

**INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES**  
**SECRETARIA DA INDÚSTRIA, COMÉRCIO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA**  
**AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO**

**UTILIZAÇÃO DOS GASES RESIDUAIS DE UMA PLANTA HTGR - TURBINA  
A GÁS PARA DESSALINIZAÇÃO DA ÁGUA DO MAR**

**DARIO ARTURO ALARCON HUNTER**

Dissertação apresentada ao Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares como parte dos requisitos para obtenção do grau de "Mestre - Área de Reatores Nucleares de Potência e Tecnologia do Combustível Nuclear".

**Orientador: Artur José Gonçalves Faya**

**São Paulo**  
**1981**

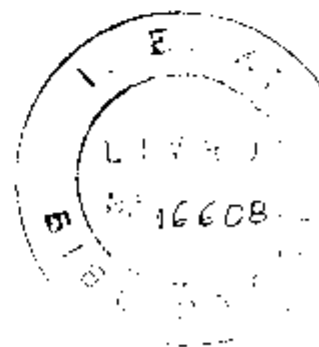
INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES  
SECRETARIA DA INDÚSTRIA, COMÉRCIO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA  
AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

UTILIZAÇÃO DOS GASES RESIDUAIS DE UMA PLANTA  
HTGR – TURBINA A GÁS PARA DESSALINIZAÇÃO  
DA ÁGUA DO MAR

Dario Arturo Alarcon Hunter

Dissertação apresentada ao Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares como parte dos requisitos para obtenção do grau de "Mestre – Área de Reatores Nucleares de Potência e Tecnologia de Combustível Nuclear".

Orientador: Artur José Gonçalves Faya



SÃO PAULO

1981

INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES

INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES

UTILIZAÇÃO DOS GASES RESIDUAIS DE UMA PLANTA HTGR  
- TURBINA A GÁS PARA DESSALINIZAÇÃO DA ÁGUA DO MAR  
DARIO ARTURO ALARCON HUNTER

R E S U M O

São analisados alguns aspectos termodinâmicos de uma Usina HTGR-Turbina a Gás acoplada a um ciclo Rankine para gerar potência adicional e/ou água dessalinizada mediante um evaporador tipo multiflash.

Estudam-se três alternativas básicas:

a) Ciclo Brayton com resfriamento intermediário e sem regeneração, acoplada com um ciclo Rankine para gerar potência e vapor para o evaporador.

b) Mesmo que a) mas sem resfriamento intermediário, e com regeneração.

c) Ciclo Brayton com regeneração, sem resfriamento intermediário, acoplada a um ciclo Rankine para gerar vapor para o evaporador de água do mar.

Determina-se o comportamento das diferentes alternativas com um estudo paramétrico das variáveis mais representativas.

Na concepção das alternativas foram levados em conta aspectos gerais de economia, segurança e controle.

WASTE HEAT GAS UTILIZATION FOR HTGR GAS  
TURBINE PLANT FOR SEA WATER DESALINATION  
DARIO ARTURO ALARCON HUNTER

S U M M A R Y

A thermodynamic analysis is performed for a HTGR - Gas Turbine Plant, coupled with a Rankine cycle for additional power generation and/or desalination of sea water with a multistage flash evaporator.

Three basic alternatives are studied:

- a) Brayton cycle with inter-cooling and without regeneration, coupled with a Rankine cycle for power generation and steam for evaporator.
- b) Same as a) but without inter-cooling and with regeneration.
- c) Brayton cycle with regeneration, without inter-cooling, coupled with a Rankine cycle for sea water evaporator steam generation.

The behavior of the three alternatives is established with a parametric study for the most representative variables.

Economy, safety and control aspects were considered for the three different conceptions.

---

### Agradecimentos

Quero expressar meu sincero agradecimento e reconhecimento a todos aqueles que, direta ou indiretamente, colaboraram tanto na minha formação acadêmica como na execução do presente trabalho. Em particular, de sejo agradecer às seguintes instituições e pessoas:

- . Comissão Nacional de Energia Nuclear pela oportunidade oferecida.
- . Corpo Acadêmico do Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares pelo seu ensino e formação.
- . "Comision Chilena de Energia Nuclear" por seu apoio constante.
- . Prof. Dr. Artur José Gonçalves Faya pela valiosa e permanente colaboração e orientação na execução do presente trabalho.
- . Analistas Rogério S. Bello e Gelson T. Otani do Centro de Processamento de Dados do IPEN pela sua assessoria e apoio.
- . Colegas do Centro de Engenharia Nuclear por sua disposição na troca de idéias, sugestões e discussões no decorrer do trabalho.
- . Srta. Iracema A. Kurokawa e Srta. Maria Zélia S. de Albuquerque pelo trabalho de datilografia.

## Í N D I C E

1 - INTRODUÇÃO, OBJETIVOS, ANTECEDENTES	
1.1 Introdução	Pág. 1
1.2 Objetivo do Trabalho	Pág. 3
1.3 O HTGR	Pág. 3
2 - CICLO FECHADO COM TURBINA A GÁS	
2.1 Histórico do Ciclo Fechado	Pág. 10
2.2 Tópicos Gerais do Ciclo Direto HTGR-Turbina a Gás	Pág. 10
2.3 Análise dos Fluidos Refrigerantes para um Reator a Gás em Ciclo Direto com T.G.	Pág. 12
2.4 Comportamento dos Parâmetros mais Importantes num Ciclo Brayton	Pág. 21
3 - PLANTAS DE DESSALINIZAÇÃO	
3.1 Generalidades sobre as Alternativas	Pág. 25
3.2 Comparação das Alternativas	Pág. 30
3.3 Acoplamento de Plantas Dessalinizadoras aos Sistemas de Geração de Potência	Pág. 33
4 - TERMODINÂMICA DA USINA NUCLEAR E DA PLANTA DE VAPOR <u>AS</u> SOCIADA	
4.1 Considerações	Pág. 35

4.2	Alternativas Analisadas	Pág. 35
4.3	Aspectos Gerais dos Ciclos Envolvidos	Pág. 36
4.4	Equacionamento do Problema	Pág. 41
4.5	Dimensionamento do Gerador de Vapor	Pág. 51
4.6	Turbinas a Vapor com Contrapressão no Condensador	Pág. 55
4.7	Procedimento de Cálculo	Pág. 57
5	RESULTADOS OBTIDOS	
5.1	Alternativa A	Pág. 60
5.2	Alternativa B	Pág. 65
5.3	Alternativa C	Pág. 71
6	UTILIZAÇÃO DA SALMOURA REJEITADA POR UMA PLANTA DESSALINIZADORA	
6.1	Introdução	Pág. 75
6.2	A Salmoura como Fonte de Produtos Químicos	Pág. 75
6.3	A Salmoura como Fonte de Água Enriquecida em Deutério	Pág. 80
7	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	Pág. 86
	NOMENCLATURA USADA NO TEXTO	Pág. 91
	LISTA DE APÊNDICES	Pág. 94
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	Pág. 131

---

#### LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Algumas Propriedades dos Gases a Pressão e Temperatura standard
Tabela 2.2	Propriedades dos Gases a 565°C
Tabela 4.1	Evaporadores Multiflash de Grande Porte
Tabela 4.2	Parâmetros Usuais em Grandes Plantas de Dessalinização
Tabela 4.3	Coefficientes de Transferência de Calor
Tabela 6.1	Elementos em Solução na Água do Mar de Salinidade 3,5%
Tabela 6.2	Rejeição de Produtos Químicos por Ano em uma Planta Evaporadora tipo flash
Tabela 6.3	Balanco Material e Capacidade de Separação de uma Casca ta Ideal de Separação
Tabela 7.3	Resumo Qualitativo dos Resultados Obtidos nas Diferen tes Alternativas, para os Parâmetros Indicaos



## LISTA DE FIGURAS

- Fig. 1.1      Requerimentos Aproximados de Água para um Sistema de Resfriamento de Passo Único.
- Fig. 1.2      Temperaturas de Operação dos Diversos Processos Industriais.
- Fig. 2.1      Alternativas de Utilização dos Gases Residuais.
- Fig. 2.2      Trabalho Específico Líquido/Razão de Compressão, dos Distintos Gases no Ciclo Brayton sem Regeneração.
- Fig. 2.3      Eficiência Térmica/Razão de Compressão, dos Distintos Gases no Ciclo Brayton sem Regeneração.
- Fig. 2.4      Queda de Pressão/Calor Adicionado no Canal, para Distintos Gases.
- Fig. 2.5      Trabalho Específico de Bombeamento/Calor Adicionado no Canal, para Distintos Gases.
- Fig. 2.6      Eficiência Térmica/Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador.
- Fig. 2.7      Eficiência Térmica/Razão de Compressão, para Diferentes Temperaturas na Saída do Reator.
- Fig. 2.8      Eficiência Térmica/Razão de Compressão, para Diferentes Temperaturas na Entrada do Compressor.
- Fig. 2.9      Temperatura do Hélio na Saída do Regenerador/Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador.
- Fig. 3.1      Evaporador Múltiplo Efeito de Dois Estágios

- Fig. 3.2 Evaporador tipo Multiflash de Três Estágios.
- Fig. 3.3 Diagrama de Temperaturas da Salmoura num Evaporador Multiflash de Três Estágios.
- Fig. 3.4 Evaporador Tipo Multiflash de Infinitos Estágios.
- Fig. 3.5 Diagrama de Temperaturas da Salmoura num Evaporador Multiflash de Infinitos Estágios.
- Fig. 4.1 Esquema Modular das Alternativas
- Fig. 4.2 Esquema do Circuito Primário do Hélio
- Fig. 4.3 Esquema do Circuito Secundário do Vapor
- Fig. 4.4 Esquema da Alternativa A
- Fig. 4.5 Esquema da Alternativa B
- Fig. 4.6 Esquema da Alternativa C
- Fig. 4.7 Diagrama Temperatura/Entropia do Ciclo Brayton sem Resfriamento Intermediário, com Regeneração.
- Fig. 4.8 Diagrama Temperatura/Entropia do Ciclo Brayton com Resfriamento Intermediário, sem Regeneração.
- Fig. 4.9 Diagrama Temperatura/Entropia do Ciclo Rankine com Geração de Potência.
- Fig. 4.10 Diagrama Temperatura/Entropia do Ciclo Rankine sem Geração de Potência.
- Fig. 4.11 Diagrama Temperatura/Entalpia para o Gerador de Vapor.

- Fig. 5.1 Temperatura do Hélio na Entrada do G.V./Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador. Alternativa A.
- Fig. 5.2 Temperatura do Vapor na Saída do G.V./Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador. Alternativa A.
- Fig. 5.3 Pressão de Vapor na Saída do G.V./Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador. Alternativa A.
- Fig. 5.4 Pressão de Vapor na Saída do G.V./Razão de Compressão. Alternativa A sem Regeneração.
- Fig. 5.5 Fator de Ganho/Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador. Alternativa A.
- Fig. 5.6 Fator de Ganho/Razão de Compressão. Alternativa A sem Regeneração.
- Fig. 5.7 Temperatura do Hélio na Entrada do G.V./Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador. Alternativa B.
- Fig. 5.8 Temperatura do Vapor na Saída do G.V./Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador. Alternativa B.
- Fig. 5.9 Pressão do Vapor na Saída do G.V./Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador. Alternativa B.
- Fig. 5.10 Pressão do Vapor na Saída do G.V./Razão de Compressão. Alternativa B sem Regeneração.

- Fig. 5.11 Fator de Ganho/Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador. Alternativa B
- Fig. 5.12 Fator de Ganho/Razão de Compressão, Alternativa B sem Regeneração.
- Fig. 5.13 Comparação do Ciclo Brayton nas Alternativas A e B. Eficiência Térmica/Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador.
- Fig. 5.14 Eficiência Global/Razão de Compressão para Diferente Vazão de Vapor pelas Turbinas. Alternativa B.
- Fig. 5.15 Fator de Ganho/Razão de Compressão, para Diferente Vazão de Vapor pelas Turbinas. Alternativa B.
- Fig. 5.16 Fator de Utilização/Razão de Compressão para Diferente Vazão de Vapor pelas Turbinas. Alternativa B.
- Fig. 5.17 Temperatura do Hélio na Entrada do G.V./Razão de Compressão para Diferentes Eficiências no Regenerador. Alternativa C.
- Fig. 5.18 Fator de Ganho/Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador. Alternativa C.
- Fig. 6.1 Calor Específico da Água do Mar a 70°F.
- Fig. 6.2 Elevação do Ponto de Ebulição para Diferentes Razões de Concentração da Água do Mar.
- Fig. 6.3 Fator de Enriquecimento em Função da Recirculação e da Fração de Condensado.
- Fig. 7.1 Eficiência Global/Razão de Compressão para as Três Alternativas.

- Fig. 7.2 Fator de Utilização/Razão de Compressão para as Três Alternativas.
- Fig. 7.3 Água Produzida/Razão de Compressão, para as Três Alternativas.
- Fig. 7.4 Potência Elétrica Total/Razão de Compressão, para as Três Alternativas.

## CAPÍTULO 1

### INTRODUÇÃO, OBJETIVOS, ANTECEDENTES

#### 1.1 Introdução

O crescimento da população no mundo e a desejável melhoria no nível de vida das pessoas, em particular em países mais desenvolvidos, obviamente multiplicará a demanda de recursos energéticos nas próximas décadas. Contudo, só uma pequena fração deste aumento da demanda poderá ser fornecida por um aumento da produção de óleos combustíveis ou gás. A longo prazo, indubitavelmente, terá que diminuir, percentualmente, o consumo de óleos combustíveis e gás diante de outras fontes de energia. Particularmente, a energia nuclear apresenta-se como a única alternativa viável para fornecer esta demanda crescente de energia.

O crescimento da demanda de energia deve-se, principalmente, à crescente produção de materiais básicos na indústria do aço, na indústria química e em outros ramos da indústria. Acredita-se que, a longo prazo, existirá um déficit crescente entre a capacidade da produção existente e a quantidade de energia requerida, chegando a limites pouco desejáveis. Diante deste futuro pouco promissor, a comunidade mundial deve fazer um esforço para economizar, ao máximo, as fontes primárias de energia.

Provavelmente, a forma mais simples de usar a energia, seja na forma de combustíveis líquidos ou gasosos, mas sabe-se que haverá um déficit de oferta diante de uma demanda crescente deles. Teoricamente, é possível minimizar o problema com a ajuda de processos convencionais para gaseificação e liquefação do carvão. As reservas de carvão que podem ser economicamente exploradas estão concentradas em uns poucos países do mundo e, portanto, sua disponibilidade é limitada. Por outro lado, a sua utilização em grandes quantidades em forma direta acarreta, a longo prazo, uma excessiva produção de dióxido de carbono. Mais uma vez, aparece como a melhor solução, a energia nuclear, fornecendo o calor do processo necessário para a gaseificação do carvão, sua liquefação e para a produção de hidrogênio, o que permitirá uma utilização econômica do carvão e reduzirá o problema da concentração de  $CO_2$  na atmosfera.

Modificando um pouco uma clássica expressão, pode-se dizer que os requerimentos básicos do homem moderno são alimentação, abrigo e energia. O problema da energia, felizmente, está sendo levado em consideração ou, pelo menos, é uma preocupação do homem moderno, a respeito de sua boa utilização, motivada, principalmente, pelo preço da energia utilizável. Mas, e a alimentação? E seu constituinte básico, a água?

Historicamente, o fornecimento de alimento e água tem sido confiado à natureza, dependendo da chuva para irrigar as áreas de agricultura e pastoreio, e dos rios e lagoas para suprir os requerimentos de água das populações. Com o desenvolvimento das civilizações, as cidades têm crescido, devendo-se fazer reservatórios artificiais cada vez mais longe dos centros de consumo de água, agravados pelos complexos sistemas de bombeamento e distribuição. Mas, os grandes reservatórios deste sistema resultam ser de nenhuma significação, em comparação com o imenso reservatório natural, ou seja, o mar.

O reduzido uso do mar, até hoje, tem sido um problema econômico, pois deve-se jogar fora cerca de 3,5% em peso de sal que ele contém. Um fato econômico tem sido a razão básica que reverte a situação no caso de um navio, pois com o desenvolvimento do ciclo a vapor, resultou bem mais barato que qualquer outro método, usar o mar como reservatório, e o processo de destilação como fornecedor da água que se precisa (exceção deve ser feita para a instalação de plantas de dessalinização por osmose revertida de estudos recentes em navios). Acredita-se que com o sacrifício que a sociedade tem feito de áreas cultiváveis pelo avanço de centros povoados, as regiões atualmente áridas deverão ser desenvolvidas, sendo, nesta última hipótese, mais barato destilar ou dessalinizar a água do mar do que transferir a água apta para o consumo desde centros menos áridos.

Independentemente do problema anterior, a natureza não é uma fonte inesgotável de água doce, e o crescimento industrial, além da demanda energética, traz um problema de demanda de água de processo. Portanto, dia a dia, chega a ser mais relevante a purificação das águas de resíduos industriais e sua reutilização, tanto por problemas ecológicos como pelo insuficiente fornecimento de água doce de nossas fontes naturais.

## 1.2 Objetivo do Trabalho

Tem-se indicado que a energia e a água são os requerimentos básicos da vida moderna. Não deve causar surpresa, portanto, que ao considerar o fornecimento de água para uma nova área ou extensão, no esquema atual, tenha-se que incluir, paralelamente, o fornecimento de energia para essas mesmas áreas.

É pensando nesse tipo de necessidades que se desenvolverá o presente trabalho, procurando achar uma solução razoável entre os requerimentos de água e de energia elétrica de uma determinada área árida do território que se pretenda incorporar, seja para urbanização como para cultivo. Serão levados em conta fatores técnicos, principalmente, mas sem deixar de considerar aspectos econômicos e de segurança.

Far-se-á uma análise da influência dos parâmetros mais importantes de uma usina formada por um reator a gás de alta temperatura, trabalhando em ciclo direto, com uma turbina a gás, e a alta temperatura dos gases rejeitados fornecerá o calor necessário para acoplar um ciclo Rankine. Por sua vez, e, devido a propriedades de estado do vapor (dependendo do controle de certos parâmetros que serão discutidos), será possível extrair, do ciclo a vapor, uma potência elétrica adicional à fornecida pela turbina a gás e, ainda, dessalinizar água do mar em uma planta dessalinizadora tipo "flash", que usará o próprio vapor descarregado pela turbina de vapor como fonte de calor.

Em toda instalação geradora de potência elétrica a quantidade de calor que se pode recuperar é um fator decisivo na boa utilização do combustível. Acredita-se que uma solução como a proposta, cumprirá plenamente com os objetivos da sociedade moderna, no sentido de proporcionar energia, na forma mais eficiente possível e como sub-produto adicional, fornecer água apta para o consumo humano cujo custo dependerá, fundamentalmente, dos avanços tecnológicos que possam ser feitos nessa matéria.

## 1.3 O H.T.G.R.

### 1.3.1 Histórico



Depois da II Guerra Mundial, a Inglaterra implementou um importante programa nuclear para suprir suas necessidades energéticas. Desde "Calder-Hall" até "Wylfa", os ingleses instalaram cerca de 5.000 MW elétricos no curto período de 14 anos. Até 1969, inclusive, a energia elétrica gerada por reatores nucleares refrigerados por gás de CO<sub>2</sub> (164.771 x 10<sup>6</sup> kWh) era superior a toda a energia elétrica de base nuclear gerada pelos demais tipos de reatores de potência até então em funcionamento no mundo ocidental /1/.

As primeiras versões de reatores a gás comerciais usavam urânio natural e uma liga de magnésio ("magnox") como encamisamento, e CO<sub>2</sub> como refrigerante. Porém, versões posteriores denominadas "A G R" (Advanced Gas-Cooled Reactor) usavam urânio levemente enriquecido e encamisamento de aço inox, o que permitia aumentar a taxa de queima e aumentar a temperatura do gás refrigerante com todas as vantagens implicadas. Uma das modificações importantes introduzidas neste tipo de reatores foi mudar de vaso de pressão em aço para vaso de pressão em concreto protendido (PCRV-Prestressed-Concrete Reactor Vessel), o que permite aumentar as pressões do gás refrigerante e o tamanho do cerne do reator, além de servir como "blindagem primária ou biológica". As vantagens do PCRV revolucionaram a tecnologia da construção dos reatores a gás pois, possibilitaram o confinamento no PCRV dos trocadores de calor ou os geradores de vapor, constituindo o conjunto denominado "Ciclo Primário Integrado", cujo pioneiro foi o reator OLDBURY-A, na Inglaterra.

Os reatores de alta temperatura (HTGR-High Temperature Gas-Cooled Reactor), atualmente em consideração, distinguem-se dos outros sistemas ou conceitos de reatores conhecidos, principalmente pelo uso de combustível sem qualquer encamisamento metálico e sem partes metálicas dentro da estrutura do cerne; utiliza grafite como moderador incorporado nos elementos combustíveis constituindo um encamisamento cerâmico, ademais utiliza Hélio como refrigerante, gás inerte, com propriedades excelentes para este tipo de utilização.

O HTGR pelo uso do Hélio como refrigerante e grafite como moderador, suporte de combustível e estrutura do cerne do reator, supera as restrições impostas a outros tipos de reatores, para atingir altas temperaturas. Enquanto a temperatura do Hélio na saída do cerne é de 740°C, para o reator tipo "Fort St. Vrain" ele tem poten-

cialidade de atingir temperaturas de 1.100°C sem exceder a temperatura limite de 1.350°C no combustível /2/.

No caso do AVR (Arbeitsgemeinschaft Versuchs Reaktor) na Alemanha, que é um reator protótipo de 15 MWe instalado em Jülich, tem sido demonstrado pela operação de vários anos que uma temperatura de saída do Hélio de 950°C é atingível sem problemas atualmente /3/.

Presentemente, acredita-se que o HTGR é economicamente competitivo e atrativo do ponto de vista da poluição térmica, além de ser um sistema alternativo de geração de potência aceitável. Alguns aspectos relevantes de seus méritos indicam-se a seguir:

### 1.3.2 Segurança e Licenciamento

a) A alta estabilidade térmica dos combustíveis cerâmicos.

b) A alta inércia térmica do núcleo de grafite, com uma baixa densidade de potência, produzindo uma resposta demorada a transientes térmicos.

c) Boa integridade do grafite a alta temperatura.

d) Refrigerante inerte, inativo e sem mudança de fase (Hélio).

e) Estrutura em concreto protendido com o circuito primário integrado, o que elimina tubulações e falhas associadas com elas.

### 1.3.3 Locação

O HTGR é, potencialmente, mais fácil de instalar que os atuais LWRs (Light Water Reactors), principalmente pelas suas características de proteção radiológica e de utilização de água:

a) O tipo de combustível e o tipo de refrigerante (gás) implicam em um circuito primário de baixa atividade, o que, em termos gerais diminui as consequências de uma eventual liberação de produtos radioativos da instalação.

b) O tipo de revestimento cerâmico do combustível assegura que, ante uma eventual falha, os produtos de fissão difundir-se-ão lentamente, ou seja, um baixo nível de dose radioativa nas redondezas de um acidente, em que os produtos de fissão são liberados.

c) O uso termodinâmico do ciclo Brayton permite a adaptação do HTGR à turbina a gás com eficiência ao redor de 40%. Além disso, pelos níveis de temperatura dos gases na saída da turbina, este ciclo necessita 15% a menos de água de resfriamento do que LWR, segundo se observa na Fig. 1.1 /4/.

#### 1.3.4 Operação e Manutenção

Acredita-se que, em futuro próximo, os custos de operação e manutenção serão menores, principalmente pela simplicidade dos sistemas e novos projetos que enfatizam a operabilidade e a disponibilidade da instalação:

a) Minimização do número de componentes e a redução de interações entre componentes que isso acarreta.

b) Novos projetos de componentes que permitem acesso e inspeção com a usina em serviço.

c) Minimização dos níveis de dose para o pessoal de manutenção, devido ao tipo de elemento combustível ao refrigerante inerte do circuito primário, e à ausência de corrosão no circuito primário. Estas vantagens têm sido confirmadas nas experiências de operação dos reatores "Peach Bottom" e "Fort St. Vrain".

#### 1.3.5 Ciclo do Combustível

As características favoráveis do ciclo de combustível são mais complexas de se comentar, pois dependem de políticas nacionais, de fatores econômicos e de problemas de comercialização. Porém, é desejável que o reator possa operar economicamente em um ciclo de combustível tipo "Otto" (Once-Through-Then-Out) e se acomodar aos ciclos combustíveis mais eficientes que as políticas e facilidades nacionais permitam. O HTGR tem a flexibilidade para se adaptar a condições mutáveis sem necessidade de se reprojetar o reator. Algumas vantagens nesta área são:

a) A indústria associada ao combustível do HTGR pode operar economicamente na base do baixo enriquecimento e o uso do ciclo "Otto".

b) Altos enriquecimentos e gerenciamento de combustível

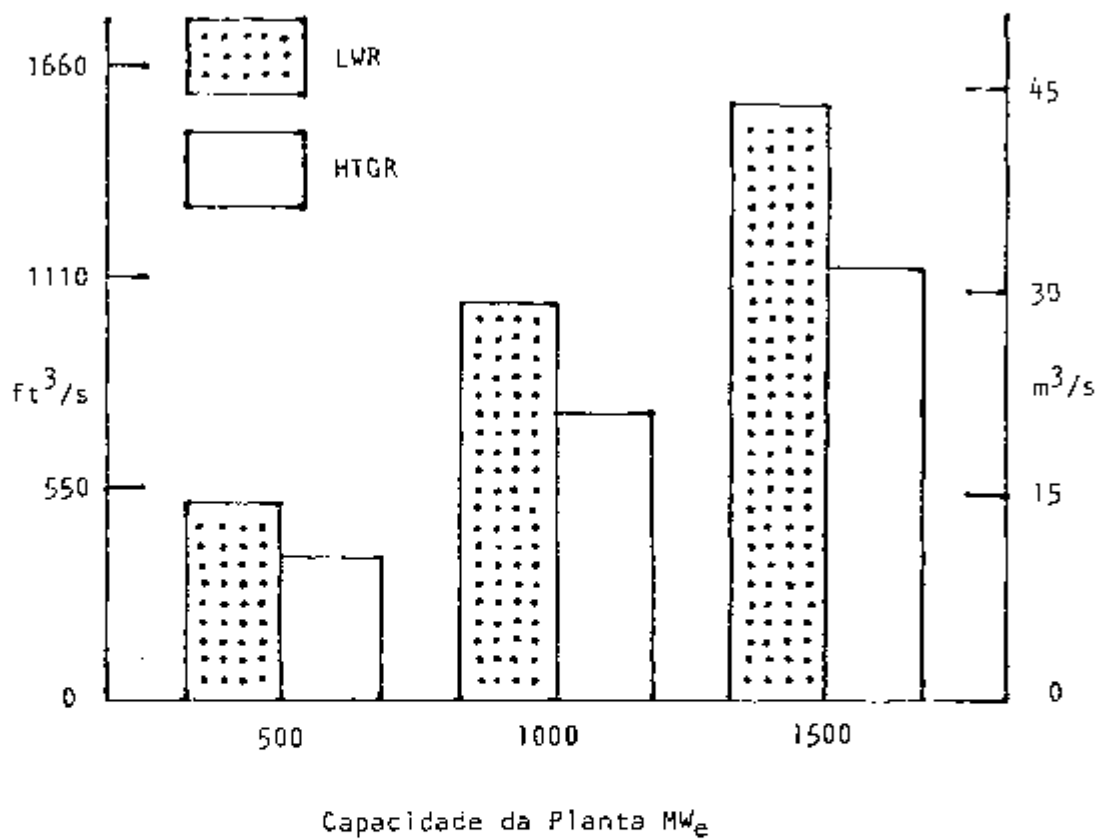


Fig.1.1 Requerimentos Aproximados de Água para um Sistema de Resfriamento de Passo Único (elevação da temperatura: 16,6° C).

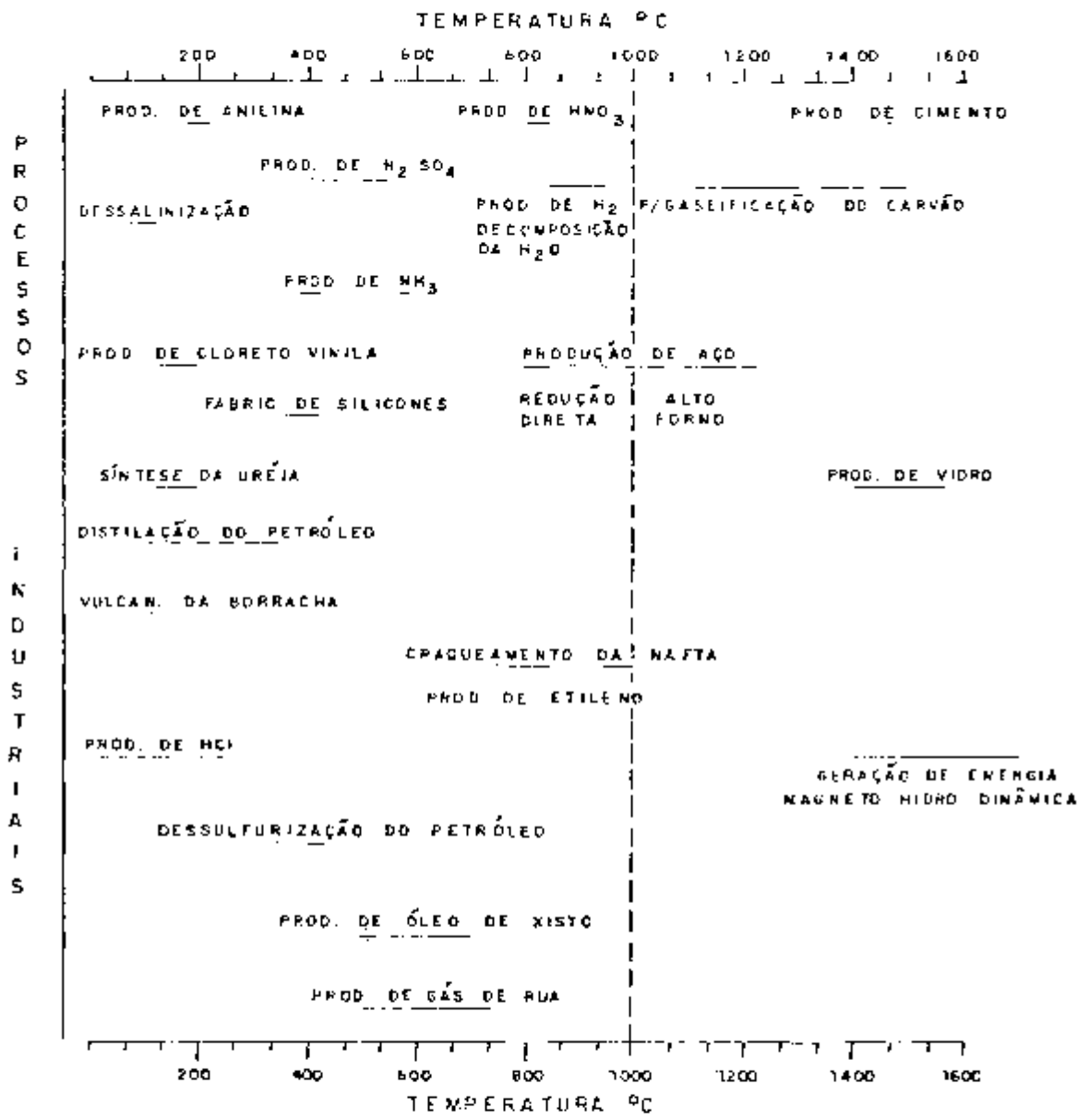


Fig. 1.2 Temperaturas de operação dos diversos /5/ processos industriais

com reciclagem podem ser usados em um HTGR sem mudanças importantes, em contraste com os LWRs /3/.

c) O HTGR é a alternativa mais econômica como um conversor avançado e oferece uma excelente opção para operar, simbioticamente, com reatores regeneradores rápidos.

#### 1.3.6 Aplicações

O HTGR não só tem o potencial para gerar eletricidade economicamente, como também pode ser usado como um substituto de combustíveis fósseis em indústrias que precisam de vapor ou calor de processo, motivado pelas altas temperaturas do ciclo e dos níveis de temperatura do calor rejeitado. Especificamente:

a) Pode-se aplicar um ciclo de vapor na descarga de uma turbina a gás, aumentando a potência elétrica gerada e melhorando sua eficiência térmica até uma ordem de 47%, como será mostrado no presente trabalho.

b) Outras aplicações podem ser apreciadas na Fig. 1.2. Posteriormente, indicar-se-á outras aplicações associadas com o ciclo direto com turbinas a gás.

## C A P Í T U L O 2

## CICLO FECHADO COM TURBINAS A GÁS

## 2.1 Histórico do Ciclo Fechado

O ciclo direto fechado de turbinas a gás não é uma idéia nova, pois há tempo que esta área está sendo desenvolvida, desde Ericson em 1833, que começou experimentando com o ciclo fechado de máquinas a pistão. Redtenbacher, 20 anos depois, fez um tratamento teórico do processo que mostrou as vantagens da turbina como máquina motriz principal. Mas foi só a partir de 1930, com o desenvolvimento do turbo-compressor, que se pôde chegar a um estágio tal que possibilitou o desenvolvimento do processo de ciclo fechado utilizando-se turbo-máquina.

Literalmente, centenas de relatórios e artigos técnicos têm sido escritos nos últimos 40 anos sobre ciclos fechados com turbinas a gás. A tecnologia é bem conhecida e muitas plantas têm estado em operação por mais de 100.000 horas /4/, principalmente na Europa e tendo, como energia primária, o combustível fóssil. Foram construídas cerca de vinte plantas deste tipo, das quais ainda existem 6 em operação. Seus arranjos são semelhantes ao da turbina de ar em ciclo aberto e por isto as vantagens desta turbo-máquina não tem se destacado como deveria. Além disto, não é amplamente conhecida. Porém, nos últimos anos existe um maior interesse neste tipo de planta que não só é adaptável à energia fóssil mas também à energia solar, e à energia nuclear.

## 2.2 Tópicos Gerais do Ciclo Direto RTGR-Turbinas a Gás

A primeira pergunta que se deve responder é: Por que existe hoje uma tendência para desenvolver turbinas a gás para tentar substituir as turbinas a vapor com tantos anos de tecnologia bem desenvolvida e conhecida? Para responder a essa pergunta é preciso considerar os variados aspectos do problema.

Em primeiro lugar, ao se comparar os ciclos termodinâmicos Brayton e Rankine trabalhando em sistemas análogos e com os mesmos máxi-

mo e mínimo níveis de temperatura, tem-se que a turbina a gás é menos eficiente que a turbina a vapor, pois sem a ajuda do calor latente, os fluidos gasosos não satisfazem a premissa básica para um ciclo termodinâmico ideal, que o calor transferido de uma fonte de calor a um fluido de trabalho deve ocorrer sem diferença de temperatura.

Além do supra mencionado, os recuperadores de calor, que são necessários para melhorar a eficiência do ciclo termodinâmico, geralmente precisam de mais superfície de transferência de calor que a eliminada pela ausência de caldeiras neste ciclo. Por último, a potência requerida nos compressores é, proporcionalmente, muito maior que a potência das bombas de alimentação de água a pressão do ciclo Rankine.

Porém, as indicações anteriores são menos importantes pois o mérito termodinâmico da turbina a gás está na vantagem do uso de alta temperatura, além do que as irreversibilidades externas são compensadas por ser possível trocar calor com gradientes de temperaturas maiores. Na prática obtém-se eficiências da turbina maiores, pois usam-se baixas razões de expansão e não se tem perdas por umidade como nas de vapor nos últimos estágios. Portanto, comparando-se a eficiência real de uma planta a vapor e outra a gás, verifica-se que são da mesma ordem, se forem considerados os níveis de temperatura usados por uma planta a vapor com HTGR. Além disso, mesmo que as necessidades de superfície de troca de calor num recuperador sejam maiores que nas caldeiras, são mais baratos e mais compactos pelos gradientes de temperatura envolvidos.

Até hoje, as turbinas a vapor têm dominado totalmente o campo da geração de eletricidade, incluindo todas as centrais nucleares construídas e ainda em construção. As centrais modernas de vapor operam com uma temperatura máxima da ordem de  $565^{\circ}\text{C}$  e tem uma eficiência global da ordem de 35 a 40%. Considerações de ordem metalúrgica tendem a limitar a elevação da temperatura nos sistemas de potência que usam o ciclo Rankine, e eficiências mais altas só podem ser atingidas com ciclos mais complexos. Portanto, o competidor mais efetivo para a turbina a vapor é a turbina a gás, e, particularmente, o ciclo fechado com turbina a gás (sem a ajuda da pressurização, as dimensões das turbinas e dos dutos limitam o ciclo aberto até uns 100 MWe, com as temperaturas usuais na entrada da turbina).

Comparando a planta de potência utilizando turbinas a gás com a



a de turbina a vapor podemos enumerar algumas vantagens importantes da primeira:

a) A densidade do fluido de trabalho na exaustão varia entre duas a três vezes, reduzindo enormemente o tamanho dos equipamentos e dutos.

b) A redução da razão de expansão de cerca de 2.500 a 1 no vapor para 2.5 a 1 para o gás, permite alta eficiência na expansão e uma utilização mais efetiva dos materiais estruturais.

c) Uma redução substancial em complexidade, devido à eliminação dos equipamentos e instrumentação relativos a tratamento de água, bombeamento de alimentação, aquecimento e desaeração.

d) Ausência de problemas de umidade e corrosão.

Pelos motivos acima indicados, a instalação HTGR com turbina a gás, oferece ótimas possibilidades de desenvolvimento, podendo ser melhorados os itens referentes a simplificação da instalação, custos de capital, eficiência e utilização dos gases residuais nos próximos anos; pelas temperaturas de saída da turbina a gás na exaustão, que são da ordem de 500°C, permite a utilização desses gases em uma série de processos industriais de média e baixa temperatura, como é mostrado na Fig. 2.1.

Um caso particular das aplicações da Figura 2.1 será analisado no presente trabalho, onde além de ter um ciclo binário, haverá dessalinização, com a finalidade de se ter uma excelente utilização do combustível.

## 2.3 Análise dos Fluidos Refrigerantes para um Reator a Gás em Ciclo Direto com T.G.

### 2.3.1 Generalidades

Tem-se indicado algumas das vantagens do ciclo direto fechado em forma geral sem identificação alguma do fluido que deveria ser usado, embora se tenha indicado que o HTGR foi concebido para a utilização do Hélio como fluido refrigerante por motivos que serão discutidos a seguir.

Um dos aspectos fundamentais que devem ser levados em conta, é que em um ciclo fechado o nível de radioatividade pode ir aumen

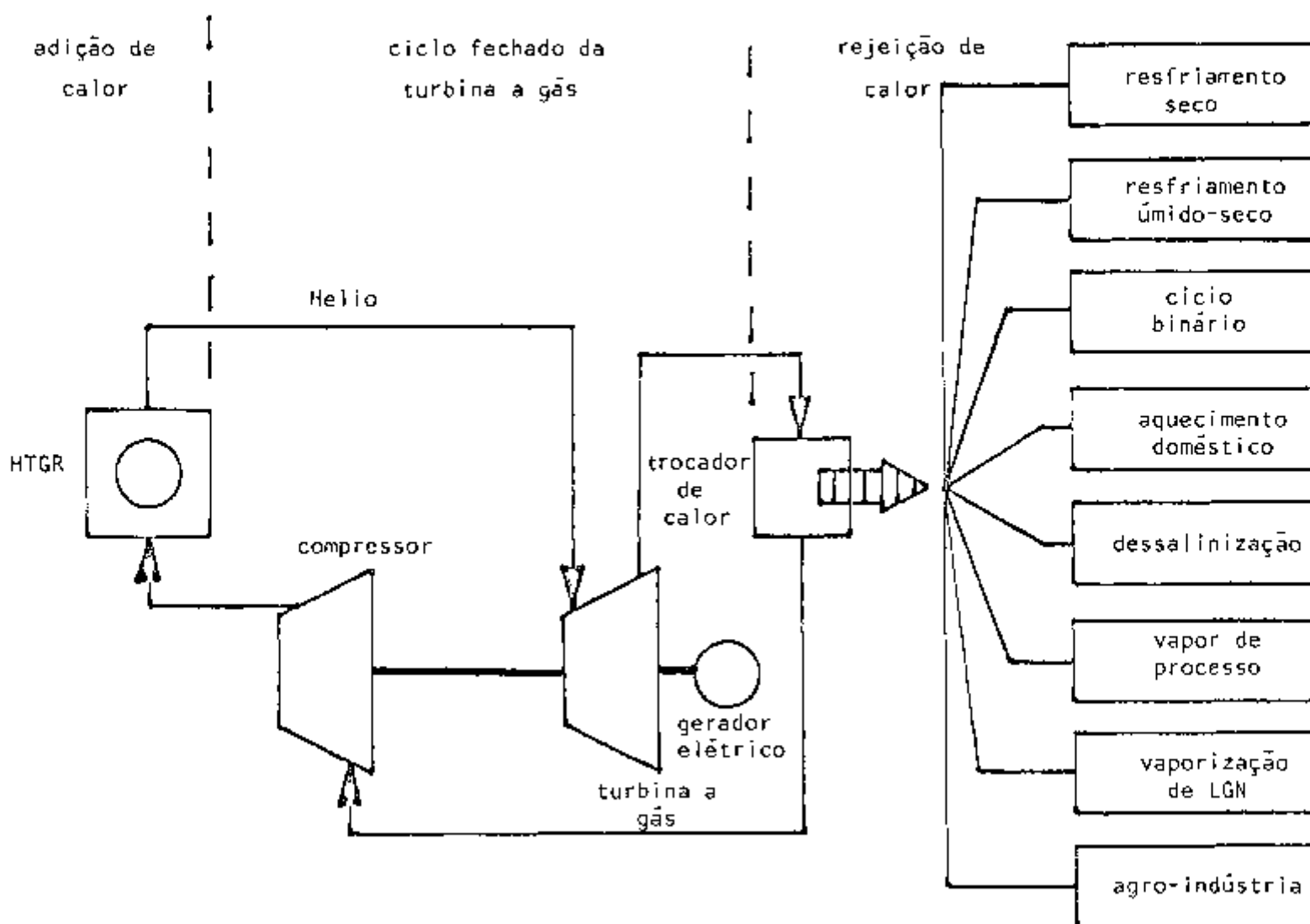


Fig. 2.1 Alternativas de Utilização dos Gases Residuais

tando progressivamente (no caso que a razão de formação dos isótopos radioativos seja maior que a razão de decaimento), e uma eventual fuga do refrigerante do circuito primário poderia ter efeitos muito sérios nas redondezas da instalação.

