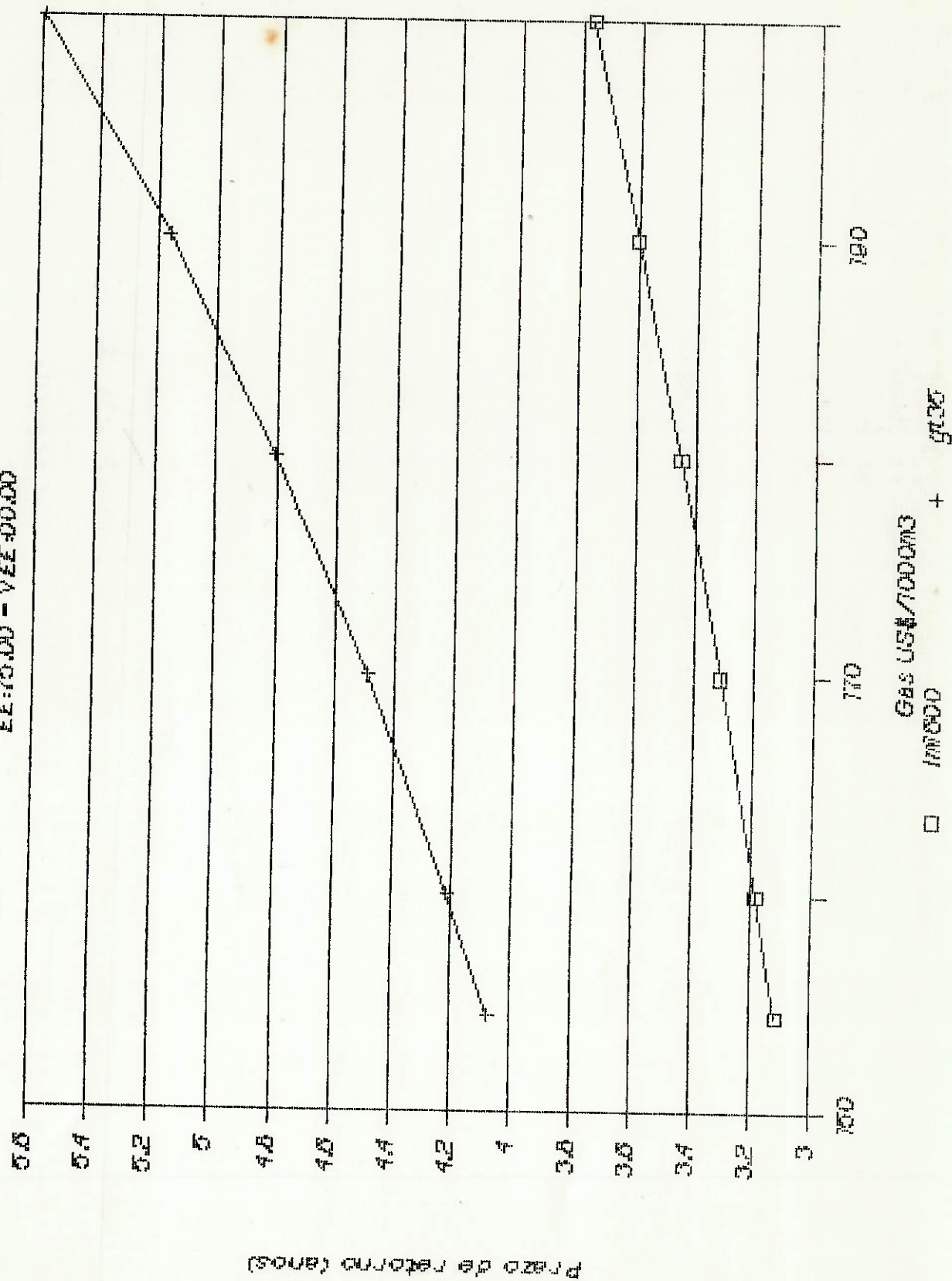


GRÁFICO 10

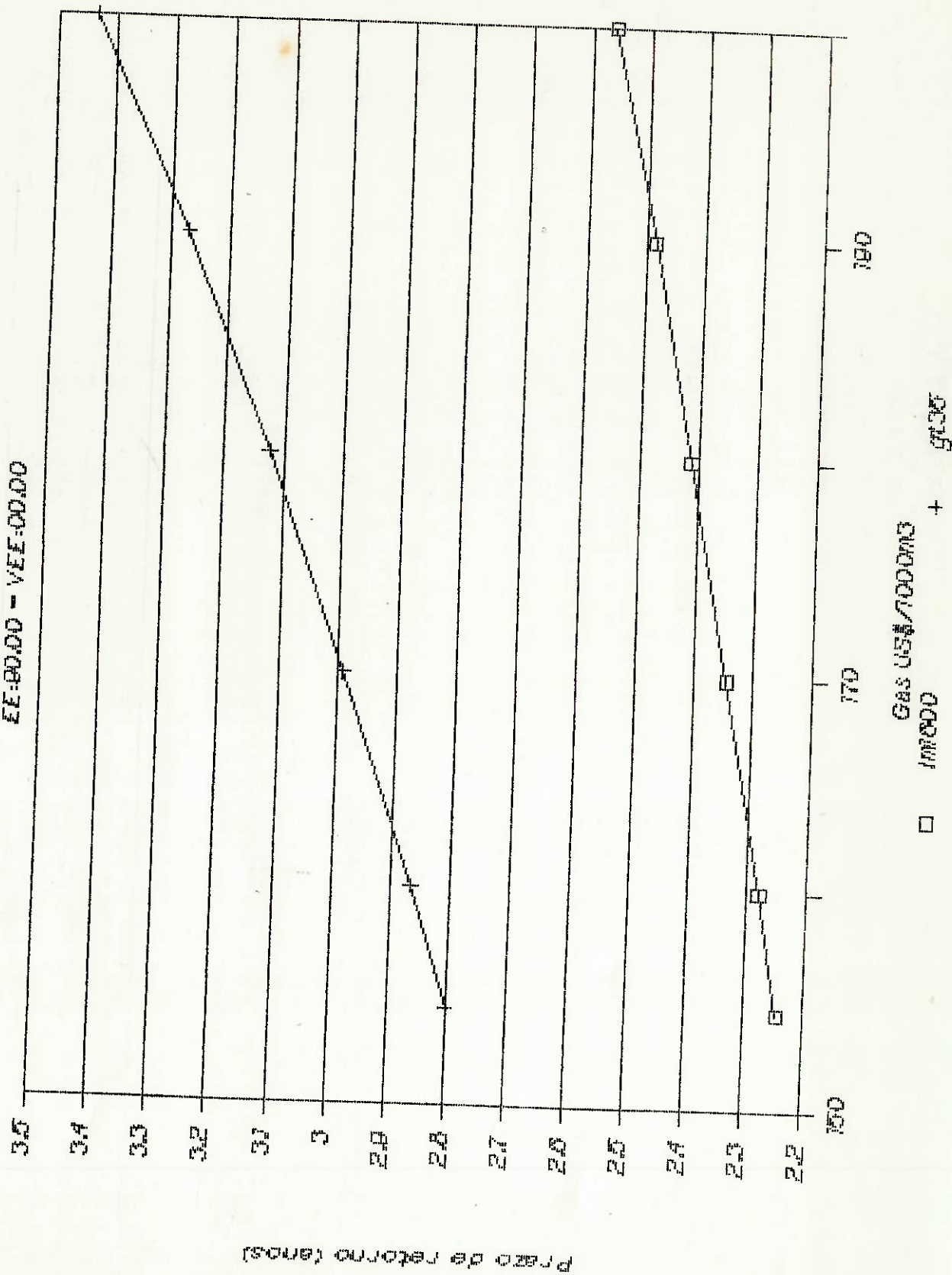
Análise de sensibilidade

EE:75.00 - VEE:00.00



Análise de sensibilidade

EE:80.00 - VEE:00.00



Análise de sensibilidade

EE:60.11

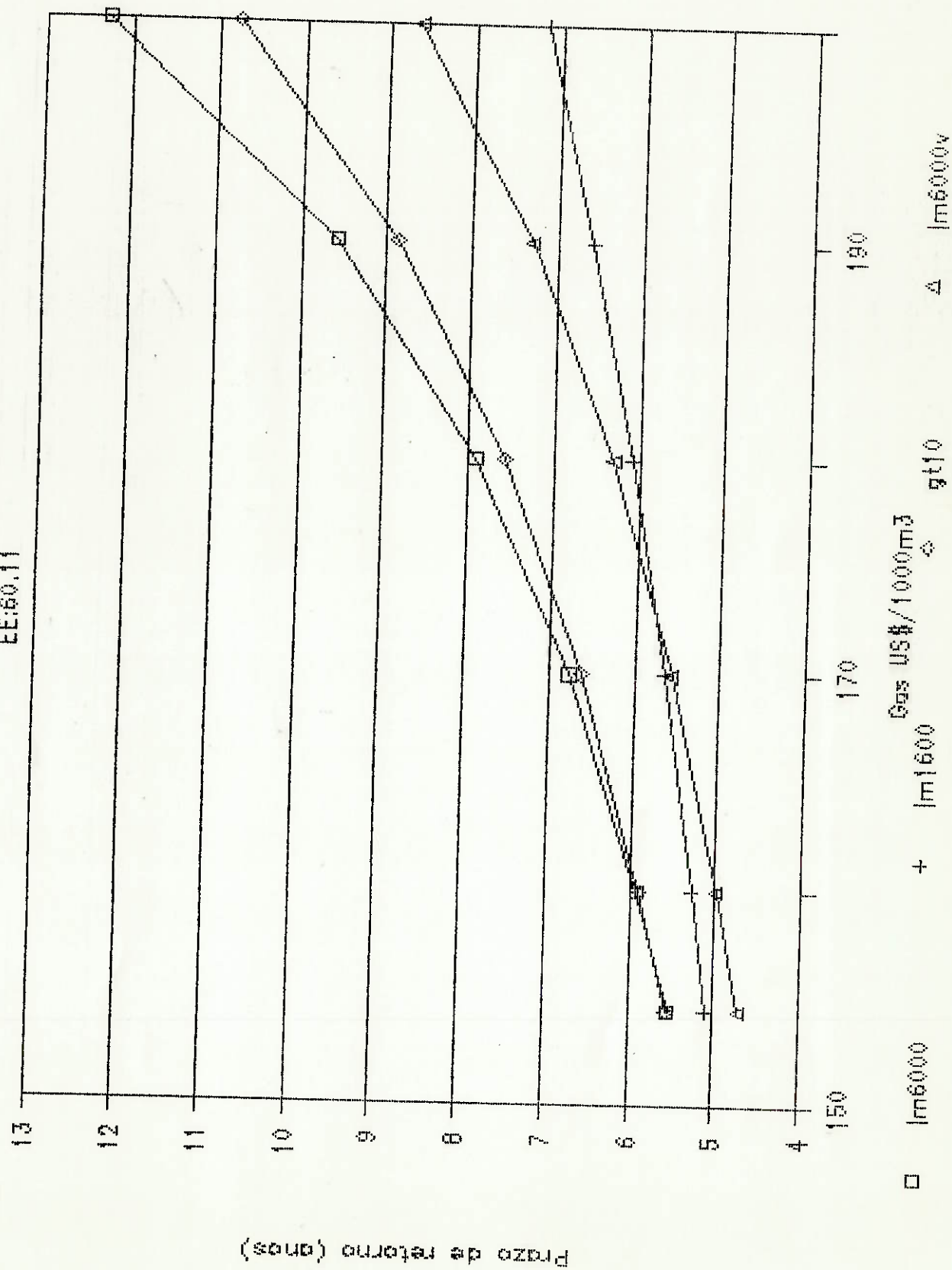


GRÁFICO 13

Análise de sensibilidade

EE:75,00

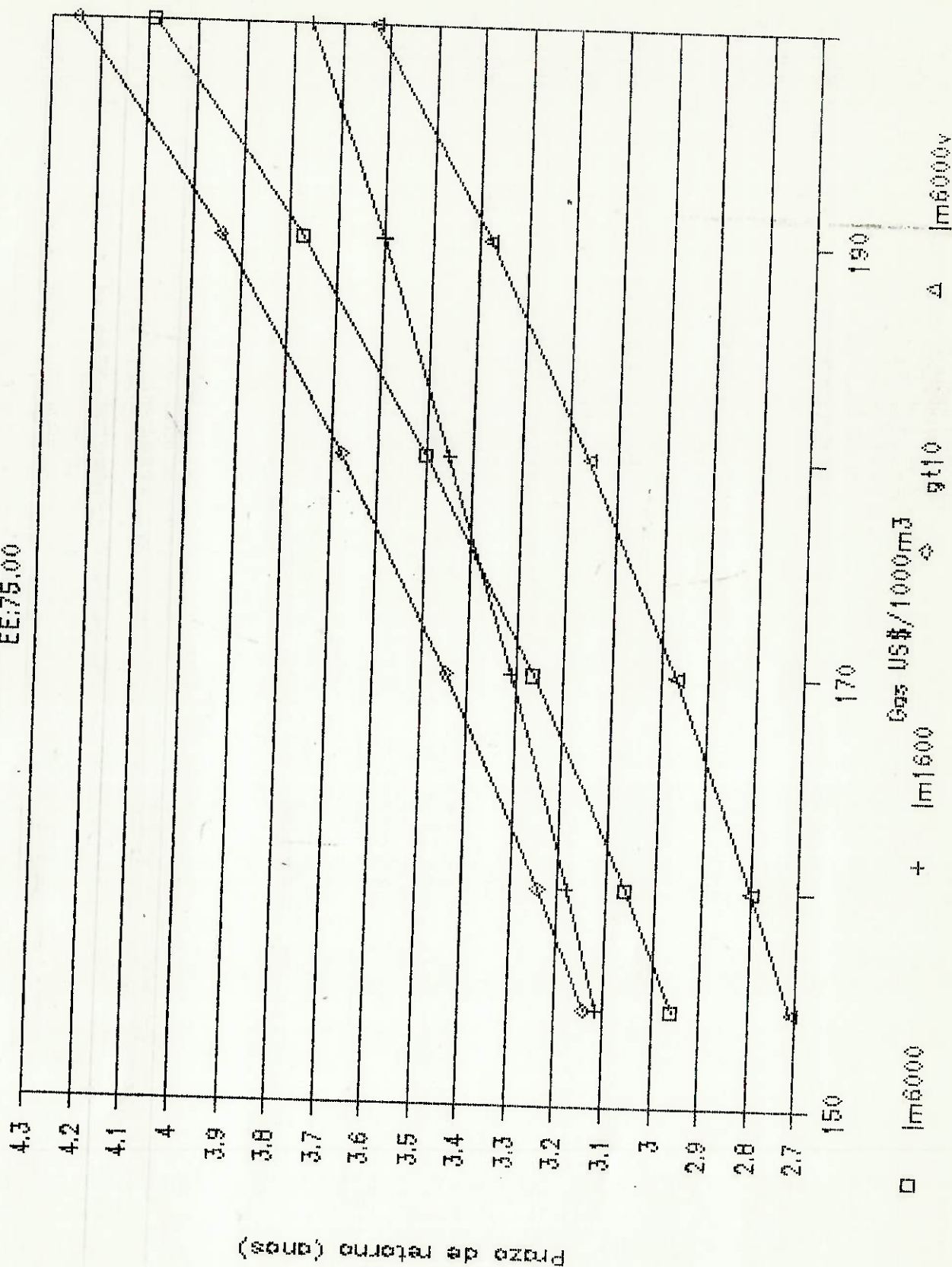


GRÁFICO 14

Análise de sensibilidade

EE:90.00

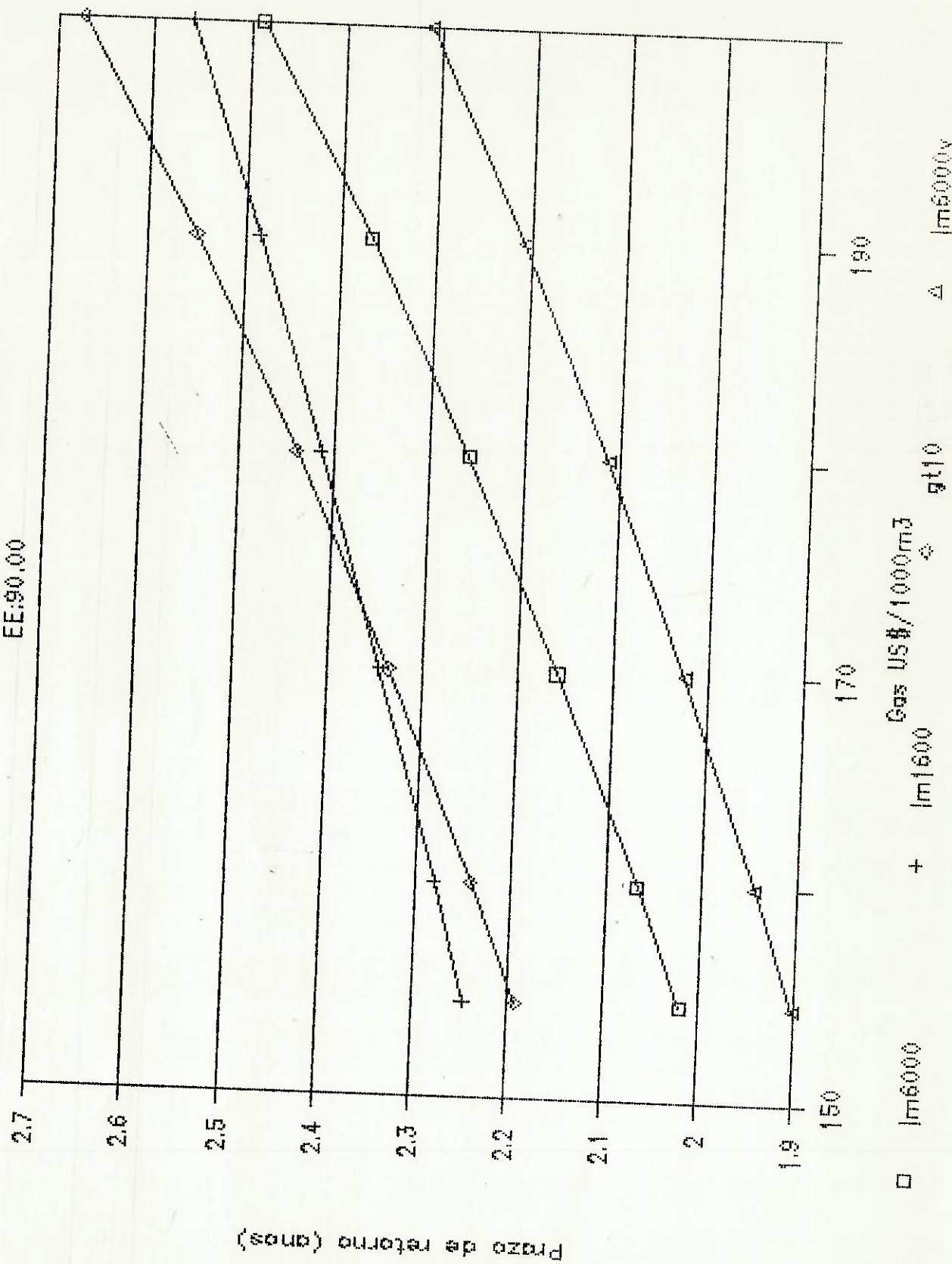


GRÁFICO 15

Análise de sensibilidade

Comparando eficiências

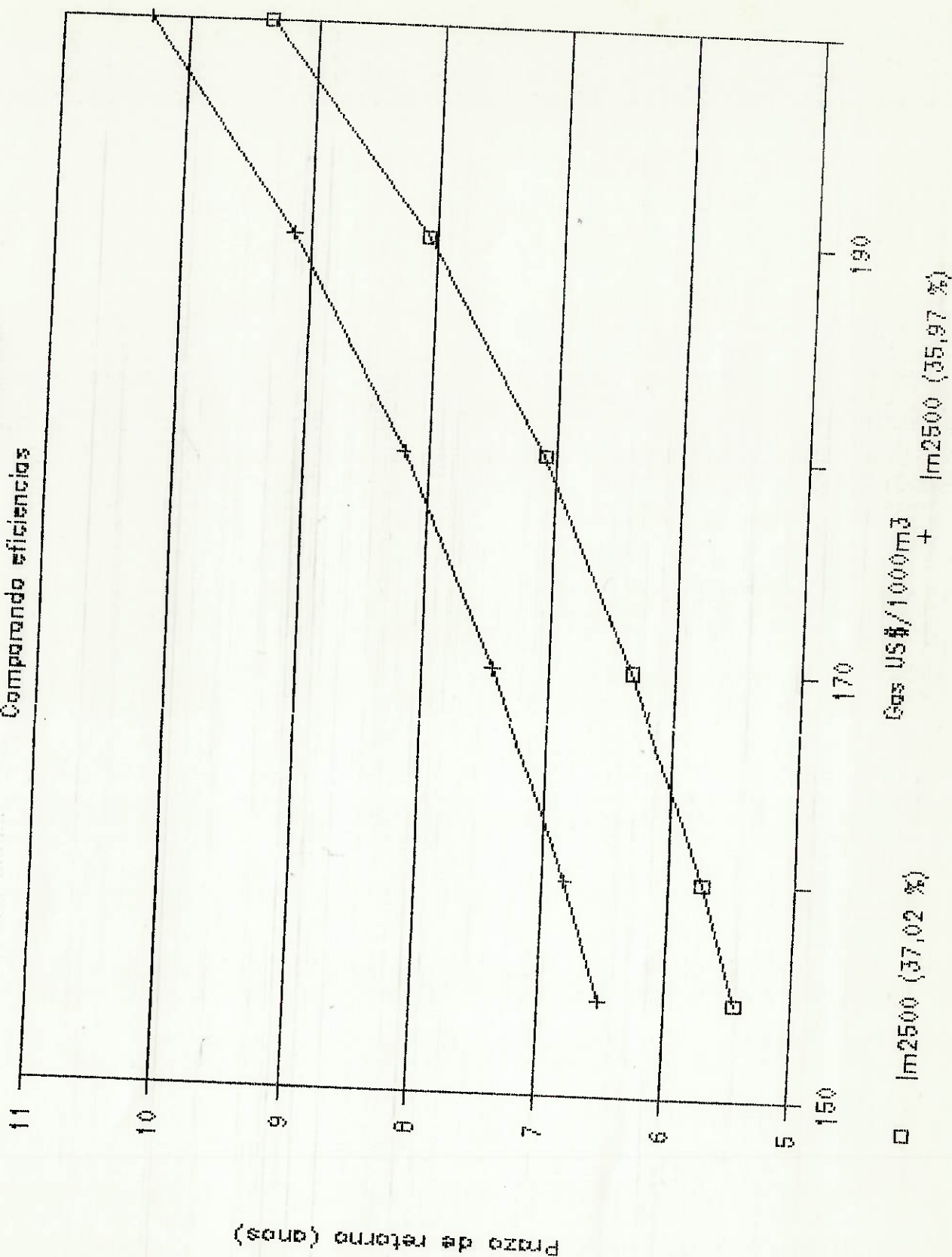