Os gases factíveis de usar são He, ar e CO<sub>2</sub>. Levando em conta o ponto assinalado anteriormente, temos que o Hélio tem vantagens indiscutíveis, pois, praticamente, é transparente aos neutrons (embora o He<sup>3</sup> tenha uma seção de choque da ordem de 1 barn, sua abundância relativa no gás é muito pequena, da ordem de 0,00013% /6/). Outro problema, em potencial, seriam as impurezas, mas isso pode ser evitado com controles certos e sistemas de purificação na instalação. Portanto, pode-se afirmar que os problemas de atividade induzida são desprezíveis.

Outra característica importante do Hélio é o fato de ser um gás inerte. Portanto, considerando aspectos de corrosão, o Hélio é o melhor fluido refrigerante para esta aplicação, embora ao se considerar aspectos econômicos e de disponibilidade, o problema varia bastante, pois é bem mais caro que o CO<sub>2</sub> e sua disponibilidade como Hélio nuclearmente puro (99,999% de pureza) é baixa.

Infelizmente, o Hélio por seu baixo peso molecular, apresenta uma alta difusão. Assim, o confinamento do Hélio, no circuito primário, é um problema que requer, normalmente, soluções técnicas um tanto sofisticadas e, além disso, deve-se ter um estrito controle da qualidade de gás e dos estoques disponíveis para reposição imediata, em caso de perdas de fluido, próprias da operação do sistema.

### 2.3.2 Comportamento dos Fluidos em um Ciclo Brayton

O projeto de um sistema a gás começa com o estudo do ciclo termodinâmico, devendo envolver o comportamento das variáveis e sua inter-relação, para determinar com precisão quais são as mais relevantes, e, deste modo, ajustar exatamente as condições de operação de seus componentes.

Para efeito de estudo, analisar-se-á um ciclo Brayton real, ou seja, considerando expansões e compressões não isentrópicas, com ou sem regeneração, dependendo do caso e sem ou com resfriamento intermediário, dependendo da complexidade imposta ao ciclo, pois, às

vezes, para obter um pequeno aumento em eficiência, esta última opção não é prática nem economicamente justificável, ainda mais se considerarmos as baixas razões de compressão utilizáveis neste tipo de aplicação (da ordem de 2.5 a 3.0).

O equacionamento mostrado no Apêndice A permite a simulação do comportamento dos distintos fluídos de interesse, assim como a influência das distintas variáveis na eficiência da operação do ciclo.

Para efeitos de compatibilidade dos distintos gráficos a serem mostrados neste trabalho, usou-se certos dados padrões para o ciclo Brayton. Levando em conta razões técnicas, ou normas de uso comum na engenharia, usa-se o sistema internacional de unidades.

Dados e condições utilizadas na análise:

- Temperatura máxima do ciclo:  $1223^{\circ}\text{K} = 950^{\circ}\text{C}$
- Temperatura mínima do ciclo:  $303^{\circ}\text{K} = 30^{\circ}\text{C}$

Eficiências de componentes como bombas, compressores, turbinas, recuperadores: 0,9 (ou 90%).

Para efeitos de balanço térmico, considera-se processos adiabáticos.

Analizou-se, em primeiro lugar, o comportamento dos diferentes gases, no ciclo Brayton indicado, podendo-se observar na Fig. 2.2 que o trabalho líquido específico para o Hélio é bem maior. Isto motivado por seu alto valor no calor específico, comparado com os outros gases, como se observa na Tabela 2.1.

Indubitavelmente, o Hélio, só considerando este aspecto, fica fora de discussão, mas no caso do ar e do  $\text{CO}_2$ , a situação pode-se reverter ao considerar as propriedades do gás a temperaturas maiores, pois, neste caso, o calor específico do  $\text{CO}_2$  é maior que o do ar (Tabela 2.2), portanto, o gráfico da Fig. 2.2 variará, dependendo dos valores usados.

A Fig. 2.2 deve ser observada com atenção, pois, além de obter um trabalho líquido maior, também o calor adicionado e o trabalho de compressão são maiores. Além do anterior, temos outra informação importante na figura, que refere-se à razão de compressão ótima para obter o máximo trabalho líquido. Observa-se que para o Hélio, a razão de compressão ótima é menor que para outros fluídos. Uma explicação física deste fenômeno pode ser obtida derivando a equação A-9

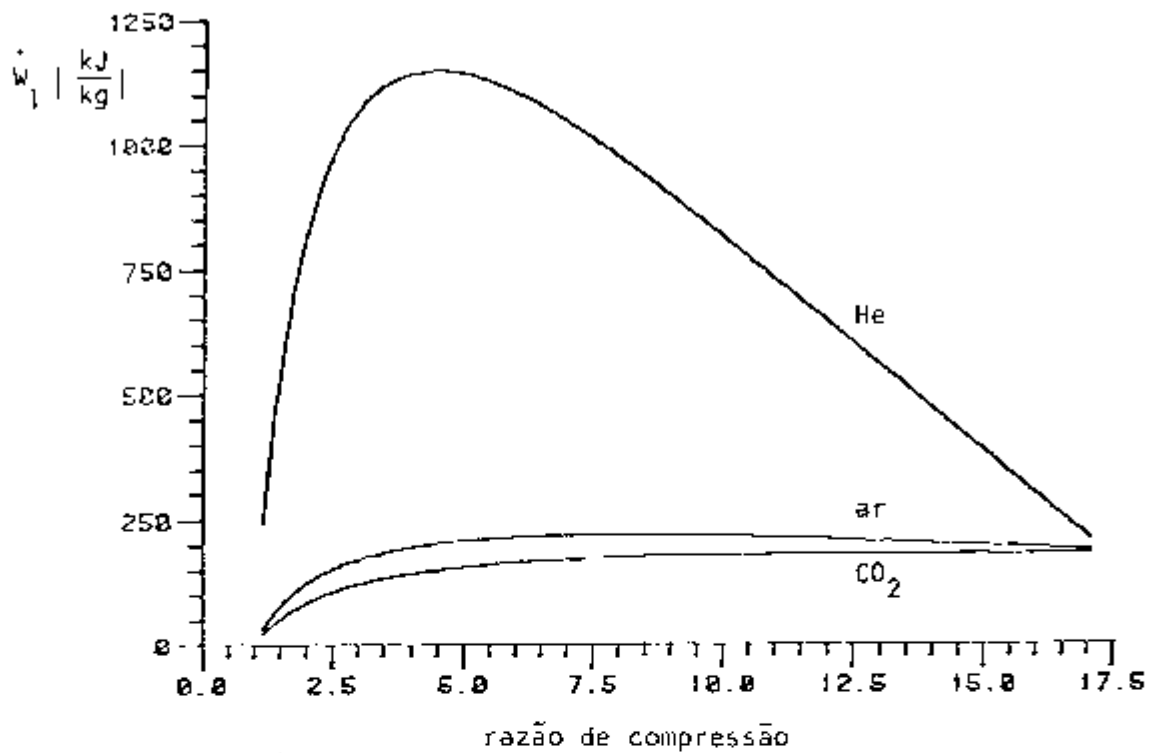


Fig. 2.2 Trabalho Específico Líquido/Razão de Compressão, dos Distintos Gases no Ciclo Brayton sem Regeneração

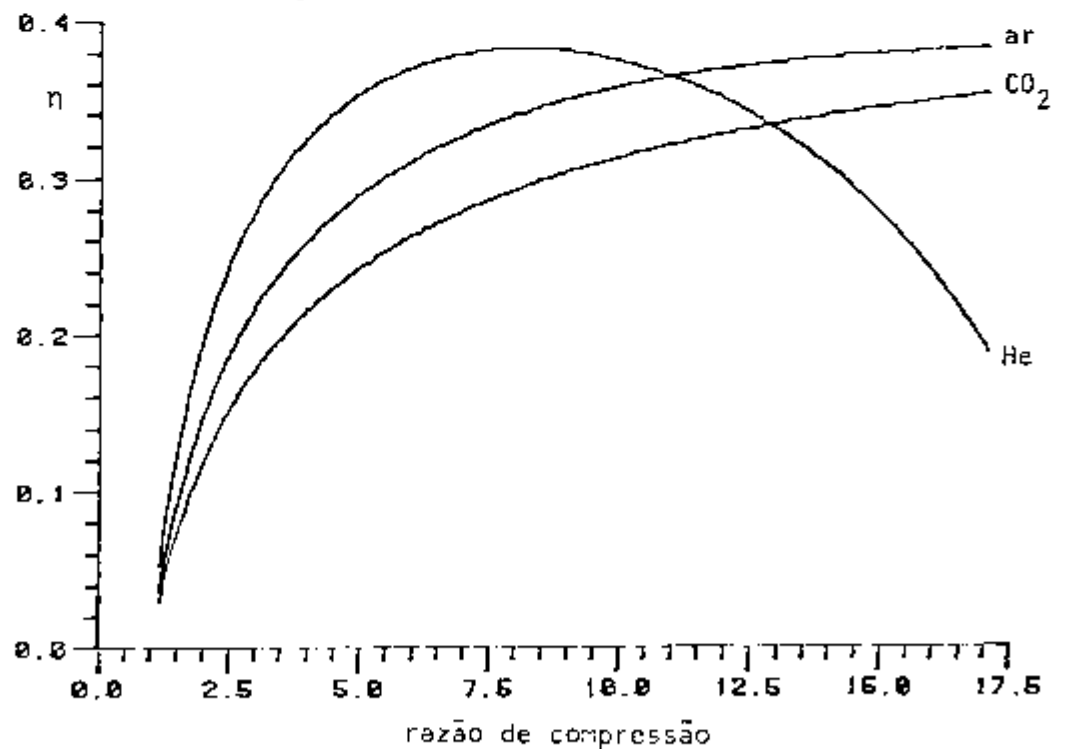


Fig. 2.3 Eficiência Térmica/Razão de Compressão, dos Distintos Gases no Ciclo Brayton sem Regeneração

Tabela 2.1 /7/

Algumas Propriedades dos Gases a Temperatura e Pressão Standard (15°C, 101.325 KPa abs)

F L U I D O	$C_p$ [kJ/kg °K]	$\gamma = C_p/C_v$
Ar	1,004	1.4
He	5,225	1.66
CO <sub>2</sub>	0,8404	1.29

Tabela 2.2 /8/

Propriedades dos Gases 565°C

FLUIDO	$C_p$	$\gamma$	$k$	$Pr$	$R$	$\mu$
	kJ/kg °K	—	J/m s °K	—	J/kg °K	N s/m <sup>2</sup>
Ar	1,13	1,34	$6,2292 \times 10^{-2}$	0,675	286,9	$3,7204 \times 10^{-5}$
He	5,193*	1,66	$2,976 \times 10^{-1}$	0,685	2077,0	$3,927 \times 10^{-5}$
CO <sub>2</sub>	1,172	1,19	$5,71 \times 10^{-2}$	0,695	188,9	$3,3897 \times 10^{-5}$

\* O  $C_p$  do Helio é constante com a pressão e a temperatura. A diferença deve-se a pequenas disparidades nas fontes.

(do Apêndice A) com respeito de  $r_c$  e obter o máximo da curva. Chega-se à expressão:

$$(r_c)_{\text{ótima}} = \left( \frac{T_6}{T_1} \eta_t + \eta_c \right)^{\frac{\gamma}{2(\gamma-1)}} \quad (2.1)$$

Temos que aumentando o valor da razão dos calores específicos ( $\gamma$ ), o expoente da equação diminui e, portanto,  $r_c$  será menor quanto maior seja  $\gamma$ . Os efeitos mencionados implicam que uma instalação usando Hélio como refrigerante precisará de menor vazão de gás e razões de expansão menores, diminuindo o tamanho dos equipamentos e portanto seu custo.

Na fig. 2.3 pode-se apreciar que a eficiência máxima não depende do fluido. Temos, também, um efeito similar a respeito da razão de compressão ótima, embora estas não coincidam, pois são obtidas de expressões matemáticas diferentes e, portanto, a ótima  $r_c$  para obter o trabalho líquido máximo, não será ótima a respeito da eficiência. Isto implica que num projeto chega-se a situações de compromisso, pois um maior trabalho líq. específico acarreta, menor vazão do gás, menores quedas de pressão, etc., mas uma baixa eficiência implica um menor aproveitamento, o que também não é desejável. A escolha certa deste parâmetro, dependerá dos objetivos do projeto.

### 2.3.3 Comportamento dos Fluidos num Canal de Refrigeração tipo "Fort St. Vrain"

Tem-se analisado os fluidos factíveis de usar em um ciclo fechado, desde um ponto de vista geral e, em particular, a respeito do comportamento dos fluidos nos processos termodinâmicos, e as vantagens do Hélio sobre outros gases são indiscutíveis. Trata-se, agora, de verificar o comportamento dos fluidos, considerando os problemas de transferência de calor e potência de bombeamento que, finalmente, nos determinarão a superfície de transferência de calor e a fração de potência que será consumida no bombeamento.

A análise poderia ter sido feita considerando um duto qualquer, mas achou-se melhor trabalhar com os dados de um canal típico do reator tipo "Fort St. Vrain" disponíveis na bibliografia /1/ que são os seguintes:

- comprimento ativo  $L = 4,7 \text{ m}$
- diâmetro canal  $D = 1,58 \times 10^{-2} \text{ m}$
- temp. de entrada  $T_e = 393^\circ\text{C}$
- temp. de saída  $T_s = 776^\circ\text{C}$

O equacionamento encontra-se no Apêndice B. Para a obtenção das figuras 2.4 e 2.5 usou-se como variável independente a potência média adicionada por canal aos níveis de operação nominal do reator. Com o objetivo de verificar a ordem de magnitude dos parâmetros analisados as temperaturas na entrada e na saída do canal são consideradas constantes, pois estão fixadas pelo projeto do reator. Assim pode-se observar na Fig. 2.4 que a medida que aumenta o calor adicionado no canal de refrigeração, a queda de pressão aumenta, isto é, para aumentar o calor retirado deve-se aumentar a vazão do gás e, logicamente, a queda de pressão aumenta (Equação B-12). Com os dados da Tabela 2.2 verifica-se que o ar tem o calor específico menor, portanto, nas mesmas condições é o que requer maior vazão e, conseqüentemente, produz maior queda de pressão.

Analisando, agora, a potência de bombeamento requerida para retirar uma certa quantidade de calor no canal, a situação altera-se (Fig. 2.5), pois, no caso do Hélio, embora a vazão no canal seja menor que para o  $\text{CO}_2$ , sua densidade, nas mesmas condições, é cerca de 10 vezes menor. Isto prende-se ao fato que a potência de bombeamento é inversamente proporcional à densidade do fluido (Equação B-6), e a sua menor vazão não compensa a considerável diferença de densidades entre os fluidos. Como uma forma de compensar esta deficiência do Hélio, pode-se trabalhar com pressões maiores no circuito, o que mais uma vez, é uma situação de compromisso, pois deve-se aumentar as espessuras ou a qualidade dos componentes. Isto, indubitavelmente, influi nos custos da instalação, mas, por outro lado, as dimensões dos componentes rotativos diminuem. Uma boa análise de custo/benefício dará a melhor resposta para tomar uma decisão mais acertada.

Depois de ter analisado os aspectos favoráveis e desfavoráveis dos distintos fluidos, pode-se compreender, perfeitamente, a tendência para usar Hélio nos novos HTGR (High Temperature Gas-Cooler Reactor) e, igualmente, justifica-se os gastos em investigações e desenvolvimento que estão sendo feitos em turbinas a gás, Hélio, principalmente, na Suíça e na República Federal da Alemanha /9, 10, 11/.



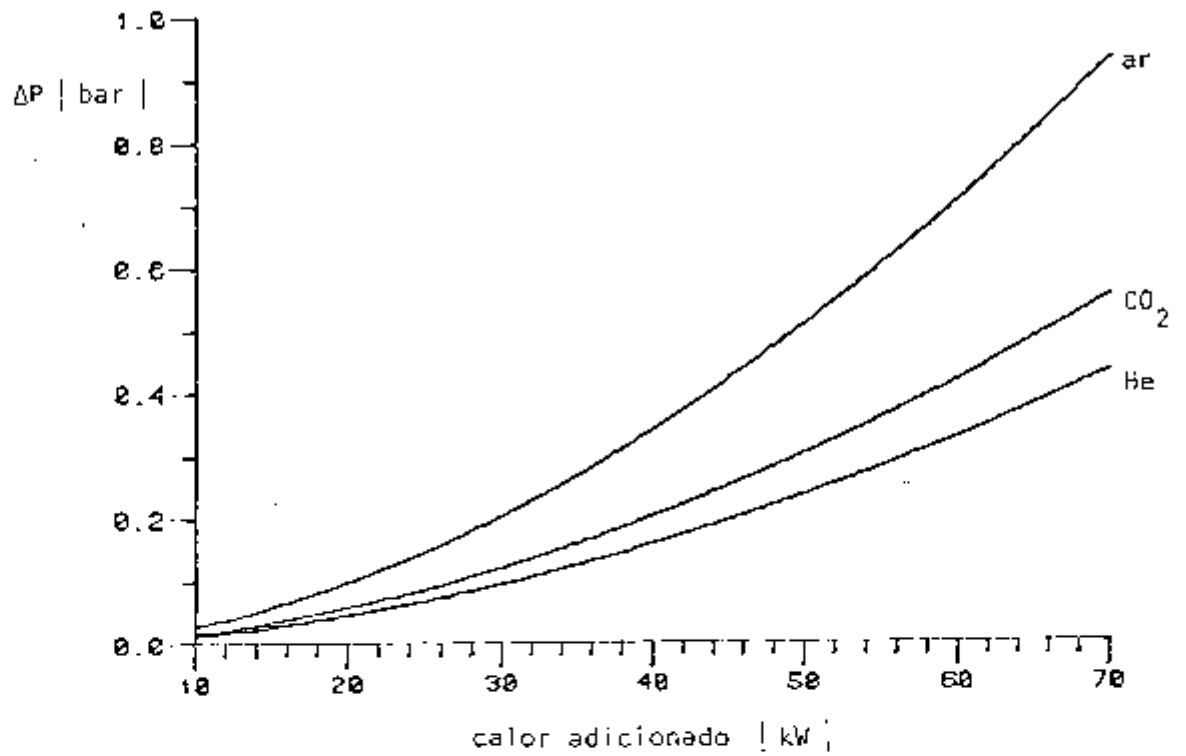


Fig. 2.4 Queda de Pressão/Calor Adicionado no Canal, para Distintos Gases

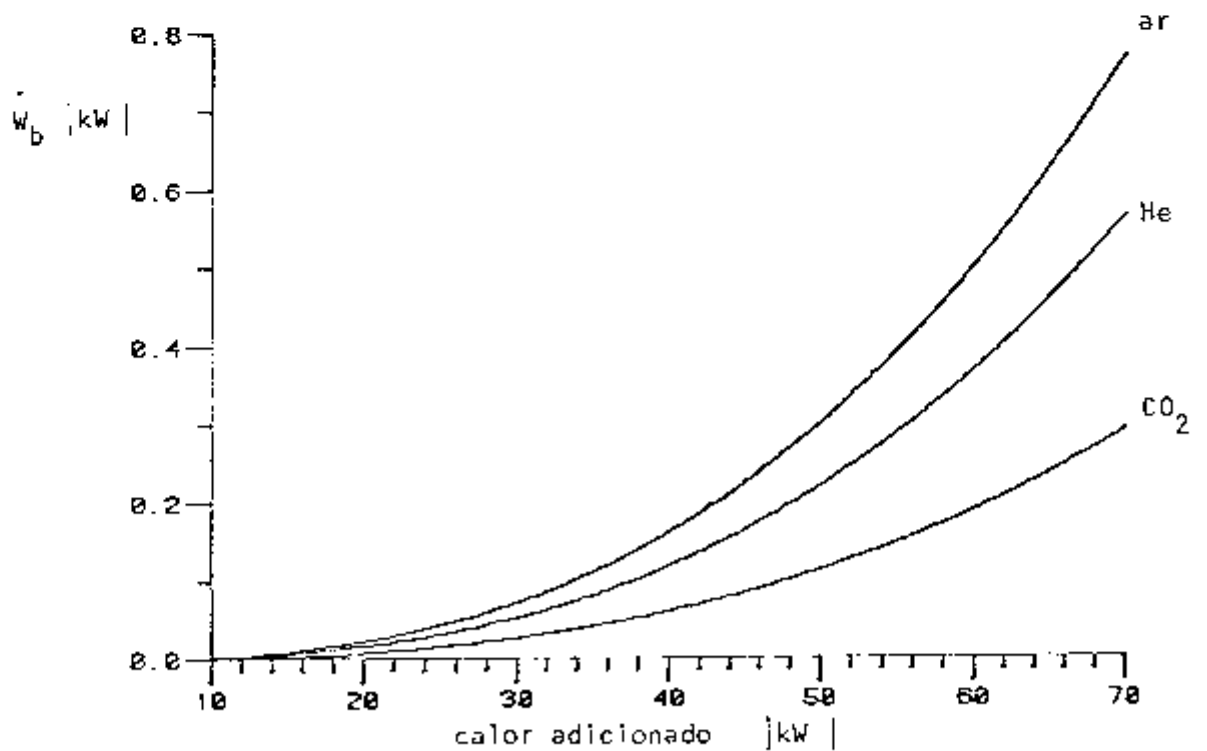


Fig. 2.5 Trabalho Específico de Bombeamento/Calor Adicionado no Canal, para Distintos Gases

#### 2.4 Comportamento dos Parâmetros mais Importantes num Ciclo "Brayton"

Definidas as vantagens do Hélio como refrigerante e fluido de trabalho num ciclo direto com turbinas a gás, é importante analisar o efeito dos parâmetros no comportamento do ciclo indicado, pois isto será determinante para escolher o arranjo e os componentes do ciclo para uma aplicação em particular.

Para a análise, usou-se o equacionamento do Apêndice A e os mesmos dados definidos na Seção 2.2.2, só que, nesta vez, tem-se um único fluido, o Hélio. Na Fig. 2.6 é interessante observar, em primeiro lugar, que acima de  $r_c = 6.0$ , não se tem regeneração, pois a temperatura de saída do compressor resulta ser maior que a temperatura na saída da turbina, portanto, a regeneração não é possível nestas condições. Outra informação interessante nesta figura é que à medida em que aumenta a eficiência no regenerador, a razão de compressão ótima vai se deslocando na direção das razões de compressão mais baixas, efeito altamente desejável, pois menores razões de compressão fazem diminuir os custos dos equipamentos. Além do anterior, observa-se um achatamento no perfil da eficiência total do ciclo, o que torna mais flexível o parâmetro  $r_c$ , pois permite mudar a faixa de compressão no projeto, sem alterar, substancialmente, a eficiência total. (efeito particularmente notório para uma eficiência no regenerador igual a 70%).

As figuras 2.7 e 2.8 mostram um efeito completamente previsível sob o ponto de vista termodinâmico, pois temos que a equação da eficiência para um ciclo de Carnot é:

$$\eta_c = \frac{T_{\text{quente}} - T_{\text{frio}}}{T_{\text{quente}}} \quad (2.2)$$

que calcula a eficiência do ciclo Carnot, em função da temperatura em que o calor é adicionado no ciclo e da temperatura em que o calor é rejeitado. O ciclo é composto de quatro processos reversíveis, dois isotérmicos e dois adiabáticos, portanto, isentrópicos.

A equação 2.2 justifica o comportamento da eficiência quando a temperatura da fonte quente, chamada neste caso, de temperatura de saída do reator, aumenta. Este efeito, um tanto elementar, é de grande importância, e, justifica, plenamente, todo o esforço tecnológico que está se fazendo, hoje em dia, para atingir maiores temperaturas, onde, além de maiores eficiências, obtém-se níveis de temperatura compatí-

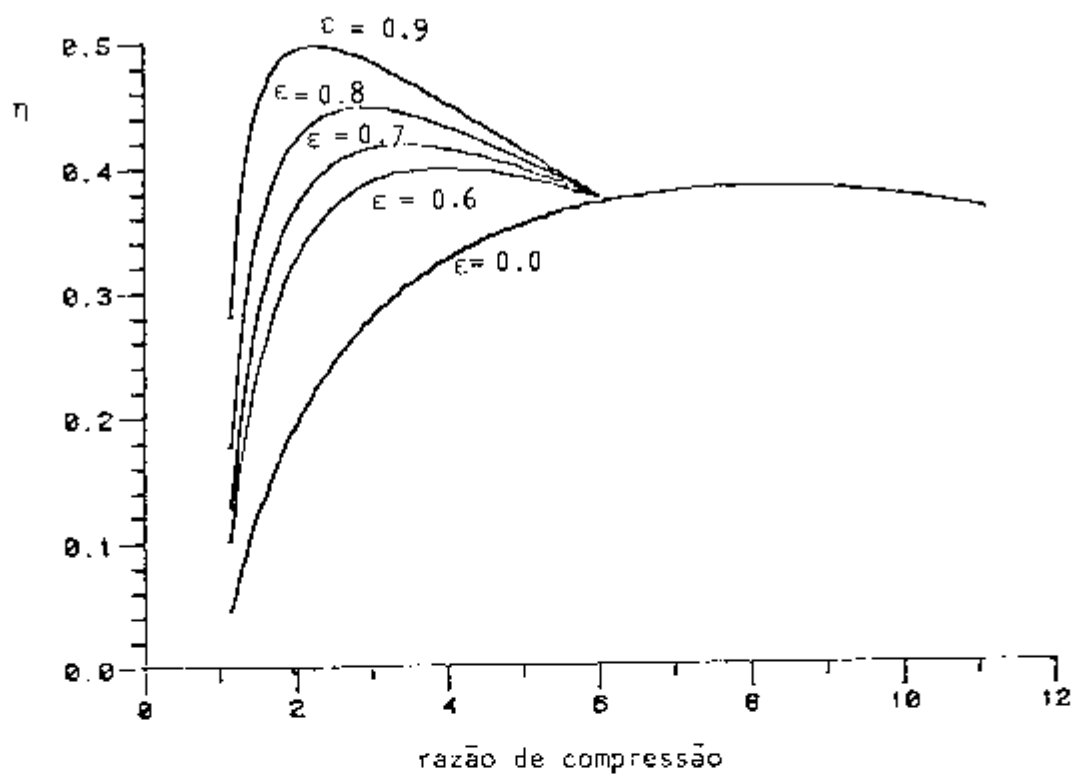


Fig. 2.6 Eficiência Térmica/Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador

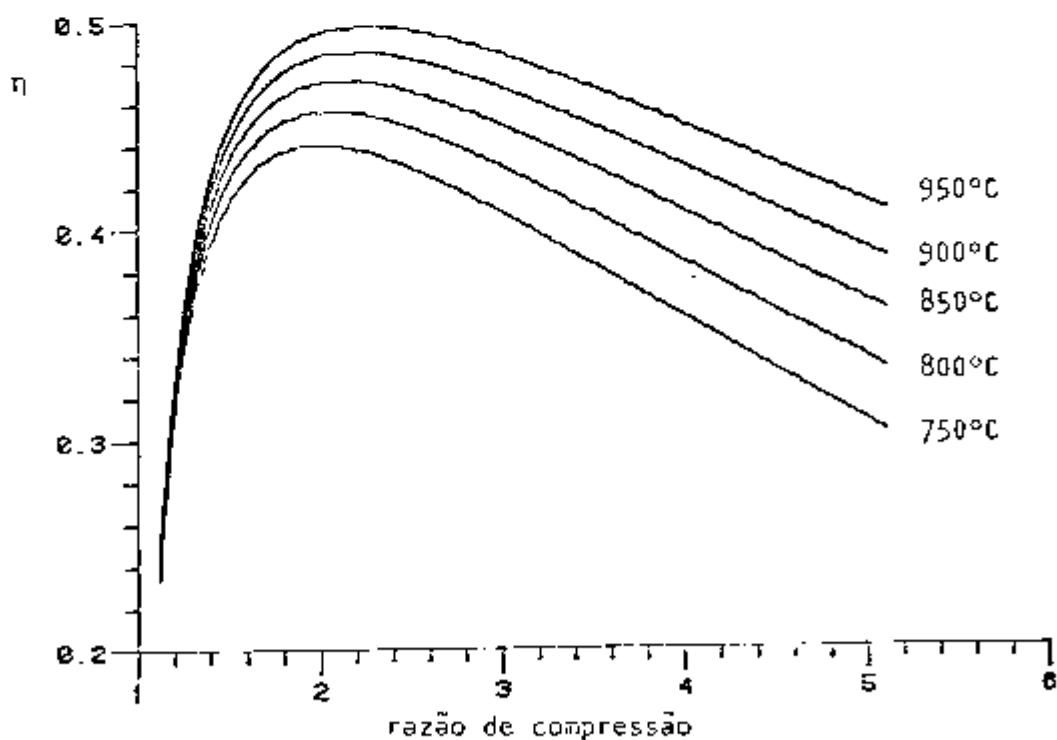


Fig. 2.7 Eficiência Térmica/Razão de Compressão, para Diferentes Temperaturas na Saída do Reator

veis com as necessárias na produção do aço ou na gaseificação do carvão.

A respeito da fonte fria na Fig. 2.8, quanto menor a temperatura da fonte fria, maior será a eficiência do ciclo. Este ponto é de importância, pois para uma mesma instalação, esta terá maior eficiência em lugares geográficos de mais altas latitudes e menor eficiência em lugares equatoriais, portanto, dentro do projeto é muito importante estabelecer a temperatura do meio disponível para o resfriamento, pois a eficiência máxima pode variar de 0,43 para 100° até 0,53 para 0°C.

Finalmente, como se interessa por uma aplicação dos gases residuais do ciclo Brayton, analisar-se-á o nível de temperatura desses gases, pois é um parâmetro importante para qualquer aplicação térmica. Por exemplo, numa usina PWR (Pressurized Water Reactor) rejeita-se no condensador da ordem de 65% da potência entregue no reator nuclear, mas a temperatura de rejeição é tão baixa que as possibilidades de aplicação ficam muito restritas.

Na Fig. 2.9 observa-se que quanto maior é a eficiência no regenerador menor é a temperatura dos gases residuais, o que implica que a instalação é mais eficiente (menor calor é rejeitado). Esta baixa disponibilidade de temperatura faz com que acoplar um ciclo Rankine a uma geração adicional de potência elétrica, resulte pouco vantajoso, pois implica ter grandes turbinas e tubulações compatíveis com a baixa pressão do vapor associada a esta temperatura. Mas, no caso de baixa eficiência no regenerador (ou, mesmo sem regeneração), os níveis de temperatura são bem maiores, permitindo trabalhar com temperaturas de vapor de 500°C e pressões na ordem de 175 bar, tendo-se, neste caso, uma ótima utilização dos gases residuais. Em um capítulo posterior, analisar-se-á estas alternativas, exaustivamente, em uma aplicação bem específica, o acoplamento de um ciclo Rankine e de uma planta dessalinizadora.

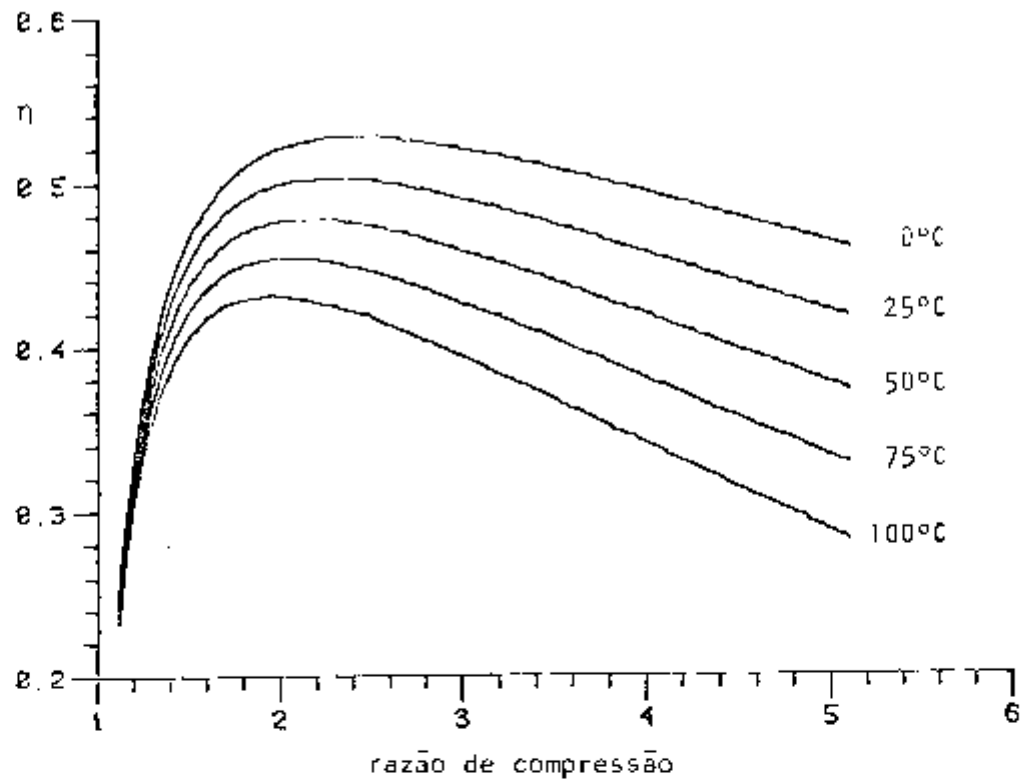


Fig. 2.8 Eficiência Térmica/Razão de Compressão, para Diferentes Temperaturas na Entrada do Compressor

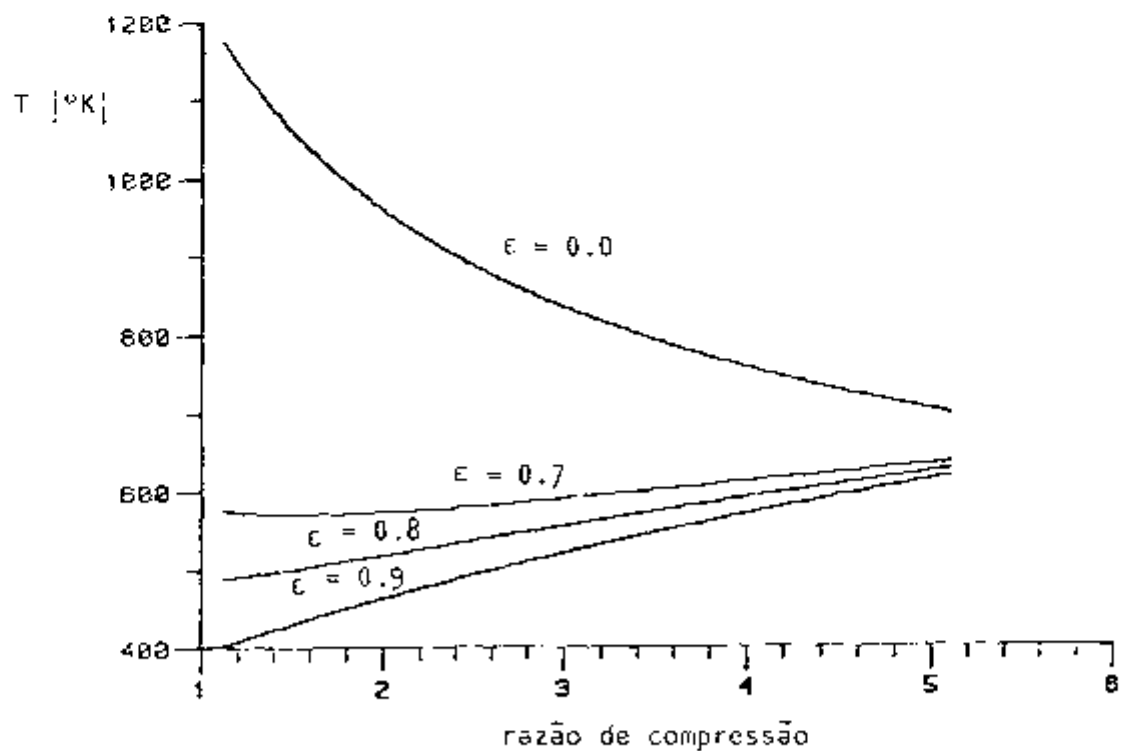


Fig. 2.9 Temperatura do Hélio na Saída do Regenerador / Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador

## CAPÍTULO 3

## PLANTAS DE DESSALINIZAÇÃO

## 3.1 Generalidades sobre as Alternativas

Entende-se como planta dessalinizadora de água do mar, aquela que, tendo como fluido de alimentação, água com um conteúdo de sais da ordem de 35.000 ppm ou 3,5% em peso, seja capaz de reduzir este alto conteúdo de sais até 2.000 ppm ou 0,2% de sais, apta para o consumo humano, dos animais e na agricultura, embora regulamentações de saúde mais rígidas ao se tratar de saúde humana, abaixem esse limite até 0,05% /12/.

Qualquer método de dessalinização usa energia para efetuar a separação dos sais, portanto, o consumo de energia é um dos parâmetros mais importantes na planta dessalinizadora. Nos processos de dessalinização existentes, hoje em dia, oferece-se uma faixa relativamente razoável de possibilidades, mas deve-se ser muito cuidadoso ao analisar os consumos específicos de energia ou energia consumida por unidade do produto.

A mínima energia, teoricamente requerida para dessalinizar 1 (um) metro cúbico de água do mar (35.000 ppm) à temperatura ambiente, mediante qualquer processo reversível, é de 0,7 kWh (2,52 kJ/kg) /12/. Porém, os valores práticos obtidos nas plantas atuais são bem maiores (300 kJ/kg) por causa das irreversibilidades (fricção, diferenças de temperatura, etc.). Deve-se mencionar que, para determinar o valor teórico indicado, supõe-se que a concentração da salmoura se mantém ao mesmo nível da alimentação, o que, praticamente, significa que uma quantidade infinitamente pequena tem sido dessalinizada.

Os processos de dessalinização podem se separar em 2 categorias, dependendo da fonte de energia usada.

Processos que usam calor:

- a) Destilação por múltiplo efeito.
- b) Destilação "Multi-Flash".

Processos que usam eletricidade:

- a) Eletrodiálisis (só para águas com baixo conteúdo de sais).
- b) Compressão de vapor.

- c) Congelamento.
- d) Osmose reversa.
- e) Resinas de troca iônica.

Dos processos indicados, o interesse reside naqueles que usam calor majoritariamente, pois justamente a aplicação prevista, é a utilização dos gases residuais da turbina a gás. A descrição dos processos que usam majoritariamente eletricidade ficam fora do escopo do presente trabalho.

Os evaporadores de água do mar eram, inicialmente, do tipo de múltiplo efeito ou de aquecedor submerso; eles evoluíram desde o velho evaporador de simples estado de instalações marinhas até unidades de múltiplos estados mais econômicos e de capacidades da ordem de 1.530 toneladas de água por dia.

Na Fig. 3.1 mostra-se um esquema do princípio de funcionamento do evaporador múltiplo efeito de 2 estágios. O evaporador de múltiplo efeito é baseado no princípio de reutilização do calor de condensação. Isto é possível pois, cada estágio tem uma pressão menor que o anterior, portanto, o vapor gerado no 1º estágio é usado para aquecer parcialmente a água salgada de alimentação e para produzir a vaporização no 2º estágio.

Como uma primeira aproximação, o consumo específico de energia (energia consumida/água produzida) do tipo mostrado na Fig. 3.1 é fixo. Portanto, a produção de água destilada, para uma área de transferência de calor fixa, vai depender, aproximadamente, da diferença de temperatura entre a água de alimentação e a temperatura do vapor no 1º estágio, e do coeficiente global de transferência de calor.