GRÁFICO 16

Análise de sensibilidade Comparando eficiências

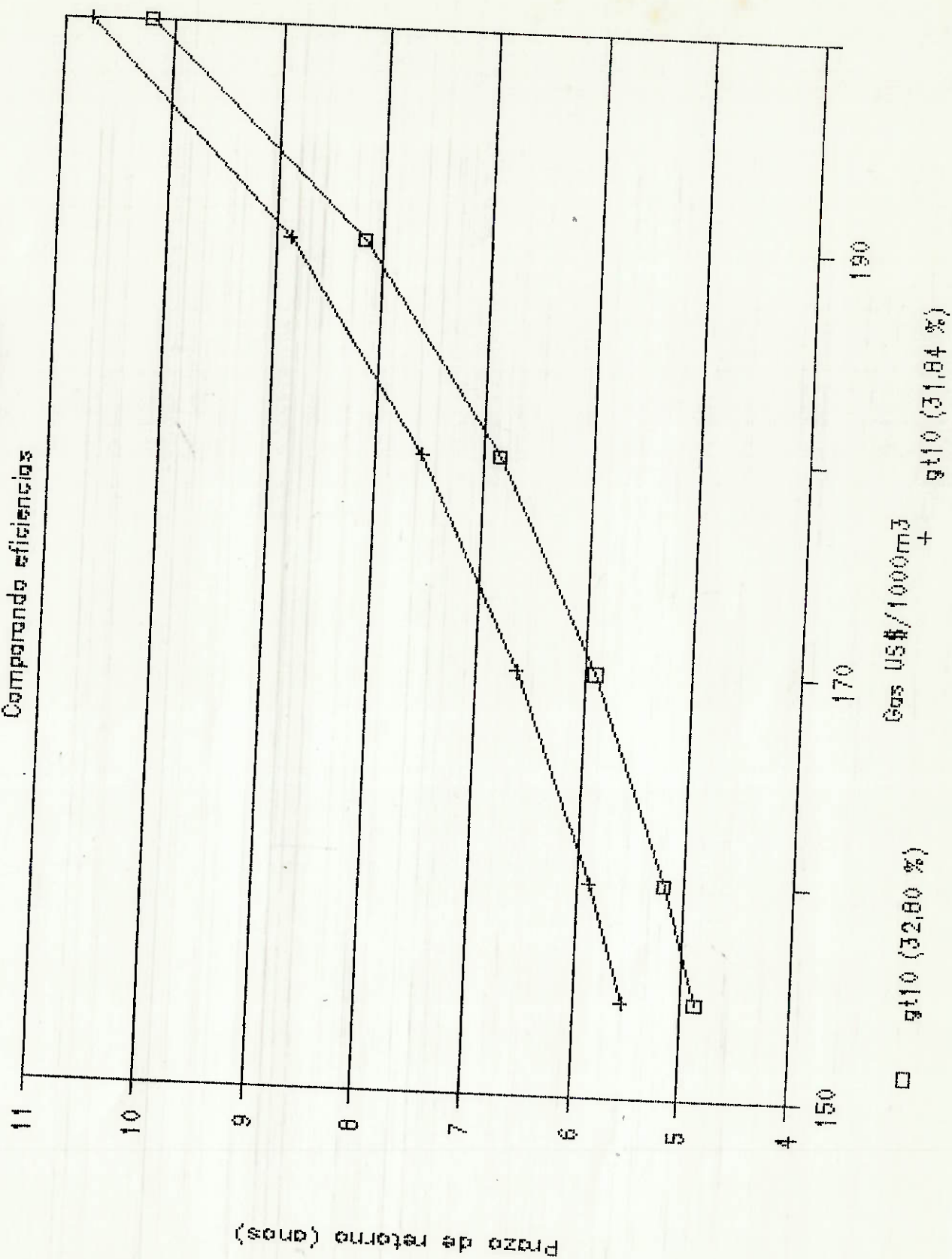


GRÁFICO 17

Análise de sensibilidade

Comparando produção de vapor

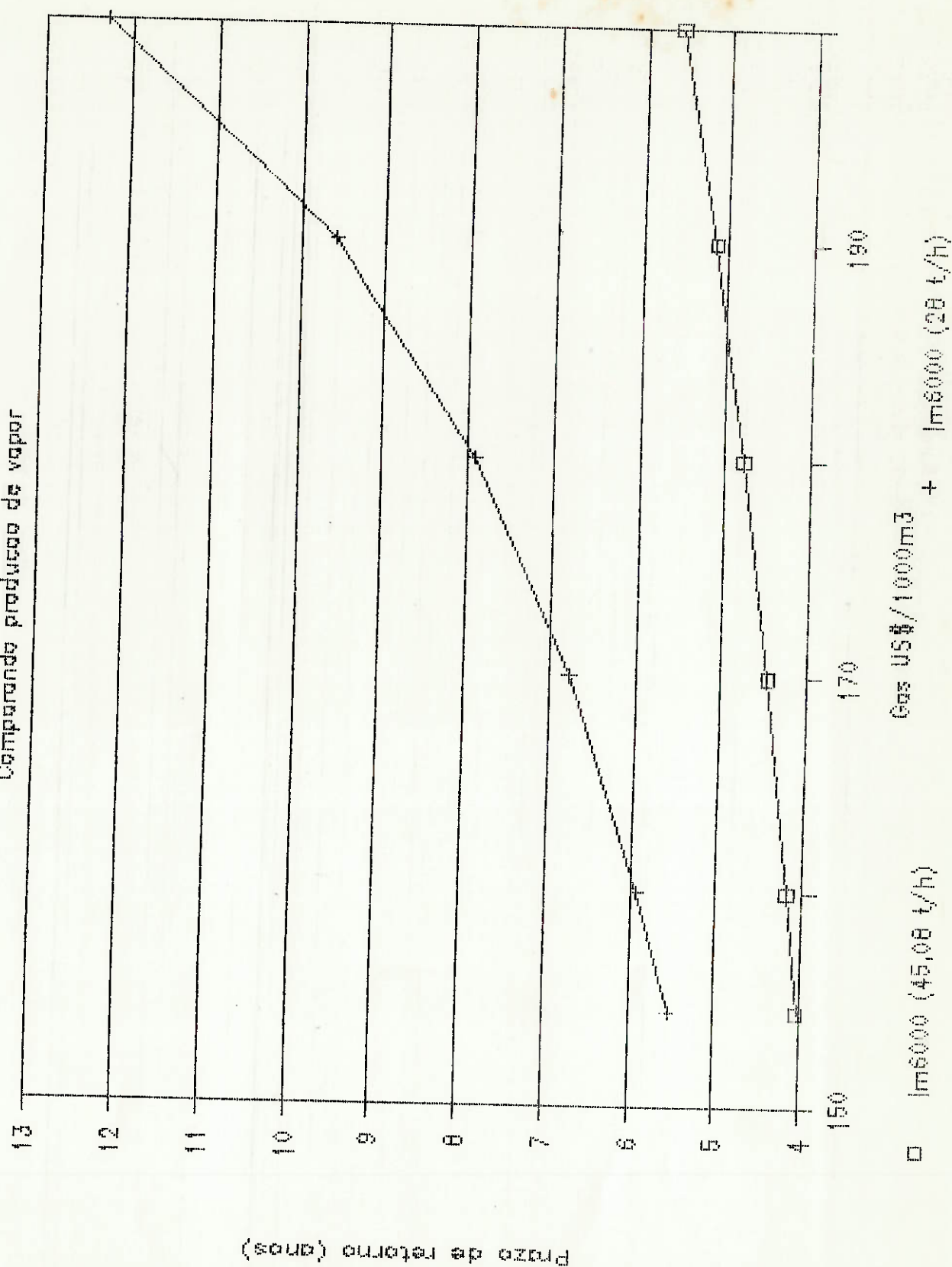
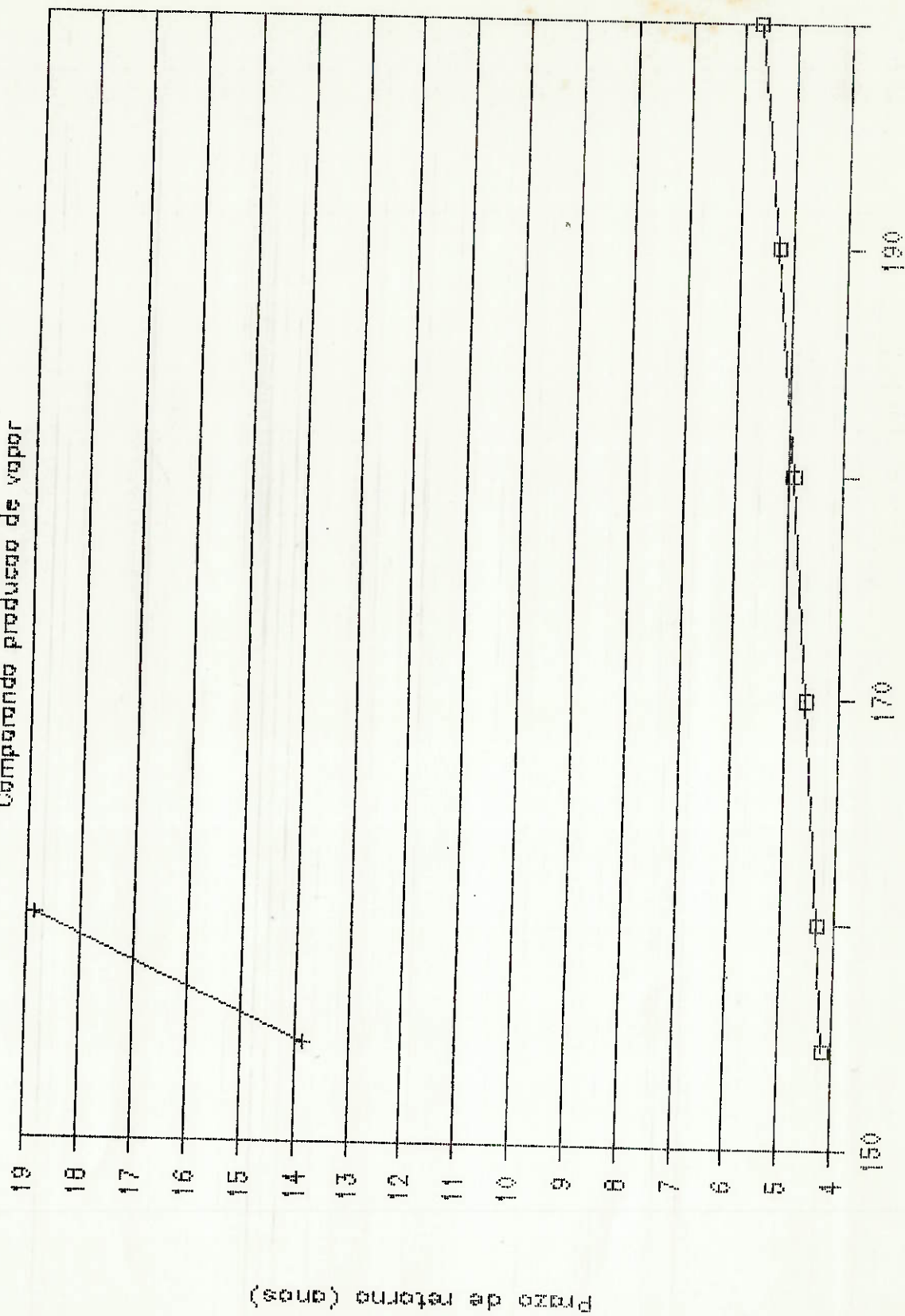