Quando o número de estágios é aumentado a "n", a diferença de temperatura por estágio e o consumo específico da instalação são reduzidos em proporção inversa ao número de estágios "n" em uma primeira aproximação.

$$Q = h A \Delta T \quad (3.1)$$

A transferência de calor entre uma parede e um fluido está definida por uma expressão conhecida como "Lei de Resfriamento de Newton". A equação 3.1 mostra que a área de transferência de calor A será inversamente proporcional à diferença de temperatura  $\Delta T$  entre o va

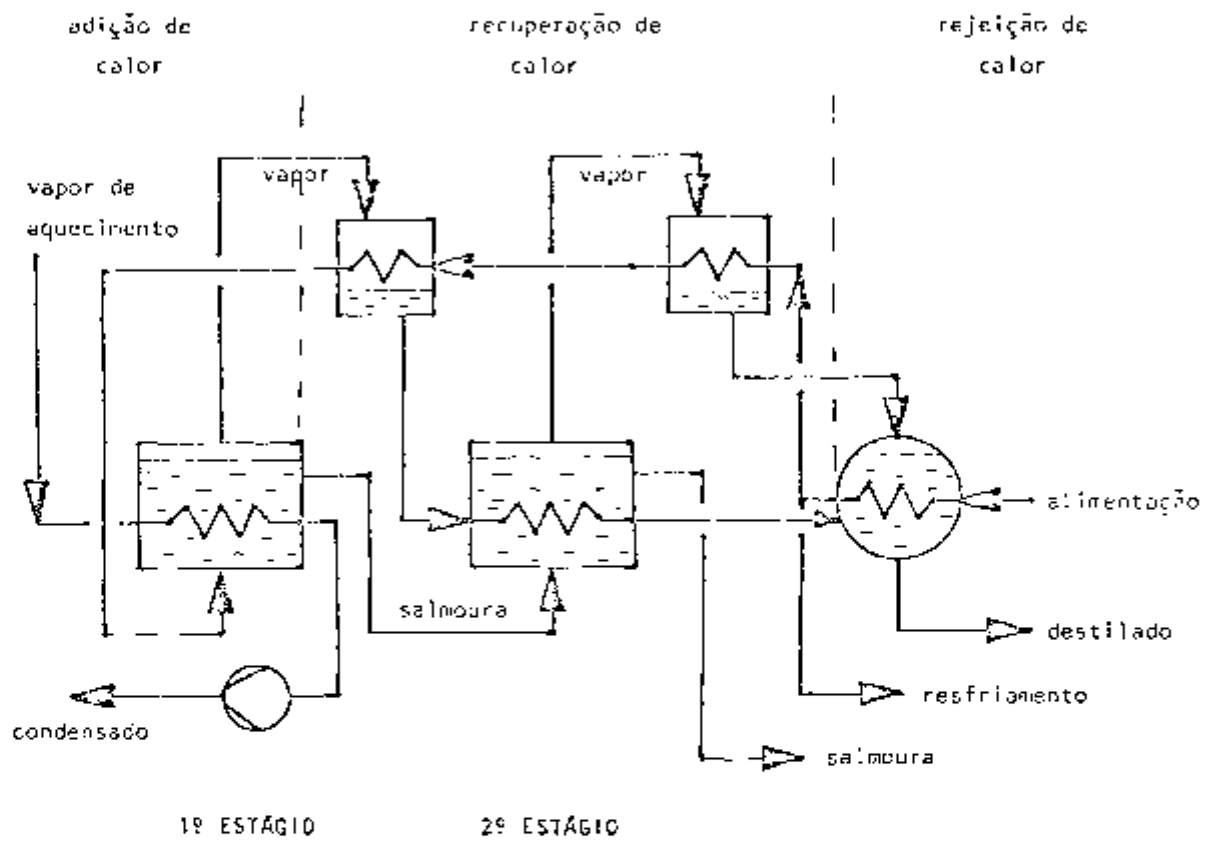


Fig. 3.1 Evaporador Tipo Múltiplo Efeito de Dois Estágios



por que é condensado e a água que é evaporada, e, portanto, proporcional ao número de estágios. Porém, deixando de supor que o coeficiente de transferência de calor  $h$  é constante ( $h$  depende fundamentalmente da turbulência que, por sua vez, depende do  $\Delta T$ , diminuindo, apreciavelmente, para pequenos gradientes de temperatura), a área de troca de calor aumentará, consideravelmente, se o número de estágios crescer muito. Portanto, evaporadores de múltiplo efeito ficam restritos a um número máximo de 8 ou 9 estágios, atingindo um consumo específico mínimo próximo dos 290 kJ/kg /13/.

Pode-se apreciar que o evaporador tipo multiflash mostrado na Fig. 3.2 tem algumas similaridades com a planta múltiplo efeito, mas, o princípio para produzir a evaporação é diferente. Neste caso, usa-se a diferença de pressão existente nos estágios para empurrar o líquido de um estágio a outro. O líquido que estava em equilíbrio termodinâmico no estágio de pressão maior, ao passar ao estágio de pressão menor, chegará a uma temperatura maior que a de saturação. Nesse estado, portanto, vaporizará à medida em que essa tendência ao equilíbrio possa se manter.

Como se mostra na Fig. 3.2, a água de alimentação é aquecida, gradativamente, pelo vapor produzido em cada estágio e, finalmente, é aquecida por uma fonte externa onde atinge a temperatura máxima. Posteriormente, é resfriada, progressivamente, na cascata de câmaras em série, vaporizando parte do fluído por flash.

A superfície de transferência de calor associada com cada estágio recuperativo cumpre duas funções: a de aquecer a água de alimentação que escoa no interior dos tubos, e a de condensar o vapor produzido em cada estágio, mantendo a pressão de saturação nesse estágio a um nível, relativamente baixo, para assegurar a vaporização por flash da salmoura pré-aquecida.

No estágio de rejeição de calor é por onde, praticamente, sai todo o calor do sistema, pois, só uma pequena fração da água de alimentação que é aquecida neste estado entra na sua câmara flash, o resto é rejeitado. A função principal deste estágio é, portanto, a de condensar o vapor gerado na sua própria câmara e, por sua vez, abaixar a temperatura do destilado que sai como produto. Da câmara flash deste estágio sai também rejeitada, uma fração da salmoura com uma salinidade da ordem de 75.000 ppm, o resto é recirculado para evitar

Fig. 3.2 Evaporador Tipo Multiflash de Três Estágios

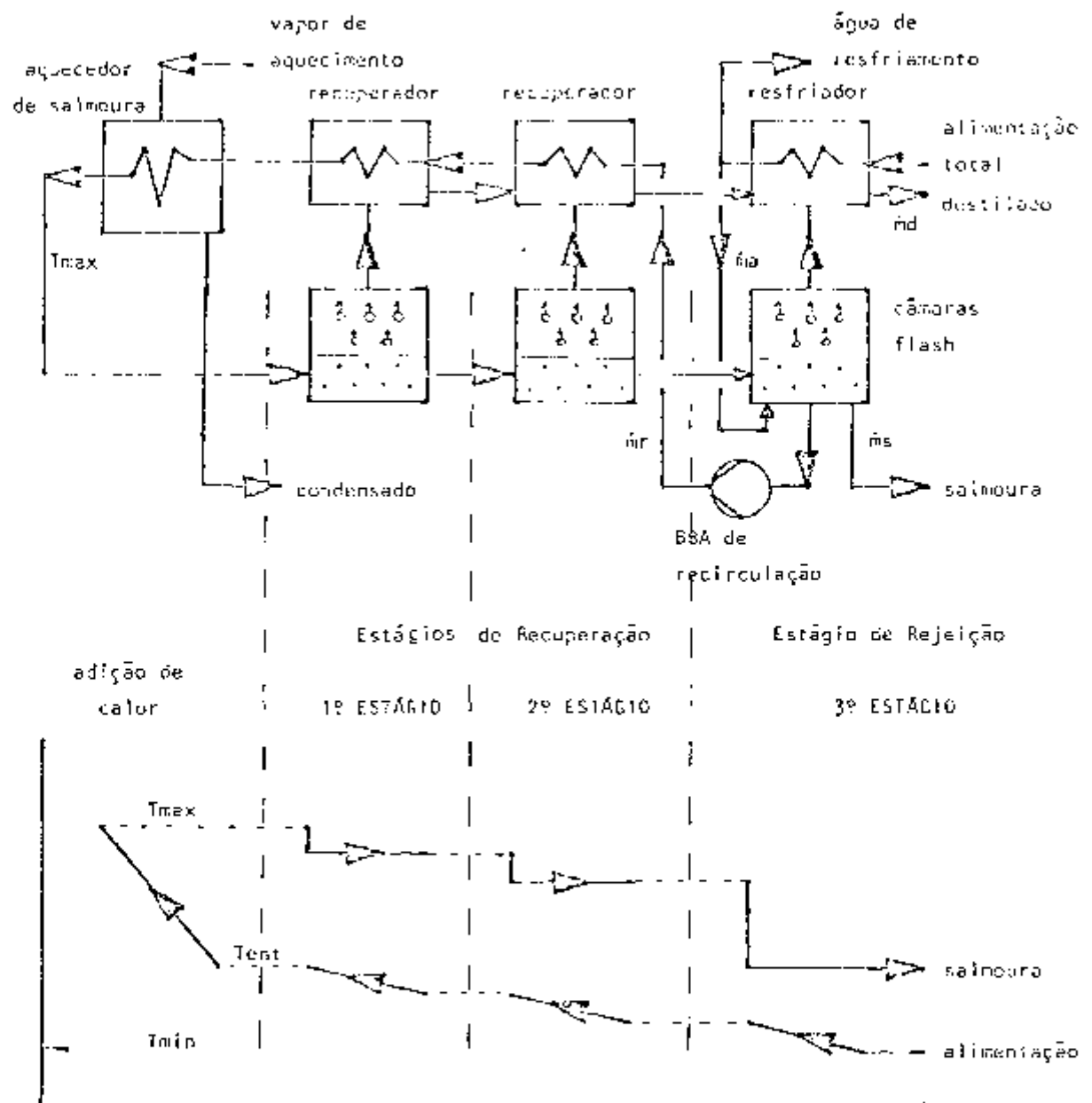


Fig. 3.3 Diagrama de Temperaturas da Salmoura num Evaporador Multiflash de Três Estágios

uma excessiva perda de calor ao sistema. Para dar uma idéia da ordem de grandeza dos fluxos envolvidos, deve-se dizer que, para a obtenção de uma unidade de massa de destilado ( $\dot{m}_d$ ) precisa-se ter duas unidades na alimentação ( $\dot{m}_a$ ), uma unidade saindo pela salmoura ( $\dot{m}_s$ ) e 10 unidades de massa sendo recirculadas ( $\dot{m}_r$ ).

Para entender, na melhor forma, a influência do número de estágios em uma planta dessalinizadora de estágios múltiplos, deve-se entender o esquema apresentado na fig. 3.3, onde o fluido de alimentação é aquecido gradativamente na seção de rejeição de calor e na seção recuperativa para, finalmente, atingir a temperatura máxima no aquecedor de salmoura. Posteriormente, entra nas câmaras flash onde é depressurizado e, portanto, sua temperatura abaixa até a temperatura de saturação e, assim, sucessivamente.

Na medida em que se aumenta o número de estágios, os degraus de temperatura por estágio recuperativo serão menores, fazendo, portanto, que a diferença média de temperatura entre o vapor gerado e a salmoura de alimentação seja maior (supondo fixas as mesmas condições). Isto quer dizer que, para se obter uma capacidade similar, precisa-se de maior área de transferência de calor para evaporadores com menor número de estágios, chegando à situação ideal de infinitos números de estágios para atingir as máximas capacidades. As Fig. 3.4 e 3.5 mostram esta última situação, onde a linha mais fraca com degraus indica o efeito do número finito de estágios. A diferença de temperatura média efetiva, por estágio, será menor que  $T_{\max} - T_{\text{ent}}$ , aumentando a área de transferência de calor para o mesmo desempenho. Se o número de estágios é reduzido, ainda mais, a linha com degraus confunde-se com a linha cheia, tem-se, portanto, que a diferença de temperatura média logarítmica em cada trocador será desprezível, chegando-se ao limite teórico mais baixo possível. Como conclusão, tem-se que altos desempenhos não serão obtidos com pequeno número de estágios, ainda que a área de transferência de calor seja infinita, pois o calor fornecido à salmoura em cada recuperador (por dentro dos tubos), causa uma elevação da temperatura, o que, indubitavelmente, reduz a diferença de temperatura disponível para transferência de calor em cada estágio.

### 3.2 Comparação das Alternativas

Fig. 3.4 Evaporador Tipo Multiflash de Infinitos Estágios

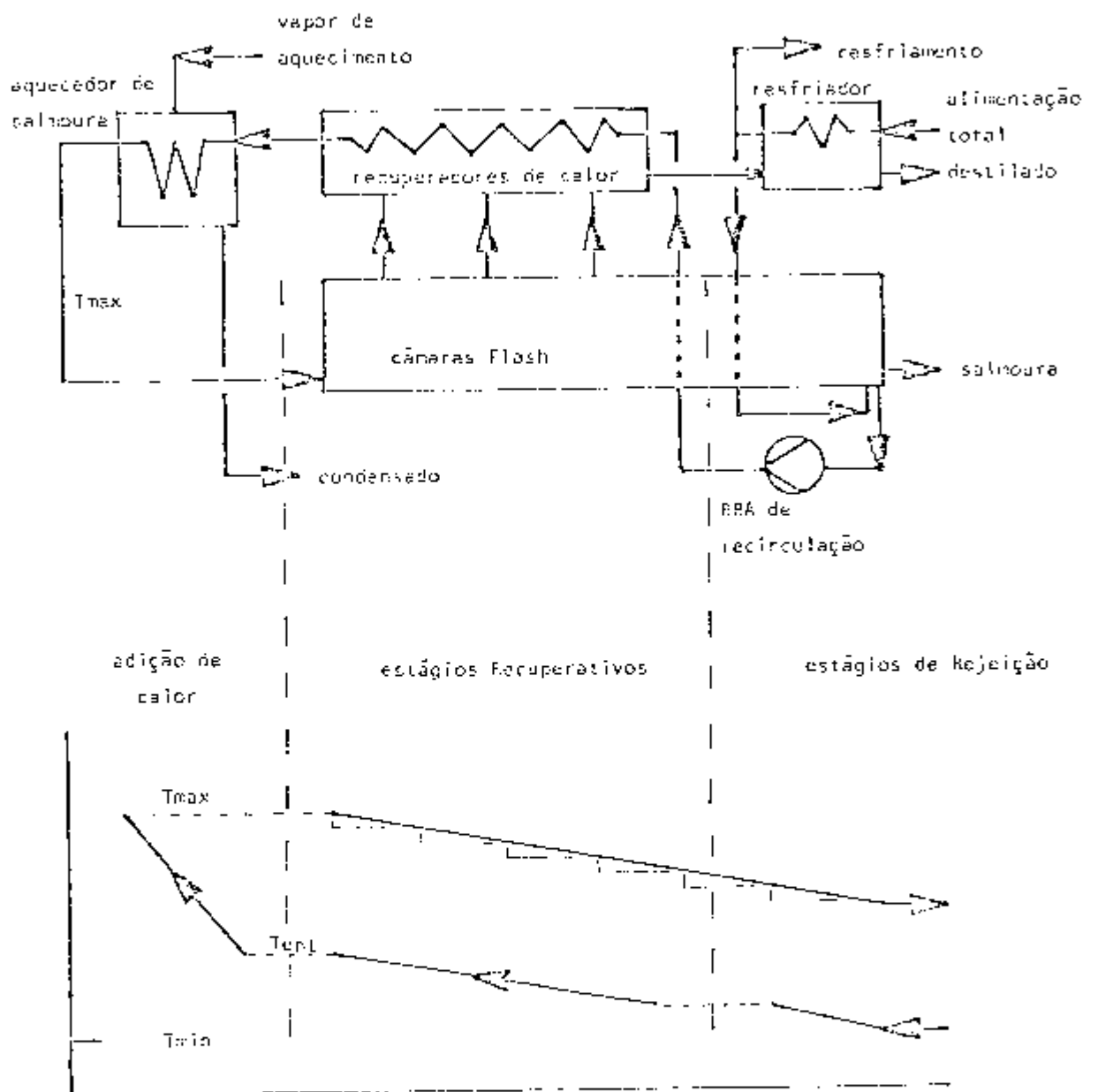


Fig. 3.5 Diagrama de Temperaturas da Salmoura num Evaporador Multiflash de Infinitos Estágios

Basicamente, os dois arranjos são similares mas usa-se princípios diferentes, o que, no fim acarreta certas diferenças marcantes, a respeito do máximo número de estágios e das aplicações possíveis.

Provavelmente, a limitação mais séria que têm os evaporadores de múltiplo efeito ou de "aquecedor submerso" é que a formação da bolha de vapor se produz na superfície de transferência de calor, facilitando as incrustações de sais na superfície de transferência, portanto, deixam de ser práticos para grandes instalações. Sua aplicação é limitada a águas com baixo conteúdo de sais e, deve-se tratar a água de alimentação com ácido sulfúrico para evitar as incrustações. Para fins de exemplo, uma instalação que produz 70 (t/hora) de água destilada consome 6 (litros/hora) de ácido sulfúrico /13/, tendo a alimentação de salmoura somente 2000 ppm de sais.

No caso do evaporador flash, as bolhas formam-se em zonas onde o líquido fica superaquecido pela diminuição de pressão. Sua razão de formação dependerá da presença de núcleos de formação de bolhas, e da presença de gases dissolvidos que atuam como centros de nucleação. A razão de nucleação dependerá também da diferença de temperatura disponível para flash, e das perturbações convectivas ou mecânicas introduzidas no fluxo da salmoura na câmara flash. A deposição de sais só é crítica no interior dos tubos dos trocadores de calor, que pode ser controlada com relativa facilidade e ao custo bem menor que no evaporador múltiplo efeito.

Outras diferenças podem ser citadas, mas estima-se que a indicada é relevante para a aplicação proposta. Além disso, deve-se mencionar que as plantas existentes, hoje em dia, para dessalinizar água do mar, são, em maior parte, do tipo flash. Na Ref. /14/ indica-se que no ano de 1977, 80% das plantas de dessalinização no mundo eram do tipo multíflash, sendo os evaporadores tipo múltiplo efeito usados para dessalinizar águas de rios ou canais interiores de baixa salinidade. Para citar alguns casos, tem-se uma planta dessalinizadora múltiplo efeito de 70 (t/hora) na Refinaria de Hauconcurt alimentada com água do Moselle e outra de mesma capacidade para a Refinaria de Dunkirk, alimentada com água do canal Bourbourg /13/, na França.

No presente trabalho, portanto, para efeitos de análise, usou-se os dados disponíveis para evaporadores de água do mar tipo multíflash, dos quais existe uma variada gama, hoje no mercado, e a níveis de

produção compatíveis com a aplicação prevista.

### 3.3 Acoplamento de Plantas Dessalinizadoras aos Sistemas de Geração de Potência

A água dos oceanos pode ser dessalinizada em uma planta só, ou em uma operação que envolve a produção de eletricidade e água dessalinizadora. A escolha econômica depende de muitos fatores como escala de operação, mercado disponível para potência elétrica e água destilada, etc.

Aparentemente, a geração simultânea de eletricidade e água destilada é mais vantajosa. Sob o ponto de vista termodinâmico, não se tem benefício ao combinar produção de potência com a produção de água mas, se nesta operação é usado calor residual, obtém-se água destilada como produto adicional. Além disso, por problemas de economia de escala, sempre é mais vantajoso ter uma só fonte de vapor do que ter duas e, neste mesmo ponto, são muitos os autores que acreditam que a construção de grandes usinas gerando dois produtos como os indicados, leva a uma substancial redução dos custos de ambos. Deve-se notar que sempre o consumo de energia associa-se a um consumo de água. A Ref. /15/ indica que no ano de 1964, a razão consumo água/consumo de energia era da ordem de 1636 l/kJ. Sem pretender usar esse número como padrão, pelo menos tem-se uma idéia da ordem das necessidades de produção de água associadas com um incremento na produção de energia.

Provavelmente, a melhor forma de apresentar o problema, seja que diante de um requerimento de água dessalinizada, a opção de uma planta dessalinizadora acoplada a uma estação de potência é a mais coerente pelos seguintes motivos:

a) Plantas dessalinizadoras serão construídas em áreas onde se pretende incrementar a produção industrial ou agrícola, portanto, também deve-se incrementar a produção de energia.

b) Turbinas a vapor apresentam um bom acoplamento com os evaporadores, pois o calor requerido por eles pode ser obtido com extrações ou com turbinas de contra-pressão no condensador.

c) Desde que evaporadores da água do mar estarão localizados na costa, não existem problemas de resfriamento dos sistemas de potência associados.

Os sistemas de potência associados com plantas dessalinizadoras, hoje em dia, são de dois tipos, principalmente:

a) Turbina a vapor com baixa pressão no condensador e extração para o evaporador (Jeddah II na Arábia Saudita).

b) Turbina a vapor com contra-pressão no condensador da ordem de 1.5 bar (Tobruk, Derna e Benghazi na Líbia; Porto Torres na Itália).

O tipo de sistema usado dependerá da razão: produção água/produção de energia. Se a produção de água é relativamente pequena, deve-se usar a turbina com vácuo no condensador. A pressão a que o vapor será extraído é uma função do fluxo de vapor para a turbina; se a carga elétrica varia muito, deve-se usar uma alta pressão de extração para manter uma produção constante de água.

No caso de se precisar de grandes quantidades de vapor e, portanto, abundante produção de água, deve-se usar uma turbina com contra-pressão no condensador, tendo como restrição o fato que isto limita a flexibilidade na operação do sistema, pois qualquer flutuação na carga da turbina acarretará flutuações no fluxo do vapor a evaporador, e feito pouco desejável na instalação, embora possam ser feitas modificações no sistema para estabilizar as variáveis.

No presente trabalho pensou-se na possibilidade de gerar grandes quantidades de água para incorporar áreas desérticas ao território útil de um país, portanto, analisa-se, em particular, o caso de turbinas com contra-pressão no condensador acopladas com plantas dessalinizadoras.

## CAPÍTULO 4

TERMODINÂMICA DA USINA NUCLEAR  
E DA PLANTA DE VAPOR ASSOCIADA

## 4.1 Considerações Gerais

Desde as primeiras versões até a moderna concepção do A.V.R. alemão, o desenvolvimento de reatores a gás teve sempre uma motivação principal, que era a de atingir maiores temperaturas na saída do reator, melhorando, com isto, a eficiência termodinâmica do ciclo associado a esse reator. Contudo, a máxima temperatura da fonte quente é só um dos parâmetros que influi na eficiência global do conjunto. Tem-se, também, que obtendo mais trabalho líquido no ciclo, obtêm-se como consequência uma melhora na eficiência e, finalmente, quanto menos calor é rejeitado do ciclo, mais aumentará a eficiência.

Resumindo, as três idéias principais que têm motivado o presente trabalho são:

1 - Aproveitar as vantagens da turbina a gás para se acoplar diretamente na saída do reator, dispondo de temperaturas da ordem de 950°C.

2 - Aumentar a potência líquida disponível na forma de energia elétrica, acoplando um ciclo Rankine ao setor de rejeição de calor do ciclo Brayton.

3 - Acoplar uma planta dessalinizadora tipo multistage na descarga de uma turbina com contra-pressão no condensador (back-pressure turbine), ou como alternativa um ciclo Rankine de baixa pressão (da ordem de 2,5 bar) sem saída de potência, gerando só vapor de processo para o evaporador.

## 4.2 Alternativas Analisadas

A resposta à pergunta de como acoplar, na melhor forma, os componentes, dependerá das condições de operação desses componentes e do tipo de serviço que prestará à instalação. Idéias de arranjo dos com-



ponentes podem ser muito numerosas, mas a idéia do trabalho é analisar uma instalação desde o ponto de vista conceitual, deixando as variantes para os projetos específicos que ficam fora do escopo do presente trabalho. Na Fig. 4.1 mostra-se, esquematicamente, as alternativas que serão analisadas.

No caso A tem-se um ciclo Brayton sem regeneração e com resfriamento intermediário; isto traz, como consequência, uma alta temperatura dos gases na saída da turbina, podendo-se, então, acoplar um ciclo Rankine com alta pressão e alta temperatura, permitindo uma geração adicional de potência.

No caso B, o ciclo Brayton é operado com regeneração. A eficiência do ciclo Brayton melhorará, mas a temperatura dos gases na saída do regenerador não será tão alta como no caso anterior; permitindo só operar ciclos com média ou baixa pressão, dependendo da razão de compressão com a que está se operando o ciclo Brayton. Logicamente, o nível de potência elétrica fornecido pelo ciclo Rankine dependerá da pressão, temperatura e vazão dos gases. Se a pressão é muito baixa não será econômico acoplar uma turbina ao ciclo Brayton pelas dimensões excessivas que ela deveria ter. Por estas razões, também, analisa-se um caso mais simples como o mostrado no caso C, onde o ciclo Rankine não gerará potência adicional e todo o vapor de baixa pressão produzido, alimentará a planta evaporadora tipo multiflash.

#### 4.3 Aspectos Gerais dos Ciclos Envolvidos

Das alternativas propostas na Seção anterior, nota-se que existem três circuitos diferentes envolvidos:

- 1 - Circuito primário de Hélio
- 2 - Circuito secundário de vapor
- 3 - Circuito de água salgada - água destilada

Pode-se propor, provavelmente, alternativas ou acoplamentos mais simples, porém o critério de acoplamento foi o de máxima segurança da alternativa, do ponto de vista da contaminação radioativa de tal forma que entre o circuito primário de mais alta probabilidade de contaminação e o circuito do destilado, tem-se um ciclo secundário fazendo o papel de isolante de modo que o destilado, por hipótese nenhuma, possa ser contaminado. Concluindo, este tipo de arranjo é, por si só, seguro

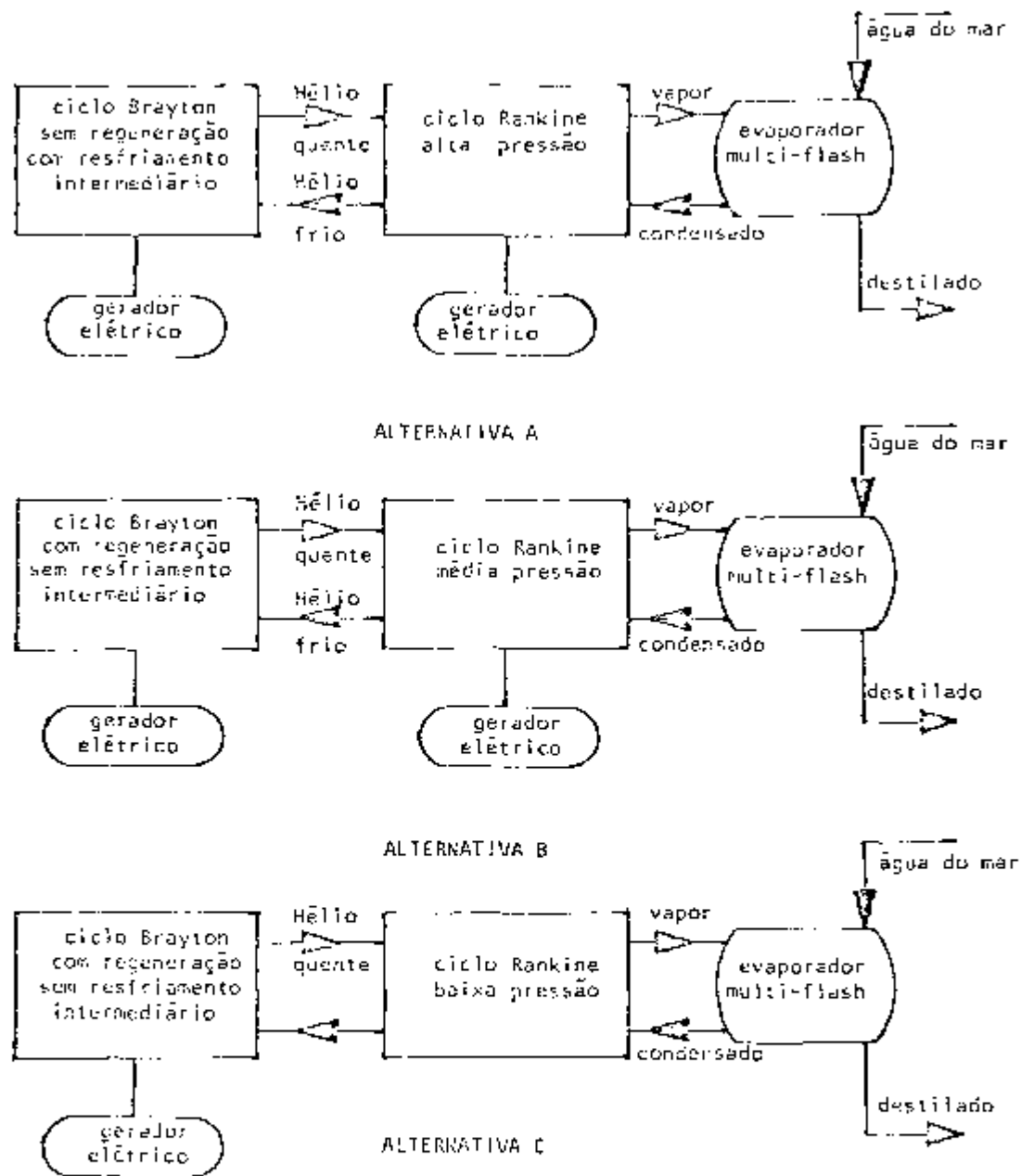


Fig. 4.1 Esquema Modular das Alternativas

desde o ponto de vista de contaminação radioativa e sua segurança pode melhorar, ainda mais, ao se acoplar sistemas de controle próprios de uma instalação nuclear.

#### 4.3.1 Circuito Primário de Hélio

Uma das primeiras decisões a se tomar foi se o circuito deveria ou não ter resfriamento intermediário, pois o ganho em eficiência é só da ordem de 2 ou 4% /17/. Por outro lado, sem resfriador intermediário, o arranjo é simplificado, diminuindo o número de dutos e trocadores de calor, trazendo, como consequência que, no caso de versões integradas, os custos sejam levemente menores para a opção sem resfriamento, ainda que se tenha um decréscimo na eficiência /16/.

Outro ponto interessante é que ao usar resfriamento intermediário, aumenta-se o calor adicionado no reator, pois os gases na saída do compressor são mais frios. Adicionalmente a temperatura do gás de baixa pressão na saída do recuperador é menor, abaixando a disponibilidade desses gases quentes.

Como se pretende utilizar os gases justamente para produzir vapor, escolhe-se a opção sem resfriamento intermediário para aquelas alternativas com regenerador. Mas, no caso da alternativa A, inclui-se, pois estima-se que a temperatura dos gases é o suficientemente alta e a complexidade já não é tão crítica, pois não existe o regenerador.

#### 4.3.2 Circuito Secundário de Vapor

No caso do ciclo Rankine, escolhe-se, também, um circuito relativamente simples, evitando incluir extrações de vapor e aquecedores de água de alimentação, pois a pressão de trabalho deles, assim como o número, dependerá de métodos computáveis de otimização para um projeto em particular. Embora as alternativas estudadas não constituem um projeto, tem-se considerado aspectos gerais de segurança e controle do sistema. Assim, no caso das alternativas com geração de potência no ciclo Rankine, inclui-se duas turbinas, uma trabalhando com vácuo no condensador que é a encarregada de absorver as pequenas flutuações de carga do sistema, e outra trabalhando com pressões no con-

densador de 1,4 bar, com as condições mais estáveis possíveis, para não prejudicar a produção de água dessalinizada do evaporador multi-flash associado. Deve-se, também, levar em conta, que o ciclo Rankine mediante seu gerador de vapor, é o meio refrigerador mais importante para o circuito de gás, tendo que ser incluídos, em projetos específicos, sistemas de resfriamento de emergência, tanto no circuito de gás como no circuito de vapor.

O mesmo critério assinalado anteriormente considera-se no ciclo Rankine sem geração de potência, pois uma fração do gás quente será desviado às torres de resfriamento ou trocadores de calor gás-água convencionais e, justamente esse gás desviado, dará uma maior flexibilidade às instalações para absorver as flutuações de carga sem prejudicar o rendimento do evaporador.

#### 4.3.3 Circuito Aberto Água de Mar - Água Destilada

A denominação de circuito, neste caso, não é da mais exata, porém, usa-se para reforçar a idéia que o sistema água salgada-água destilada acha-se totalmente isolado dos ciclos primário e secundário por aspectos de contaminação, conceito que deve ficar perfeitamente esclarecido, pois a água produzida seria consumida direta ou indiretamente pelos seres humanos. Exceção deve ser feita àquelas instalações em que se pode produzir água para ser utilizada em complexos industriais como água de processo.

Para os níveis de água evaporada que se pretende produzir nas referidas alternativas, da ordem de milhares de litros por segundo, precisa-se de evaporadores multíflash de grande capacidade. Algumas das maiores instalações existentes, hoje, são mostradas na Tabela 4.1. Pode-se apreciar que a capacidade, por unidade, dessas instalações, está na faixa de 200 a 300 l/s, devendo-se, portanto, acoplar várias unidades em paralelo, para se obter uma grande produção. Concepções mais modernas que mudam a geometria dos trocadores de calor, estão sendo estudadas, acreditando-se que unidades de 440 a 1100 l/s possam ser construídas com a tecnologia existente hoje em dia e aos custos proporcionalmente mais baixos. Deve-se acoplar menor número de unidades, em paralelo, para uma alta produção. Por exemplo, usando unidades de 1000 l/s para uma usina de 4000 l/s tem-se um custo de in-

TABELA 4.1 /18/

## EVAPORADORES MULTIFLASH DE GRANDE PORTE

PLANTA	CAPACIDADE migd (1/s)	Nº DE UNIDADES	CAPACIDADE POR UNIDADE migd (1/s)
PORTO TORRES (ITALIA)	11,7 (512)	2	3,8-7,9 (166,9-346)
HONG KONG	40 (1752)	6	6,6 (289)
RAS ABU FONTAS (QATAR)	40 (1752)	8	5 (219)
SHUWAIK (KUWAIT)	54 (2366)	9	6 (263)
DOHA EAST (KUWAIT)	42 (1840)	7	6 (263)
DOHA WEST (KUWAIT)	72 (3154)	12	6 (263)
JEDDAH III (ARABIA SAUDITA)	20 (876)	4	5 (219)
JEDDAH IV (ARABIA SAUDITA)	50 (2190)	10	5 (219)
YANBU-MEDINA (ARABIA SAUDITA)	25 (1095)	5	5 (219)
AL JOBAIL I (ARABIA SAUDITA)	30 (1314)	6	5 (219)
AL KHOBAR II (ARABIA SAUDITA)	50 (2190)	10	5 (219)
AL JOBAIL II (ARABIA SAUDITA)	175 (7667)	35	5 (219)

versão 27% mais baixo que usando 20 unidades de 200 l/s /18/.

Os parâmetros normalmente usados em grandes instalações são mostrados na Tabela 4.2

Tabela 4.2

Parâmetros Usuais em Grandes Plantas de Dessalinização

- Razão de Desempenho .....	6	a	10	kg/kgv.
- Temperatura Água do Mar .....			32	°C
- Salinidade .....	35.000	a	45.000	ppm
- Velocidade dentro dos Tubos .....	1.8	a	2.2	m/s
- Fluxo Específico de Salmoura ....	165	a	330	kg/sm

A Razão de Desempenho (Performance Ratio) expressa a mas sa de água produzida por massa de vapor condensado aos níveis de temperatura e pressão usadas nas plantas MSF (Multi Stage Flash). No entanto, o parâmetro Fluxo Específico de Salmoura expressa a vazão de salmoura na recirculação por largura média do canal de salmoura.

O dado que será usado na avaliação das alternativas será uma Razão de Desempenho de 9 kg/kgv, não considerando o comportamento das variáveis próprias do evaporador, pois, normalmente, o fabricante deste tipo de equipamentos é quem fornece o melhor ajuste das variá veis para a operação mais eficiente.

#### 4.4 Equacionamento do Problema

##### 4.4.1 Considerações Gerais

O problema é analisar o comportamento das variáveis nas diferentes alternativas indicadas, de modo a permitir uma avaliação básica da potência que poderia ser gerada, o dimensionamento de seus principais componentes e a produção de destilado que se pode esperar de um arranjo determinado.

Evidentemente que, neste tipo de avaliação, não existe uma única alternativa solução. Os resultados de cada avaliação serão discutidos e analisados cuidadosamente, para obter deles o máximo de dados. Fazendo-se uma boa análise, acredita-se que possa obter uma fon te conceitual de informação, para avaliar um projeto específico no fu

turo.

#### 4.4.2 Componentes Principais

##### A - Circuito de Hélio

- 1) Reator Nuclear tipo HTGR, gerando gases a uma temperatura da ordem de 950°C.
- 2) Uma ou mais turbinas a gás em paralelo que sejam capazes de gerar cerca de 1.000 WMe usando Hélio como fluido de trabalho.
- 3) Compressores de gás capazes de fornecerem uma razão de compressão da ordem de 3 com ou sem resfriamento intermediário, dependendo da aplicação.
- 4) Regenerador ou Recuperador de calor que permita a baixar a carga térmica do reator nuclear, com uma eficiência de recuperação da ordem de 90%.

##### B - Circuito de Vapor

- 1) Um gerador de vapor de dimensões e capacidade compatíveis com a aplicação prevista. Informação adicional será fornecida em seção posterior.
- 2) Turbinas a vapor, tanto de tipo com vácuo ou com pressão positiva no condensador. Também, serão comentadas mais adiante.
- 3) Condensador com pressão de 1.4 bar que servirá como aquecedor de salmoura de circulação do evaporador MSF, para que a salmoura atinja uma temperatura máxima de 90 - 100°C.
- 4) Um trocador de calor de contato direto (coletor dos condensados do condensador a vácuo e do condensador a pressão positiva).
- 5) Bombas de alimentação que elevam a pressão aos níveis requeridos.

##### C - Circuito Aberto Água do Mar - Água Destilada

Na análise, o evaporador tipo MSF é considerado como uma "caixa preta" que recebe o calor latente de condensação de uma unidade de massa de vapor a 1.4 bar e gera 9 unidades de massa de á-

gua destilada apta para o consumo humano.

#### 4.4.3 Equacionamento e Dados Disponíveis

No equacionamento do problema considera-se desprezíveis os efeitos de queda de pressão nos circuitos. Nos trocadores de calor, condensadores, reator e gerador de vapor, os processos são, supostamente, adiabáticos.

Nos componentes rotativos considera-se uma eficiência isentrópica da ordem de 90%.

Cada alternativa tem seus próprios equacionamentos, mas, certas alternativas são coincidentes em alguns pontos, portanto, apresenta-se os equacionamentos nos apêndices em forma modular por circuito, devendo-se usar as condições de contorno para acoplar os circuitos respectivos em cada alternativa.

Na fig. 4.2 mostra-se um circuito primário típico com seus componentes principais. Da mesma forma na Fig. 4.3 mostra-se um circuito de vapor do tipo analisado e o acoplamento com o evaporador tipo MSF.

Os equacionamentos respectivos de cada circuito acham-se nos apêndices seguintes:

- Circuito A - Brayton com regeneração e sem resfriamento intermediário no Apêndice A.
- Circuito B - Brayton sem regeneração e com resfriamento intermediário no Apêndice C.
- Circuito C - Rankine com geração de potência elétrica adicional no Apêndice D.
- Circuito D - Rankine sem geração de potência adicional no Apêndice E.

Nas Figuras 4.4 a 4.6 mostra-se um esquema geral de cada uma das alternativas com os seus componentes respectivos.

O Circuito A foi discutido anteriormente, quando analisou-se as características do ciclo Brayton e o comportamento dos parâmetros mais importantes, portanto, nesta secção é omitido.