GRÁFICO 18

Análise de sensibilidade

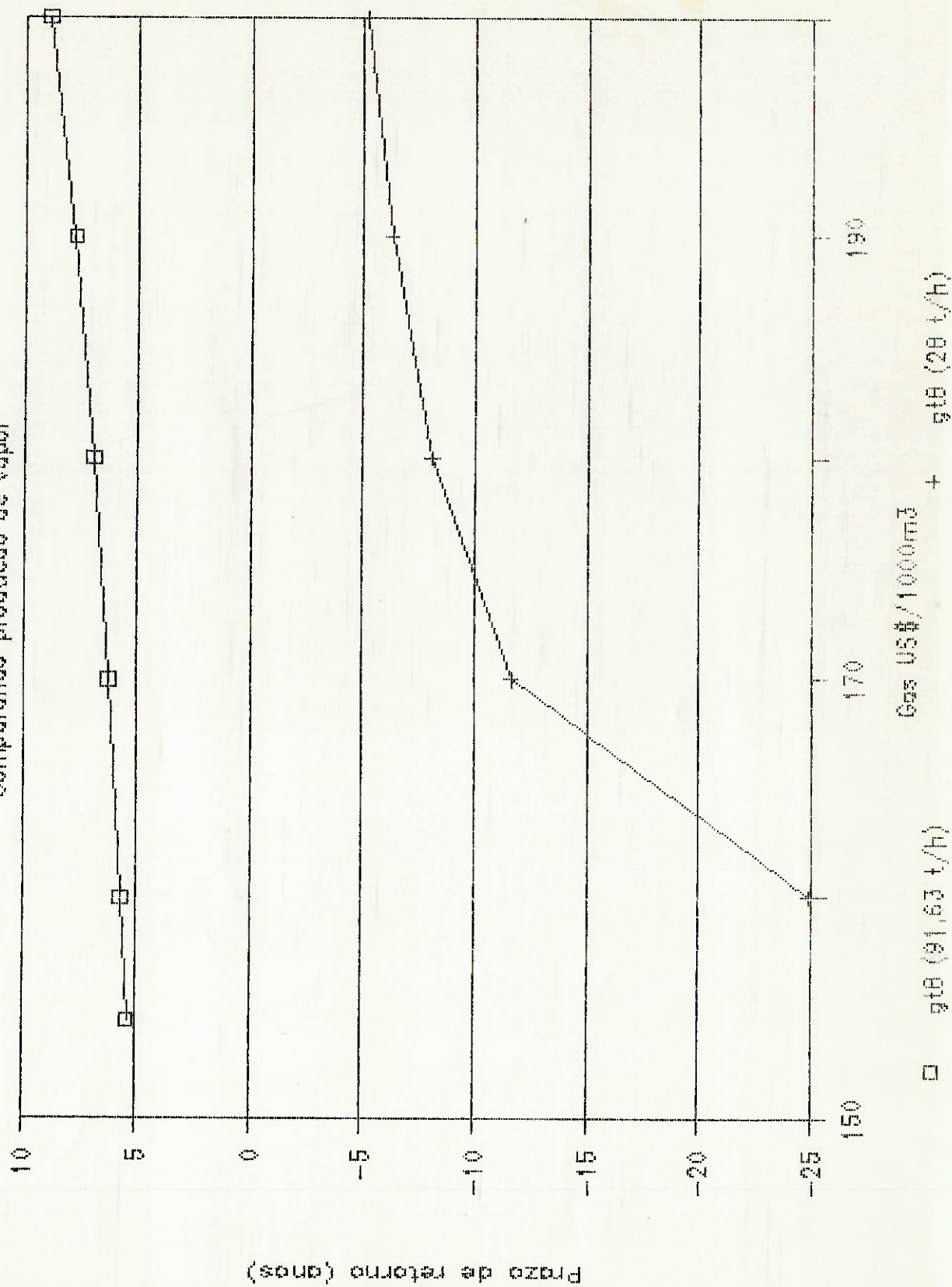
Comparando produção de vapor



□ ms6001 (71,25 t/h) + ms6001 (28 t/h)

Análise de sensibilidade

Comparando produção de vapor



ANEXO 1

QUESTIONARIO PARA AS EMPRESAS

- 1) Qual a demanda elétrica contratada pela empresa(MW)?
- 2) Qual o consumo médio de energia elétrica (MW)?
- 3) Qual a variação da demanda elétrica da planta (MW)?
- 4) Qual a classe de tensão à qual pertence a planta?
- 5) Qual o fator de serviço (horas de operação/ano) das instalações?
- 6) Quais os níveis de pressão do consumo de vapor do sistema?
- 7) Qual a temperatura do vapor em cada nível?
- 8) Qual o consumo estimado de vapor em cada nível?
- 9) Qual a variação da demanda em função do tempo?
- 10) Qual o consumo de combustíveis para geração do vapor ou outros objetivos? (Discriminar o consumo para cada item).

ANEXO 2 -- Respostas para o questionário proposto no anexo 1 que foram fornecidas pela empresa SANBRA--SOCIEDADE ALGODOEIRA DO NORDESTE BRASILEIRO S.A., através de engenheiro Eduardo.

1) 34,7 MW

2) 18,8 MW

3) 30 - 32 MW

4) A2 (88kV)

5) 0,90 (7884 horas/ano)

6) Pressão de vapor fornecida à fábrica para rede geral: 15kgf/cm².

7) Temperatura fornecida à fábrica para rede geral: 200 C

8) Consumo de vapor estimado: 28 ton/hora (saturado seco)

9) Pequena variação da demanda em função do tempo.

10) Gás natural : 50000 m³/dia

ou

óleo combustível : 55 ton/h

ou

Energia elétrica : 432000 kW-h

ANEXO 3 - Lista das turbinas a gás.

equipamento.

turbina LM6000 da GE

turbina aeroderivada

equipamento de fluxo axial com 2 eixos : 1) compressor e turbina de alta pressao

2) compressor e turbina de baixa pressao e eixo de saida

compressor de baixa pressao com 5 estagios

compressor de alta pressao com 14 estagios

as de entrada do compressor variaveis

turbina de alta pressao com dois estagios

turbina de baixa pressao com cinco estagios

câmara de combustao anular

combustivel : Gas natural

condicoes : ISO

potencia	consumo	eficiencia (ciclo simples)	fluxo dos gases	temperatura dos gases	rotac
(kW)	(kW)	(%)	(kg/s)	(C)	(rpm)
43050	103141	41.74	123.75	445	3600

combustivel : Gas natural

condicoes : temperatura = 25 C ; altitude = 700 m

potencia	consumo	eficiencia (ciclo simples)	fluxo dos gases	temperatura dos gases	rotac
(kW)	(kW)	(%)	(kg/s)	(C)	(rpm)
34100	83956	40.61	101.40	466	3600

equipamento:

turbina LMS000 da GE

turbina aeroderivada

equipamento de fluxo axial com 3 eixos : 1) compressor e turbina de alta pressao

2) compressor e turbina de baixa pressao

3) turbina de potencia e eixo de saida

compressor de baixa pressao com 5 estagios

compressor de alta pressao com 14 estagios

as de entrada do compressor variaveis

turbina de alta pressao com dois estagios

turbina de baixa pressao com dois estagios

turbina de potencia com dois estagios

câmara de combustao anular

combustivel : Gas natural

condicoes : ISO

potencia	consumo	eficiencia (ciclo simples)	fluxo dos gases	temperatura dos gases	rotac
(kW)	(kW)	(%)	(kg/s)	(C)	(rpm)
34450	91657	37.59	120.00	436	3600

combustivel : Gas natural

condicoes : temperatura = 25 C ; altitude = 700 m

potencia	consumo	eficiencia (ciclo simples)	fluxo dos gases	temperatura dos gases	rotac
(kW)	(kW)	(%)	(kg/s)	(C)	(rpm)
28047	76849	36.50	101.12	457	3600

Equipamento:
Turbina LM2500 da GE

Turbina aeroderivada
Equipamento de fluxo axial com 2 eixos : 1) compressor e turbina de alta pressao
2) turbina de potencia e eixo de saida
Compressor com 16 estagios
Razao de compressao de 18:1
Vangos de entrada do compressor variaveis
Turbina de alta pressao com dois estagios
Turbina de potencia com seis estagios
Camara de combustao anular

Combustivel : Gas natural

Condiçoes : ISO

Velocidade (km/h)	potencia (kW)	consumo (kg/h)	eficiencia (ciclo simples) (%)	fluxo dos gases (kg/s)	temperatura dos gases (C)	rotacao (rpm)
100	22670	61234	37.02	67.50	527	3600

Combustivel : Gas natural

Condiçoes : temperatura = 25 C ; altitude = 700 m

Velocidade (km/h)	potencia (kW)	consumo (kg/h)	eficiencia (ciclo simples) (%)	fluxo dos gases (kg/s)	temperatura dos gases (C)	rotacao (rpm)
100	18456	51308	35.97	56.88	548	3600

Equipamento:
Turbina LM1600 da GE

Turbina aeroderivada
Equipamento de fluxo axial com 3 eixos : 1) compressor e turbina de alta pressao
2) compressor e turbina de baixa pressao
3) turbina de potencia e eixo de saida
Compressor de baixa pressao com 16 estagios
Compressor de alta pressao com 7 estagios
Razao de compressao de 22:1
Vangos de entrada do compressor variaveis
Turbina de alta pressao com um estagio
Turbina de baixa pressao com um estagio
Turbina de potencia com dois estagios
Camara de combustao anular

Combustivel : Gas natural

Condiçoes : ISO

Velocidade (km/h)	potencia (kW)	consumo (kg/h)	eficiencia (ciclo simples) (%)	fluxo dos gases (kg/s)	temperatura dos gases (C)	rotacao (rpm)
100	13980	37591	37.19	45.00	476	7000

Combustivel : Gas natural

Condiçoes : temperatura = 25 C ; altitude = 700 m

Velocidade (km/h)	potencia (kW)	consumo (kg/h)	eficiencia (ciclo simples) (%)	fluxo dos gases (kg/s)	temperatura dos gases (C)	rotacao (rpm)
100	11682	32700	35.72	38.90	497	7000

equipamento

turbina MS6001 da Nuovo Pignone

turbina industrial

equipamento de fluxo axial com 1 eixo : 1) compressor, turbina e eixo de saída

compressor com 17 estagios

turbina com 3 estagios

câmara de combustão canular (possui dez câmaras)

combustível : Gas natural

condições : ISO

potência	consumo	eficiência (ciclo simples)	fluxo dos gases	temperatura dos gases	rotação
(kW)	(kW)	(%)	(kg/s)	(°C)	(rpm)
38980	123220	31.60	137.90	537	5100

combustível : Gas natural

condições : temperatura = 25 °C ; altitude = 700 m

potência	consumo	eficiência (ciclo simples)	fluxo dos gases	temperatura dos gases	rotação
(kW)	(kW)	(%)	(kg/s)	(°C)	(rpm)
33064	107790	30.67	122.06	543	5100

equipamento:

turbina MS5001 da Nuovo Pignone

turbina industrial

equipamento de fluxo axial com 1 eixo : 1) compressor, turbina e eixo de saída

compressor com 17 estagios

turbina com 2 estagios

câmara de combustão canular (possui dez câmaras)

combustível : Gas natural

condições : ISO

potência	consumo	eficiência (ciclo simples)	fluxo dos gases	temperatura dos gases	rotação
(kW)	(kW)	(%)	(kg/s)	(°C)	(rpm)
26830	91967	29.17	123.70	479	5100

combustível : Gas natural

condições : temperatura = 25 °C ; altitude = 700 m

potência	consumo	eficiência (ciclo simples)	fluxo dos gases	temperatura dos gases	rotação
(kW)	(kW)	(%)	(kg/s)	(°C)	(rpm)
22758	80337	28.39	109.50	485	5100

Equipamento

Turbina PGT25 da Nuovo Pignone

turbina aeroderivada (utiliza a turbina a gas LM2500 da GE
com turbina de potencia da Nuovo Pignone)

Equipamento de fluxo axial com 2 eixos : 1) compressor e turbina de alta pressao
2) turbina de potencia e eixo de saida

Compressor com 16 estagios

taxa de compressao de 18:1

Pas de entrada do compressor variaveis

turbina de alta pressao com dois estagios

turbina de potencia com dois estagios

camara de combustao anular

combustivel : Gas natural

condicoes : ISO

arga (%)	potencia (kW)	consumo (kW)	eficiencia (ciclo simples) (%)	fluxo dos gases (kg/s)	temperatura dos gases (C)	rotac (rpm)
100	21000	59442	35.33	66.70	513	6500

combustivel : Gas natural

condicoes : temperatura = 25 C ; altitude = 700 m

arga (%)	potencia (kW)	consumo (kW)	eficiencia (ciclo simples) (%)	fluxo dos gases (kg/s)	temperatura dos gases (C)	rotac (rpm)
100	17097	49752	34.36	56.21	534	6500

Equipamento:

turbina GT8 da Asea Brown Boveri

turbina industrial

Equipamento de fluxo axial com 1 eixo : 1) compressor, turbina e eixo de saida

Compressor com 12 estagios

turbina com 3 estagios

camara de combustao anular

combustivel : Gas natural

condicoes : ISO

arga (%)	potencia (kW)	consumo (kW)	eficiencia (ciclo simples) (%)	fluxo dos gases (kg/s)	temperatura dos gases (C)	rotac (rpm)
100	48200	152532	31.60	183.00	527	3600

combustivel : Gas natural

condicoes : temperatura = 25 C ; altitude = 700 m

arga (%)	potencia (kW)	consumo (kW)	eficiencia (ciclo simples) (%)	fluxo dos gases (kg/s)	temperatura dos gases (C)	rotac (rpm)
100	40885	133265	30.68	161.98	533	3600

Equipamento:

Turbina GT10 da Asea Brown Boveri

Turbina industrial

Equipamento de fluxo axial com 2 eixos : 1) compressor e turbina
2) turbina de potencia e eixo de saida

Camara de combustao canular

Combustivel : Gas natural

Condicoes : ISO

carga (%)	potencia (kW)	consumo (kW)	eficiencia (ciclo simples) (%)	fluxo dos gases (kg/s)	temperatura dos gases (C)	rota (r
100	21700	66158	32.80	78.70	515	36

Combustivel : Gas natural

Condicoes : temperatura = 25 C ; altitude = 700 m

carga (%)	potencia (kW)	consumo (kW)	eficiencia (ciclo simples) (%)	fluxo dos gases (kg/s)	temperatura dos gases (C)	rota (r
100	18407	57802	31.84	69.66	521	36

Equipamento:

Turbina GT35 da Asea Brown Boveri

Turbina industrial

Equipamento de fluxo axial

Camara de combustao canular

Combustivel : Gas natural

Condicoes : ISO

carga (%)	potencia (kW)	consumo (kW)	eficiencia (ciclo simples) (%)	fluxo dos gases (kg/s)	temperatura dos gases (C)	rota (r
100	16900	52813	32.00	91.60	374	36

Combustivel : Gas natural

Condicoes : temperatura = 25 C ; altitude = 700 m

carga (%)	potencia (kW)	consumo (kW)	eficiencia (ciclo simples) (%)	fluxo dos gases (kg/s)	temperatura dos gases (C)	rota (r
100	14335	46141	31.07	81.08	380	36

GENERAL ELECTRIC MODEL PG 5361 GAS TURBINE

P

ESTIMATED PERFORMANCE-NAT. GAS AND/OR DISTILLATE FUELS CONFIGURATION
COMPRESSOR INLET TEMPERATURE 59°F (15°C)
ATMOSPHERIC PRESSURE 14.7 PSIA (1.013 BAR)

FUEL		NATURAL GAS	DISTILLATE OIL
DESIGN OUTPUT	KW	25280	24800
DESIGN HEAT RATE (LHV) BTU/KW HR (KJ/KW HR)		12300 (12980)	12450 (13140)
DESIGN HEAT CONS. (LHV) BTU/HR (KJ/HR)		310.9x10 ⁶ (328.0x10 ⁶)	308.8x10 ⁶ (325.8x10 ⁶)
DESIGN AIR FLOW	LB/HR (KG/HR)	961,000 (436,000)	961,000 (436,000)
MODE: BASE LOAD			

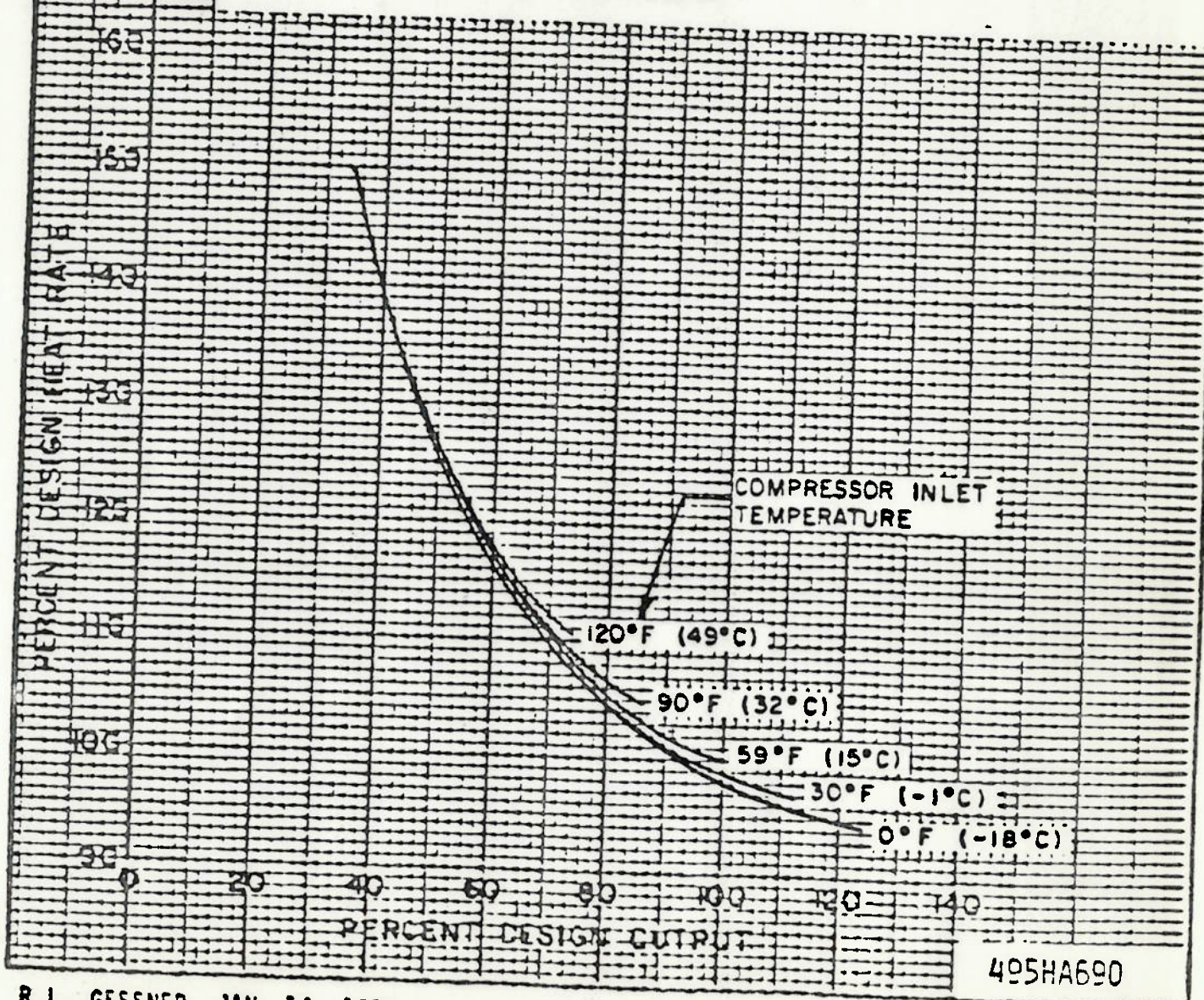
PPB121382

NOTES:

1. ALTITUDE CORRECTION ON CURVE 416HA662.
2. AMBIENT TEMPERATURE CORRECTION ON CURVE 495HA209.
3. PLANT PERFORMANCE IS MEASURED AT THE GENERATOR TERMINALS AND INCLUDES ALLOWANCES FOR EXCITATION POWER AND 3.5" H₂O (8.7 MBAR) INLET AND 2.5" H₂O (6.2 MBAR) EXHAUST PRESSURE DROPS.
4. ADDITIONAL PRESSURE DROP EFFECTS

	% EFFECT ON OUTPUT	% EFFECT ON HEAT RATE	Δ EFFECT ON EXHAUST TEMP.
4" H ₂ O (10 MBAR) INLET	-1.75	+0.75	+2.4°F (+1.3°C)
4" H ₂ O (10 MBAR) EXHAUST	-0.75	+0.75	+2.4°F (+1.3°C)

5. MAXIMUM LOAD LIMIT 29,400 KW.



R.L. GESSNER JAN. 14, 1983

ANEXO 4 - a) Curvas de correção para os dados da turbina a gás.