No Circuito B a situação muda bastante, como mostram os diagramas T-S nas Figuras 4.7 e 4.8, pois ao se adicionar o resfriamento



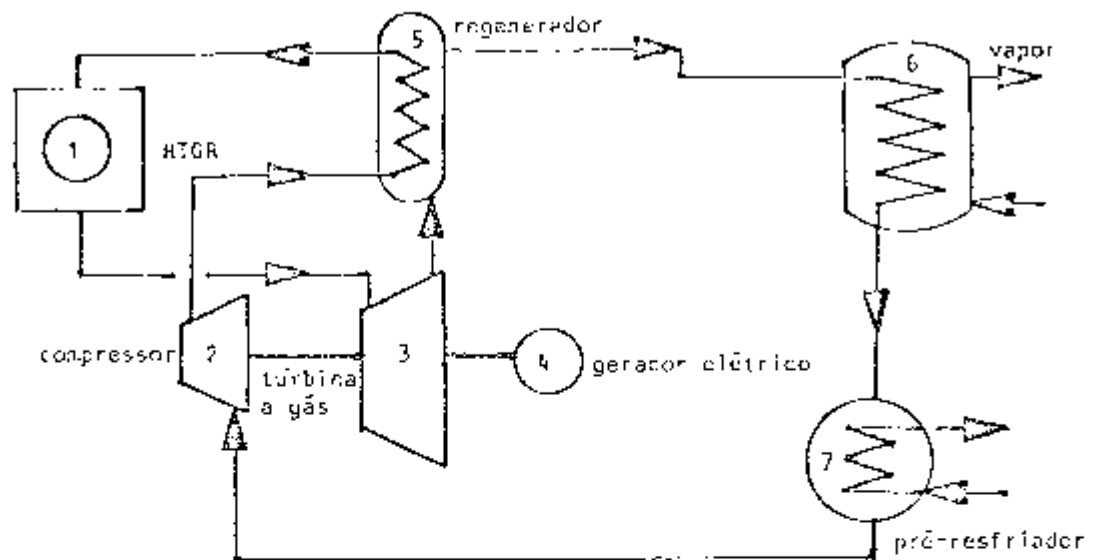


Fig. 4.2 Esquema do Circuito Primário do Hélio

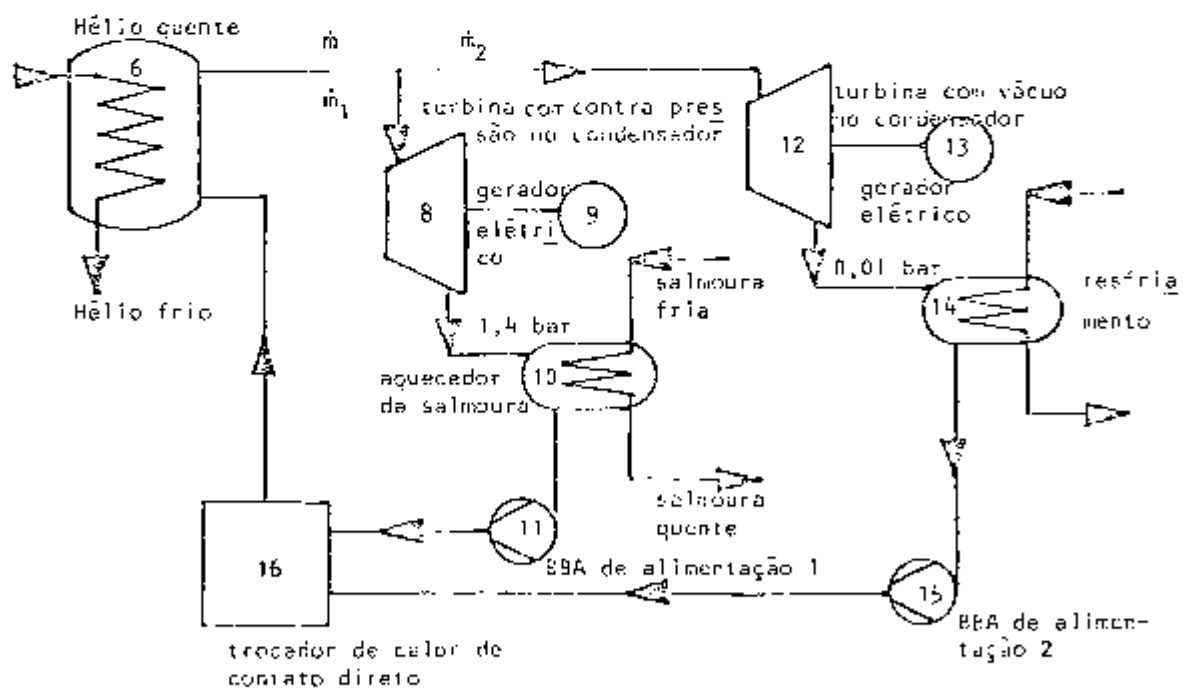


Fig. 4.3 Esquema do Circuito Secundário do Vapor

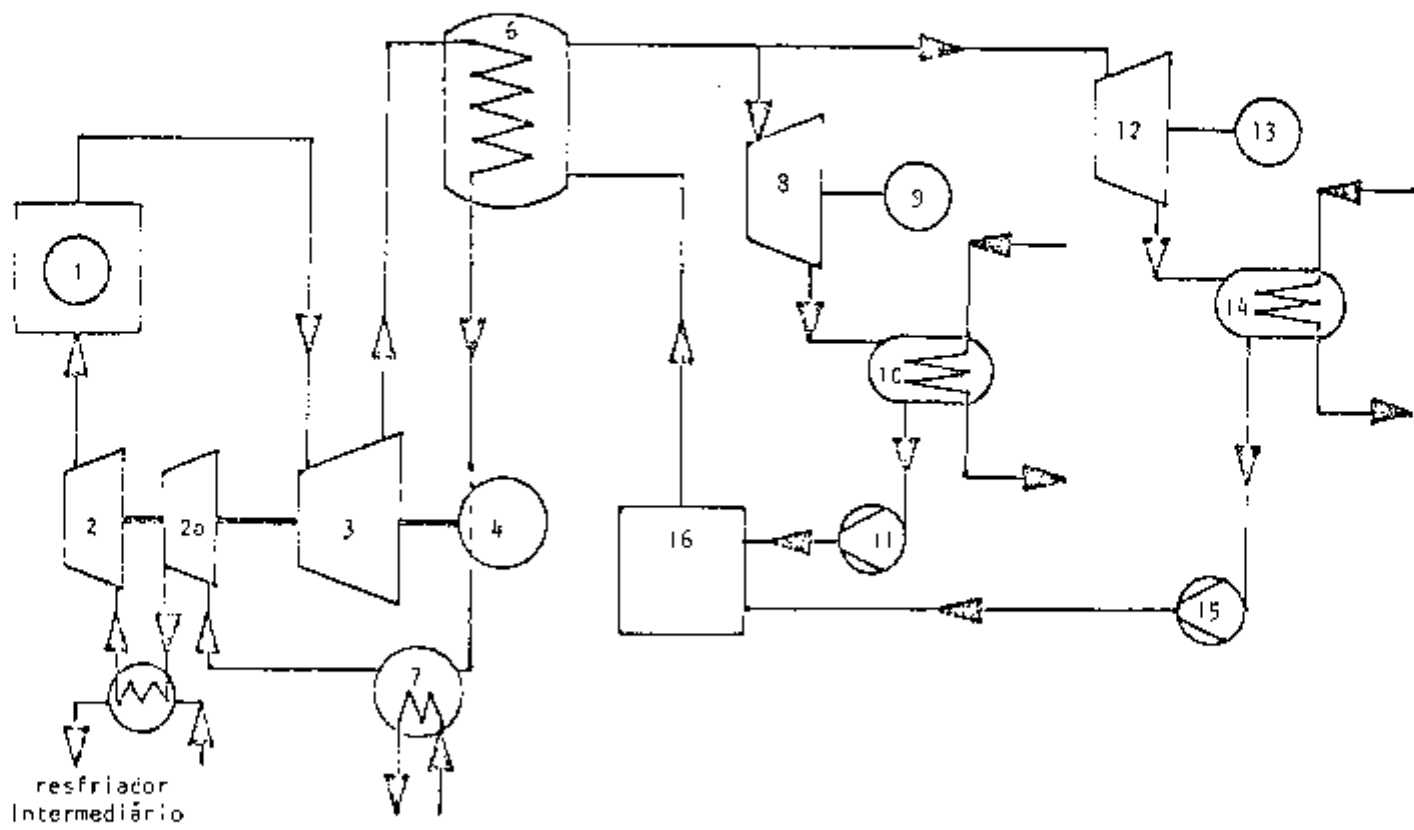


Fig. 4.4 Esquema da Alternativa A

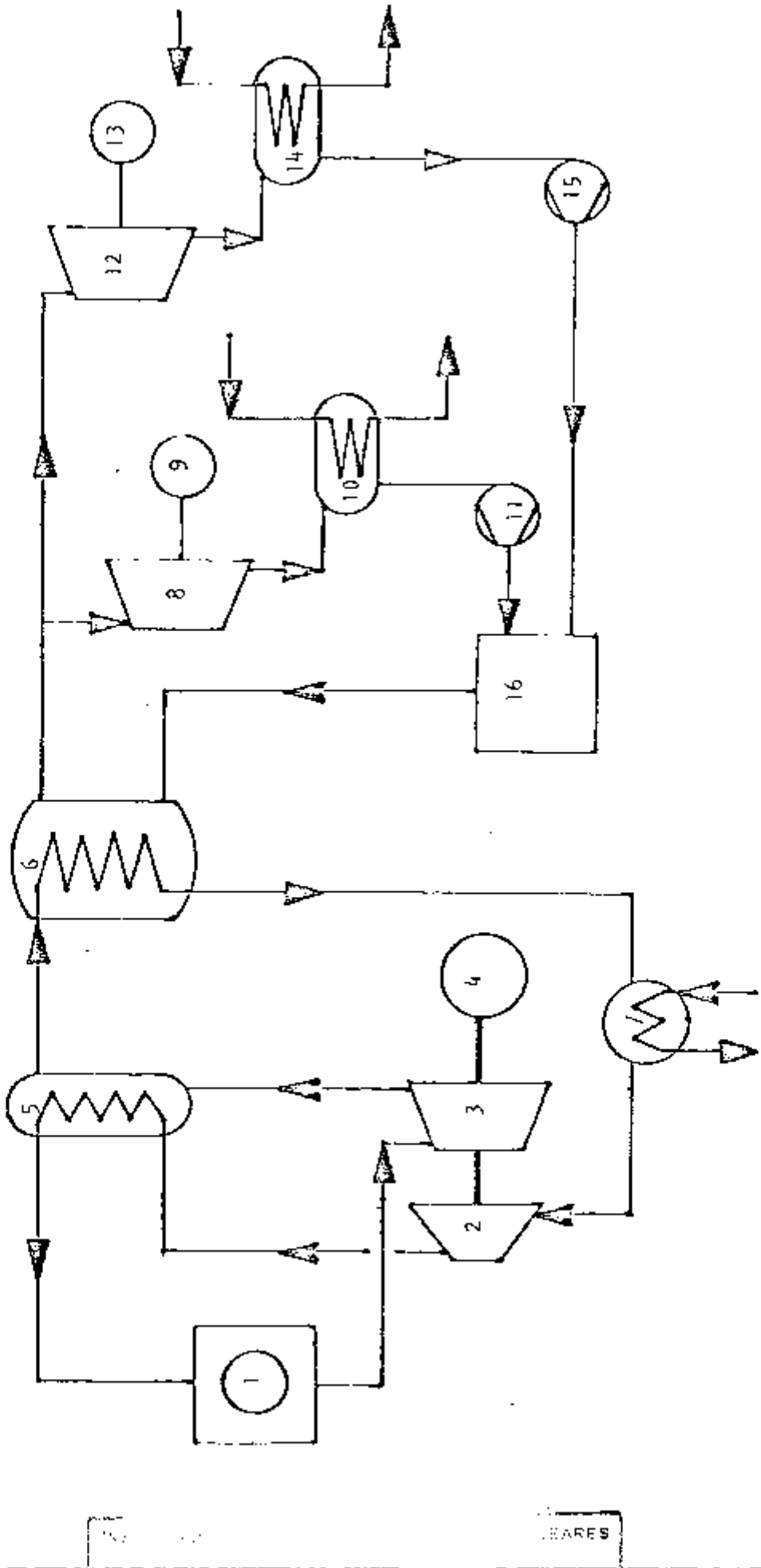


Fig. 4.5 Esquema da Alternativa B

BARRES

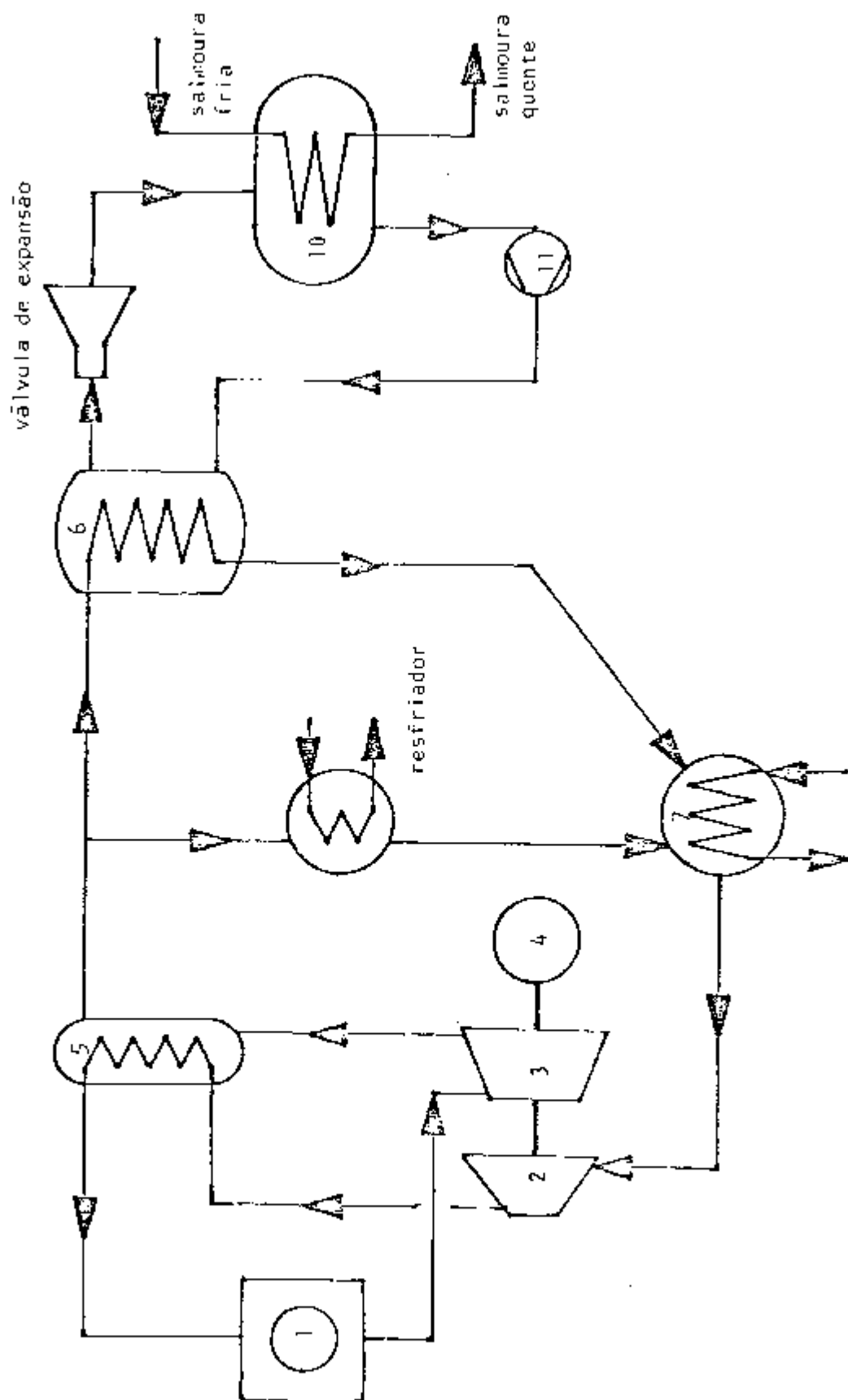


Fig. 4.6 Esquema da Alternativa C

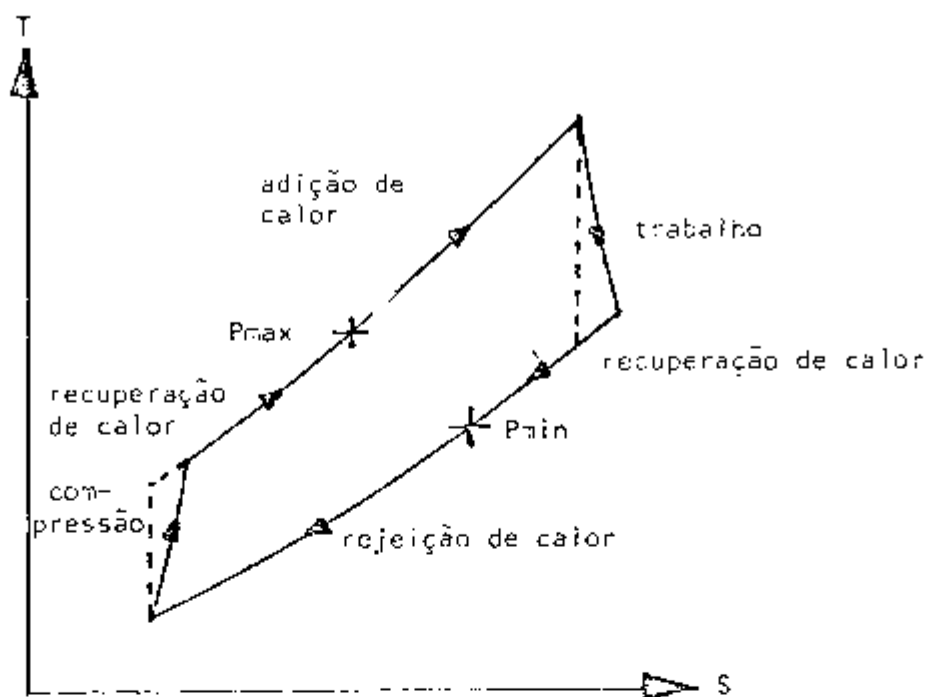


Fig. 4.7 Diagrama Temperatura/Entropia do Ciclo Brayton sem Resfriamento Intermediário, com Regeneração

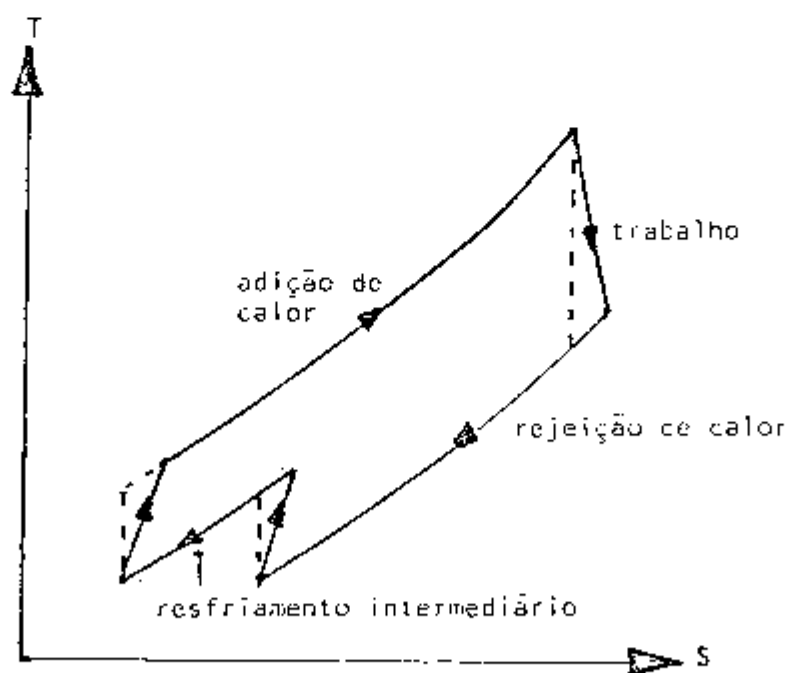


Fig. 4.8 Diagrama Temperatura/Entropia do Ciclo Brayton com Resfriamento Intermediário, sem Regeneração

mento intermediário, o trabalho de compressão diminui, restando, no eixo, uma potência líquida maior, mas como não existe regeneração, o calor adicionado no reator é bem maior e, no fim, a eficiência global é menor. De qualquer forma, uma análise mais detalhada será feita na discussão final dos resultados obtidos para as diferentes alternativas.

Na formulação do ciclo Rankine existem, também, duas alternativas que dependem do circuito de gás usado. No caso do Circuito C há geração de potência, ou seja, o vapor saturado ou superaquecido, dependendo do caso, é expandido em uma turbina. Este trabalho é efetuado desde os pontos 5 a 6 da Fig. 4.9. Deste o ponto 6 até o 1 o calor é rejeitado do sistema a uma certa temperatura. Para o caso específico, em que o calor rejeitado é utilizado em uma planta evaporadora tipo flash, precisa-se de uma temperatura de rejeição da ordem de 100°, o que limita a pressão no condensador em cerca de 1 bar.

Antes de discutir o ciclo Rankine sem geração de potência (Circuito D), é importante analisar um fenômeno que se apresenta na expansão de um gás, conhecido como efeito "Joule-Thomson". O método de Joule-Thomson de resfriamento do gás, mediante expansões sem fazer trabalho, é utilizado em criogenia, principalmente na liquefação, separação e purificação de gases. No processo conhecido como estrangulamento, a pressão do gás é reduzida ao fluir por um tubo, estrangulamento ou qualquer restrição. Trata-se de um processo isentálpico e para gases perfeitos, também, não há mudança de temperatura depois que o equilíbrio é atingido. Porém, os gases reais não são perfeitos e, normalmente, há mudança de temperatura.

O que acontece em uma expansão depende do gás, da pressão relativa e das condições de temperatura. Em diferentes condições, um mesmo gás pode experimentar um aumento, diminuição ou não alteração de sua temperatura. Este efeito pode ser visualizado num desenho, no qual se tenha plotado as linhas de entalpia constante em um diagrama temperatura pressão. Nas regiões onde o gradiente da curva é positivo, ocorre um resfriamento do gás na expansão e, com gradiente negativo, o contrário. O coeficiente de Joule-Thomson quantifica este efeito e é representado pela equação 4.1.

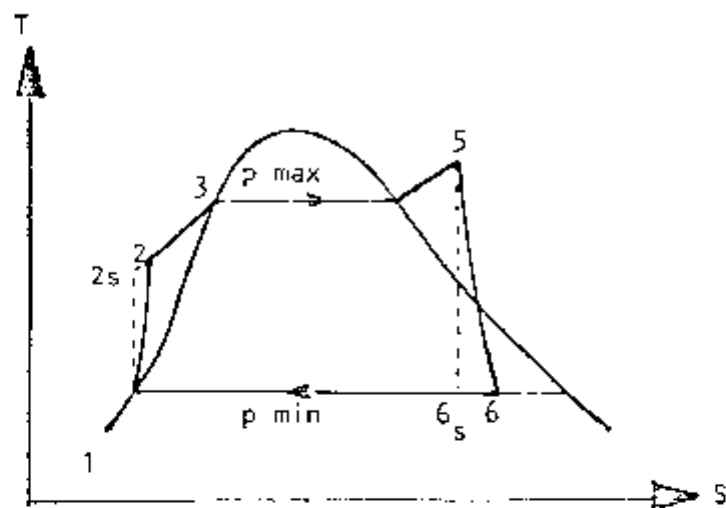


Fig. 4.9 Diagrama Temperatura/Entropia do Ciclo Rankine com Geração de Potência

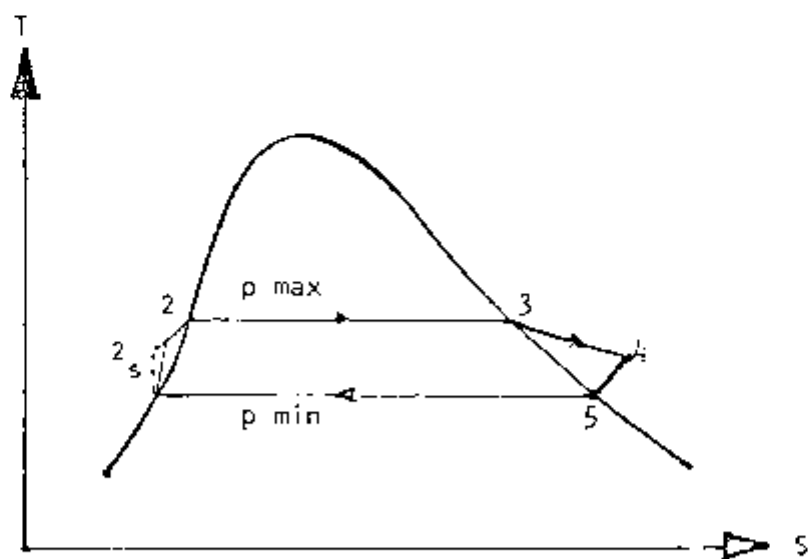


Fig. 4.10 Diagrama Temperatura/Entropia do Ciclo Rankine com Expansão Isoentálpica

$$\mu = \frac{dT}{dp} \quad (4.1)$$

Seu valor é positivo para efeitos de resfriamentos e negativo para aquecimento.

No caso específico do vapor, a informação pode ser obtida do Diagrama de Mollier, e nas faixas mostradas pelo diagrama, observa-se que o coeficiente de Joule-Thomson é sempre positivo, exceto na faixa de alto superaquecimento e baixa pressão em que o vapor se comporta como um gás quase ideal, sendo  $\mu$  aproximadamente constante.

Um efeito interessante é que acima de 30 bar a expansão pode fazer saturar um vapor superaquecido, enquanto com pressões inferiores, um vapor saturado seco ou de qualidade 100% depois da expansão, tornar-se-á vapor superaquecido, porém a temperatura final será mais baixa que no começo da expansão. O efeito antes indicado explica o formato do ciclo mostrado na Fig. 4.10, onde o gás ao ser expandido de 3 a 4 passa de vapor saturado seco a vapor superaquecido.

O motivo desta última alternativa é só um problema de segurança inerente, evitando o risco associado ao aquecimento da salmoura diretamente com o gás, ainda sabendo que com esta solução se perde eficiência. O equacionamento deste ciclo é mostrado no Apêndice E.

Dependendo do tipo de alternativa analisado haverá ou não a necessidade de um componente chamado trocador de contato direto, que é simplesmente, um coletor de fluídos de entalpias diferentes, e como se supõe processos adiabáticos, a entalpia de saída é a média aritmética das entalpias de entrada, ponderadas com a vazão correspondente. Em instalações reais, esta função poderá ser assumida pelo desaerador. As equações são mostradas no Apêndice F.

#### 4.5 Dimensionamento do Gerador de Vapor

Certamente, um dos componentes mais importantes em cada uma das alternativas analisadas é o gerador de vapor, pois o sucesso na geração de energia elétrica de qualquer planta termelétrica em geral, depende da eficiência e confiabilidade do gerador de vapor. Este componente deve trabalhar em altas pressões e temperaturas por longos períodos com a mínima manutenção, e mantendo os bons rendimentos do pro



jeito.

Para fins nucleares, existem duas alternativas: o gerador tipo coletor, de circulação natural ou forçada, e o tipo de passo único (Once-Through) de circulação forçada. O tipo coletor é o convencionalmente usado em caldeiras de combustíveis fósseis. No caso nuclear, a situação muda um pouco, pois o meio quente que fornece o calor para vaporizar, é introduzido no vaso de pressão. Assim, no caso do PWR (Pressurized Water Reactor) é normalmente usado o gerador de vapor tipo "U" com recirculação natural, onde a água do primário circula em tubos "U", vaporizando a água do secundário. No caso de BWR (Boiling Water Reactor) as barras combustíveis seriam o aquecedor, mas, neste caso, a circulação não é natural, precisando-se de bombas que produzem a circulação forçada.

No caso do gerador de vapor tipo passo único de circulação forçada, a água de alimentação é fornecida diretamente ao interior dos tubos do gerador, a evaporação ou mudança de fase se produz gradativamente no comprimento do circuito. Quando a mudança de fase é total, o fluido continua se movimentando no interior dos tubos até atingir o grau de superaquecimento desejado.

O uso do gerador de vapor tipo passo único tem aumentado, consideravelmente, nos últimos anos, devido, principalmente, às vantagens que apresenta ao se comparar com os do tipo coletor, entre elas: /19/

- a) A pressão do vapor não está limitada;
- b) Baixo peso;
- c) O máximo de temperatura é atingível em uma variada faixa de carga (normalmente de 25% - 100 % de carga);
- d) A eliminação das grossas paredes do coletor diminui a sensibilidade metalúrgica por mudanças na temperatura;
- e) Tempos de partida e parada são menores;
- f) Superfícies de superaquecimento são sempre resfriadas, ainda na partida;
- g) A temperatura do vapor é bem controlada durante a partida e a parada, para satisfazer os requerimentos da turbina;
- h) São possíveis deslocamentos na pressão de operação;
- i) Flutuação na pressão não bloqueia a circulação;
- j) Grande liberdade para fazer os arranjos das superfícies de

transferência de calor;

k) Alta disponibilidade.

Porém, existem algumas desvantagens que devem ser mencionadas:

a) O controle químico da água de alimentação é mais crítico;

b) O consumo da bomba de alimentação é muito maior pela grande queda de pressão experimentada dentro dos tubos;

c) Necessidades de sistemas controles mais sofisticados, em particular, durante transientes;

d) Para manter a estabilidade do fluxo nos múltiplos circuitos em paralelo, sua carga mínima é limitada a uns 25% - 30% da carga máxima.

Tendo como base os antecedentes apresentados anteriormente, pensa-se que este tipo de gerador de vapor é o melhor para se acoplar aos elementos de um HIGR, com o circuito primário e o gerador de vapor integrado no "PCRV".

No Apêndice G apresenta-se um balanço termodinâmico muito simples, para o gerador de vapor, identificando as variáveis conhecidas e as outras que devem ser calculadas. Para o cálculo das variáveis não conhecidas, pode-se adotar um critério determinado, e fazer o balanço geral da alternativa, mas como no caso presente as condições de cada alternativa têm uma grande variação, preferiu-se fazer um programa que dimensiona dinamicamente, e de forma simples, a superfície de transferência de calor, para qualquer condição. O equacionamento básico acha-se, também, no Apêndice G, e o fluxograma para o dimensionamento, no Apêndice H. O dimensionamento é dinâmico no sentido de: calcular um gerador de vapor superaquecido ou saturado, dependendo da temperatura do Hélio na entrada, e de subir e abaixar a pressão do vapor obtido para ajustar-se a essas condições.

O critério de ajuste usado foi que esta secção do programa calcule a diferença de temperaturas entre o Hélio e o vapor na entrada e na saída, ou seja, calcula  $(T_1 - T_8)$  e  $(T_4 - T_5)$  da Fig. 4.11, de tal forma que a diferença de temperatura  $(T_3 - T_6)$  (Pinch Point) não seja maior de  $11^\circ\text{C}$  e menor de  $10^\circ\text{C}$ . Além disso, o fluxo de calor médio nas paredes não deve ultrapassar  $40 \text{ kW/m}^2$ , para evitar um gerador de vapor muito volumoso.

Os coeficientes de transferência de calor usados são mostrados

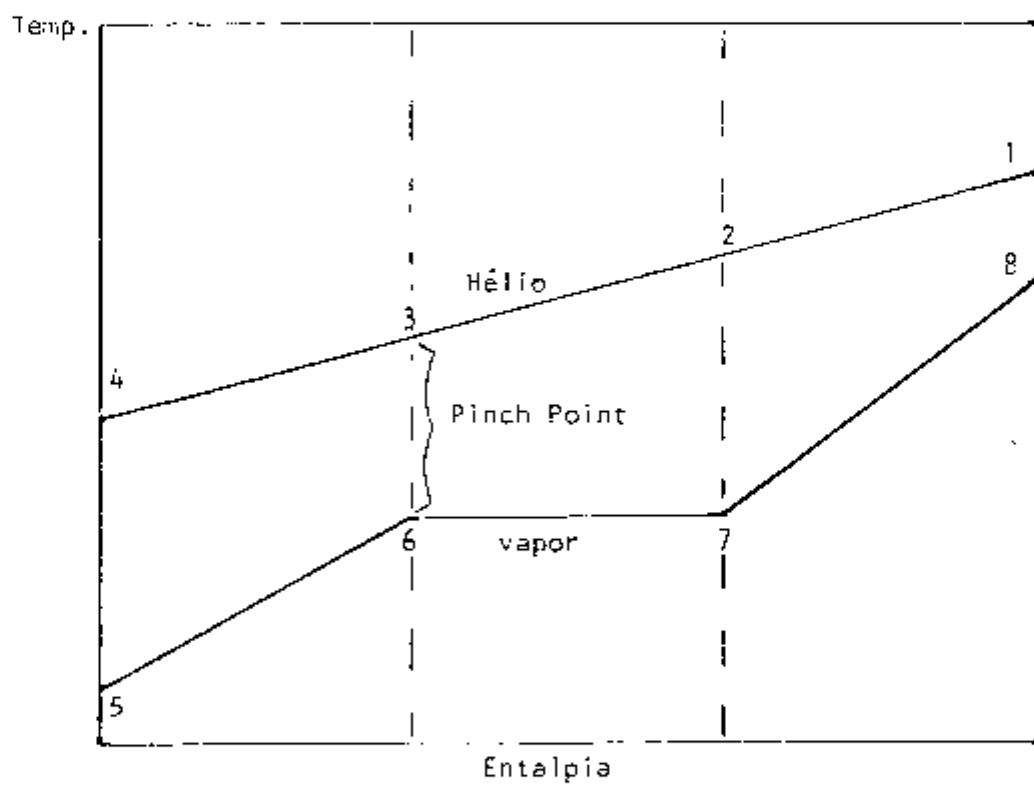


Fig. 4.11 Diagrama Temperatura/Entalpia para o Gerador de Vapor

na Tabela 4.3, tanto interna como externamente aos tubos.

Tabela 4.3 /19, 20/

Coeficientes de Transferência de Calor (em $\text{kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$ )	
- Lado do Hélio .....	1,2
- Lado do vapor superaquecido .....	1,2
- Setor de Água em Ebulição .....	30,0
- Setor de Água em Estado Líquido .....	4,5

Os altos coeficientes de transferência de calor devem-se ao fato de que neste tipo de instalações trabalha-se com números de Reynolds muito altos.

Obviamente, existem arranjos de gerador de vapor mais complexos, seja por considerar reaquecimento ou geração de vapor em duas pressões diferentes, porém, deve-se enfatizar, mais uma vez, que a idéia do estudo é uma análise conceitual das alternativas.

#### 4.6 Turbinas a Vapor com Contrapressão no Condensador

Tem-se discutido que na aplicação prevista é necessário que o calor rejeitado no condensador tenha uma temperatura da ordem de 100-110 $^\circ\text{C}$ , de modo que a salmoura no evaporador tipo flash possa atingir uma temperatura máxima na faixa de 90 a 100 $^\circ\text{C}$ .

A única forma que isto pode ser feito (para os volumes de água requeridos) é usando uma turbina que trabalhe com pressões positivas no condensador, da ordem de 1,4 bar. Porém, é conhecido que a eficiência ou, ainda mais, a potência gerada por uma turbina a vapor depende em grande medida, da razão de expansão do vapor usado. Portanto, o fato de usar pressão positiva no condensador, prejudica a geração de potência na turbina.

Um evaporador tipo flash não pode ser considerado como uma máquina térmica e sim um trocador de calor particular, pois isolando o evaporador em um volume de controle, tem-se, na entrada, um fluxo de água salgada de alimentação e o vapor de aquecimento, enquanto, na saída, a salmoura, o destilado e o fluxo do condensado. O trocador é particular no sentido que o balanço termodinâmico é perfeitamente vã-

lido, porém o fluxo de alimentação da água do mar desdobra-se em água destilada e salmoura, não sendo possível representar este desdobramento com um parâmetro termodinâmico simples.

Existem alguns parâmetros que podem ser usados como a razão de desempenho (vazão de destilado/vapor de vapor) ou consumo específico (energia consumida/unidade de massa de produto), porém eles são só indicativos do aproveitamento relativo do vapor de alimentação, não sendo possível, portanto, associá-los com o conceito de eficiência térmica que compara a energia obtida com a energia fornecida, pois no evaporador o produto obtido não é energia, e sim água.

Intuitivamente, percebe-se que tendo uma produção maior de água tem-se um aproveitamento melhor da energia fornecida, porém, no caso do aproveitamento do calor rejeitado na turbina de contrapressão, essa água é obtida em prejuízo da potência elétrica gerada pela turbina, fazendo-se necessário associar produção de água com energia, de forma a usar um critério padrão na avaliação das alternativas.

Estima-se que uma forma de compatibilizar a produção de água com energia, é relacionar o consumo de energia de uma instalação que produz potência elétrica e calor rejeitado à temperatura de operação do destilador, com outra instalação em que o calor é rejeitado a um condensador com vácuo, devendo-se, portanto, gerar vapor adicional para o destilador.

Define-se um fator denominado fator de utilização do rejeito (FUR), que representa a forma em que a energia está sendo utilizada, análogo à eficiência térmica, só que inclui como fator de melhoria, o fato que uma parte do calor rejeitado está sendo usada para aquecer a salmoura do destilador. Da forma seguinte:

$$FUR = \frac{POTÊNCIA LÍQUIDA GERADA + VAPOR USADO NA DESTILAÇÃO}{CALOR ADICIONADO NO REATOR} \quad (4.2)$$

Define-se um fator associado com a geração adicional de energia térmica (FAE), para fornecer o calor necessário de operação na planta evaporadora, já que o rejeito não pode ser utilizado em instalações com vácuo no condensador. Da forma seguinte:

$$FAE = \frac{POTÊNCIA LÍQUIDA GERADA}{CALOR ADICIONADO NO REATOR + CALOR FORNECIDO PARA O DESTILADOR} \quad (4.3)$$

Por último define-se o fator de ganho como sendo o quociente entre FUR e FAE:

$$FG = \frac{FUR}{FAE} \quad (4.4)$$

O fator de utilização do rejeito permite avaliar o aproveitamento da energia nas respectivas alternativas, no sentido que, se, hipoteticamente,  $FUR = 1,0$ , isto indicaria que toda a energia fornecida está sendo utilizada. Na realidade, isto não é possível, pois energia é gasta nos compressores e bombas e calor é liberado em resfriadores. Não se deve confundir este conceito com o de eficiência térmica, pois no caso do evaporador, supõe-se que o calor fornecido é 100% utilizado, embora sua eficiência térmica seja zero, pois todo o calor fornecido é rejeitado.

O fator de ganho é um fator comparativo que permite avaliar a vantagem obtida ao utilizar o calor rejeitado de uma instalação comparado com outra que, por rejeitar calor a uma temperatura muito baixa, deve fornecer calor adicional para poder destilar água. Se este fator, por exemplo, é dois, quer dizer que usar o calor de rejeito é duas vezes mais eficiente que usar calor em forma direta.

Acredita-se que com a ajuda dos fatores recentemente definidos, pode-se avaliar em melhor forma as diferentes alternativas, pois, está sendo levado em conta o prejuízo da potência, quando são usadas pressões positivas no condensador e, também, é levada em consideração, em forma indireta, a produção de água das diferentes alternativas mediante o fator de utilização do rejeito.

#### 4.7 Procedimento de Cálculo

Com as formulações dos ciclos indicados no presente capítulo, haverá condições de se avaliar cada uma das alternativas propostas. Embora a avaliação possa ser feita com equações relativamente simples e sem a ajuda do computador, o tempo levado para resolvê-los, assim como os dados que poderiam ser obtidos, fazem, do método manual, uma solução pouco prática e pouco flexível, em particular, quando se quer parametrizar certas variáveis.

As dificuldades assinaladas motivaram o uso de um programa digi

tal para a resolução das alternativas. Resolver as equações do ciclo Brayton com a ajuda do computador não é problema, considerando todas as funções definidas num computador digital. Mas, no caso do ciclo Rankine, a situação muda um pouco, pois deve-se conhecer as propriedades termodinâmicas do líquido saturado, vapor saturado e vapor superaquecido.

Após consulta bibliográfica constatou-se que, embora tenham sido realizadas algumas teses do mestrado, onde as propriedades foram determinadas mediante correlações /5, 26/, estas não estavam disponíveis na atualidade. Como sua procura poderia demandar muito tempo, optou-se por determinar funções matemáticas que reproduzissem o comportamento das respectivas propriedades termodinâmicas dentro de uma precisão razoável.

Para levar a cabo esta tarefa, usou-se o S.A.S. (Statistical Analysis System) /27/, sistema existente na Biblioteca do Centro de Processamento de Dados do I.P.E.N. que permite, entre várias possibilidades, fazer regressões lineares.

Usando os dados fornecidos pelas tabelas de vapor de Keenan and Keyes /28/, foram obtidas as correlações para as seguintes propriedades:

- 1 - TSAT (P) - Dada a pressão calcula a temperatura de saturação.
- 2 - PSAT (T) - Dada a temperatura calcula a pressão de saturação.
- 3 - ELIQ (P) - Dada a pressão calcula a energia interna específica do líquido saturado.
- 4 - EVAP (P) - Dada a pressão calcula a energia interna específica do vapor saturado.
- 5 - VOL (P) - Dada a pressão calcula o volume específico do líquido saturado.
- 6 - VOG (P) - Dada a pressão calcula o volume específico do vapor saturado.
- 7 - HLIQ (P) - Dada a pressão calcula a entalpia específica do líquido saturado.
- 8 - HVAP (P) - Dada a pressão calcula a entalpia específica do líquido saturado.
- 9 - SLIQ (P) - Dada a pressão calcula a entropia específica do líquido saturado.

do saturado.

- 10 - SVAP (P) - Dada a pressão calcula a entropia específica do vapor saturado.
- 11 - HSAQ(P,T) - Dada a pressão e a temperatura calcula a entalpia específica do vapor superaquecido.
- 12 - SSAQ(P,T) - Dada a pressão e a temperatura calcula a entropia específica do vapor superaquecido.

O conjunto de funções assinalado permite calcular a maioria das propriedades na zona saturada e superaquecida. Quando for necessário calcular a entalpia na zona do líquido comprimido, é feita uma aproximação, adicionando-se a entalpia de bombeamento para levar o fluido da linha saturada até o ponto de interesse.