GENERAL ELECTRIC MODEL PG5361 GAS TURBINE

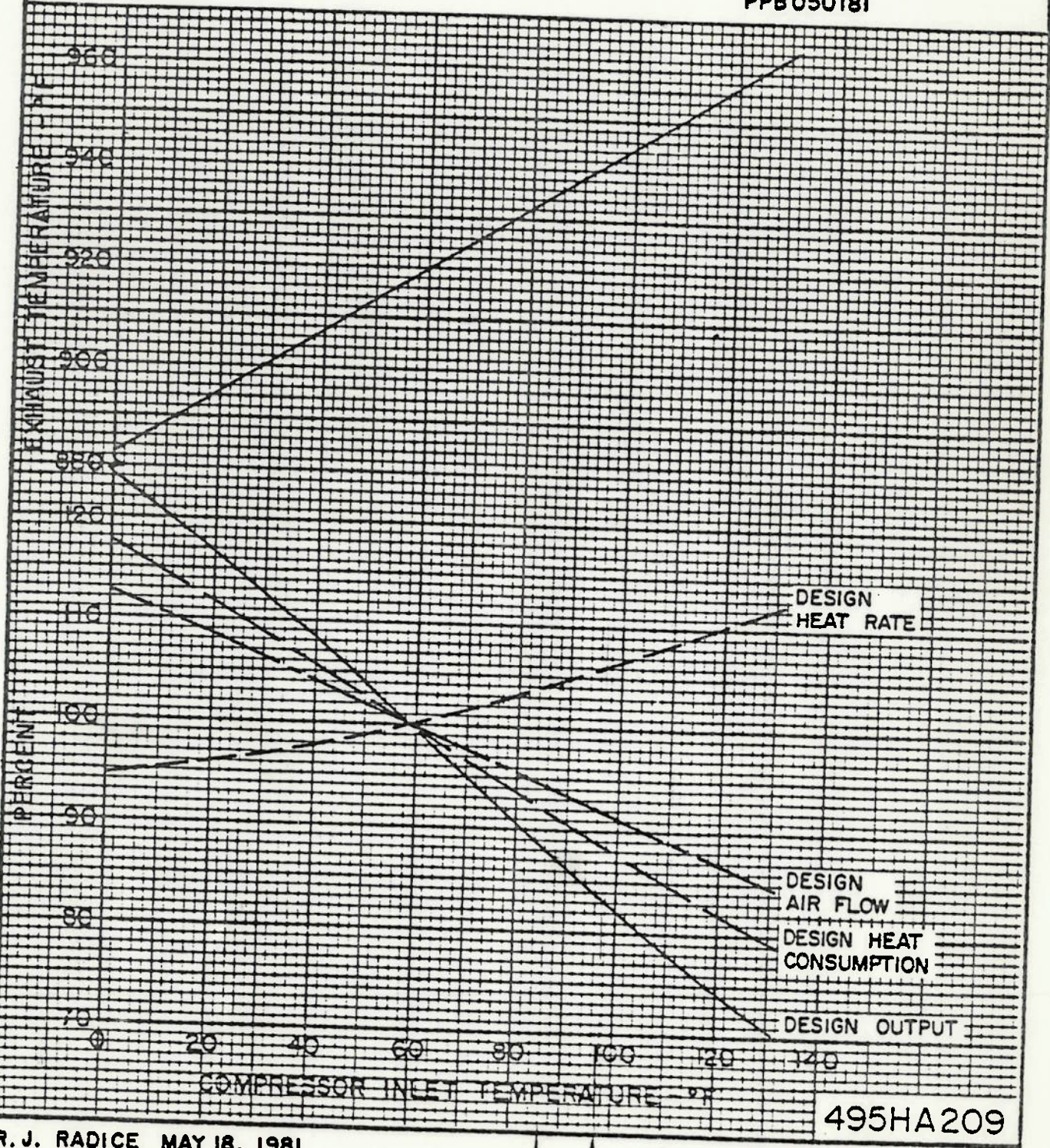
P

EFFECT OF COMPRESSOR INLET TEMPERATURE ON
MAXIMUM OUTPUT, AIR FLOW, HEAT RATE, HEAT CONSUMPTION AND EXHAUST
TEMPERATURE AT 100% SPEED

FUELS: NATURAL GAS
DISTILLATE OIL
HEAVY OIL

MODE: BASE
LOAD

PPB 050181

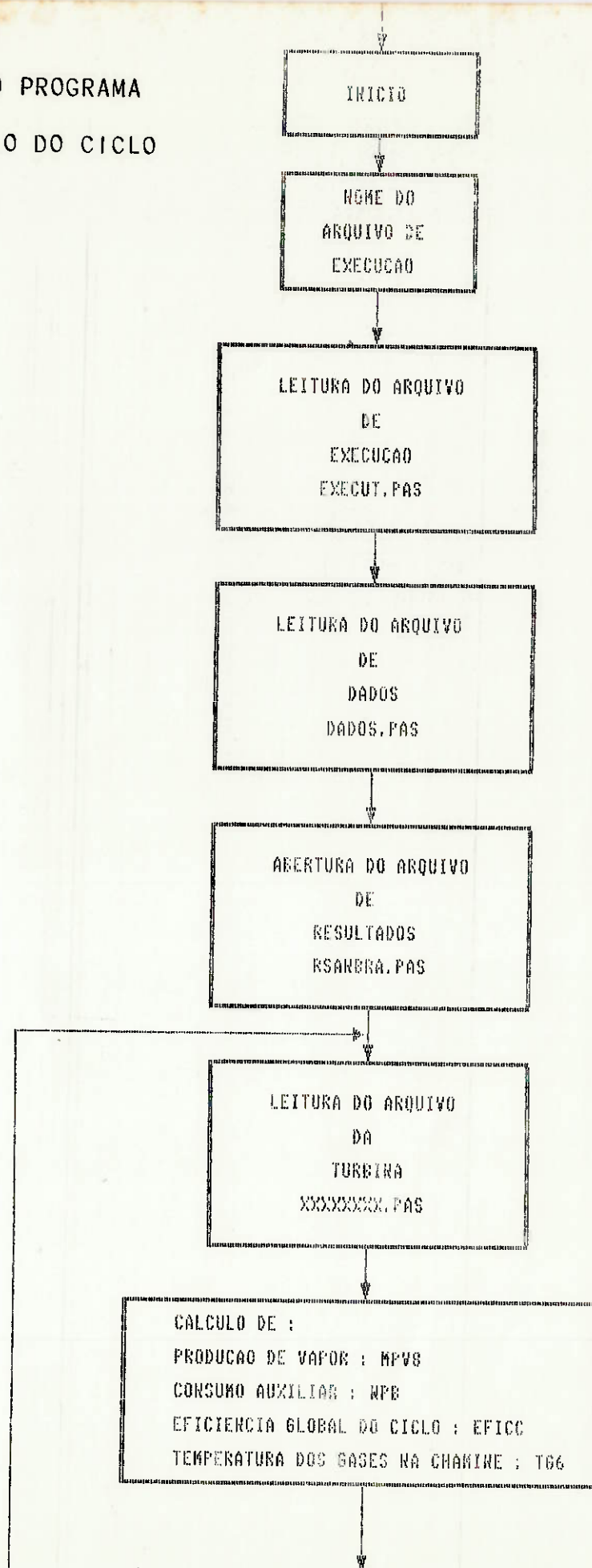


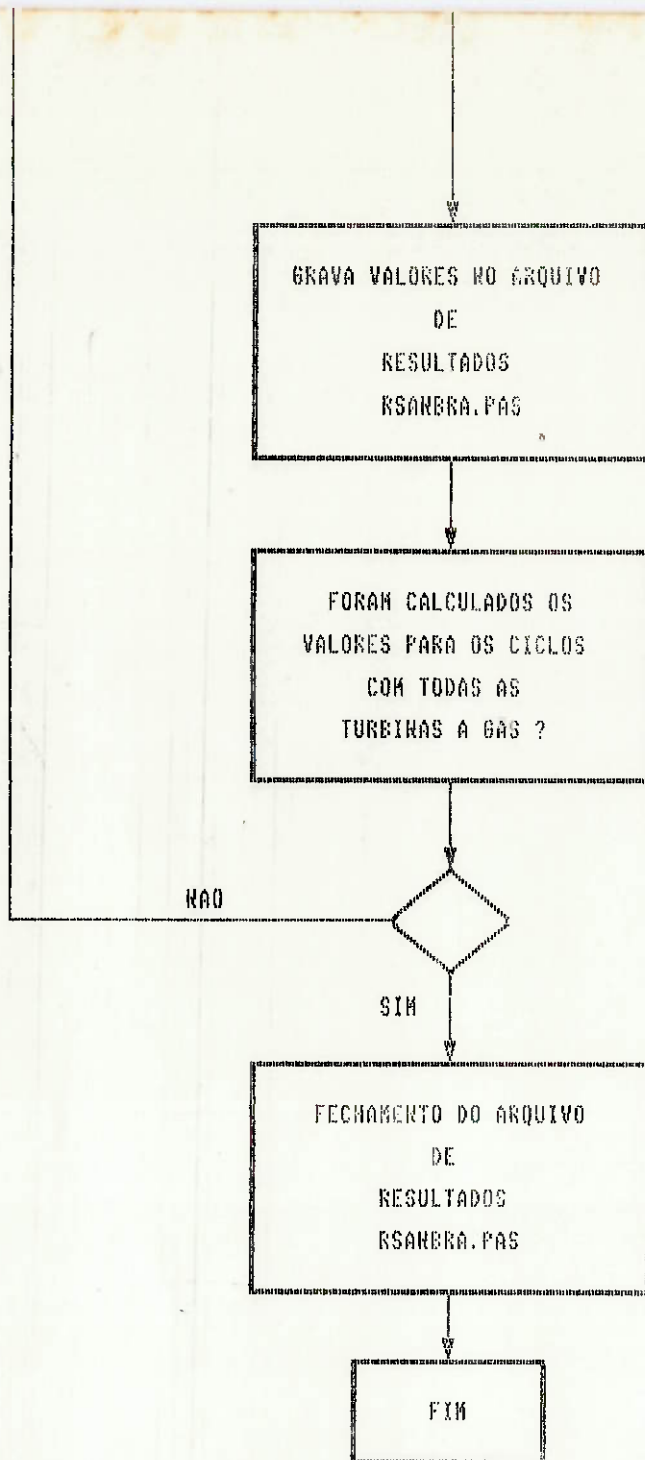
R. J. RADICE MAY 18, 1981

ANEXO 4 - b) Curvas de correção para os dados da turbina a gás.

ANEXO5

FLUXOGRAMA DO PROGRAMA
PARA O CÁLCULO DO CICLO
DE COGERAÇÃO.





ANEXO 6

(*****)

PROGRAMA PARA O CALCULO DO CICLO DE COGERACAO

(*****)

program CiclosComTg;

uses crt,dos,printer,mollier;

type svetor=array [1..15] of string[20];
word=string[20];

var i,n,n1,cont1,cont2,cont3 :integer;
Tg4,mpg4,wptg,wp1,HI,
Pv6,Tv6,Dt,Tg5,Cpar,
qpar,qh2o,qph2o,mph2o,
Pv1,Pv2,Pv3,Pv7,Tv1,Tv2,
mpv2,hv5,hv6,hv7,mpv1,mpv7,mpv8,
hv1,hv2,hv3,hv4,wpb,qpecono,
Tg6,eficc,Pv4,qppro,
carg,efic,omega,
Tvapor,Pvapor,Th2o,Ph2o :real;
lixo :char;
arqexec,
arqdados,arqresul :string[20];
arq,arq1 :text;
arqturb :svetor;

(PROCEDIMENTO PARA LEITURA DO ARQUIVO DE EXECUCAO)

procedure leitura1;

begin
writeln('Digite o nome do arquivo de execucao :');
readln(arqexec);
assign(arq,arqexec);
reset(arq);
readln(arq);
for i:=1 to 28 do read(arq,lixo);
readln(arq,n1);
readln(arq);
for i:=1 to n1 do readln(arq,arqturb[i]);
readln(arq);
readln(arq);
readln(arq,arqdados);
readln(arq);
readln(arq);
readln(arq,arqresul);
close(arq);
end;

(PROCEDIMENTO PARA LEITURA DO ARQUIVO DAS TURBINAS)

procedure leitura2(turb:word);

```

reset(arq);
for conti:=1 to 6 do
readln(arq);
readln(arq,carg,wptg,HI,efic,mpg4,Tg4,omega);
close(arq)
end;