No Apêndice J mostra-se as funções indicadas em linguagem FORTRAN documentadas com limites de validade, unidades, etc. No Apêndice K mostra-se os gráficos do erro percentual com respeito a variável de interesse de todas as funções. Considerou-se como índice ZER0, os dados das tabelas de Keenan and Keyes.

A sequência de cálculo do programa digital encontra-se esquematizado no Apêndice I, enquanto que o programa digital em linguagem FORTRAN, para uma alternativa, acha-se no Apêndice L.

Resumindo, cada alternativa terá seu próprio programa, os dados de entrada que se deve fornecer a cada um deles são, basicamente: temperatura de saída do reator, temperatura da entrada ao compressor, pressão na saída das turbinas, propriedades do Hélio, as eficiências associadas com os componentes rotativos e estabelece-se como condição, que a turbina a gás deve entregar 1.000 MW ao eixo do gerador elétrico, enquanto este deve fornecer 980 MWe (eficiência do componente elétrico 0.98). O programa ajusta a melhor pressão e a temperatura do vapor, tendo, como limite máximo, uma pressão de 175 bar. O ajuste é feito com os dados fornecidos pelo ciclo do Hélio. Os dados de saída dependem do parâmetro que se deseja analisar, por exemplo, eficiência global, vazão de água, fator de utilização, temperatura do vapor, parametrizados com a razão de compressão e/ou eficiência na regeneração, etc.



## CAPÍTULO 5

## RESULTADOS OBTIDOS

## 5.1 Alternativa A

Como se indicou no Capítulo anterior, esta alternativa consta de um ciclo Brayton com resfriamento intermediário sem regeneração, a coplado a um ciclo Rankine de alta pressão (Ref. Fig. 4.4). Embora a presente alternativa não tenha recuperação de calor, também, é considerado o caso com regeneração, pois ajuda a uma melhor compreensão do comportamento dos parâmetros mais representativos.

A Fig. 5.1 mostra o comportamento da temperatura do Hélio na entrada do gerador de vapor, com distintas eficiências no regenerador, tendo como variável independente a razão de compressão (neste capítulo todos os resultados são expressos em função da razão da compressão). Deve-se salientar o aspecto seguinte:

À medida em que a eficiência na regeneração diminui, a temperatura do Hélio torna-se cada vez maior, pois menor calor é recuperado e mais calor é rejeitado.

São apresentadas eficiências no regenerador até 0.8, no máximo, pois eficiências maiores abaixam muito a temperatura do Hélio na entrada do gerador de vapor, o que é pouco desejável na presente alternativa, como se mostra mais adiante.

A Fig. 5.2 apresenta a temperatura do vapor produzido no gerador de vapor. Logicamente, o seu valor depende da temperatura do Hélio na entrada, seguindo, portanto, um formato similar ao da Fig. 5.1, mas com as seguintes diferenças:

1. A temperatura do vapor, em média, é 60°C menor que a temperatura do Hélio. Esta diferença pode-se considerar alta, mas foi proposto um arranjo simplificado no dimensionamento do gerador de vapor, para evitar áreas excessivas de transferência de calor, deixando as sofisticções ou as otimizações para projetos específicos.

2. As discontinuidades apresentadas no perfil da temperatura são produtos de dimensionamento do gerador de vapor, feito pelo programa digital, onde certos parâmetros são ajustados discretamente, em particular, o pinch-point entre 10°C e 11°C, e o fluxo médio de calor não

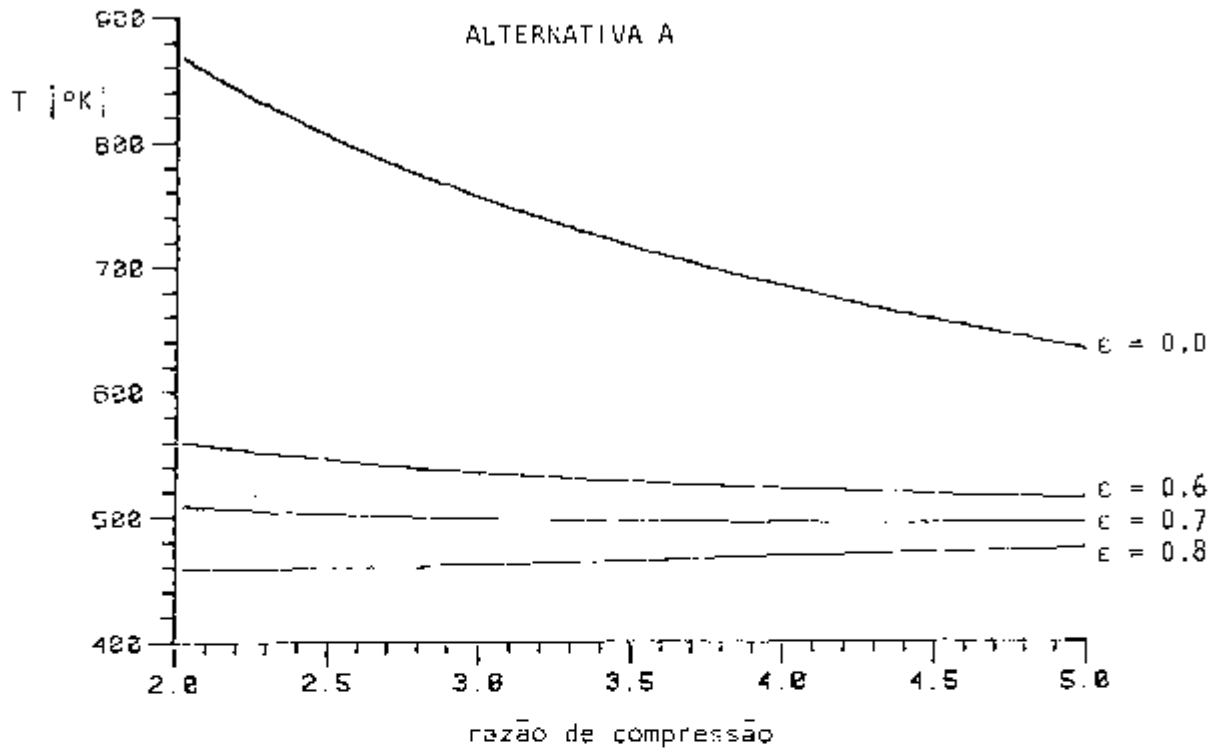


Fig. 5.1 Temperatura do Hélio na Entrada do G.V./Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador

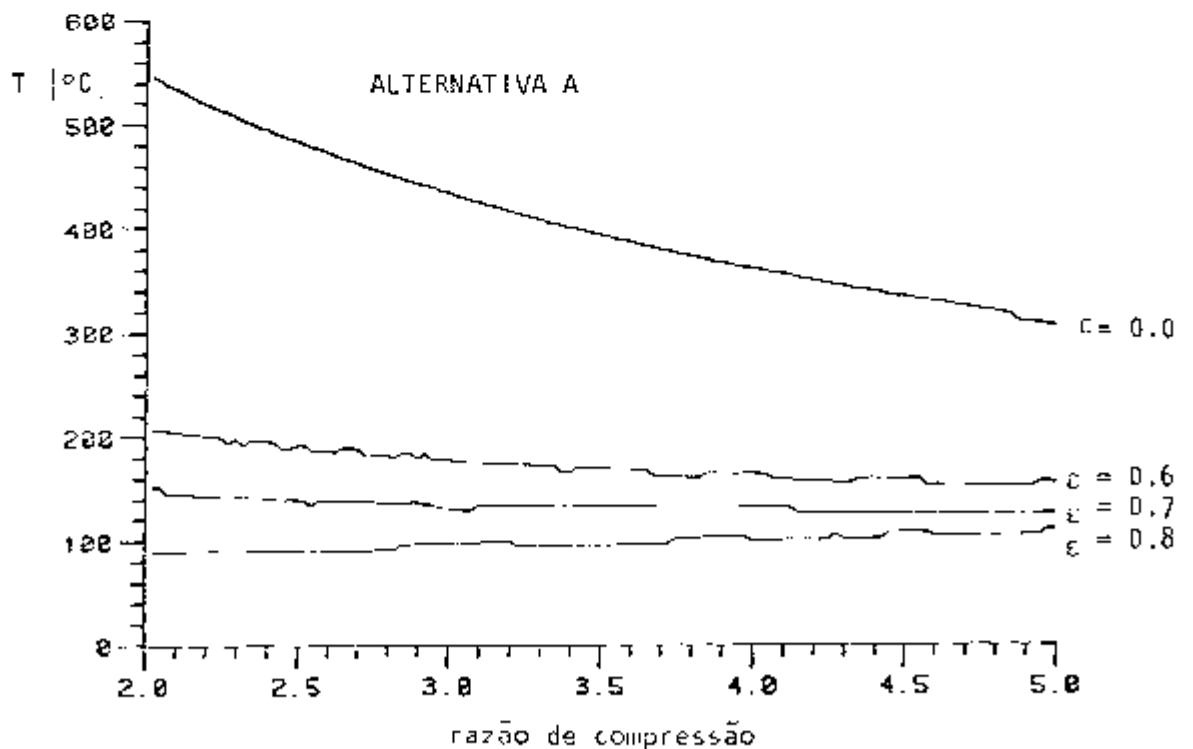


Fig. 5.2 Temperatura do Vapor na Saída do G.V./Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador

inferior aos  $40 \text{ kW/m}^2$ .

As Fig. 5.3 e 5.4 mostram a pressão do vapor na saída do gerador de vapor, em duas situações diferentes, com regeneração e sem regeneração, respectivamente. Antes de discutir estes resultados, deve-se salientar que, o gerador de vapor, em geral, produz somente vapor saturado seco, para obter o máximo de razão de expansão do vapor, dentro das limitações impostas pela temperatura do Hélio. Assim, tem-se:

1 - Quando não é usado regenerador, as pressões obtidas são muito maiores, por causa da alta temperatura do Hélio. Uma restrição imposta ao ciclo de vapor, é que a pressão não exceda os 175 bar, tendo, portanto, geração de vapor superaquecido a essa pressão.

2 - Quando é usado regenerador, as curvas de pressão acompanham as de temperatura do vapor da Fig. 5.2, observa-se que os níveis atingidos são excessivamente baixos, sendo, pouco prático acoplar uma turbina para expandir o vapor.

3 - Quando a eficiência no regenerador é da ordem de 0,6, as pressões obtidas são razoáveis, mas é pouco conveniente acoplar, no circuito do Hélio, um componente a mais para recuperar calor com baixa eficiência.

O fator de ganho é apresentado nas Figuras 5.5 e 5.6. Sabe-se que ele reflete a conveniência de aproveitar o vapor rejeitado com pressão positiva, em vez de gerar vapor adicional para uso do destilador. Tem-se:

1 - A influência do dimensionamento do gerador de vapor é bastante notória, fazendo com que o perfil da curva seja bastante irregular, porém vale observar que quanto maior calor é recuperado, maior é o fator de ganho, principalmente porque o calor adicionado no reator é menor.

2 - À medida em que a razão de compressão aumenta, o calor adicionado também deve aumentar para compensar o maior trabalho de compressão, diminuindo o fator de ganho.

3 - No caso sem regeneração, tem-se um fator de ganho relativamente alto. Isto deve-se à maior quantidade de calor que é fornecida ao evaporador, o que influi para aumentar este fator, principalmente, a baixas razões de compressão.

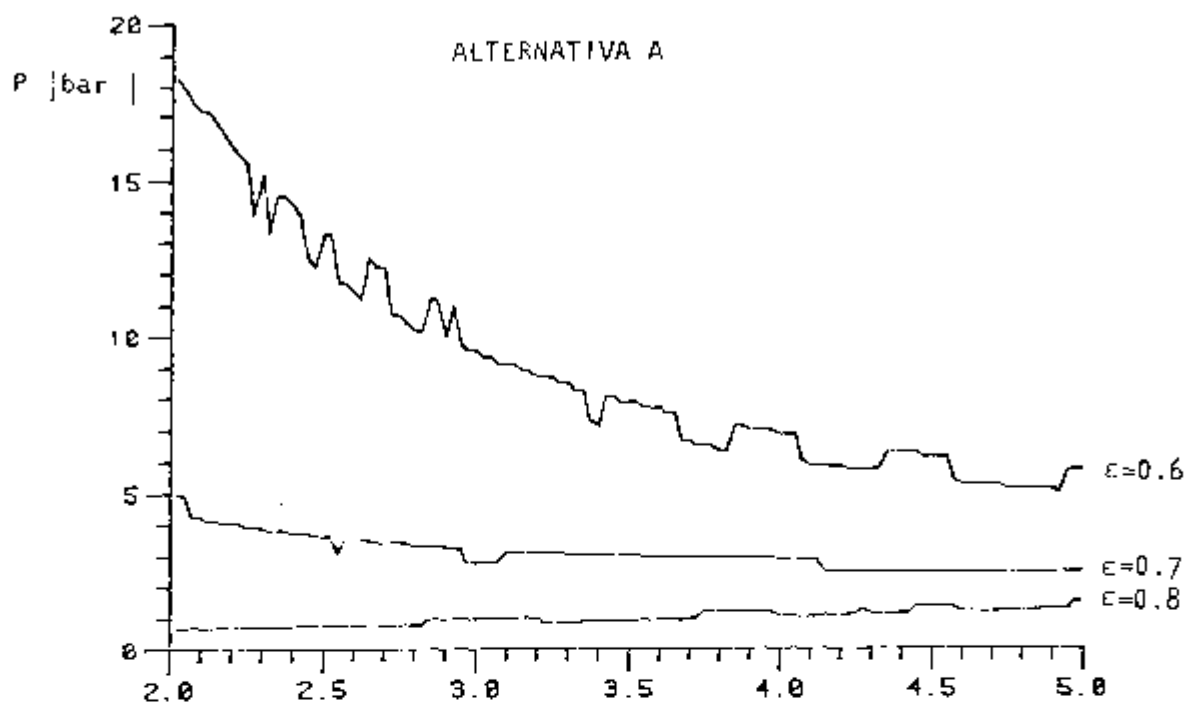


Fig. 5.3 Pressão de Vapor na Saída do G.V./Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador

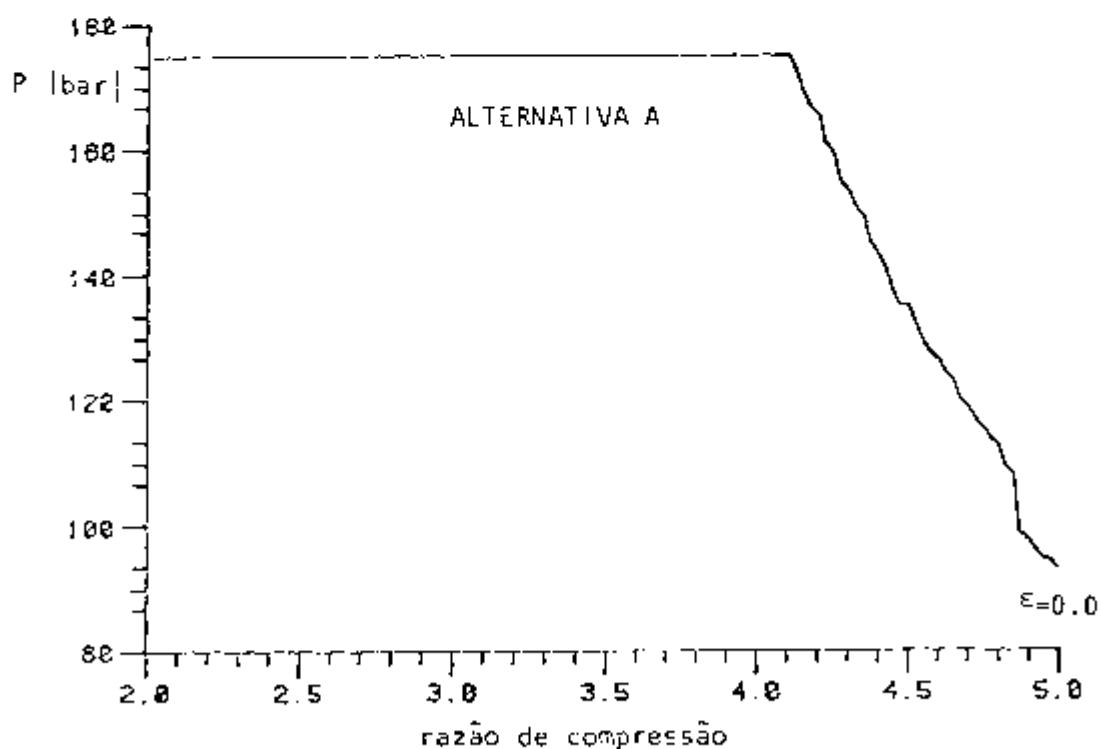


Fig. 5.4 Pressão de Vapor na Saída do G.V./Razão de Compressão, Sem Regeneração.

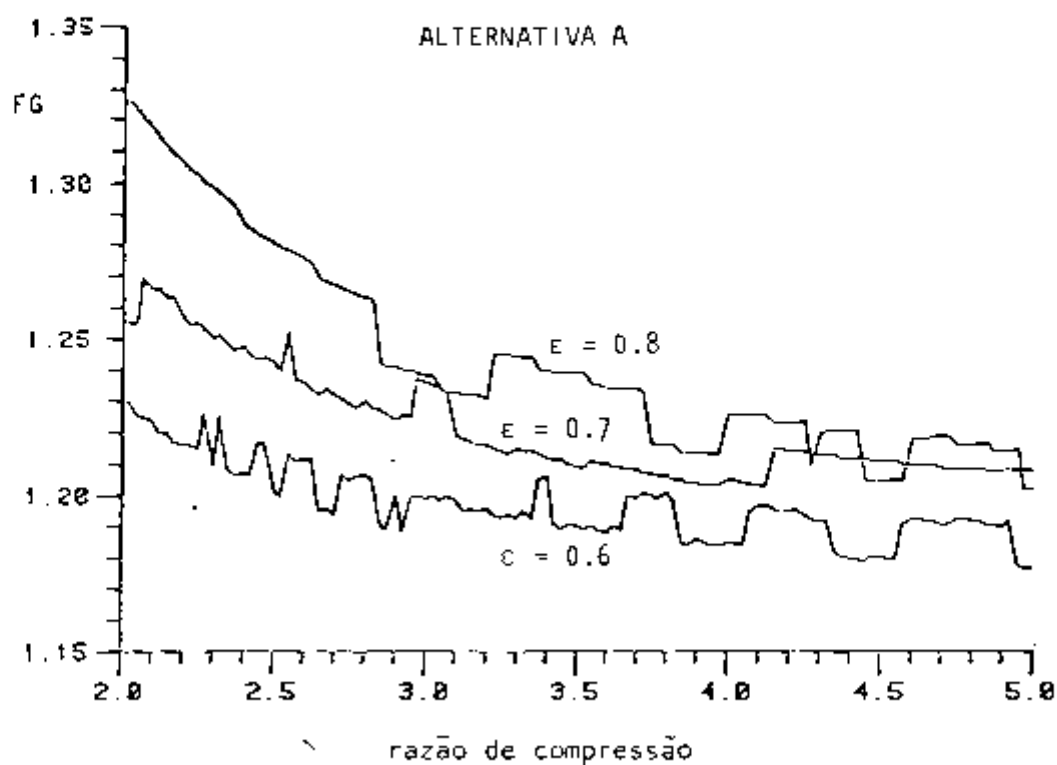


Fig. 5.5 Fator de Ganho/Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador

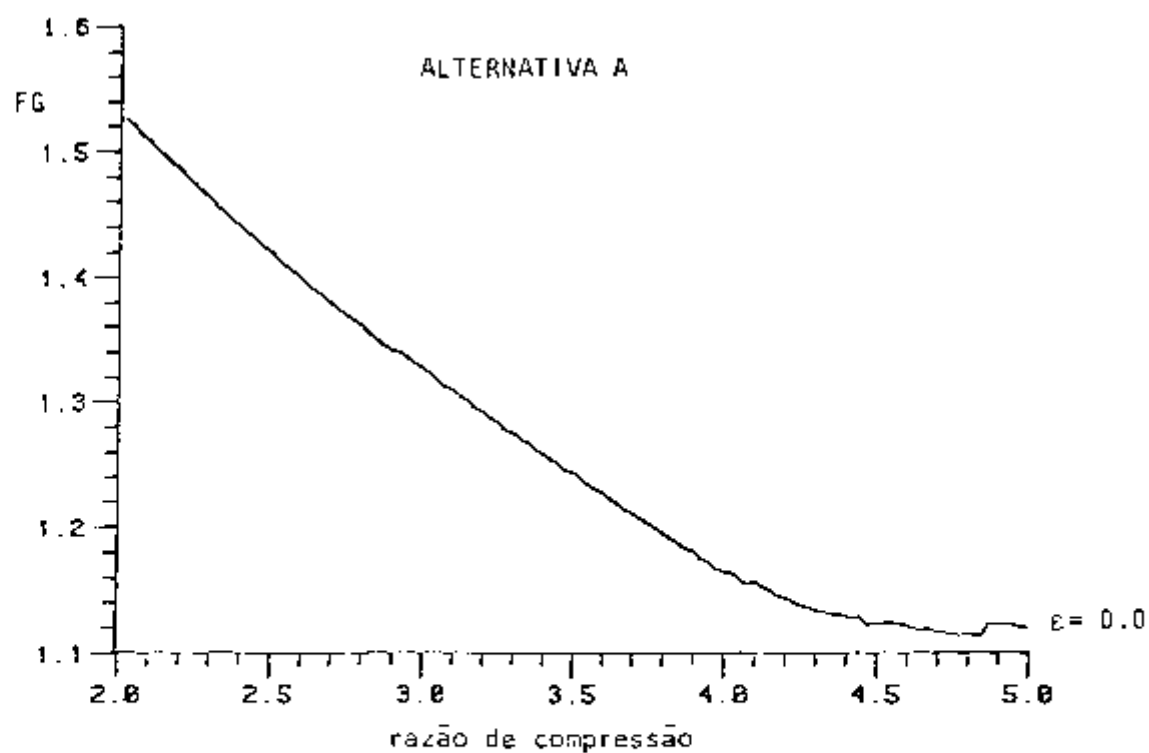


Fig. 5.6 Fator de Ganho/Razão de Compressão, Sem Regeneração.

## 5.2 Alternativa B

A alternativa B é semelhante à alternativa A, porém, usa-se regenerador, mas sem resfriamento intermediário no compressor (Referência Fig. 4.5). As pequenas diferenças acarretam variações significativas em alguns parâmetros da forma seguinte:

1 - O trabalho de compressão é maior, pois sem a ajuda do resfriamento a densidade dos últimos estágios torna-se menor (equação B-6, Apêndice B).

2 - A convergência observada na temperatura, Fig. 5.7, a um certo limite (da ordem de  $630^{\circ}\text{K}$ ), prende-se ao fato que, quando a razão de compressão aumenta, a temperatura na saída da turbina diminui, e a temperatura na saída do compressor aumenta. À medida em que estas temperaturas vão se aproximando, a recuperação deixa de ter relevância, como foi explicado na Seção 2.3.

3 - A temperatura do Hélio aumenta rapidamente com a razão de compressão quando se usa regeneração, pela influência da temperatura na saída do compressor.

4 - Deve-se salientar uma diferença com a alternativa A, no sentido que, com regeneração e sem resfriamento intermediário, a temperatura do Hélio na saída do regenerador cresce com a razão de compressão, enquanto que com resfriamento intermediário, a baixas razões de compressão, ela decresce. Isto deve-se ao fato que a temperatura na saída do compressor, neste caso, aumenta lentamente, ao contrário da temperatura na saída da turbina que diminui rapidamente, sendo predominante esse efeito a baixas razões de compressão. À medida que a razão de compressão aumenta ainda mais, a temperatura na saída do compressor é a que condiciona a temperatura na saída do regenerador.

O resultado indicado no parágrafo anterior justifica o comportamento da temperatura e a pressão de vapor na saída do gerador de vapor, mostrado nas Figuras 5.8, 5.9 e 5.10, onde tem-se:

1 - Para altas eficiências no regenerador e razões de compressão inferiores a 3, o nível de temperatura do vapor, bem como as pressões do vapor são muito baixos, sendo pouco recomendável expandir o vapor em uma turbina nestas condições.

2 - Quando não é usada a recuperação de calor, as temperaturas e pressões do vapor são muito altas, porém a eficiência associada com

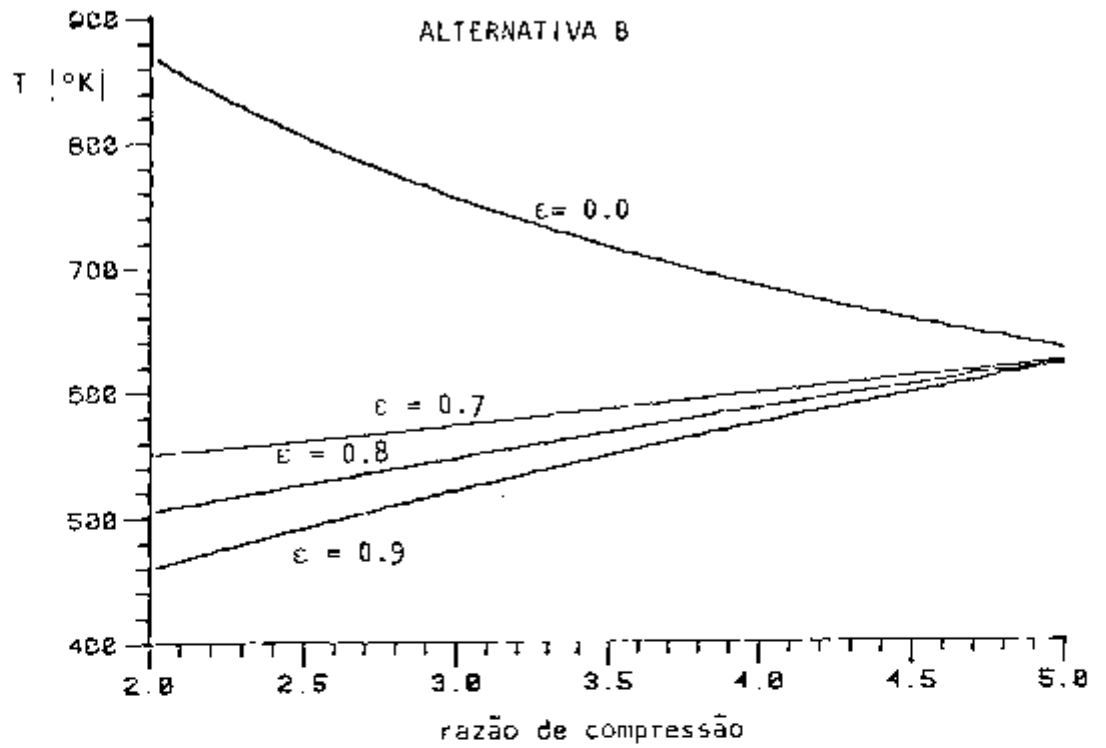


Fig. 5.7 Temperatura do Hélio na Entrada do G.V./Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador

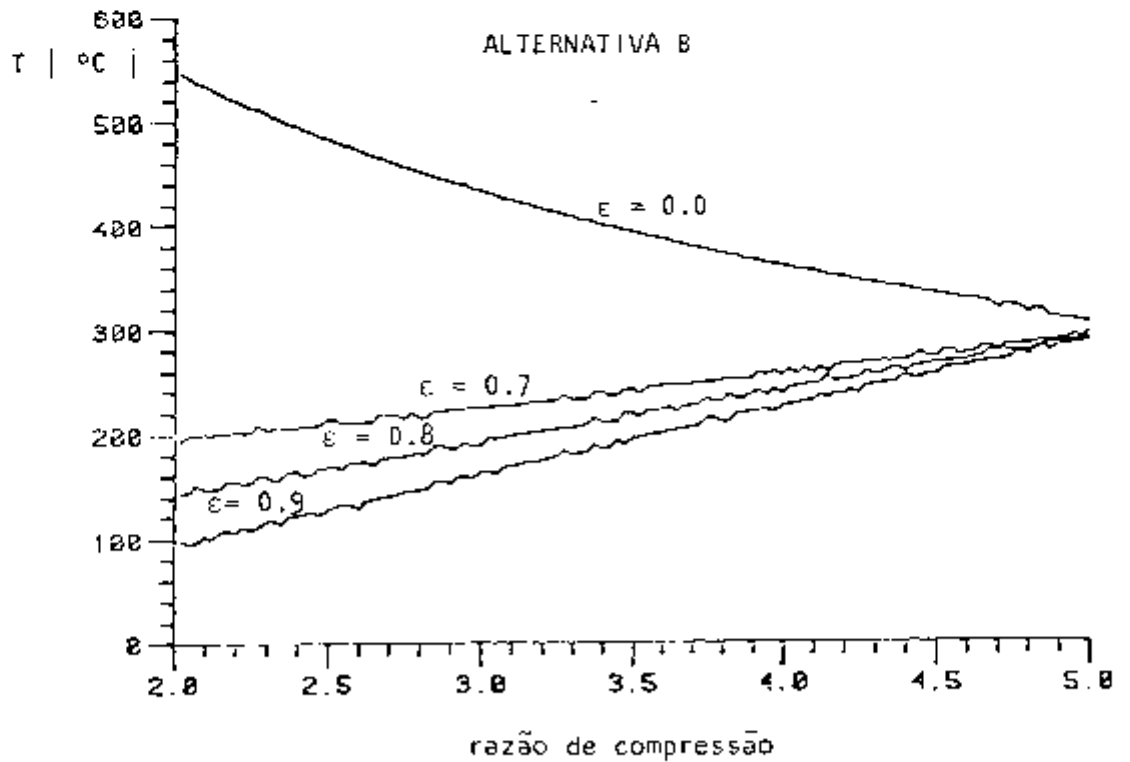


Fig. 5.8 Temperatura do Vapor na Saída do G.V./Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador

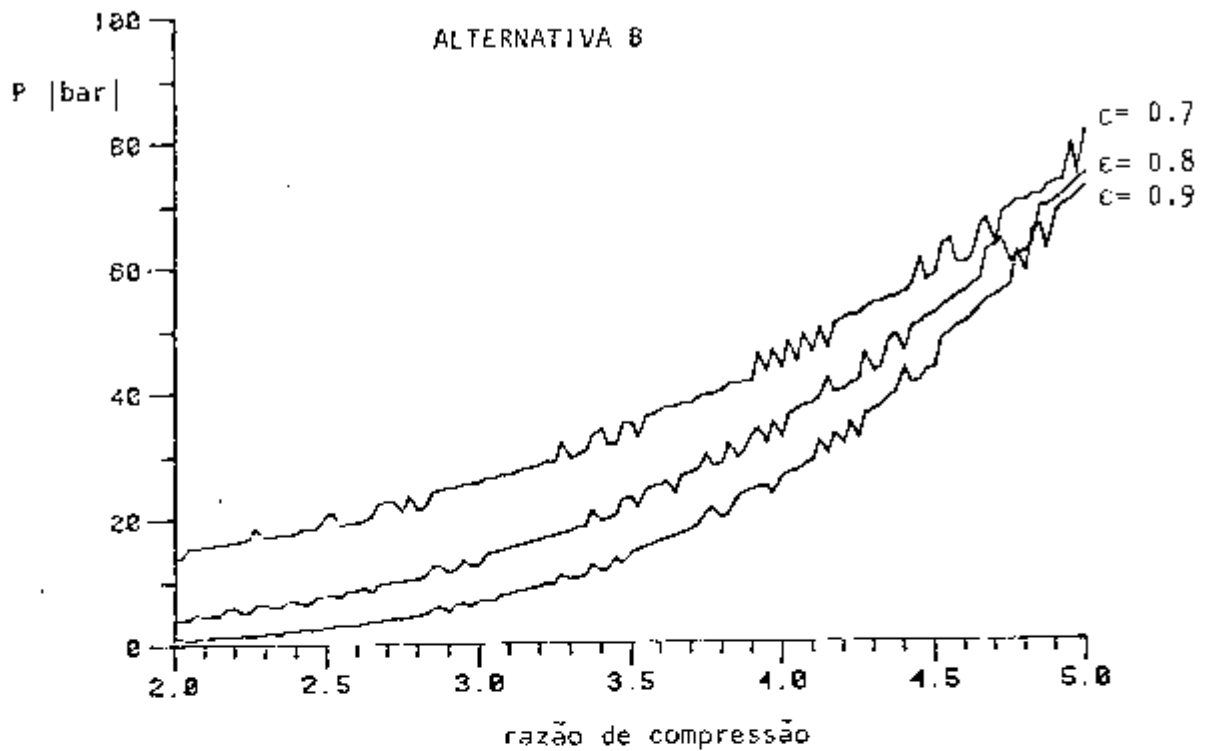


Fig. 5.9 Pressão do Vapor na Saída do G.V./Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador

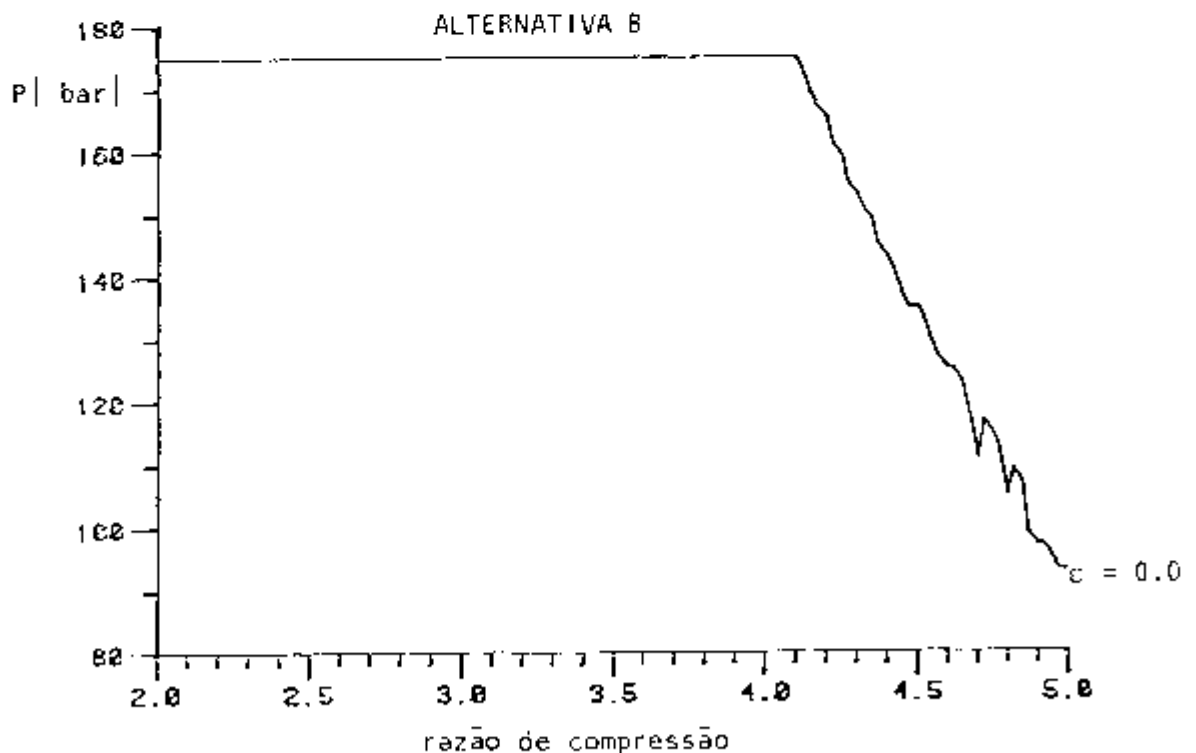


Fig. 5.10 Pressão do Vapor na Saída do G.V./Razão de Compressão, Sem Regeneração.



esta aparente vantagem, é muito baixa, como será mostrado mais adiante.

O fator de ganho mostrado nas Figuras 5.11 e 5.12 é bem parecido com o da alternativa A, pois está mais relacionado com o ciclo Rankine, e em ambas as alternativas os componentes do ciclo do vapor são os mesmos, sendo pouco relevante a influência das mudanças realizadas no ciclo do Hélio.

Dado que nas duas alternativas analisadas, o circuito de vapor não varia, estima-se conveniente fazer uma análise comparativa da eficiência de ambos os ciclos.

As eficiências do ciclo Brayton, isoladas do resto do sistema, são apresentadas na Fig. 5.13. Considera-se quatro opções, com resfriamento intermediário e sem resfriamento intermediário, parametrizando cada uma delas, para eficiência ZERO no regenerador (sem regeneração), e para a eficiência máxima do ciclo. Dentro das limitações assinaladas anteriormente, tem-se:

1 - Quando não é usado o regenerador, a eficiência é maior para a opção sem resfriamento intermediário. Embora isto possa parecer contraditório, é motivado pela adição suplementar de calor que se deve fazer no reator aos gases que saem mais frios do compressor, quando resfriados.

2 - Com regeneração, a situação muda radicalmente, pois a desvantagem assinalada anteriormente ajuda, agora, a recuperar mais calor e, como o trabalho de compressor é menor com resfriamento intermediário, obtém-se uma eficiência maior. A título de exemplo, pode-se citar casos calculados com os mesmos dados de entrada que para a análise das alternativas. Obtém-se:

a) Com resfriamento intermediário e eficiência no regenerador de 0.8:

RAZÃO DE COMPRESSÃO	EFICIÊNCIA TÉRMICA
2,1	0,4236
5,0	0,4255

b) Sem resfriamento intermediário e eficiência no regenerador de 0.8

RAZÃO DE COMPRESSÃO	EFICIÊNCIA TÉRMICA
2,1	0,4132
5,0	0,3528

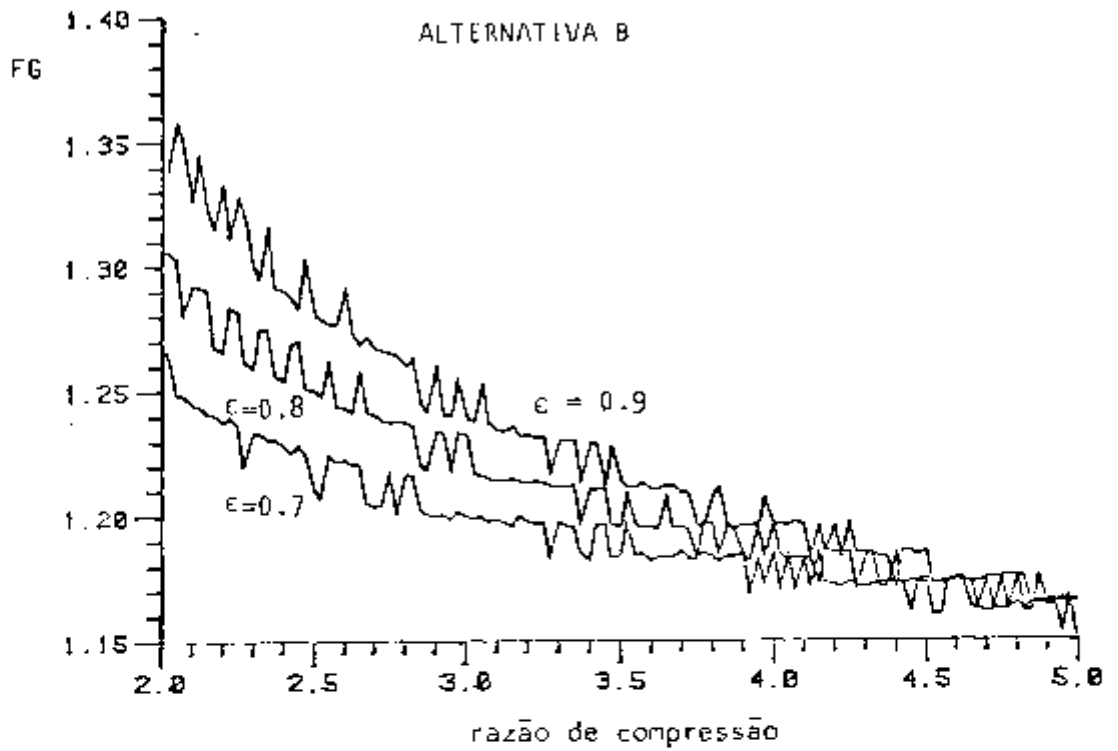


Fig. 5.11 Fator de Ganho/Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador

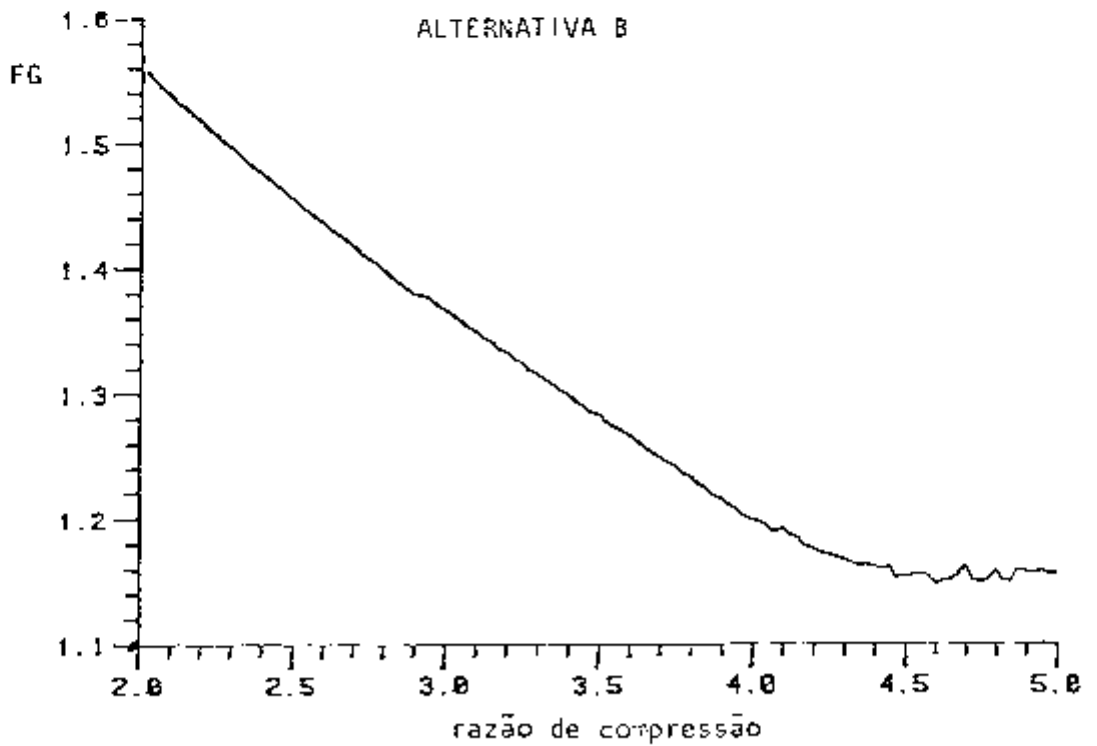


Fig. 5.12 Fator de Ganho/Razão de Compressão, Sem Regeneração.

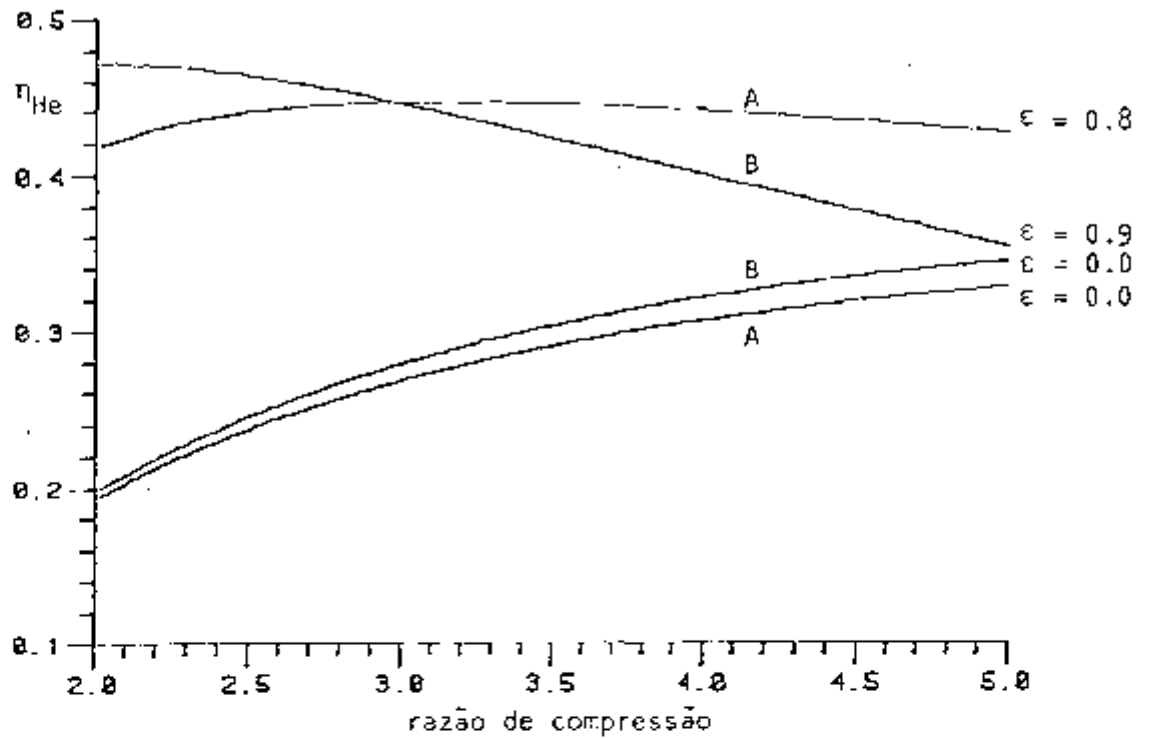


Fig. 5.13 Comparação do Ciclo Brayton nas Alternativas A e B. Eficiência Térmica/Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador

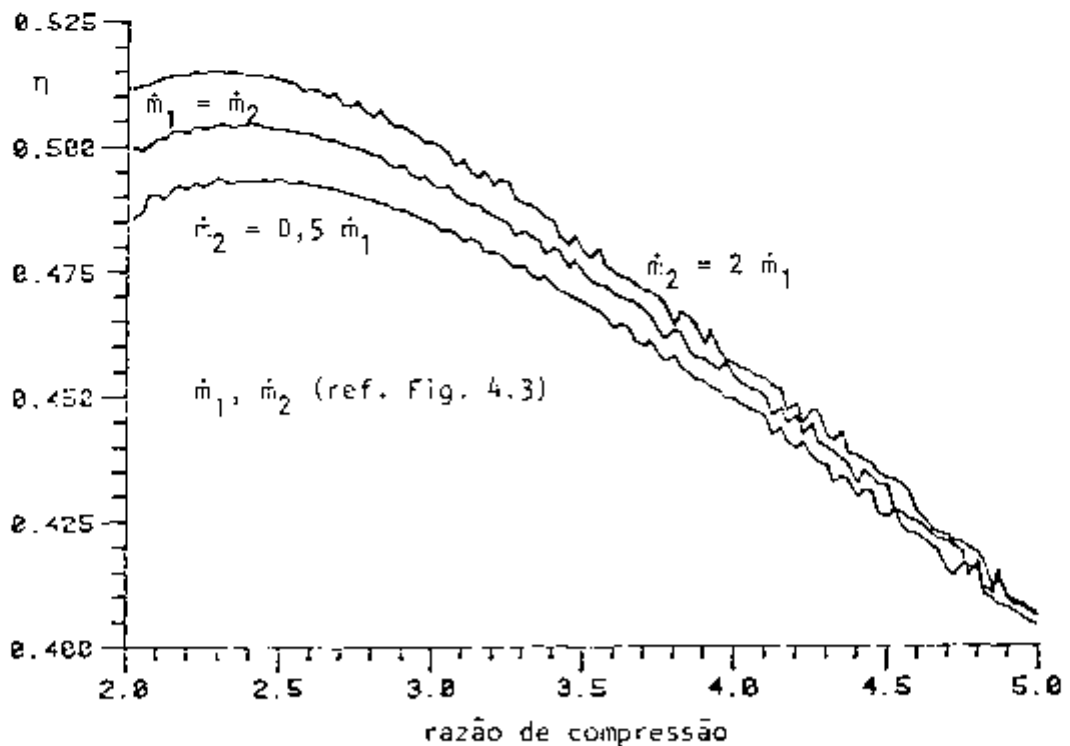


Fig. 5.14 Eficiência Global/Razão de Compressão, para Diferente Vazão de Vapor pelas Turbinas

Nota-se que, à medida em que a razão de compressão aumenta, a diferença entre as eficiências para cada caso é maior. Embora esta vantagem do ciclo Brayton com resfriamento intermediário seja interessante, em geral, não o é no caso particular da alternativa analisada, como explicado anteriormente.

Em referência às Figuras 4.4 e 4.5, pode-se observar que os componentes do ciclo a vapor são os mesmos. Na análise apresentada nos parágrafos anteriores, foi considerado que a vazão do vapor em ambas as turbinas é a mesma. Para avaliar o efeito desta decisão, mostra-se nas Figuras 5.14 a 5.16 o comportamento de certos parâmetros, para distintas escolhas de vazão de vapor.

À medida em que a vazão de vapor pela turbina de contrapressão vai diminuindo, em favor da vazão de vapor pela turbina com vácuo, tem-se:

1 - A eficiência total da alternativa melhora, pois uma fração maior de vapor será expandida até o vácuo.

2 - O fator de utilização diminui, pois uma fração maior de calor é rejeitado no condensador com vácuo, a pressão e temperatura não compatíveis com a aplicação desejada.

3 - O fator de ganho vai diminuindo, pois perde-se a vantagem relativa ao usar menos calor rejeitado no condensador de pressão positiva, para destilar.

### 5.3 Alternativa C

A alternativa C tem o mesmo ciclo Brayton que a alternativa B, mas o ciclo Rankine é muito simples, só tem um gerador de vapor, uma válvula de expansão, condensador (aquecedor da salmoura do evaporador) e bomba de alimentação (Ref. Fig. 4.6).

O perfil de temperatura do Hélio na entrada do gerador de vapor mostrado na Fig. 5.17 é basicamente o mesmo da alternativa B. Porém, como a pressão de vapor, nesta alternativa, foi fixada em 2.5 bar, gera-se somente vapor saturado seco, cuja temperatura também é fixa a 127° C. Como a temperatura do Hélio não é constante, deve-se ajustar a vazão de vapor para manter as condições indicadas.

Nesta alternativa, razões de compressão baixo 2.4 não são possíveis, pois a temperatura do Hélio a esses níveis não é suficiente pa-

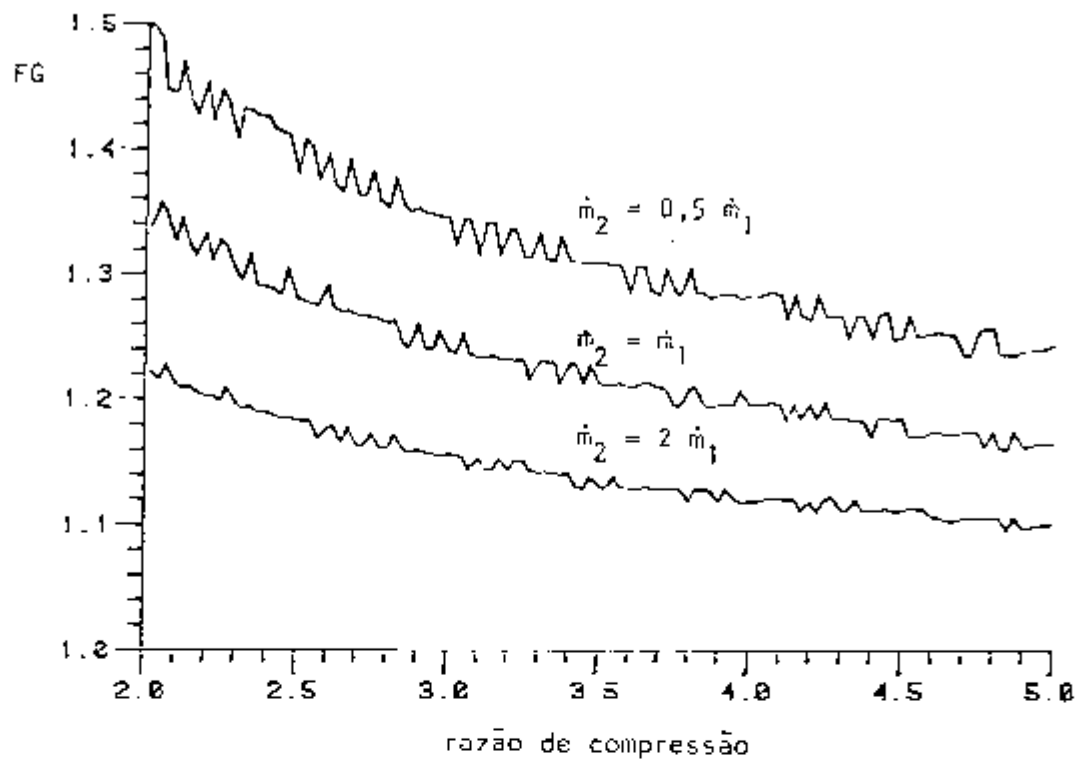


Fig. 5.15 Fator de Ganho/Razão de Compressão, para Diferente Vazão de Vapor pelas Turbinas

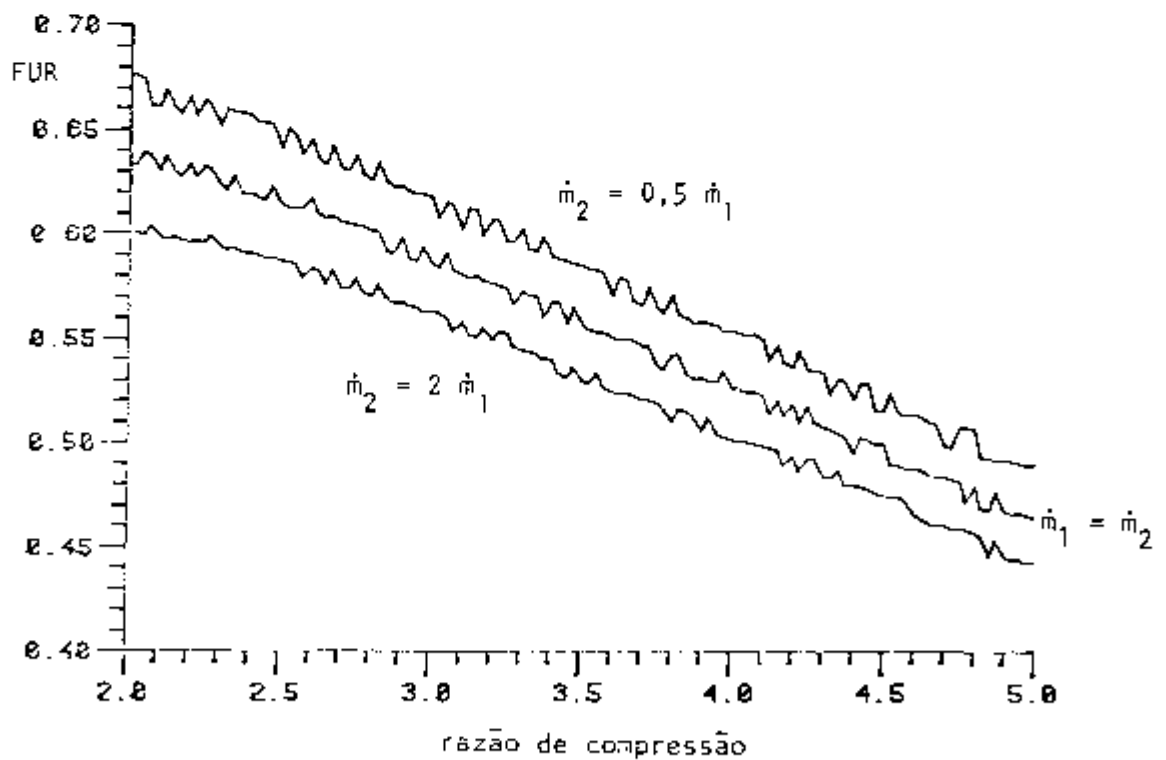


Fig. 5.16 Fator de Utilização/Razão de Compressão para Diferente Vazão de Vapor pelas Turbinas

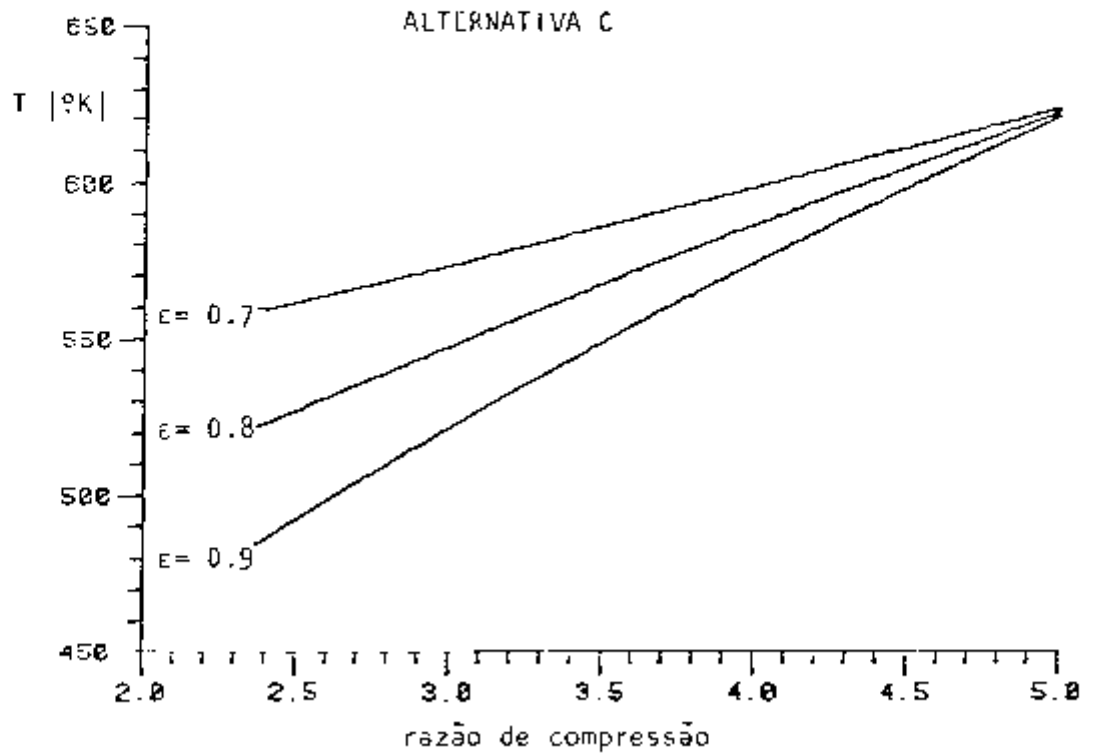


Fig. 5.17 Temperatura do Hélio na Entrada do G.V./Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador

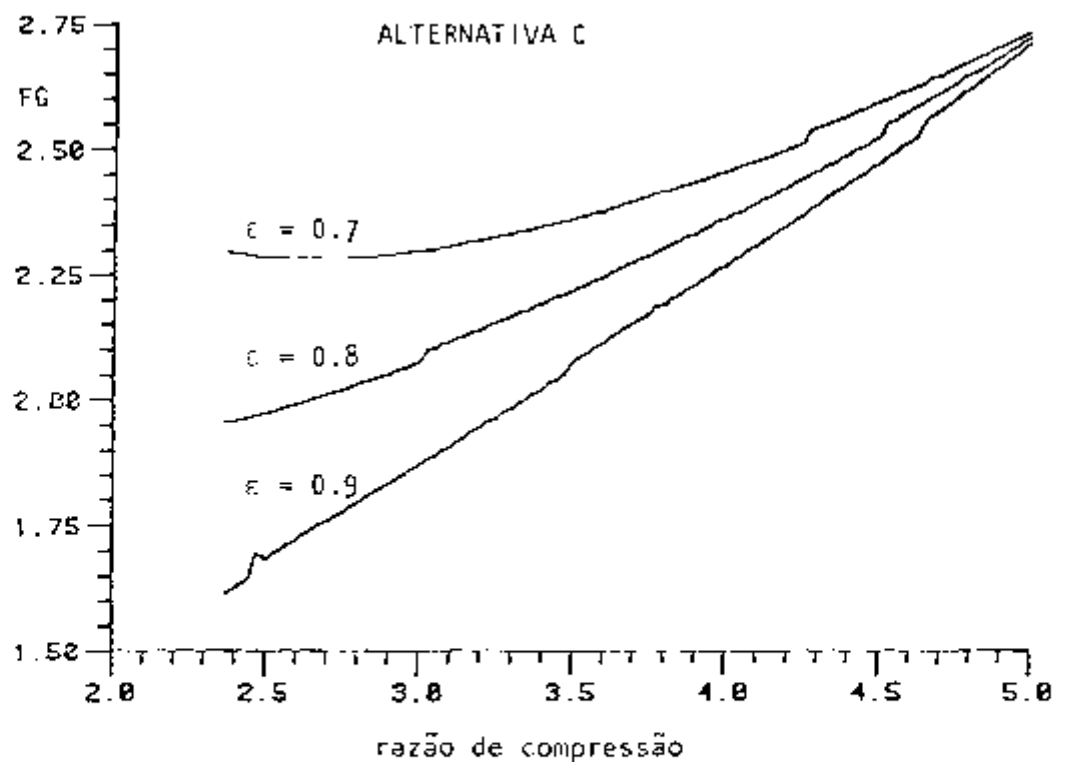


Fig. 5.18 Fator de Ganho/Razão de Compressão, para Diferentes Eficiências no Regenerador

ra gerar vapor nas condições exigidas.

O fator de ganho obtido mostra-se na Fig. 5.18, porém seu valor é irrelevante, pois não existe possibilidade de usar o vapor em outra turbina como nas outras alternativas. Seu valor é só um indicativo da vantagem que é usar o calor rejeitado pela turbina a gás, contra a opção de gerar energia térmica adicional no reator para poder destilar água.

Pode-se apreciar que se obtêm valores da ordem de dois. Em particular, este valor é maior para baixas eficiências no regenerador, porém, a eficiência térmica diminui. Este efeito é importante de salientar, pois é claro indicativo que em uma análise deve-se procurar considerar o número máximo de parâmetros significativos, que permitam avaliar, em melhor forma, as alternativas.

## CAPÍTULO 6

UTILIZAÇÃO DA SALMOURA REJEITADA  
POR UMA PLANTA DESSALINIZADORA

## 6.1 Introdução

Qualquer instalação para dessalinizar água do mar é alimentada com um fluido sem nenhum valor comercial, embora pelo processo de transformação experimentado possam ser obtidos dois fluidos aproveitáveis. Um fluido, obviamente, é a água dessalinizada, e o outro é um fluido com alta concentração de sais, que pode ser rejeitado ou aproveitado, pois representa uma fonte potencial de material para a indústria química, podendo, em condições favoráveis, reduzir os custos associados com a produção de água.

A destilação foi um dos primeiros processos para a obtenção de água pesada a partir de água leve. A separação é possível em virtude da diferente pressão de vapor existente entre  $H_2O$ ,  $HDO$ ,  $D_2O$  (água leve, água semi-pesada, água pesada). A questão é que a água do mar tem uma concentração maior de deutério de 158 ppm, contra 143 ppm/23/ da água comum, portanto, esta vantagem da água do mar, assim como a comentada no parágrafo anterior, serão discutidas nas seções posteriores como um meio de abaixar os custos de produção de água, e, com isto, também, abaixar os custos das alternativas propostas.

## 6.2 A Salmoura como Fonte de Produtos Químicos

Ao se fazer uma comparação das análises químicas da água do mar, recolhidas em distintas partes do mundo, pode-se determinar que existem sete íons predominantes, quatro cátions (sódio, magnésio, cálcio, potássio) e três ânions (cloretos, sulfatos e bicarbonatos).

Dos cátions, o sódio é o que normalmente está presente em maiores concentrações e dos ânions, o cloreto é o mais abundante. O potássio é o cátion de mais baixa ocorrência, junto com o ânion bicarbonato.

A água do mar é uma solução extremamente complexa. Sua composição química é dada na Tabela 6.1. Tem-se detectado 74 elementos, mas



TABELA 6.1 /21/

ELEMENTOS EM SOLUÇÃO NA ÁGUA DO MAR DE SALINIDADE 3,5% (*)	
ELEMENTOS	CONCENTRAÇÃO
- Cloro .....	19353 mg/kg
- Sódio .....	10760 mg/kg
- Sulfato .....	2712 mg/kg
- Magnésio .....	1294 mg/kg
- Cálcio .....	413 mg/kg
- Potássio .....	387 mg/kg
- Bicarbonato .....	142 mg/kg
- Bromo .....	67 mg/kg
- Estrôncio .....	8 mg/kg
- Boro .....	4,6 mg/l
- Silício .....	3 mg/l
- Flúor .....	1,3 mg/l
- Lítio .....	0,17 mg/l
- Rubídio .....	0,12 mg/l
- Fósforo .....	0,07 mg/l
- Iodo .....	0,06 mg/l
- Bário .....	0,03 mg/l
- Alumínio .....	0,01 mg/l
- Ferro .....	0,01 mg/l
- Zinco .....	0,01 mg/l
- Molibidênio .....	0,01 mg/l
- Selênio .....	0,004 mg/l
- Cobre .....	0,003 mg/l
- Arsênico .....	0,003 mg/l
- Estanho .....	0,003 mg/l
- Urânio .....	0,003 mg/l
- Vanádio .....	0,002 mg/l
- Manganês .....	0,002 mg/l
- Níquel .....	0,002 mg/l
- Titânio .....	0,001 mg/l
- Prata .....	0,0003 mg/l
- Tório .....	0,000005 mg/l
- Ouro .....	0,000004 mg/l

(\*) Na referência aparece 35%. Provavelmente, um erro de impressão.

são 33 são listados por ordem de abundância. Todos são mostrados como elementos, embora muitos apresentem-se em forma de íons complexos como sulfatos, carbonatos, fosfatos e ácido bórico. Muitos íons metálicos existem parcialmente em solução como íons complexos ou compostos.

A maioria das instalações de dessalinização controlam as incrustações e os crescimentos biológicos adicionando ácidos e produtos químicos, portanto, a concentração da salmoura rejeitada pode variar muito. Por outro lado, a concentração da salmoura de rejeito é um problema de compromisso, pois altas concentrações implicam em concentrações maiores nos estágios, produzindo uma diminuição do calor específico da salmoura e uma elevação no ponto de ebulição como se mostra nas Figuras 6.1 e 6.2 [22].

A salmoura ao passar de um estado a outro, vaporiza por flash produzindo vapor. O vapor de água produzido terá um ponto de condensação menor que o ponto de ebulição da salmoura. Portanto, a elevação do ponto de ebulição é desfavorável sob o aspecto de transferência de calor, já que se perde parte da diferença de temperatura disponível para a transferência de calor com os tubos do aquecedor da salmoura.

Analisando, agora, o calor específico da salmoura, verifica-se que à medida em que ele diminui, menos calor será transferido à salmoura nos respectivos aquecedores, o que significa um aumento no consumo específico do evaporador flash.

Concluindo, a concentração da salmoura dependerá de uma análise complexa de custo/benefício que leve em conta fatores de operação; custos de produção de energia elétrica, água, produtos químicos, preços de vendas dos mesmos, etc.

Na Tabela 6.2 apresenta-se a quantidade aproximada de 26 produtos químicos, que são rejeitados por ano de operação em uma planta, com uma produção de água destilada com os seguintes dados:

- Produção .....	1.000 l/s	=	86.400 t/dia
- Rejeição Salmoura .....	463 l/s	=	500 kg/s
- Densidade Salmoura .....	1,08 kg/l		
- Operação .....	330 dias/ano		
- Fator de Concentração da Salmoura .....	3		

Usa-se as concentrações da Tabela 6.1

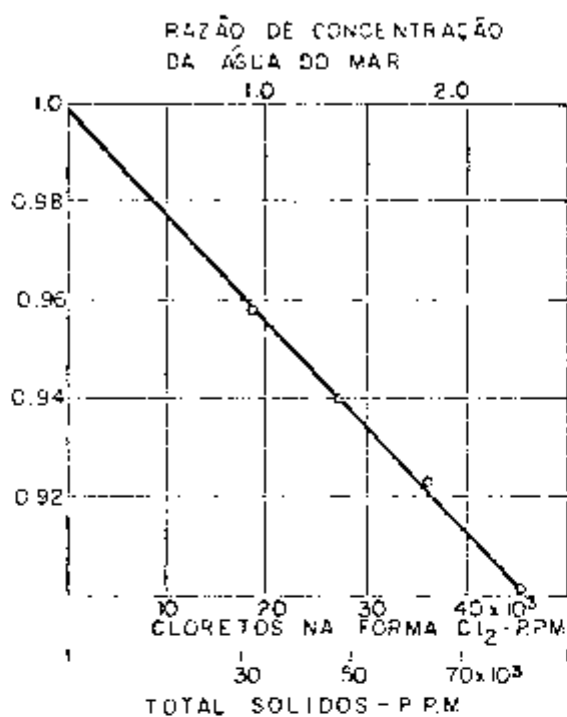


Fig. 6.1 Color específico da água do mar a 70°F.

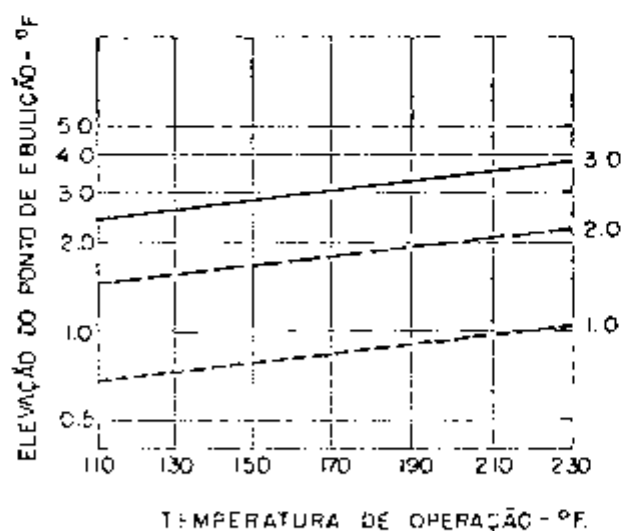


FIG. 6.2 Elevação do ponto de ebulição para diferentes razões de concentração da água do mar.

T A B E L A 6.2  
REJEIÇÃO DE PRODUTOS QUÍMICOS POR ANO  
EM UMA PLANTA EVAPORADORA TIPO "FLASH"

<u>ELEMENTO</u>	<u>REJEIÇÃO (t/ANO)</u>
- Cloro .....	$8,28 \times 10^5$
- Sódio .....	$4,60 \times 10^5$
- Sulfato .....	$1,16 \times 10^5$
- Magnésio .....	$5,33 \times 10^4$
- Cálcio .....	$1,77 \times 10^4$
- Potássio .....	$1,66 \times 10^4$
- Bicarbonato .....	$6,07 \times 10^3$
- Bromo .....	$2,87 \times 10^3$
- Estrôncio .....	$3,42 \times 10^2$
- Boro .....	$1,82 \times 10^2$
- Silício .....	$1,19 \times 10^2$
- Flúor .....	$0,51 \times 10^2$
- Lítio .....	0,73
- Rubídio .....	4,75
- Fósforo .....	2,77
- Iodo .....	2,37
- Bário .....	1,19
- Alumínio .....	$3,96 \times 10^{-1}$
- Ferro .....	$3,96 \times 10^{-1}$
- Zinco .....	$3,96 \times 10^{-1}$
- Molibidênio .....	$3,96 \times 10^{-1}$
- Selênio .....	$1,58 \times 10^{-1}$
- Cobre .....	$1,19 \times 10^{-1}$
- Arsênico .....	$1,19 \times 10^{-1}$
- Estanho .....	$1,19 \times 10^{-1}$
- Urânio .....	$1,19 \times 10^{-1}$

A Tabela 6.2 só dá uma ordem de grandeza dos produtos rejeitados embora poderia dar uma idéia geral dos custos comparativos envolvidos ao se conhecer os preços de venda dos produtos.

É evidente, por exemplo, que processar 15 bilhões de salmoura para obter 115 quilogramas de Urânio é antieconômico, porém este metal poderia ser um subproduto de outro processo ou processos de extração mais

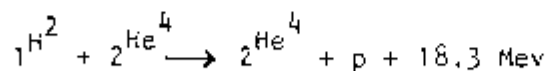
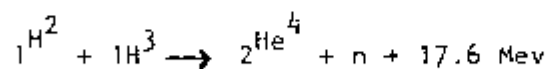
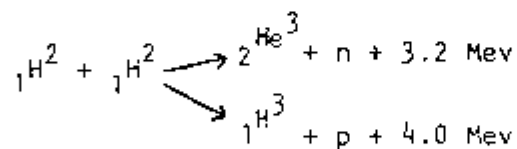
rentáveis, como, por exemplo, Cl, Na, Sulfatos, Magnésio e Cálcio que se acham presentes em quantidades importantes.

O acoplamento ou não de uma indústria química de processamento da salmoura rejeitada, dependerá fortemente do mercado destes produtos no futuro e da tecnologia usada para isto, podendo, eventualmente, abaixar os custos finais da água e da potência elétrica produzida.

### 6.3 A Salmoura como Fonte de Água Enriquecida em Deutério

O deutério é um elemento muito importante em reatores nucleares por sua baixa seção de captura de neutros lentos, comparado com o Hidrogênio. Esta propriedade permite operar reatores térmicos com urânio natural e moderados justamente por água pesada ( $D_2O$ ), produzindo plutônio eficazmente. Naqueles países que não possuem tecnologia no enriquecimento do urânio, os reatores a água pesada constituem o único meio de se desenvolver tecnologicamente a indústria nuclear (Canadá, Argentina, Índia e outros).

A quantidade de deutério existente na água do mar, embora percentualmente pequena, é imensa ao se considerar o grande volume de água do mar existente na Terra. Isto tem motivado a muitos países para pesquisar e desenvolver os reatores a fusão que poderiam funcionar com algumas das reações nucleares seguintes. /6/.



n = neutron

p = proton

${}_1^2\text{H}$  = deutério

${}_1^3\text{H}$  = trítio

${}_1^4\text{H}$  = Hélio

Para que a reação seja possível, é preciso acelerar os núcleos dos reatantes em alta velocidade, vencendo a repulsão coulombiana entre os núcleos carregados positivamente. Tais energias cinéticas são possíveis a centenas de milhões de graus, onde o estado da matéria recebe o nome de plasma (mistura de elétrons livres carregados negativamente, o íon carregados positivamente).

Sem pretender entrar em detalhes sobre o princípio de funcionamento dos reatores a fusão, pretende-se indicar qual das quatro reações indicadas é mais conveniente para este tipo de reatores. Para isto serão apresentados dois parâmetros básicos para avaliar o que é conhecido como critério Lawson, que são densidade de partículas e tempo de confinamento.

Uma das formas conhecidas de confinar a matéria em estado de plasma é o campo magnético. A pressão do plasma, para que o confinamento seja possível, é muito baixa, e é determinada pela intensidade do campo magnético. Com essas pressões, a densidade média de partículas no plasma é da ordem de  $10^{15}$  partículas por centímetro cúbico, sendo que um gás a pressão e temperatura atmosférica tem uma densidade da ordem de  $10^{19}$  partículas por centímetro cúbico.

O tempo de confinamento é o parâmetro mais importante no controle da reação de fusão. Acredita-se que, embora possa ser feito o melhor esquema possível de confinamento, mais cedo ou mais tarde, partículas de alta energia escaparão ao confinamento magnético. O tempo levado para isto acontecer é denominado tempo de confinamento. Um critério usado para determinar a possibilidade de que a reação possa ser controlada em um reator é que o produto da densidade pelo tempo de confinamento deve ser maior que um certo valor mínimo. Assim, tem-se que para a reação deutério mais deutério o produto deve ser maior de  $10^{16}$  e do deutério mais trítio  $10^{14}$  /6/. Portanto, a reação D-D, precisa de tempos de confinamento, ou densidades 100 vezes maiores que a reação D-T.

Outros fatores podem ser analisados como a máxima energia que pode ser gerada, a energia de ignição, etc., mas todos eles apontam a reação Deutério-Trítio como a mais factível para um reator de fusão, daí a importância do deutério e sua obtenção no futuro próximo.

Um dos métodos que pode usar para efetuar a separação isotópica do deutério é a destilação, aproveitando as pequenas diferenças em al

umas propriedades físicas do  $D_2O$ ,  $HDO$  e  $H_2O$ , como por exemplo, o ponto de ebulição. Existe uma diferença de  $1,3^\circ F$  /24/ do  $H_2O$  para o  $HDO$ . A máxima diferença de pressão de vapor entre o  $H_2O$  e o  $D_2O$  ocorre a  $170^\circ C$ , sendo igual a 82 mm de Hg /23/.

As pequenas diferenças nas propriedades do  $D_2O$  e da água leve, fazem com que em uma coluna de destilação possa se obter um enriquecimento do produto em deutério, porém, o consumo específico de calor é muito alto, da ordem de 360.000 moles de vapor por mol de  $D_2O$  produzido /24/. Foi justamente o alto consumo específico, o que ocasionou o fechamento deste tipo de usinas, dando lugar a processos mais econômicos.

Em uma planta destiladora tipo flash, este fenômeno de separação ocorre naturalmente, e através de certo ajuste nos parâmetros pode-se chegar a um fator de enriquecimento ( $\beta$ ) da ordem de 1,11 como mostrado na Fig. 6.3. Indubitavelmente, como foi mencionado anteriormente, operar uma planta dessalinizadora, nestas condições, acarretará uma perda de eficiência na geração de água evaporada, porém, obtém-se como subproduto na salmoura um modesto enriquecimento em deutério.

Com o valor de  $\beta$  determinado, pode-se obter qual será o enriquecimento do produto para uma dada alimentação. No caso particular em que a alimentação tenha 158 ppm de deutério, pode-se esperar que uma planta operando nas condições descritas, terá da ordem de 175 ppm de deutério na salmoura, de saída.

Para poder entender o significado destes dados, introduziu-se, em seguida, o conceito de capacidade de separação, que é muito usado em separação de isótopos, pois ele é uma boa medida da magnitude do trabalho que deve ser feito para obter um dado enriquecimento. Como exemplo, em uma planta de difusão gasosa, a capacidade de bombeamento, a demanda de potência e o fluxo total, são proporcionais à capacidade de separação, portanto, para uma dada instalação, quanto menor capacidade de separação, mais barato será enriquecer o material.

Calculou-se qual seria a capacidade de separação de uma planta de separação isotópica, que opera com um processo qualquer, mas como uma cascata ideal (fator de enriquecimento é constante e não se produz mistura nos estágios, pois todos os fluidos entrando num estágio têm a mesma composição) usando a formulação da Ref. /24/, Cap. 10.

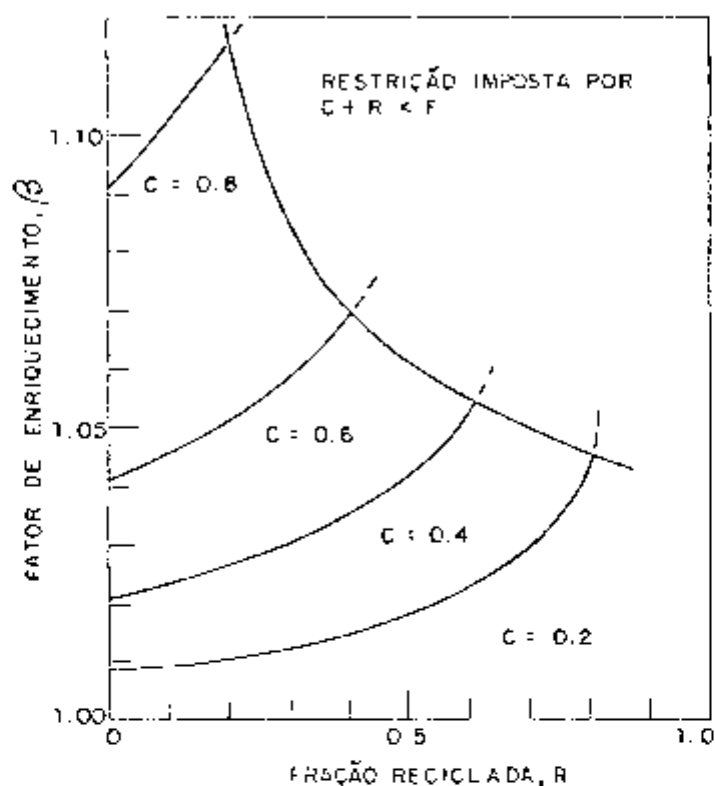


Fig. 6.3 Fator de enriquecimento em função da recirculação e da fração de condensado. /25/

$C$  = Fluxo de condensado

$R$  = Fluxo recirculado

$F$  = Fluxo de alimentação do 1º estágio

$\beta$  = Fator de enriquecimento

$$\beta = \frac{\text{razão de abundância do isótopo no produto}}{\text{razão de abundância do isótopo na alimentação}}$$



## FORMULAÇÃO E SIMBOLOGIA USADA POR /24/

F, W, P = Fluxo de moles de alimentação, rejeito e produto, respectivamente.

$X_F, X_W, X_P$  = Fração atômica do F, W, P.

D = Valor de Separação

$\theta$  = Potencial de Separação

N = Número total de moles

$$F = P \frac{(X_P - X_W)}{(X_F - X_W)} \quad (6.1)$$

$$W = P \frac{(X_P - X_F)}{(X_F - X_W)} \quad (6.2)$$

$$D = \sum N_i \theta_i \quad (6.3)$$

$$\theta_i = (2X_i - 1) \ln \frac{X_i}{1 - X_i} \quad (6.4)$$

A Tabela 6.3 ilustra o cálculo da capacidade de separação de uma cascata ideal, produzindo 1 mol/dia de água com uma fração atômica de deutério de 0,89, e tendo no rejeito uma fração atômica  $X_W = 0,000139$ . São analisados três casos com diferentes concentrações na alimentação.