```

(PROCEDIMENTO PARA LEITURA DO ARQUIVO DE DADOS)

```

procedure leiturad(data:word);
begin
assign(arq,data);
reset(arq);
for conti:=1 to 4 do
readln(arq);
readln(arq,Tvapor,Pvapor);
for conti:=1 to 4 do
readln(arq);
readln(arq,Th2o,Ph2o);
close(arq)
end;

```

(PROCEDIMENTOS PARA ARMAZENAMENTO DOS RESULTADOS NO ARQUIVO DE RESULTADOS)

(PROCEDIMENTO PARA ABERTURA DO ARQUIVO DE RESULTADOS)

```

procedure escrevei(result:word);
begin
assign(arq1,arqresul);
rewrite(arq1);
writeln(arq1,'Arquivo : ',arqresul);
writeln(arq1,'Equipamento      Producao de      Producao      Consumo      Consumo      Eficiencia      Temperatura');
writeln(arq1,'                  vapor      eletrica      auxiliar               do ciclo      do ar na chamine');
writeln(arq1,'                  (ton/h)      (kW)      (kW)      (kW)      (%)      ( C)');
end;

```

(PROCEDIMENTO PARA A GRAVACAO DOS RESULTADOS)

```

procedure escreve;
begin
writeln(arq1,arqturb[cont2]:11,mpv8*3.6:14:2,wptg:12:2,wpb:12:2,HI:12:2,eficc:13:2,Tg6:16:2)
end;

```

(PROCEDIMENTO PARA FECHAMENTO DO ARQUIVO DE RESULTADOS)

```

procedure escrevef;
begin
close(arq1)
end;

```

(PROGRAMA PRINCIPAL)

```

begin
clrscr;
leitura1;
writeln;
leiturad(arqdados);
escrevei(arqresul);
for cont2:=1 to n1 do
begin
leiturat(arqturb[cont2]);
Cpar:=1004.83e-3; {kJ/kg.K}
Pv6:=Pvapor;
Tv6:=Tvapor;

```

```

Tg3:=Tvo+20;
qpar:=Cpar*(Tg4-Tg5)*mpg4; (kJ/s)
qph2o:=qpar;
hv6:=Ht(Tv6,Pv6);
hv5:=Hlsat(Pv6);
qh2o:=hv6-hv5; (h1v)
mph2o:=qph2o/qh2o; (kg de vapor/s)
Pv1:=Ph2o;
Pv2:=Pv1;
Pv7:=Pv1;
Tv1:=Th2o;
Tv2:=Tsatsat(Pv2);
mpv2:=mph2o;
hv7:=hv6;
hv1:=Hl(Tv1);
hv2:=Hlsat(Pv2);
    (sistema de equacoes)
mpv1:=(hv7*mpv2-hv2*mpv2)/(hv7-hv1);
mpv7:=mpv2-mpv1;
    (final)
mpv8:=mpv1; (mpv8 : vapor produzido na caldeira de recuperacao)
Pv3:=Pvapor;
wpb:=mpv2*(Pv3-Pv2)*0.1; (wpb : potencia da bomba do ciclo)
hv3:=Hl(Tv2);
(calculo da troca de calor no economizador)
Pv4:=Pv6;
hv4:=Hlsat(Pv4);
qpecono:=mpv2*(hv4-hv3); ( qpecono : troca de calor no economizador )
qpar:=qpecono;
Tg6:=Tg5-qpar/(mpg4*Cpar); ( temperatura dos gases de escape na chamine )
qpro:=hv6*mpv8;
eficc:=(wptg+qpro-wpb)/HI*100; ( eficiencia global do ciclo de cogeraçao )
wpl:=wptg-wpb;
escreve
    end;
escrevef
end.

```

ANEXO 7 - SUBROTINAS PARA O CÁLCULO DAS
 PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS
 DO VAPOR D'ÁGUA.

unit Mollier;

interface

```
function eleva(a,b:real):real;
function Hlsat(p14:real):real;
function Slsat(p15:real):real;
function Sh(h16,p16:real):real;
function Tsat(p17:real):real;
function Ht(t18,p18:real):real;
function Th(h19,p19:real):real;
function Hs(s20,p20:real):real;
function Hl(tv21:real):real;
```

implementation

uses crt,dos,printer;

var titulo:real;

```
function eleva(a,b:real):real;
begin
  if a=0 then
    eleva:=0
  else
    eleva:=exp(b*ln(a))
  end;
```

```
function fndh(t1:real):real;
begin
  fndh:=(597.5-0.570864*t1+2.3544e-4*sqr(t1)-0.0000037*eleva(t1,3))*
    4.1868
end;
```

```
function fnht(pr2:real):real;
begin
  fnht:=1.78846+0.43805937/(eleva(pr2,0.8499999)-1.88749)+
    3.477754e-2*pr2-0.1530711*sqr(pr2)+0.2132129*eleva(pr2,3)-
    9.292805e-2*eleva(pr2,4)
end;
```

```
function fna11(pr3:real):real;
begin
  fna11:=-21.05779375+225.5180959/(pr3+9.39019433)-2.016786374*
    exp(-133.6666576*sqr(pr3+0.1296938257))
end;
```

```
function fna12(pr4:real):real;
begin
  fna12:=18.14317752+133.0803968/(pr4-8.63686109)
end;
```

```
function fna21(pr5:real):real;
begin
  fna21:=0.9113044722+10.6373543*pr5-17.16923064*sqr(pr5)+
    7.359577957*eleva(pr5,3)-2.034175037*exp(-357.0357995*sqr(pr5+
    0.0365691653))
end;
```

```
function fna22(pr6:real):real;
begin
  fna22:=-0.4404207404+4.287201*pr6-1.2155576*sqr(pr6)-
    0.6054166*eleva(pr6,3)
```

```

function fnb11(pr7:real):real;
begin
  fnb11:=1.069730941+
    sqrt(sqr(1.069730941)-(4.775490506-pr7)/4.525330179)
end;

function fnb12(pr8:real):real;
begin
  fnb12:=1.066939985+
    sqrt(sqr(1.066939985)-(4.531984516-pr8)/4.339178708)
end;

function fnb21(pr9:real):real;
begin
  fnb21:=1.468883233-
    sqrt(sqr(1.468883233)-(2.673611511-pr9)/1.277250457)
end;

function fnb22(pr10:real):real;
begin
  fnb22:=1.964573437-
    sqrt(sqr(1.964573437)-(20.19202836-pr10)/5.290258898)
end;

function fnts(pr11:real):real;
begin
  fnts:=(0.0129281*eleve(pr11,0.65)*sin(0.803*ln(0.904104/pr11))+
    10.65669/(6.5509-ln(pr11))-0.625124)*374.15
end;

function fnst(p12,pr12:real):real;
begin
  fnst:=1.913569966/(eleve(p12,(0.0610307141+1.25857e-3*
    ln(pr12))))-0.0072749781+0.0080506066*pr12-0.0019131648*
    eleve(0.25,p12)+384.19951*exp(-1.7623*sqr(pr12+2.4797468))
end;

function fnsl(tr13:real):real;
begin
  fnsl:=4.4429*(sqrt(0.6413986900000001+2.0869569*tr13)-0.8009183191
    +0.551104*exp(-6.5755268*sqr(1.5633863-tr13)))
end;

function Hlsat(p14:real):real;
begin
  Hlsat:=(0.743329*fnts(p14/221.2)/374.15+0.0957797*
    eleve((fnts(p14/221.2)/374.15),4))*2107.4
end;

function Slsat(p15:real):real;
begin
  Slsat:=(sqrt(0.64139869+2.0869569*fnts(p15/221.2)/374.15)-
    0.8009183191+0.551104*exp(-6.5755268*sqr(1.5633863-
    fnts(p15/221.2)/374.15)))*4.4429
end;

function Sh(h16,p16:real):real;
var a16,a216,aux16,hr16,pr16:real;
begin
  hr16:=h16/2107.4;
  pr16:=p16/221.2;
  if h16=3250 then
    begin
      a16:=fnb12(pr16);
    end
  end;

```

```

end
else
begin
a16:=fmb11(p16);
a216:=fmb21(p16)
end;
if h16<0 then
aux16:=((-a16-sqrt(sqr(a16)-4*a216*(1.5421847-hr16)))/
(2*a216)+fnst(p16,p16))*4.4429
else
aux16:=((-a16+sqrt(sqr(a16)-4*a216*(1.5421847-hr16)))/
(2*a216)+fnst(p16,p16))*4.4429;
if aux16<3.5 then halt;
Sh:=aux16
end;

function Tsat(p17:real):real;
begin
Tsat:=fnst(p17/221.2)
end;

function Ht(t18,p18:real):real;
var a18,a218,aux18,tri8,pri8:real;
begin
tri8:=t18/374.15;
pri8:=p18/221.2;
if fnst(pri8)>(t18+0.1) then
aux18:=Hlsat(p18)
else
begin
if t18=400 then
begin
a18:=fna12(pri8);
a218:=fna22(pri8)
end
else
begin
a18:=fna11(pri8);
a218:=fna21(pri8)
end;
aux18:=((-a18+sqrt(sqr(a18)-4*a218*(1.06909-tri8)))/
(2*a218)+fnht(pri8))*2107.4;
if aux18<0 then
aux18:=((-a18-sqrt(sqr(a18)-4*a218*(1.06909-tri8)))/
(2*a218)+fnht(pri8))*2107.4;
if aux18<1800 then halt;
if (t18=fnst(pri8))and(p18<0.5) then
aux18:=aux18+(0.0023944-0.01101*tri8)*2107.4;
Ht:=aux18
end
end;

function Th(h19,p19:real):real;
var hr19,pri9,xx19,aux19:real;
begin
hr19:=h19/2107.4;
pri9:=p19/221.2;
xx19:=hr19-fnht(pri9);
aux19:=(1.06909+fna11(pri9)*xx19+fna21(pri9)*sqr(xx19))*374.15;
if aux19=400 then
aux19:=(1.06909+fna12(pri9)*xx19+fna22(pri9)*sqr(xx19))*374.15;
if aux19<0 then
aux19:=0;
Th:=aux19

```

```

var sr20,pr20,
    t20,h20,ss,taux,
    aux20,b120,b220,xx20 :real;
begin
  sr20:=s20/4.4429;
  pr20:=p20/221.2;
  t20:=fnts(pr20);
  h20:=Ht(t20,p20);
  ss:=Sh(h20,p20);
  if s20/ss then
    begin
      aux20:=(s20-fns1(t20/374.15))/(ss-fns1(t20/374.15))
        *(h20-4.1868*t20)+4.1868*t20;
      taux:=Th(aux20,p20);
      titulo:=(1-(aux20-taux*4.1868)/fndh(taux))*100
    end
  else
    begin
      b120:=fnb11(pr20);
      b220:=fnb21(pr20);
      xx20:=sr20-fnst(p20,pr20);
      aux20:=(1.5421847+b120*xx20+b220*sqr(xx20))*2107.4;
      if aux20>3250 then
        begin
          b120:=fnb12(pr20);
          b220:=fnb22(pr20);
          aux20:=(1.5421847+b120*xx20+b220*sqr(xx20))*2107.4;
          titulo:=0
        end
      end;
      Hs:=aux20
    end;
end;

function H1(tv21:real):real;
begin
  H1:=tv21*4.1816
end;

end.