Considerando os resultados da Tabela 6.3 e, ante a hipótese de montar uma planta de separação de deutério com  $X_P = 0,89$ , pode-se concluir o seguinte:

a) Ao se alimentar a planta de separação com água comum, tem-se uma capacidade de separação cinco vezes maior do que se for alimentada com água do mar.

b) Ao se alimentar com água do mar, tem-se uma capacidade de separação duas vezes maior do que no caso de alimentação com rejeito

de uma destiladora tipo flash.

Resumindo, pode-se dizer que os custos de operação de uma planta de separação isotópica, podem ser reduzidos substancialmente ao se alimentar com salmoura rejeitada do destilador, compensando, talvez, os maiores custos em que se incorreriam por operar o evaporador flash com condições especiais, ou provavelmente subsidiar os custos da geração de energia elétrica e produção de água (pelo alto preço de venda da água pesada) em um complexo industrial como o assinalado.

T A B E L A 6.3  
BALANÇO MATERIAL E CAPACIDADE DE SEPARAÇÃO DE UMA CASCATIA IDEAL  
DE SEPARAÇÃO

Produto	Trapaço	Potencial de	2.026 MOLES/DIA		
	Atômica A		Engarçao B	Todas as Sótópos C	Isótopos Rejeitados D
	1,82	1,83	1,17	1,17	1,832
Rejeito 1	0,000139	8,878	249155,8	35,633	$2,11204 \times 10^6$
Total			249161,01	35,633	$2,11204 \times 10^6$
Alimentação 1	0,000143*	8,85	249161,02	35,633	35,63
Total					35,63
Capacidade de Separação Li- quida 1					$2,11200 \times 10^6$
Rejeito 2	0,000139	8,878	52453,8	8,291	$4,63685 \times 10^5$
Total					$4,63685 \times 10^5$
Alimentação 2	0,000158**	8,75	52454,52	8,291	8,286
Total			52454,52	8,291	8,286
Capacidade de Separação Li- quida 2					$4,63676 \times 10^5$
Rejeito 3	0,000139	8,878	27683,4	3,84759	$2,45773 \times 10^5$
Total			27684,52	3,84759	$2,45773 \times 10^5$
Alimentação 3	0,000175***	8,648	27684,52	3,84759	3,485
Total			27684,52	3,84759	3,485
Capacidade de Separação Li- quida 3					$2,45773 \times 10^5$

\* Quantidade normal de  $D_2$  de água comum.

\*\* Quantidade normal de  $D_2$  de água do mar.

\*\*\* Quantidade normal de  $D_2$  na alimentação de uma planta destiladora.

## CAPÍTULO 7

## CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Os resultados finais do estudo podem-se resumir nas figuras 7.1 a 7.4 e na Tabela 7.1. São apresentados aqueles parâmetros mais significativos para uma instalação como a sugerida. Pode-se concluir o seguinte:

1 - A alternativa A é a que gera mais potência elétrica e mais água dessalinizada, porém no ponto analisado ( $r_c = 3$ ) tem uma eficiência global relativamente baixa, da ordem de 38% e um fator de utilização do combustível de 50%.

2 - Pode-se dizer que as alternativas B e C são competitivas, pois embora B tenha uma eficiência global 5% maior, C tem um fator de utilização 10% maior que B.

3 - Dos produtos fornecidos por ambas as alternativas tem-se que B gera cerca de 10% mais de potência elétrica, e a metade de água que a alternativa C.

4 - Tanto B como C são atrativas, sua escolha dependerá de uma avaliação mais completa, onde sejam definidas as necessidades de energia elétrica e água de um projeto específico, levando em consideração variáveis econômicas e critérios de otimização nos componentes.

5 - Soluções como as sugeridas podem gerar, simultaneamente, eletricidade e água apta para o consumo humano, com as eficiências térmicas compreendidas entre 45 e 50%, e um fator de utilização da ordem de 60 a 70%. Isto é altamente importante em uma sociedade que dia a dia está sendo sensibilizada no sentido, que independentemente da fonte, a energia deve ser poupada, pois não é um recurso inesgotável.

6 - Acredita-se que uma das formas de otimizar o uso da energia é a implantação de complexos industriais, onde umas instalações são complementares das outras no fornecimento de matéria prima. A este respeito uma idéia foi esboçada no Capítulo 6, acoplando a uma das alternativas, uma planta de enriquecimento isotópico de deutério, e/ou, uma usina de processamento da salmoura para obtenção de materiais.

7 - Aquelas países com áreas desérticas, ricas em minerais, podem usar este tipo de soluções para gerar energia elétrica e água para os processos industriais, ou usar a água produzida para irrigar o so-

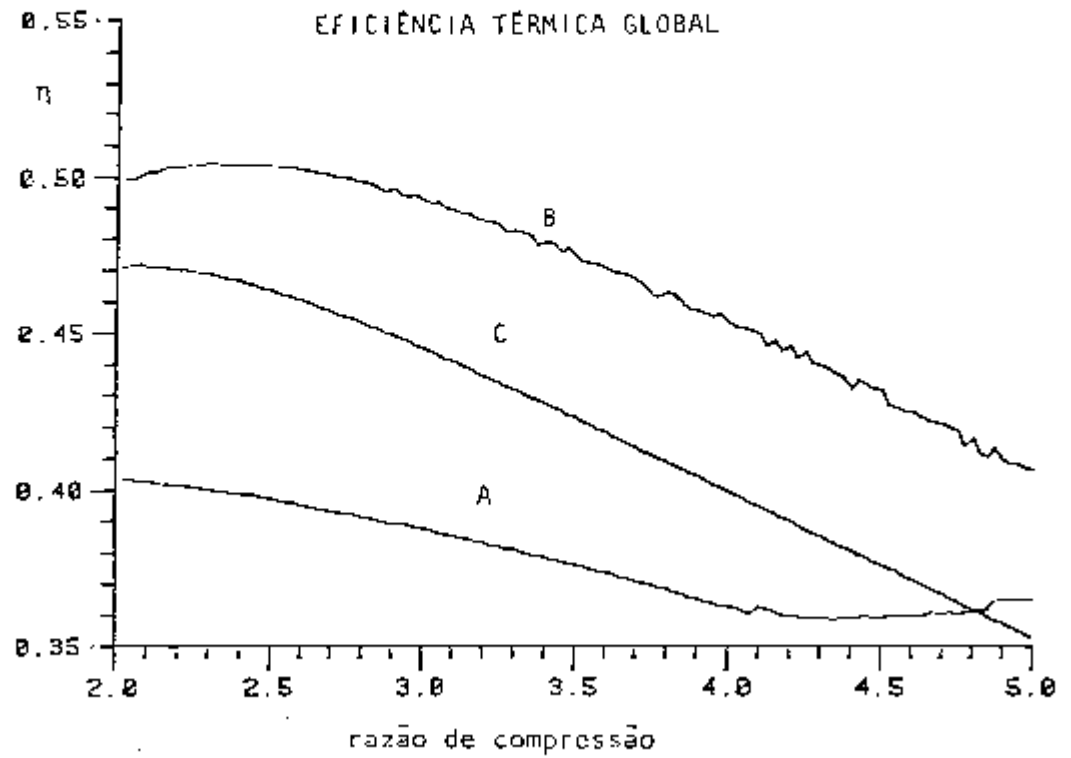


Fig. 7.1 Eficiência Global/Razão de Compressão para as Três Alternativas

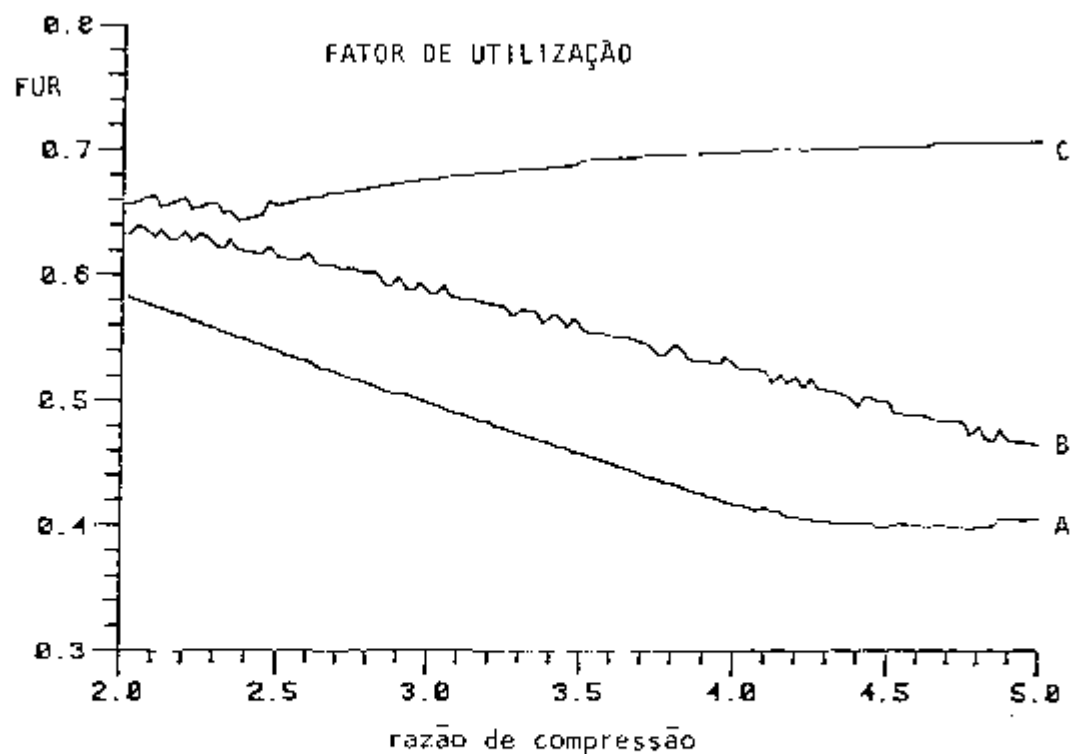


Fig. 7.2 Fator de Utilização/Razão de Compressão para as Três Alternativas

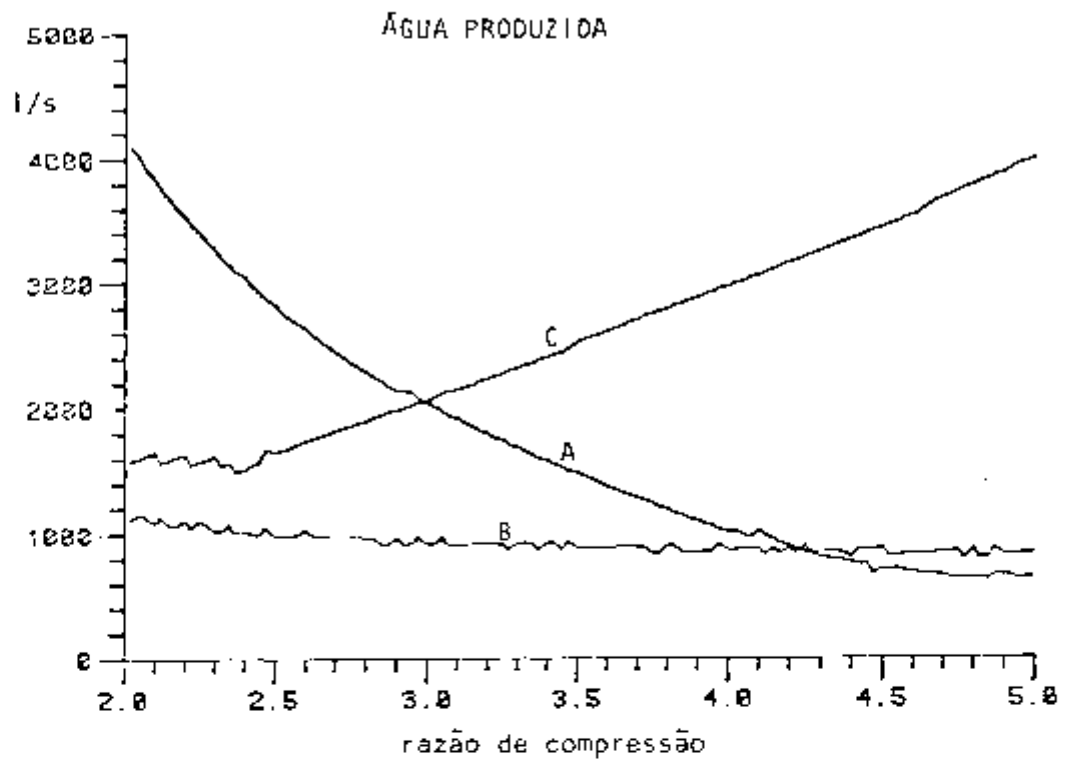


Fig. 7.3 Água Produzida/Razão de Compressão, para as Três Alternativas

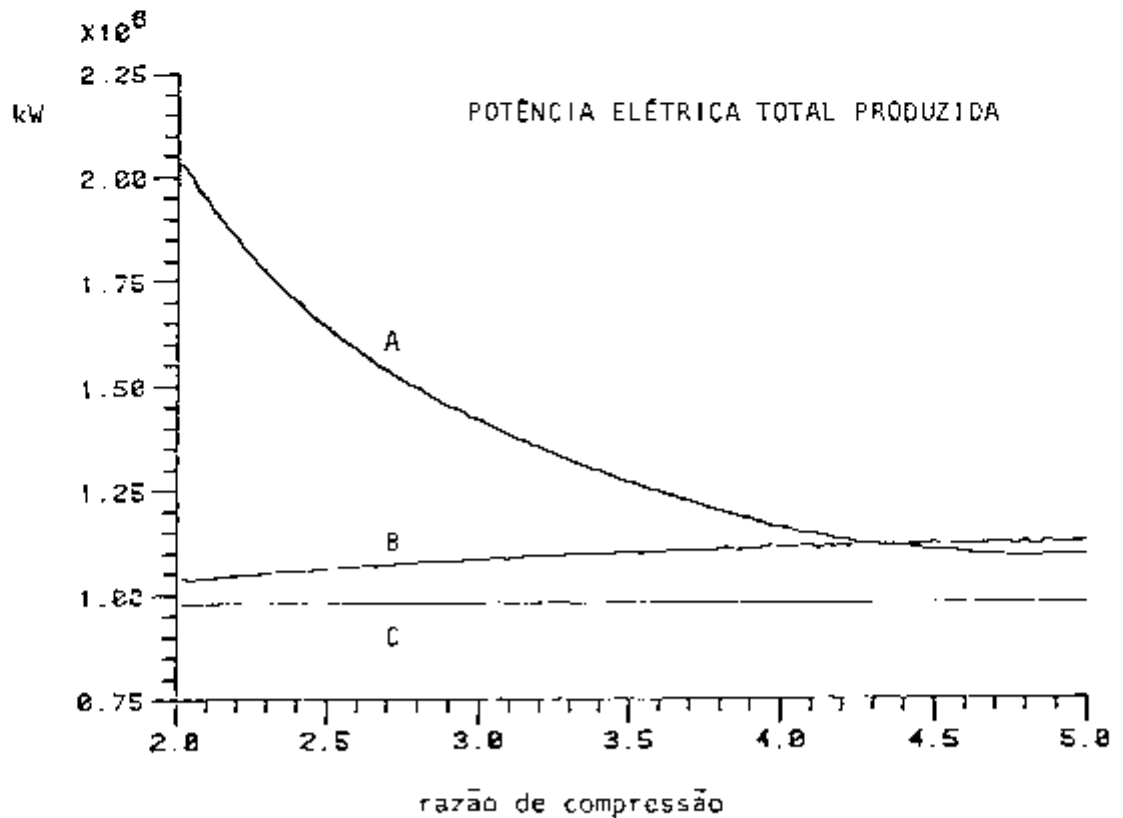


Fig. 7.4 Potência Elétrica Total/Razão de Compressão, para as Três Alternativas

TABELA 7.1

RESUMO QUALITATIVO DOS RESULTADOS OBTIDOS  
NAS DIFERENTES ALTERNATIVAS, PARA OS PARÂMETROS INDICADOS (\*)

	ALTERNATIVA		
	A	B	C
Eficiência Global	1**	3	2
Calor Adicionado no Reator	3	1	1
Pressão do Vapor	3	2	1
Potência na Turbina a Gás	1	1	1
Potência Elétrica Fornecida	3	2	1
Água Obtida	3	1	3
Fator de Utilização	1	2	3
Custo Inicial (Estimado)	2	3	1

\* Considera a razão de compressão igual a 3.

\*\* O número é um indicativo de comparação, enquanto maior, maior é a propriedade em questão.

lo, transformando deserto em áreas aptas para a agricultura, aumentando, assim, a superfície cultivável de um país.

Estima-se que o presente trabalho pode ser usado como base conceitual para elaborar um estudo mais particular, levando em conta: necessidades de uma certa região, critérios econômicos, segurança, fontes alternativas de energia, etc., avaliando, em forma precisa, o custo/benefício de alguma das alternativas propostas ou uma variante delas.

Acredita-se que precisam ser feitos estudos econômicos sobre a conveniência ou não de implantar complexos industriais complementares, no sentido que uns produtos podem subsidiar os custos dos outros, fazendo com que no balanço final os produtos sejam obtidos com um consumo de energia menor.

## NOMENCLATURA USADA NO TEXTO

A	Área de Transferência de Calor
$c_p$	Calor Específico a Pressão Constante
$c_v$	Calor Específico a Volume Constante
D	Diâmetro
f	Fator de Fricção
G	Fluxo de Massa
G.V.	Gerador de Vapor
h	Coefficiente de Transferência de Calor por Convecção
$h_n$	Entalpia Específica no Ponto n
k	Condutividade Térmica
L	Comprimento
$\dot{m}_n$	Vazão em Massa no Componente n
Nu	Número de Nusselt
P	Pressão
Pr	Número de Prandtl
Q	Calor Transferido
$\dot{Q}$	Calor Transferido por Unidade de Tempo



$\bar{q}''$	Fluxo Médio de Calor
R	Constante do Gás
Re	Número de Reynolds
$r_c$	Razão de Compressão
$s_n$	Entropia Específica no Ponto n
$T_n$	Temperatura no Ponto n
U	Coefficiente Global de Transferência de Calor
V	Velocidade do Fluido
$v_n$	Volume Específico no Ponto n
$\dot{W}_n$	Potência Fornecida ou Dissipada pelo Componente n
x	Qualidade do Vapor

## SUB-ÍNDICES

1, 2 ... n	ponto considerado
a	adicionado
b	bomba
c	compressor
e	entrada
g	gás
r	rejeitado

s saída, entropia constante

t turbina

v vapor

#### LETRAS GREGAS

$\beta$  Fator de Enriquecimento

$\Delta$  Delta

$\epsilon$  Eficiência do Regenerador

$\eta_n$  Eficiência do Componente n

$\gamma$  Razão de Calores Específicos  $c_p/c_v$

$\rho$  Densidade

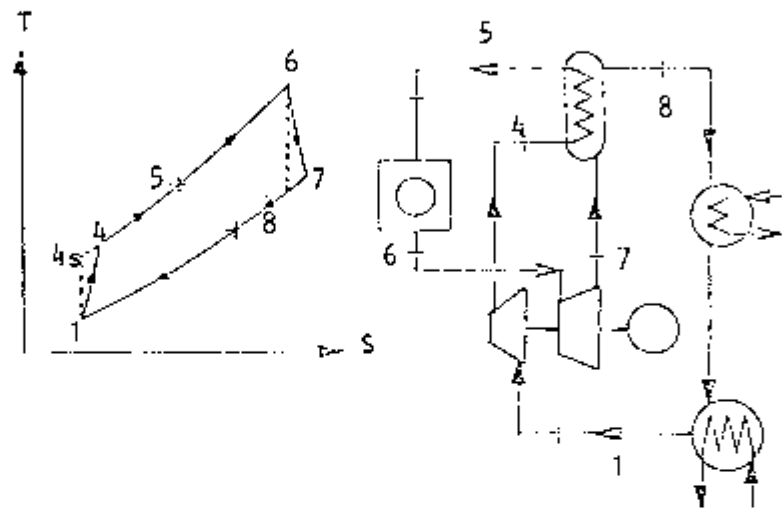
$\mu$  Viscosidade dinâmica, coeficiente de Joule-Thomson

## LISTA DE APÊNDICES

Apêndice A	Ciclo Brayton com Regeneração, sem Resfriamento Intermediário
Apêndice B	Equacionamento para Calcular a Queda de Pressão e Potência de Bombeamento num Canal de um Reator HTGR Tipo Fort St. Vrain
Apêndice C	Ciclo Brayton sem Regeneração e com Resfriamento Interno
Apêndice D	Ciclo Rankine com Geração de Potência
Apêndice E	Ciclo Brayton sem Geração de Potência
Apêndice F	Balanco Termodinâmico no Trocador de Calor de Contato Direto
Apêndice G	Balanco Termodinâmico e Cálculo de Transferência de Calor para o Gerador de Vapor
Apêndice H	Fluxograma do Dimensionamento do Gerador de Vapor
Apêndice I	Diagrama da Sequência de Cálculos do Programa Digital
Apêndice J	Programa Digital das Funções que determinam as Propriedades Termodinâmicas do Vapor
Apêndice K	Erros Percentuais das Funções
Apêndice L	Programa Digital de uma das Alternativas

A P Ê N D I C E A

CICLO BRAYTON COM REGENERAÇÃO,  
SEM RESFRIAMENTO INTERMEDIÁRIO



$$\dot{W}_c = \frac{\dot{m} c_p T_1}{\eta_c} \left[ r_c^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] \quad \text{A-1}$$

$$\dot{W}_t = \dot{m} c_p \eta_t T_6 \left[ 1 - r_c^{(1-\gamma)/\gamma} \right] \quad \text{A-2}$$

$$T_4 = T_1 \left\{ 1 + \frac{\left[ r_c^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right]}{\eta_c} \right\} \quad \text{A-3}$$

$$T_5 = \epsilon_{reg} (T_7 - T_4) + T_4 \quad \text{A-4}$$

$$T_7 = T_6 \left\{ 1 + \eta_t \left[ r_c \frac{(1 - \gamma)}{\gamma} - 1 \right] \right\} \quad \text{A-5}$$

$$T_8 = T_7 - T_5 + T_4 \quad \text{A-6}$$

$$Q_a = \dot{m} c_p (T_6 - T_5) \quad \text{A-7}$$

$$Q_r = \dot{m} c_p (T_8 - T_1) \quad \text{A-8}$$

## A P Ê N D I C E B

EQUACIONAMENTO PARA CALCULAR A QUEDA DE PRESSÃO E POTÊNCIA DE BOMBEAMENTO NUM CANAL DE UM REATOR HTGR TIPO FORT. ST. VRAIN

$$f = \frac{2 D}{L} \frac{\Delta p}{\rho v^2} \quad \text{B-1}$$

$$\frac{f}{8} = \frac{Nu}{Re Pr} \quad \text{B-2}$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad \text{B-3}$$

$$\dot{m} = \rho V A \quad \text{B-4}$$

$$G = c V = \frac{\dot{m}}{A} \quad \text{B-5}$$

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}}{\rho} \Delta p \quad \text{B-6}$$

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p (T_s - T_e) \quad \text{B-7}$$

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad \text{B-8}$$

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad \text{B-9}$$

$$Nu = \frac{h D}{k} \quad \text{B-10}$$

$$\rho = \frac{P}{R T} \quad \text{B-11}$$

Use-se as propriedades da Tabela 2.2, a equação B-11, uma pressão de 4,58 MPa e 537°C como dados médios no canal. Tem-se:

$$\rho_{\text{He}} = 2,722 \quad \text{kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{ar}} = 19,708 \quad \text{kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{CO}_2} = 29,93 \quad \text{kg/m}^3$$

Combinando as equações B-1, B-2, B-3 e B-5, tem-se:

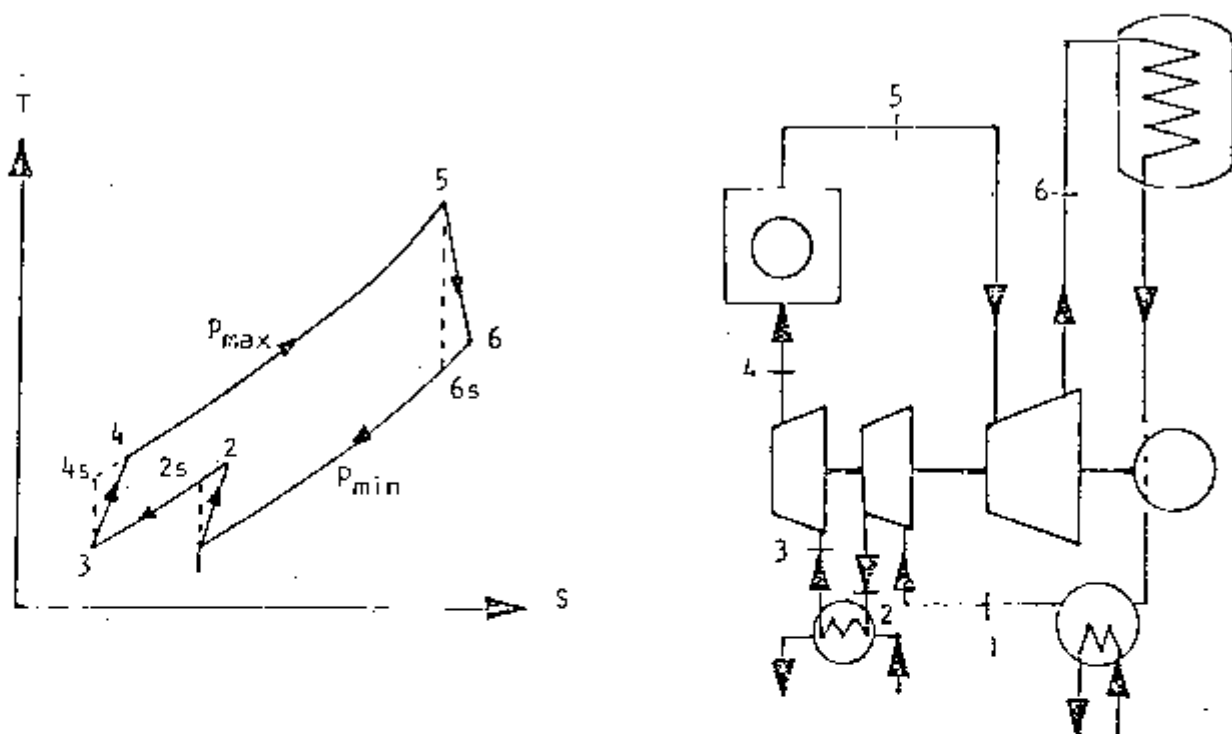
$$\Delta P = 0,184 \text{Re}^{-0,2} \text{Pr}^{-0,6} G^2 L / 2 \rho D \quad \text{B-12}$$

Combinando as equações B-5 e B-7, tem-se:

$$G = Q / A c_p (T_s - T_e) \quad \text{B-13}$$

## APÊNDICE C

## CICLO BRAYTON SEM REGENERAÇÃO E COM RESFRIAMENTO INTERMEDIÁRIO



$$\text{Supõe-se: } T_1 = T_3 \quad ; \quad T_2 = T_4$$

$$\eta_{c_1} = \eta_{c_2} = \eta_c$$

$$r_{c_1} = r_{c_2} \quad ; \quad r_c = r_{c_1} \cdot r_{c_2}$$

$$\dot{W}_c = \frac{\dot{m} c_p}{\eta_c} 2 T_1 \left[ r_c^{(\gamma-1)/2\gamma} - 1 \right] \quad \text{C-1}$$

$$\dot{W}_t = \dot{m} c_p \eta_t T_5 \left[ 1 - r_c^{(1-\gamma)/\gamma} \right] \quad \text{C-2}$$



$$T_4 = T_1 \left\{ 1 + \frac{r_c^{(\gamma-1)/2\gamma} - 1}{\eta_c} \right\} \quad C-3$$

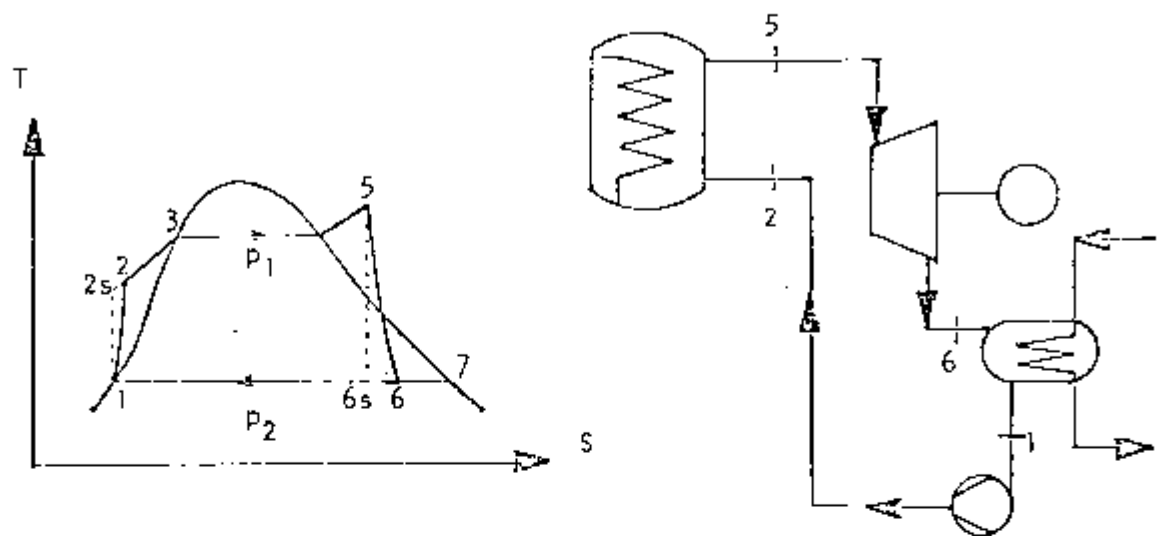
$$T_6 = T_5 \left\{ 1 + \eta_t \left[ r_c^{(1-\gamma)/\gamma} - 1 \right] \right\} \quad C-4$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m} c_p (T_5 - T_4) \quad C-5$$

$$\dot{Q}_r = \dot{m} c_p (T_6 - T_1) \quad C-6$$

## APÊNDICE D

## CICLO RANKINE COM GERAÇÃO DE POTÊNCIA



$$x_{6s} = (s_5 - s_1) / (s_7 - s_1) \quad D-1$$

$$h_{6s} = h_1 + x_{6s} (h_7 - h_1) \quad D-2$$

$$\dot{W}_t = \dot{m} \eta_t (h_5 - h_{6s}) \quad D-3$$

$$h_6 = h_5 - W_t \quad D-4$$

$$x_6 = (h_6 - h_1) / (h_7 - h_1) \quad D-5$$

Supõe-se que a entalpia na saída do condensador é exatamente igual à entalpia do líquido saturado.

$$h_2 = h_1 + |v_1 (p_2 - p_1) 0,1 / \eta_b| \quad D-6$$

$$\dot{w}_b = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

D-7

$$\dot{Q}_r = \dot{m} (h_6 - h_1)$$

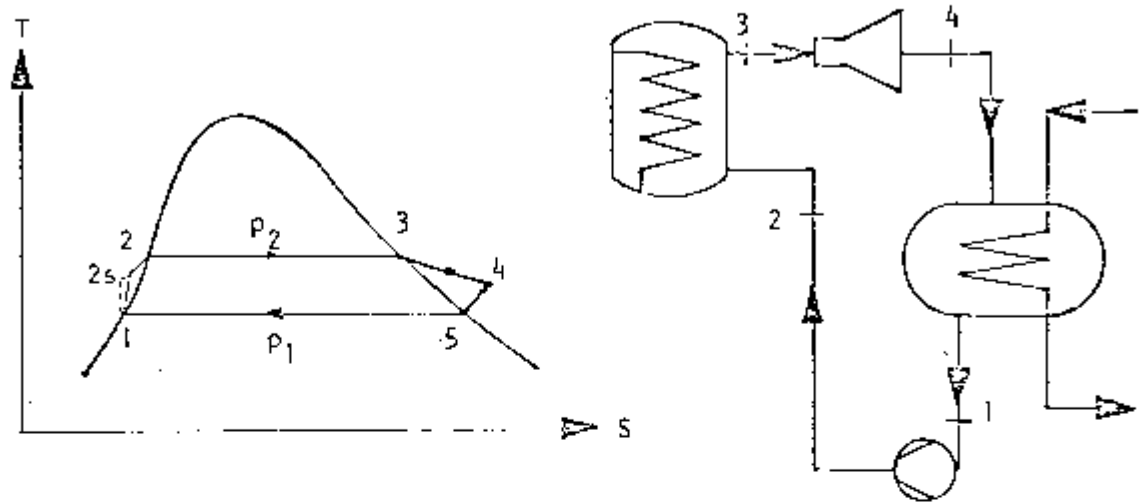
D-8

$$\dot{Q}_a = \dot{m} (h_5 - h_2)$$

D-9

## APÊNDICE E

## CICLO BRAYTON SEM GERAÇÃO DE POTÊNCIA



De 3 a 4 é uma expansão ideal com entalpia constante.

$$h_2 = h_1 + |v_1(p_2 - p_1) 0,1/\pi b| \quad \text{E-1}$$

Supõe-se que o gerador de vapor, gera só vapor saturado com qualidade 100%.

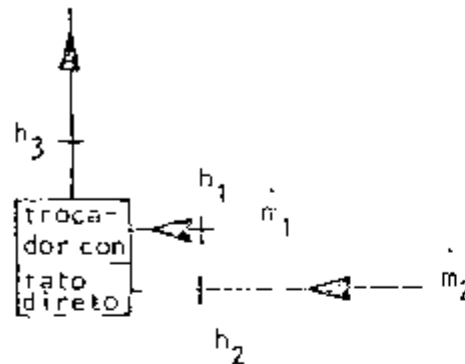
$$\dot{Q}_a = \dot{m} (h_3 - h_2) \quad \text{E-2}$$

$$\dot{Q}_r = \dot{m} (h_4 - h_1) \quad \text{E-3}$$

$$\dot{W}_b = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad \text{E-4}$$

## A P E N D I C E F

## BALANÇO TERMODINÂMICO NO TROCADOR DE CALOR DE CONTATO DIRETO



Nas alternativas A e B usa-se duas turbinas, uma com vácuo e outra com pressão positiva no condensador. Os fluidos de condensação juntam-se num trocador de contato direto com entalpias diferentes (Fig.4.3).

Por balanço termodinâmico:

$$\dot{m}_1 (h_1 - h_3) = \dot{m}_2 (h_1 - h_2) \quad \text{F-1}$$

Em um projeto específico:

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} = \text{cte} = k \quad \text{F-2}$$

Portanto:

$$h_3 = (k h_1 + h_2) / (k + 1) \quad \text{F-3}$$

Temperatura no ponto 3:

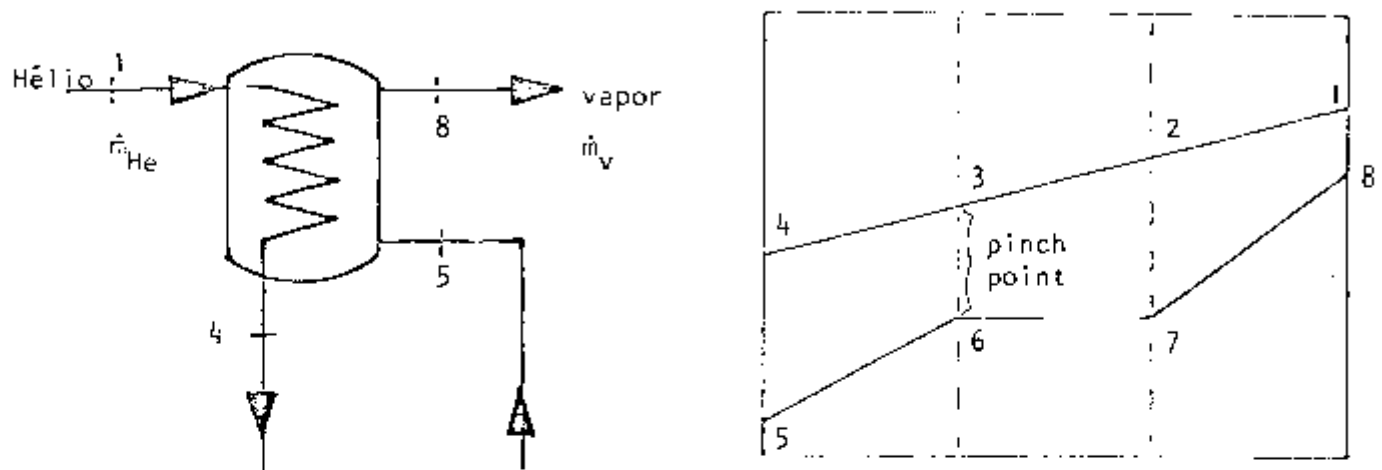
$T_{\text{sat}}$  = Temperatura de saturação no ponto 3.

$h_{\text{sat}}$  = Entalpia do líquido saturado no ponto 3.

$$T_3 = |(h_3 - h_{\text{sat}}) / c_p| + T_{\text{sat}} \quad \text{F-4}$$

## A P E N D I C E G

## BALANÇO TERMODINÂMICO E CÁLCULO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA O GERADOR DE VAPOR



Por balanço termodinâmico geral tem-se:

$$\dot{m}_v (h_8 - h_5) = \dot{m}_{He} c_p (T_1 - T_4) \quad G-1$$

Por causa da mudança de fase da água, deve-se calcular a superfície de transferência de calor por setores. Mostra-se o equacionamento para o cálculo de transferência de calor no setor de ebulição. Os outros setores têm um equacionamento similar.