```

A1: [L44] 'Caso SANBRA - equipamentos
 A2: [L44] 'Fator de utilizacao (horas/ano) :
 B2: [L15] 7884
 A3: [L44] 'Preco do gas natural (US\$/1000m3) :
 B3: (F2) [L15] 154,4
 A4: [L44] 'Preco da energia eletrica (US\$/MW-hr) :
 B4: (F2) [L15] 60,11
 A5: [L44] 'Adicional de manutencao da TG (US\$/MW-hr) :
 B5: (F2) [L15] 6
 A6: [L44] 'Adicional de manutencao da TV (US\$/MW-hr) :
 B6: (F2) [L15] 0,7
 A7: [L44] 'Taxa de juros anual (%) :
 B7: (F2) [L15] 12
 A8: [L44] 'Potencia da turbina (kW) :
 B8: [L15] 34100
 A9: [L44] 'Consumo da turbina (kW) :
 B9: [L15] 83956
 A10: [L44] 'Preco da venda de eletricidade (\$US/MW-hr) :
 B10: [L15] 0
 A12: [L44] ^alternativas
 B12: [L15] "caso base
 C12: [L15] "alt1
 A13: [L44] ^descricao resumida
 C13: [L15] "ciclo com TG
 A15: [L44] '1. Vapor
 A16: [L44] ' .1 Producao GV's existentes
 B16: (F2) [L15] 28
 C16: (F2) [L15] @IF(C17)=B16,0,\$B16-C17)
 A17: [L44] ' .2 Producao CR(t/h)
 B17: (F2) [L15] 0
 C17: (F2) [L15] 28
 A20: [L44] '2. Energia eletrica
 A21: [L44] ' .1 Demanda (kW)
 B21: (F2) [L15] 31000
 C21: (F2) [L15] +\$B21
 A22: [L44] ' .2 Geracao propria (kW)
 B22: (F2) [L15] 0
 C22: (F2) [L15] +\$B22
 A23: [L44] ' .3 Consumos auxiliares (kW)
 A24: [L44] ' .Consumo bombas (kW)
 B24: (F2) [L15] 15
 C24: [L15] 17,75
 A25: [L44] ' .Consumo compressor de GN (kW)
 B25: (F2) [L15] 0
 C25: (F2) [L15] 360/1946,8*\$B9/35621,29*3600
 A26: [L44] ' Total (kW)
 B26: (F2) [L15] @SUM(B24..B25)
 C26: (F2) [L15] @SUM(C24..C25)
 A27: [L44] ' .4 Energia comprada (MW-hr/ano)
 B27: (F2) [L15] @IF(B22)=(B26+B21),0,(B26+B21-B22)*\$B2/1000
 C27: (F2) [L15] @IF(C22)=(C26+C21),0,(C26+C21-C22)*\$B2/1000
 A28: [L44] ' .5 Energia vendida (MW-hr/ano)
 B28: (F2) [L15] 0
 C28: (F2) [L15] @IF(C22)=(C26+C21),(C22-(C26+C21))*\$B2/1000,0
 A30: [L44] '3. Gas Natural
 A31: [L44] ' .1 Consumo (m3/h)
 B31: (F2) [L15] 2437
 C31: (F2) [L15] +\$B31/\$B16*C16+\$B9/35621,29*3600

ANEXO 8 - Listagem da planilha eletrônica com as fórmulas.

A33: [L44] '4. Custo operacional
 A34: [L44] ' .1 Gas Natural ($\times 10^3$ US\$/ano)
 B34: (F2) [L15] +B31*\$B2/1000*\$B3/1000
 C34: (F2) [L15] +C31*\$B2/1000*\$B3/1000
 A35: [L44] ' .2 Energia Eletrica
 B35: (F2) [L15] +B27*\$B4/1000
 C35: (F2) [L15] +C27*\$B4/1000
 A36: [L44] ' .3 Adicional de manutencao
 B36: (F2) [L15] 0
 C36: (F2) [L15] +C22*\$B2/1000*\$B5/1000
 A37: [L44] ' Subtotal
 B37: (F2) [L15] @SUM(B34..B36)
 C37: (F2) [L15] @SUM(C34..C36)
 A38: [L44] ' .4 Receita da venda de energia
 B38: (F2) [L15] 0
 C38: (F2) [L15] +C28*\$B10/1000
 A39: [L44] ' Total
 B39: (F2) [L15] +B37-B38
 C39: (F2) [L15] +C37-C38
 A41: [L44] '5. Receita Anual ($\times 10^3$ US\$/ano)
 B41: (F2) [L15] +B37-B37
 C41: (F2) [L15] +B39-C39
 A43: [L44] '7. Investimentos ($\times 10^3$ US\$)
 A44: [L44] ' .1 Caldeira de recuperacao
 B44: (F2) [L15] 0
 C44: (F2) [L15] @EXP(0.8*@LN(\$C17/12.7))*750
 A45: [L44] ' .2 Turbina a gas
 B45: (F2) [L15] 0
 C45: [L15] 13000
 A46: [L44] ' .3 Compressor de GN
 B46: (F2) [L15] 0
 C46: (F2) [L15] @EXP(0.8*@LN(C25/360))*150
 A47: [L44] ' .4 Interligacao E/M
 B47: (F2) [L15] 0
 C47: (F2) [L15] +C45*0.2
 A48: [L44] ' Subtotal
 B48: (F2) [L15] @SUM(B44..B47)
 C48: (F2) [L15] @SUM(C44..C47)
 A49: [L44] ' .5 Montagem
 A50: [L44] ' .6 Imprevistos
 A51: [L44] ' .7 Engenharia
 A52: [L44] ' .8 Transportes/Seguros
 A53: [L44] ' .9 Impostos
 A54: [L44] ' Subtotal (.5 a .9)
 B54: (F2) [L15] +B48*0.27
 C54: (F2) [L15] +C48*0.27
 A55: [L44] ' Total
 B55: (F2) [L15] +B48+B54
 C55: (F2) [L15] +C48+C54
 A57: [L44] '8. Investimento Especifico (US\$/kW)
 B57: (F2) [L15] +B55*1000/(B22-B26)
 C57: (F2) [L15] +C55*1000/(C22-C26)
 A59: [L44] '9. Retorno do Investimento
 A60: [L44] ' .1 Receita liquida ($\times 10^3$ US\$/ano)
 B60: (F2) [L15] +B41
 C60: (F2) [L15] +C41
 A62: [L44] '10. Prazo de Retorno (anos)
 C62: (F2) [L15] (@LN(1-\$B7/100*C55/C60))/(-@LN(1+\$B7/100))

ANEXO 9 - MACRO DA PLANILHA ELETRÔNICA PARA O CÁLCULO
DOS PRAZOS DE RETORNO DOS CICLOS.

(paneloff)(windowsoff)(goto)%b10"0"	\g	grava	/fxv(esc)arqres"a65..ar78"r
/cb71"ci7"/cc71"b8"/cd71"c24"/ce71"b9"	lm2500		/rei69..ar78"(return)
/ch71"c45"			
(goto)%b4"60.11"	ee60.11		
(goto)%b3"154.4"(antes)		antes	(goto)a65"
(calc)			/fcce(esc)arqres"(return)
/cc64"i71"(grava)			
(goto)%b3"160"(antes)			
(calc)			
/cc64"j71"(grava)			
(goto)%b3"170"(antes)			
(calc)			
/cc64"k71"(grava)			
(goto)%b3"180"(antes)			
(calc)			
/cc64"l71"(grava)			
(goto)%b3"190"(antes)			
(calc)			
/cc64"m71"(grava)			
(goto)%b3"200"(antes)			
(calc)			
/cc64"n71"(grava)			
(quit)			

D.1. BIBLIOGRAFIA.

- 1) ABB Introducing a New Dual Fuel Dry low-NOx Burner Design; Gas Turbine World; May-June, 1989.
- 2) A Computer Method for Thermal Power Cycle Calculation; Transactions of the ASME; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power; vol.113; April, 1991; pg.184-189.
- 3) Advanced Technology Programs for Small Turboshaft Engines: Past, Present, Future; Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power; vol.113; January, 1991.
- 4) Biagi Filho, Maurílio; Ribeirão Preto - Panorama Energético Regional, fontes de energia aproveitáveis, necessidades atuais e perspectivas; palestra apresentada no IV Ciclo de Estudos de Política e Estratégia da Associação dos Diplomados da Escola Superior de Guerra (ADESG) de Ribeirão Preto, São Paulo, no dia 21 de agosto de 1990.
- 5) Clean Power from Coal - ASEA PFBC; Brown Boveri Corporation.
- 6) Cogeneration Systems; Caterpillar-Solar Turbines Incorporated; USA.
- 7) Gasification : The Next Great Hope for Coal?; Power Internacional Edition; December, 1990.
- 8) Gas Turbines; Nuovo Pignone; Florence; Italy; 1990.

- 9) GE Gas Turbine Design Philosophy; GE Turbine Reference Library; GE Turbine Marketing Operations; Schenectady, New York, USA; 1989.
- 10) GE LM 2500 Aircraft-Derivative Gas Turbine System; GE Gas Turbine Reference Library (GER-3431); General Electric Company; Schenectady, New York, USA; 1987.
- 11) GE LM 6000 - Development of the First 40 % Thermal Efficiency Gas Turbine; GE Marine & Industrial Engine; Cincinnati, Ohio, USA; 1990.
- 12) Gordon, J.W.; Sonntag, Richard E.; Fundamentos da Termodinâmica Clássica; Editora Edgard Blücher Ltda.; São Paulo, SP; 1976.
- 13) Heavy Duty Gas Turbines Ranging from 10 to 150 MW; Asea Brown Boveri.
- 14) IGCC for 46 per cent Efficiency Before 2000; Modern Power Systems; November; 1990.
- 15) LM 1600 Gas Turbine; GE Marine & Industrial Engines; Cincinnati, Ohio, USA; 1988.
- 16) LM 2500 Gas Turbine; GE Marine & Industrial Engines; Cincinnati, Ohio, USA; 1988.
- 17) Options in Gas Turbine Power Augmentation Using Inlet Air Chilling; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Transactions of the ASME, vol.113, April, 1991.
- 18) PGT 10 Gas Turbine; Nuovo Pignone; Florence; Italy; 1990.

- 19) PGT 25 Gas Turbine; Nuovo Pignone; Florence; Italy, 1990.
- 20) Pretreat Liquid Fuels to Ensure Top Performance for Gas Turbines; Power; March, 1991; pg.53.
- 21) Prospects Bright for Waste Gas Operated Gas Turbine; Diesel & Gas Turbine Worldwide; Brookfield, WI, USA; vol.23, N.1, Pg.22, January-February, 1991.
- 22) Research and Development for Thermal Machines; (CH-5401); Brown Boveri Corporation.
- 23) Rogério Ribeiro; Primeiro Relatório de Iniciação Científica; Escola Politécnica da Universidade de São Paulo; São Paulo, SP; 1991.
- 24) STIG Systems - Steam Injected Gas Turbines; GE Aeroderivative Industrial Gas Turbines; General Electric Company; Cincinnati, Ohio, USA; 1990.
- 25) The Task Force-Aeroderivative Gas Turbines; GE Marine & Industrial Engines; Cincinnati, Ohio, USA; 1988.
- 26) Tindell, R.H.; Computational Fluid Dynamic Applications for Jet Propulsion System Integration; Journal of Engineering for Gas Turbines and Power; Transactions of the ASME; vol.113, January, 1991.
- 27) Williams, Robert H.; Larson, Eric D., Aeroderivative Turbines for Stationary Power; The Center for Energy and Environmental Studies; Princeton University, USA; PU/CEES Report N.226, May, 1988.