$h_g$  = coeficiente de película do gás

$h_v$  = coeficiente de película do vapor em ebulição

$U$  = coeficiente global de transferência de calor

Desprezando a condutividade térmica na parede dos tubos tem-se:

$$U = 1 / \left( \frac{1}{h_g} + \frac{1}{h_v} \right) \quad G-2$$

Por balanço termodinâmico no setor de ebulição tem-se:

$$\dot{m}_v (h_7 - h_6) = \dot{m}_{He} c_p (T_2 - T_3) \quad G-3$$

Tem-se a diferença de temperatura média logarítmica, isto é:

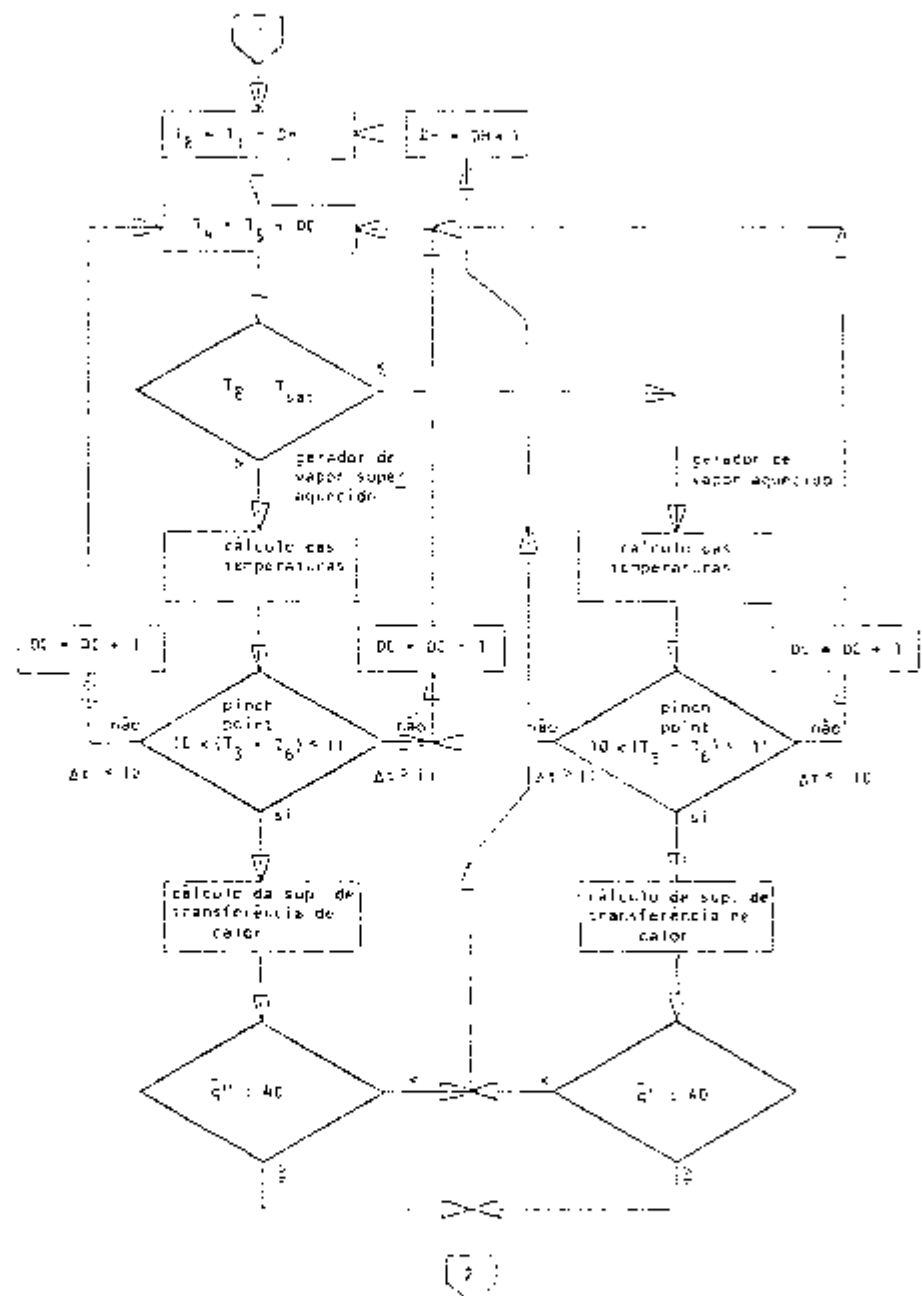
$$\Delta T_{log} = (T_2 - T_7) - (T_3 - T_6) / \log \left( \frac{T_2 - T_7}{T_3 - T_6} \right) \quad G-4$$

Finalmente, a superfície de transferência de calor no setor de ebulição é:

$$A = \dot{m}_v (h_7 - h_6) / (U \times \Delta T_{log}) \quad G-5$$

APÊNDICE H

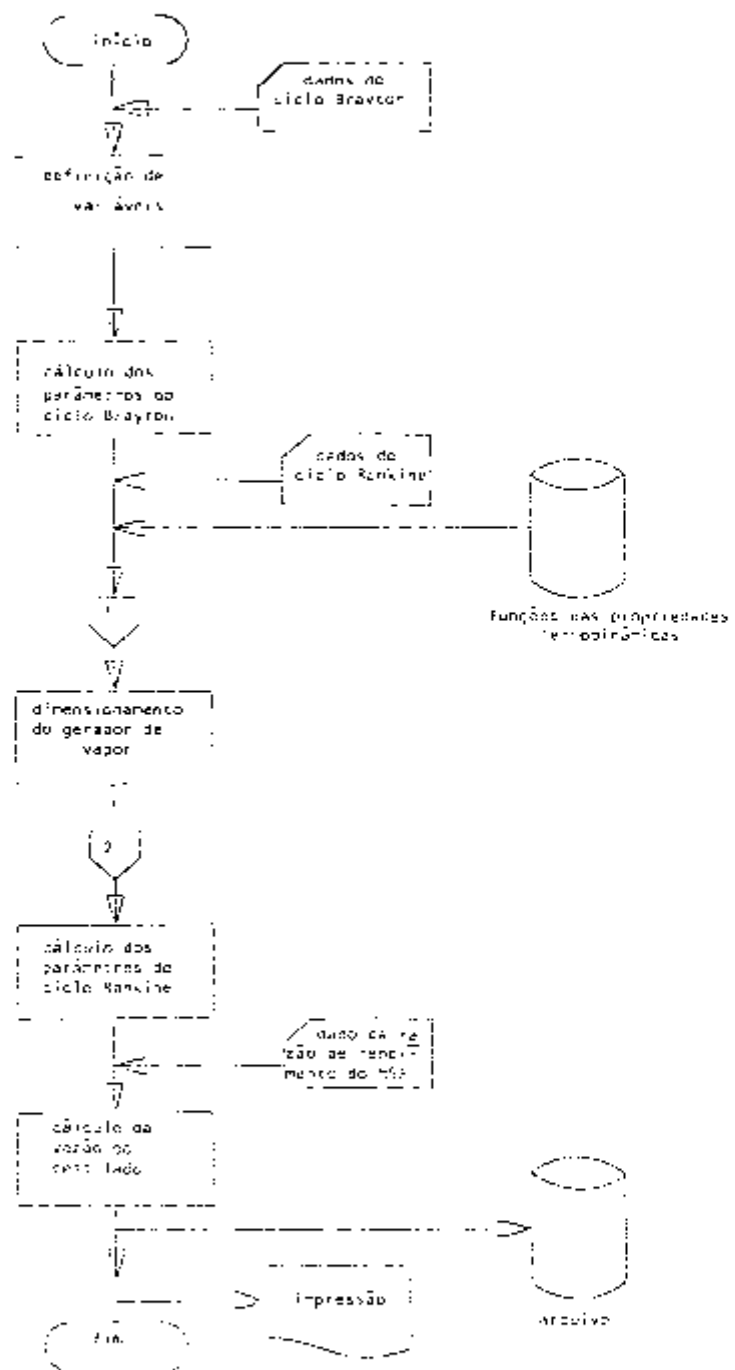
FLUXOGRAMA DO DIMENSIONAMENTO DO GERADOR DE VAPOR





## A P E N D I C E I

## DIAGRAMA DA SEQUÊNCIA DE CÁLCULOS DO PROGRAMA DIGITAL





## A P E N D I C E J

```

C TEMPERATURA DE SATURACAO EM FUNCAO DA PRESSAO 00000640
C NA ZONA SATURADA 00000650
C P PRESSAO (BARS) 00000660
C T TEMPERATURA (CELCIOS) 00000670
C VALIDADE 00000680
C PRESSAO MAIOR O IGUAL DUE 0.006567 BARS 00000690
C MENOR QUE 220.9 BARS 00000700
C ERRO MAXIMO E DE 0.080000 PORCENTO 00000710
C PRECISA FUNCTION POLY 00000720
C 00000730
C DIMENSION TSA(6) 00000740
C DATA TSA /0.0,27.89640536,2.37308592,0.20327072, 00000750
C 1 0.01495782,0.00063615/ 00000760
C DATA TSB1,TSB2,TSB3 /99.56046953,0.06066587,-0.00012472/ 00000770
C P2 = P * P 00000780
C WORK = TSB1 + TSB2 * P + TSB3 * P2 00000790
C X = ALOG(P) 00000800
C TSAT = WORK + POLY(6,TSA,X) 00000810
C RETURN 00000820
C END 00000830
C 00000840
C ***** 00000850
C 00000860
C FUNCTION PSAT(T) 00000870
C PRESSAO DE SATURACAO EM FUNCAO DA TEMPERATURA 00000880
C P PRESSAO (BARS) 00000890
C T TEMPERATURA (CELCIOS) 00000900
C VALIDADE 00000910
C TEMPERATURA MAIOR O IGUAL QUE 1.0 GRAUS 00000920
C MENOR O IGUAL QUE 374.136 GRAUS 00000930
C ERRO MAXIMO E DE 1.02041 PORCENTO 00000940
C PRECISA FUNCTION POLY 00000950
C 00000960
C DIMENSION P1V(6),P2V(6),P3V(6) 00000970
C DATA PS /-744.04308149/ 00000980
C DATA P1V /0.04003888,-0.03365188,0.00019252, 00000990
C 1 -1.0793571E-06,9.8001532E-09,1.0914769E-11/ 00001000
C DATA P2V /0.,0.03232203,0.01990933,0.00320679, 00001010
C 1 0.00169596,0.00036527/ 00001020
C DATA P3V /2286.94015315,17.38725882,-0.07975831, 00001030
C 1 0.00021909,-3.865674E-07,2.8050021E-10/ 00001040
C TA = ALOG(T) 00001050
C IF (T .GT. 141.) GO TO 5 00001060
C PSAT = POLY(6,P1V,T) + POLY(6,P2V,TA) 00001070
C GO TO 10 00001080
C 5 PSAT = POLY(6,P3V,T) + PS*TA 00001090
C 10 RETURN 00001100
C END 00001110
C 00001120
C ***** 00001130
C 00001140
C FUNCTION ELI(1P) 00001150
C ENERGIA INTERNA DO LIQUIDO EM FUNCAO DA PRESSAO 00001160
C NA ZONA SATURADA 00001170
C P PRESSAO (BARS) 00001180
C E ENERGIA INT. (KJ/KG) 00001190
C VALIDADE PRESSAO MAIOR QUE 0.006567 00001200
C ERRO MAXIMO E MENOR QUE 0.3 PORCENTO ATE 200 BARS 00001210
C E MENOR QUE 1.0 PORCENTO ACIMA 00001220
C MENOR QUE 220.5 00001230
C PRECISA FUNCTION POLY 00001240
C 00001250
C DIMENSION E1(19),E2(19),E3(18) 00001260

```

## A P E N D I C E J

```

DATA E1L /394.24166531,23.76329862,-0.69411483,0.04770093,      00001270
1 -D.00313421,0.00015335,-4.9153464E-06,9.0330555E-08,      00001280
1 -7.1504063E-10/      00001290
DATA E2L /0.0,95.32165246,-0.11006979,-2.16756609,-0.54224564, 00001300
1 -0.07450702,-0.00522381,0.0,1.883563E-05/      00001310
DATA E3L /840820.42791067,8275.01453468,-78.82659,+63144137, 00001320
1 -0.00359513,1.3337573E-05,-2.8661742E-08,2.6935342E-11/ 00001330
DATA EA,EB,EC /-263482.85,70019,-4632755.02100564,      00001340
1 17116753.06224004/      00001350
X = ALOG(P)      00001360
IF (P.GT.27.44) GO TO 5      00001370
ELIQ = POLY(9,E1L,P) + POLY(9,E2L,P)      00001380
GO TO 10      00001390
5 PA = 1./P      00001400
PA1 = PA * PA      00001410
WORK = EA *X + EB*PA + EC *PA1      00001420
ELIQ = WORK + POLY(9,E3L,P)      00001430
10 RETURN      00001440
END      00001450
C      00001460
C *****      00001470
C      00001480
C      00001490
FUNCTION EVA(P)      00001500
ENERGIA INTERNA DO VAPOR EM FUNCAO DA PRESSAO      00001510
NA ZONA SATURADA      00001510
P PRESSAO (BARS)      00001520
E ENERGIA INT. (KJ/KG)      00001530
VALIDADE : PRESSAO MAIOR QUE 0.006113      00001540
MENOR QUE 220.5      00001550
ERRO MAXIMO E MENOR QUE 0.4 PORCENTO ATE 210 BARS      00001560
E ATE 1.15451 PORCENTO MAIS ACIMA      00001570
PRECISA FUNCTION POLY      00001580
C      00001590
C      00001600
DIMENSION E1V(9),E2V(9)      00001600
DATA E1V /0.0,2514.58245329,-8.7914219,.08598165,-0.00079958, 00001610
1 5.4106011E-06,-2.3607249E-08,5.8507432E-11,-6.2159591E-14/ 00001620
DATA E2V /0.0,-2464.99983731,-1238.21674006,-406.99326635, 00001630
1 -59.43847912,-19.11001666,-2.80567453,-0.27032994,-0.01211911/ 00001640
X = ALOG(P)      00001650
EVAP = POLY(9,E1V,P) + POLY(9,E2V,P)      00001660
RETURN      00001670
END      00001680
C      00001690
C *****      00001700
C      00001710
C      00001720
FUNCTION VOL(P)      00001730
VOLUME ESPECIFICO DO LIQUIDO EM FUNCAO DA PRESSAO      00001740
NA ZONA SATURADA      00001740
P PRESSAO (BARS)      00001750
V VOL. ESPECIFICO (M**3/KG)      00001760
VALIDADE      00001770
PRESSAO MAIOR QUE 0.006113      00001780
MENOR QUE 220.9      00001790
PRECISA FUNCTION POLY      00001800
ERRO MAXIMO E MENOR QUE 1.5 PORCENTO ATE 200 BARS      00001810
CHEGANDO ATE 5.1 PORCENTO MAIS ACIMA      00001820
C      00001830
C      00001840
DIMENSION V1L(9),V2L(9)      00001850
DATA V1L /26.45468831,-25.49346623,0.08374163,      00001860
1 -0.00078105,7.0043107E-06,-4.6064289E-08,      00001870
1 1.9632558E-10,-4.7690466E-13,4.9767658E-16/      00001880
DATA V2L /0.0,75.35891081,12.58434556,4.13106532,1.00938104, 00001890
1 0.19490437,0.02905309,0.00286757,0.00013203/      00001900

```

## A P E N D I C E J

```

X      = ALOG(P)
VOL   = POLY(9,V1L,P)+ POLY(9,V2L,X)
RETURN
END
C
C *****
C
C      FUNCTION VEG(P)
C      VOLUME ESPECIFICO DO VAPOR EM FUNCAO DA PRESSAO
C      NA ZONA SATURADA
C      P      PRESSAO      (BARS)
C      V      VOL.ESPECIFICO (M**3/KG)
C      VALIDAÇÃO
C      PRESSAO MAIOR QUE      0.006113
C      MENOR QUE      220.9
C      ERRO MAXIMO E MENOR DE 1.5 PORCENTO ATE 210 BARS
C      E PROXIMO DE 7.0 PORCENTO MAIS ACIMA
C      PRECISA FUNCTION POLY
C
C      DIMENSION V1G(9),V2G(9),V3G(5)
C      DATA V1G /512.38473705,-38.19775830,0.2986714,-0.00336083,
1 3.021569E-05,-1.0611724E-07,7.2153184E-10,-1.5722451E-12,
1 1.4608024E-15/
C      DATA V2G /0.0,1219.97846769,-0.42251699,0.00154414,
1 3.3792845E-06,-1.9314117E-07,1.5743131E-09,
1 -7.7792715E-12,1.5014699E-14/
C      DATA V3G /0.0,-327.38448287,150.60704455,
1 -23.87680776,5.76650922/
C      X      = 1./P
C      Y      = ALOG(P)
C      VEG   = POLY(9,V1G,P) + POLY(9,V2G,X) +POLY(5,V3G,Y)
C      RETURN
C      END
C
C *****
C
C      FUNCTION HLIQ(P)
C      ENTALPIA ESPECIFICA DO LIQUIDO EM FUNCAO DA PRESSAO
C      NA ZONA SATURADA
C      P      PRESSAO      (BARS)
C      H      ENTALPIA ESP. (KJ/KG)
C      VALIDAÇÃO : PRESSAO MAIOR QUE      0.006567
C      MENOR QUE      220.9
C      ERRO MAXIMO E MENOR DE 0.4 PORCENTO ATE 185 BARS
C      E ATE 1.74 PORCENTO MAIS ACIMA
C      PRECISA FUNCTION POLY
C
C      DIMENSION H1L(8),H2L(9),H3L(6)
C      DATA H1L /1740.05268372,-5284.43645276,31091.18624808,
1 -217625.48818589,1215894.91635195,-4647369.10690268,
1 10543935.96031591,-10614290.5273008/
C      DATA H2L /1004.98844666,-592.30087238,5.19471332,-0.07037003,
1 0.00076417,-5.6391541E-06,2.5952311E-08,-6.6599694E-11,
1 7.243502E-14/
C      DATA H3L /0.0,702.06443109,294.86115014,90.36092140,
1 23.24446224,4.46567371/
C      DATA HAL,HBL /724.54119651,52.18199825/
C      DATA HCL,HDL /-0.64491773,5.4010362E-05/
C      X      = ALOG(P)
C      IFIP.GT.0.190361 GO TO 5
C      WORK = HAL*X + HBL*X*X + HCL*(X**4) + HDL*(X**8)
C      HLIQ = WORK + POLY(8,H1L,P)
C      GO TO 10

```

## A P E N D I C E J

```

5  HLIO = POLY19,H2L,P1 + POLY16,H3L,X1          00002530
10 CCNTINUE                                       00002540
    RETURN                                        00002550
    END                                           00002560
C                                                                 00002570
C *****                                              00002580
C                                                                 00002590
C      FUNCTION HVAPI(P)                            00002600
C  ENTALPIA ESPECIFICA DO VAPOR EM FUNCAO DA PRESSAO  00002610
C  NA ZONA SATURADA                                00002620
C  P      PRESSAO      (BARS)                      00002630
C  H      ENTALPIA ESP. (KJ/KG)                   00002640
C  VALIDADE = PRESSAO MAIOR QUE      0.006113      00002650
C              MENOR QUE      220.9              00002660
C  ERRO MAXIMO E MENOR DE 0.25 PORCENTO ATE 190 BARS  00002670
C              E ATE 0.0 PORCENTO MAIS ACIMA      00002680
C  PRECISA FUNCTION POLY                          00002690
C                                                                 00002700
C      DIMENSION H1V(9),H2V(9)                    00002710
C      DATA H1V /-2254.17944830,4945.58540935,-16.28371133,.15223981,  00002720
C      1 -0.00136876,9.0251891E-06,-3.8572061E-08,9.3976853E-11,  00002730
C      1 -5.8394827E-14/                          00002740
C      DATA H2V /0.0,-4871.21770775,-2438.67954892,-801.49303874,  00002750
C      1 -195.86914511,-37.81768894,-5.63538121,-.55595574,-.02558509/  00002760
C      X      = ALOG(P)                            00002770
C      HVAP = POLY19,H1V,P) + POLY19,H2V,X1      00002780
C      RETURN                                       00002790
C      END                                           00002800
C                                                                 00002810
C *****                                              00002820
C                                                                 00002830
C      FUNCTION SLIQ(P)                             00002840
C  ENTROPIA ESPECIFICA DO LIQUIDO EM FUNCAO DA PRESSAO  00002850
C  NA ZONA SATURADA                                00002860
C  P      PRESSAO      (BARS)                      00002870
C  S      ENTROPIA ESP. (KJ/KG*K)                 00002880
C  VALIDADE : PRESSAO MAIOR QUE      0.008131      00002890
C              MENOR QUE      220.9              00002900
C  ERRO MAXIMO E MENOR DE 0.9 PORCENTO           00002910
C  PRECISA FUNCTION POLY                          00002920
C                                                                 00002930
C      DIMENSION S1L(9),S2L(9)                    00002940
C      DATA S1L /26.88937106,-24.84338561,0.05667580,-.00042575,  00002950
C      1 3.3265302E-06,-1.9922015E-08,7.9400848E-11,-1.8345919E-13,  00002960
C      1 1.8419923E-16/                          00002970
C      DATA S2L /0.0,25.04761668,12.33160694,4.06607279,-.99648809,  00002980
C      1 0.19298322,.03063021,.00365617,-.00024534/  00002990
C      DATA SAL,SBL /-0.00050185,5.5574578E-07/  00003000
C      X      = ALOG(P)                            00003010
C      PA     = 1./P                               00003020
C      PA2    = PA * PA                            00003030
C      WORK   = SAL * PA2 + SBL * PA * PA2        00003040
C      SLIQ   = WORK + POLY19,S1L,P) + POLY19,S2L,X1  00003050
C      RETURN                                       00003060
C      END                                           00003070
C                                                                 00003080
C *****                                              00003090
C                                                                 00003100
C      FUNCTION SVAP(P)                             00003110
C  ENTROPIA ESPECIFICA DO VAPOR EM FUNCAO DA PRESSAO  00003120
C  NA ZONA SATURADA                                00003130
C  P      PRESSAO      (BARS)                      00003140
C  S      ENTROPIA ESP. (KJ/KG*K)                 00003150

```

## A P E N D I C E J

```

C   VALIDADE = PRESSAO MAIOR QUE      0.006113      00003160
C                                     MENOR QUE      220.9      00003170
C   ERRO MAXIMO E MENOR DE 0.4 PORCENTO ATE 215 BARS      00003180
C                                     E MENOR DE 1.2 PORCENTO MAIS ACIMA      00003190
C   PRECISA FUNCTION POLY      00003200
C                                     00003210
C   DIMENSION S1V(9),S2V(9)      00003220
C   DATA S1V /0.0,7.36328917,-0.02444175,0.00022953,-2.0787512E-06,      00003230
C   1 1.3689813E-08,-5.8628179E-11,1.4307622E-13,-1.5000272E-16/      00003240
C   DATA S2V /0.0,-7.67412709,-3.64044674,-1.19645108,-.29235949,      00003250
C   1 -0.05642415,-0.00839676,-0.0008266,-3.7950449E-05/      00003260
C   X = ALOG(P)      00003270
C   SVAP= POLY(9,S1V,P) + POLY(9,S2V,X)      00003280
C   RETURN      00003290
C   END      00003300
C                                     00003310
C *****      00003320
C                                     00003330
C ***** FUCCES VALIDAS PARA VAPOR SUPER AQUECIDO *****      00003340
C                                     00003350
C *****      00003360
C                                     00003370
C   FUNCTION HS4Q(P,T)      00003380
C   ENTALPIA ESPECIFICA DO VAPOR EM FUNCAO DA PRESSAO      00003390
C   E DA TEMPERATURA NA ZONA SUPER AQUECIDA      00003400
C   P PRESSAO (BARS)      00003410
C   T TEMPERATURA (CELCIOS)      00003420
C   H ENTALPIA ESP. (KJ/KG)      00003430
C   VALIDADE = PRESSAO MAIOR O IGUAL QUE      8.0 BARS      00003440
C                                     MENOR O IGUAL QUE      200.0 BARS      00003450
C                                     : TEMPERATURA MAIOR O IGUAL QUE      200.0 GRAUS      00003460
C                                     MENOR O IGUAL QUE      680.0 GRAUS      00003470
C   ERRO MAXIMO E DE 2.6603 PORCENTUALMENTE PARA 110 BARS E 320 GRAUS      00003480
C                                     E MENOR DE 1.5 PORCENTO PARA O RESTO DO INTERVALO      00003490
C   PRECISA FUNCTION POLY E TSAT      00003500
C                                     00003510
C   DIMENSION H1S(4),H2S(4)      00003520
C   DATA H1P,H2P/-21483.66257389,3415.63049466/      00003530
C   DATA H3P,H4P/-101423.05911179,127986.66534258/      00003540
C   DATA H1S/44783.85928054,-195.58678903,.56943698,-.00102698/      00003550
C   DATA H1T /0.00417594/      00003560
C   DATA H5P,H6P/-1.69726631,-2.0796624E-05/      00003570
C   DATA H3T,H4T/91.78336220,-6.3918743E-05/      00003580
C   DATA H2S /-25559.50083277,0.0,-0.23203178,0.00062182/      00003590
C   DATA H7P,H5T,H6T/3626.55846281,417.28808322,-0.00930490/      00003600
C   DATA H7T,H8T,H9T/2.45605955,772.88315588,-66.01366746/      00003610
C   DATA H8P,H9P,H10P/-49485560,-964.12504495,-1.15416667/      00003620
C   DATA H10T,H11T /2.1896089E-07,114.29674442/      00003630
C                                     00003640
C   IF (T .LT. 200.0 .OR. T .GT. 680.0) GO TO 35      00003650
C   IF (P .LT. 8.0 .OR. P .GT. 200.0 ) GO TO 35      00003660
C   T1 = TSAT(P)      00003670
C   IF (T1 .GE. T ) GO TO 35      00003680
C   GO TO 3      00003690
C   35 WRITE(6,999)      00003700
C   999 FORMAT(1H1,'ERRO **** PRESSAO O TEMPERATURA FORA DOS LIMITES')      00003710
C   GO TO 40      00003720
C   3 PA = ALOG(P)      00003730
C   TA = ALOG(T)      00003740
C   PB = 1./P      00003750
C   IF(P.LE.180.0.AND.T.LE.360.0) GO TO 5      00003760
C   IF(P.LE.140.0.AND.T.LE.440.0) GO TO 10      00003770
C   IF(P.GE.140.0.AND.T.LE.440.0) GO TO 15      00003780

```

## A P E N D I C E J

```

IF(P.LE.140.0.AND.T.GE.440.0) GO TO 20
IF(P.GE.140.0.AND.T.GE.440.0) GO TO 30
5  WORK = H1P*PA + H2P*PA*PA + H3P*PB + H4P*PB*PB + H1T*T*T
   HSAQ = WORK + POLY(4,H1S,P)
   GO TO 40
10  WORK = H5P*P + H6P*P*P
   HSAQ = WORK + H3T*TA*TA + H4T*T*T
   GO TO 40
15  WORK = H7P*PA + H5T*TA*TA + H6T*T*T
   HSAQ = WORK + POLY(4,H2S,P)
   GO TO 40
20  HSAQ = H7T*T + H8T*TA + H9T*TA*TA + H8P*P
   GO TO 40
30  HSAQ = H9P + H10P*P + H10T*T*T + H11T*TA*TA
   GO TO 40
40  RETURN
   END
C
C *****
C
C   FUNCTION SSAQIP,T)
C   ENTROPIA ESPECIFICA DO VAPOR EM FUNCAO DA PRESSAO
C   E DA TEMPERATURA NA ZONA SUPER AQUECIDA
C   P   PRESSAO      (BARS)
C   T   TEMPERATURA  (CELCIOS)
C   H   ENTALPIA ESP. (KJ/KG)
C   VALIDADE : PRESSAO MAIOR O IGUAL QUE 8.0
C               MENOR O IGUAL QUE 200.0 BARS
C               TEMPERATURA MAIOR O IGUAL QUE 200.0 GRAUS
C               MENOR O IGUAL QUE 620.0 GRAUS
C   ERRO MAXIMO E DE 2.1729 PORCENTO,MAIS SO PARA TEMP=320 E PRES=110
C               E MENOR DE 1.25 PORCENTO PARA O RESTO DO INTERVALO
C   PRECISA FUNCTION POLY E FUNCTION YSATIP)
C
C   DIMENSION S1H(6),S2H(3),S3H(5),S4H(3)
C   DATA S1H /6.11604237,-.00610576,-1.0055469E-10,2.1787586E-13/
C   DATA S1P,S2P,S3P/.010576,-3.9191384E-05,-0.12391750/
C   DATA S2H /5.82053820,0.01033322,-7.8766447E-06/
C   DATA S4P,S5P,S6P/-0.00423669,-0.576959,0.02791386/
C   DATA S3H /4.46171613,0.13437459E-05,0.,-7.6812017E-11/
C   DATA S7P,S8P/-0.02005602,3.9754836E-05/
C   DATA S9P,S10P/-0.00101472,-0.45847020/
C   DATA S1T,S2T,S3T/-0.00026318,1.42133477,4.7136031E-07/
C   DATA S4H /-23.61089942,-0.00669956,8.2090291E-06/
C   DATA S4T,S5T,S6T/-0.013081,5.78736576,5.3893621E-06/
C   IF (T .LT. 200.0 .OR. T .GT. 680.0) GO TO 35
C   IF (P .LT. 8.0 .OR. P .GT. 200.0 ) GO TO 35
C   T1 = YSATIP)
C   IF (T1 .GE. T ) GO TO 35
C   GO TO 3
35  WRITE(6,999)
999  FORMAT(1H1,'ERRO *** PRESSAO O TEMPERATURA FORA DOS LIMITES')
   GO TO 40
3   PA = ALOG(P)
   TA = ALOG(T)
   IF(P.LE.180.0.AND.T.LE.360.0) GO TO 5
   IF(P.LE.140.0.AND.T.LE.440.0) GO TO 10
   IF(P.GE.140.0.AND.T.LE.440.0) GO TO 15
   IF(P.LE.140.0.AND.T.GE.440.0) GO TO 20
   IF(P.GE.140.0.AND.T.GE.440.0) GO TO 30
5   WORK = S1P*P + S2P*P*P + S3P*PA*PA
   SSAQ = WORK + POLY(6,S1H,T)
   GO TO 40

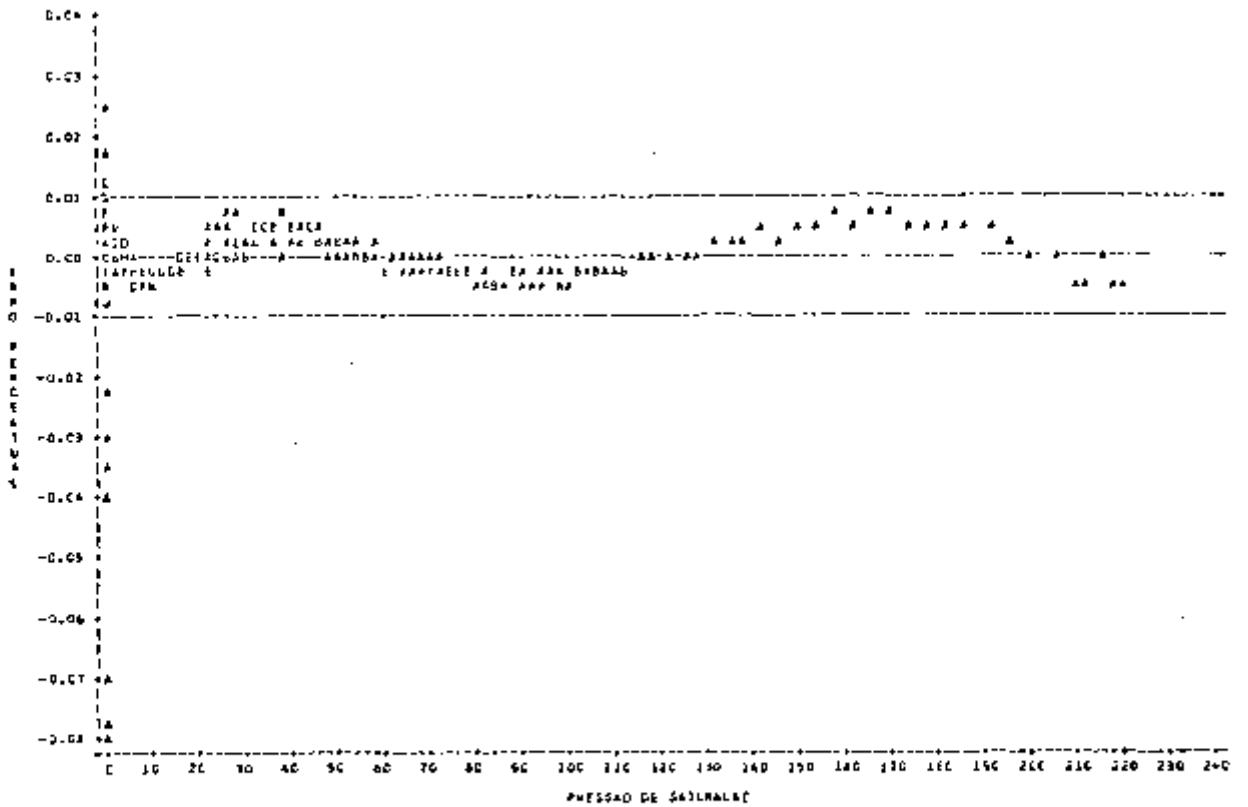
```



## A P E N D I C E J

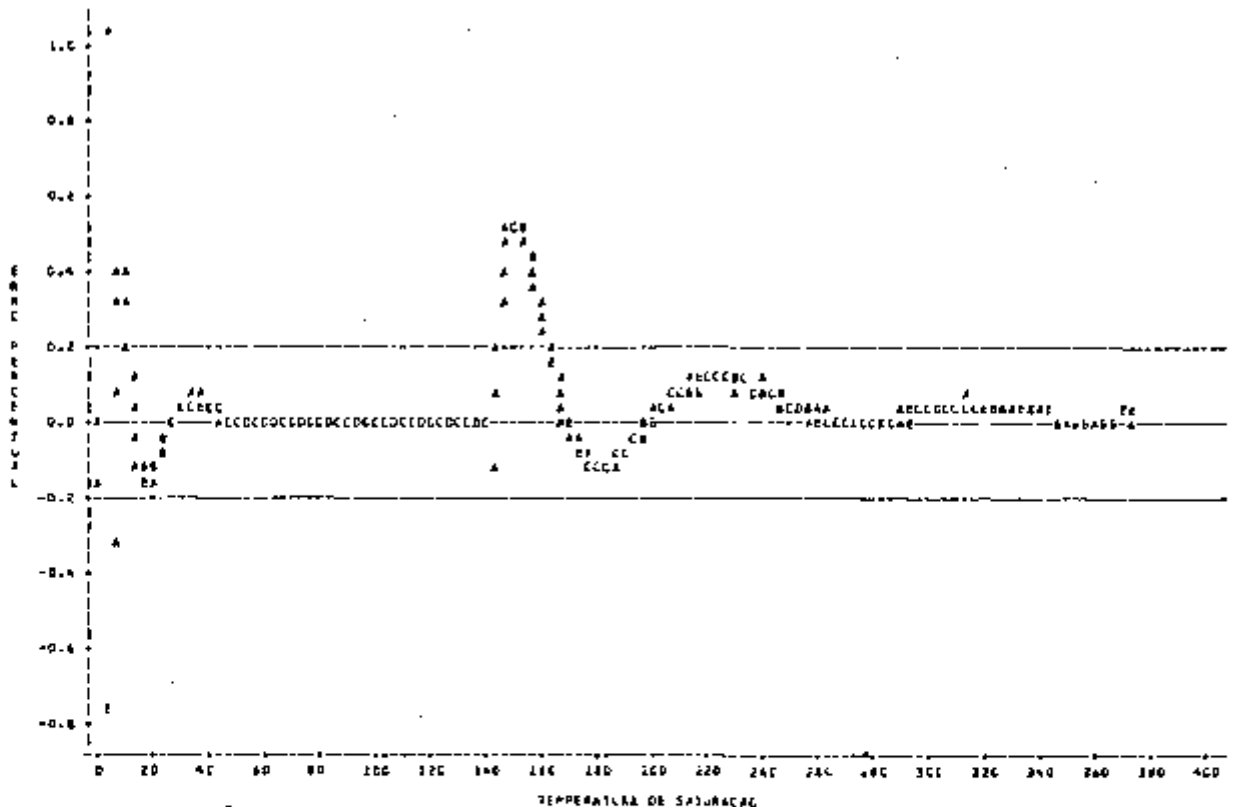
10	WORK = S4P*P + S5P*PA + S6P*PA*PA	00004420
	SSAQ = WORK + POLY(3,S2H,T)	00004430
	GC TO 40	00004440
15	WORK = S7P*P + S8P*P*P	00004450
	SSAQ = WORK + POLY(5,S3H,T)	00004460
	GC TO 40	00004470
20	WORK = S1T*T + S2T*TA + S3T*T*T	00004480
	SSAQ = WORK + S9P*P + S10P*PA	00004490
	GC TO 40	00004500
30	WORK = S4T*T + S5T*TA + S6T*T*T	00004510
	SSAQ = WORK + POLY(3,S4H,P)	00004520
	GC TO 40	00004530
40	RETURN	00004540
	EAC	00004550

GRAC EM PORCENTO PARA A CORRELACAO DA PRESSAO DE SATURACAO  
 (MFC MAXIMO E DE 1,0000 POR CEMTO)  
 PLOT DE REPRESENTACAO LEGENDA A = 1 CBS, B = 2 CBS, ETC.



NOTE: 1 CAS HAD MISSING VALUES

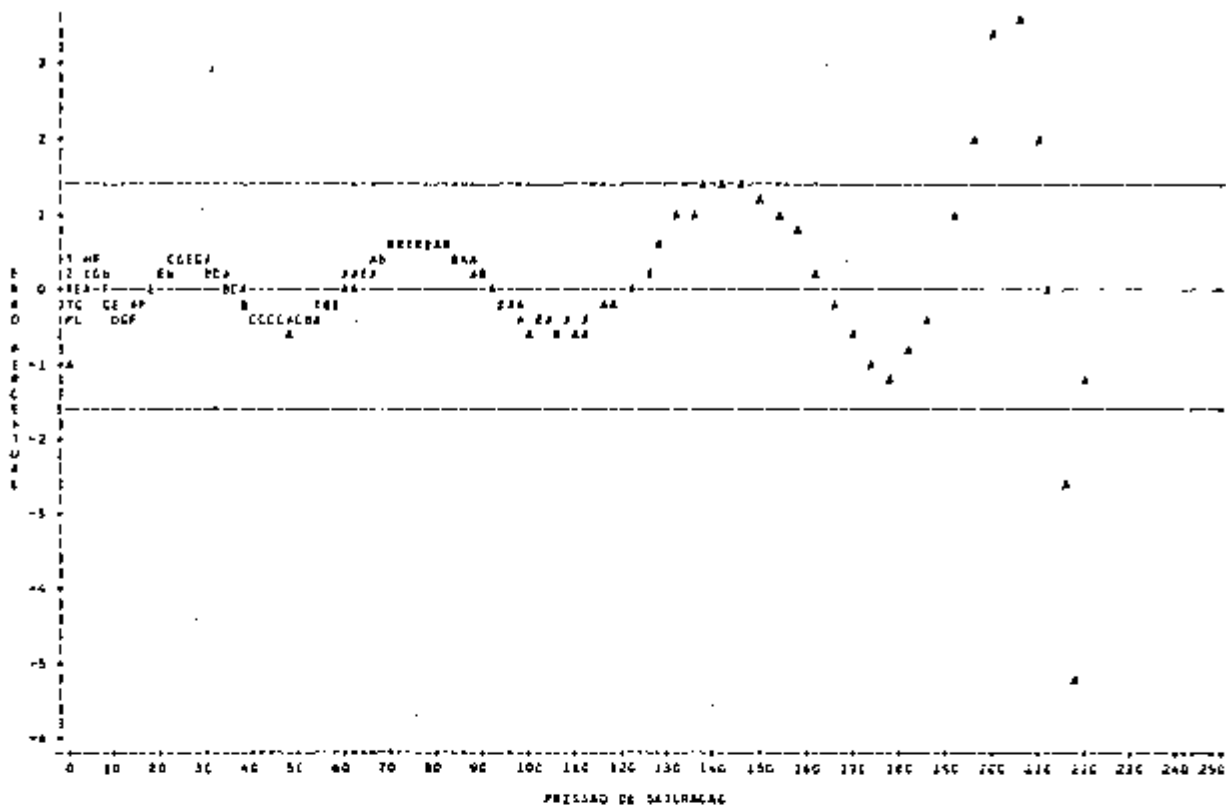
GRAC EM PORCENTO PARA A CORRELACAO DA PRESSAO DE SATURACAO  
 (MFC MAXIMO E DE 1,0000 POR CEMTO)  
 PLOT DE REPRESENTACAO LEGENDA A = 1 CBS, B = 2 CBS, ETC.



NOTE: 1 CAS HAD MISSING VALUES

ENNO 4 - PORCENTO PARA A COMPRESSAO DE VOLUME ESPECIFICAS DE LULHOS  
 EMRE MARIME E PENCA DE 1,5 PORCENTO ATE 210 BARS

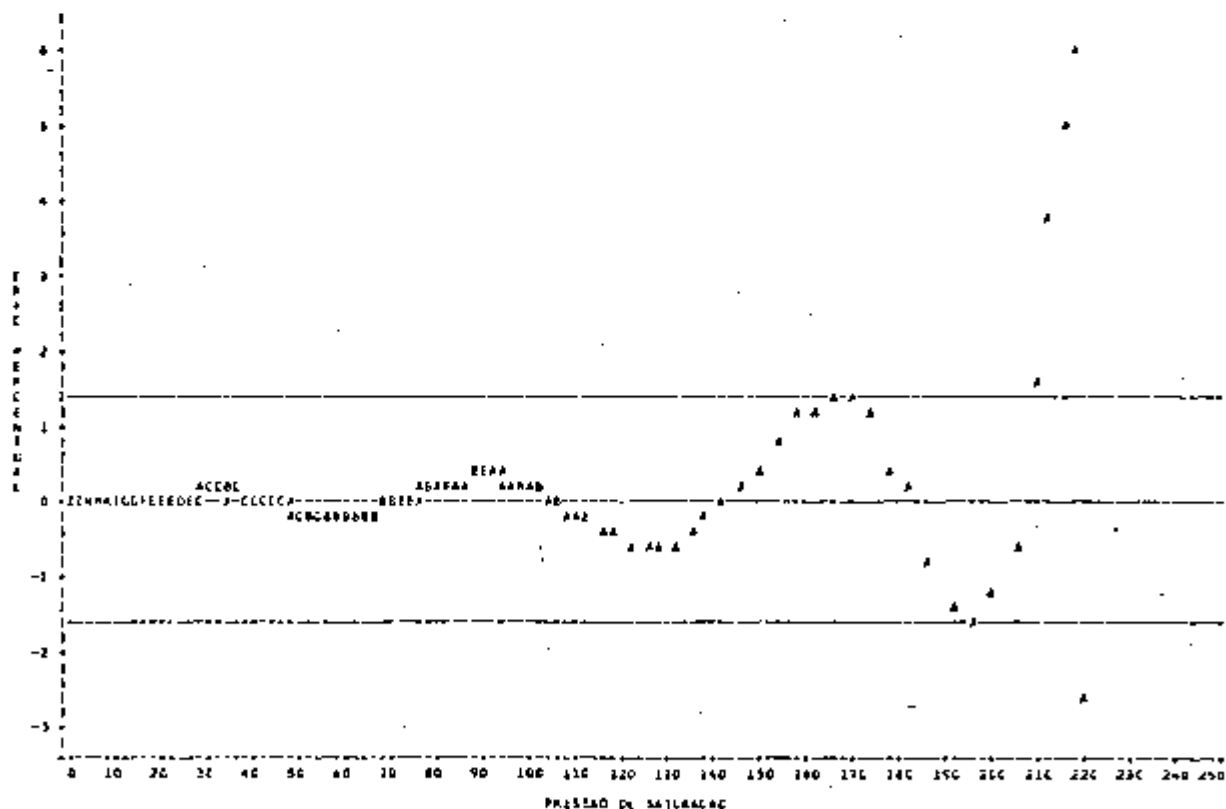
PLOT OF ENVOLEPSAT LEGEND: A = 1 GRS, B = 2 GRS, ETC.



NOTE: 1 GRS HAD MISSING VALUES

ENNO 5 - PORCENTO PARA A COMPRESSAO DE VOLUME ESPECIFICAS DE VAPOR  
 EMRE MARIME E PENCA DE 1,5 PORCENTO ATE 210 BARS

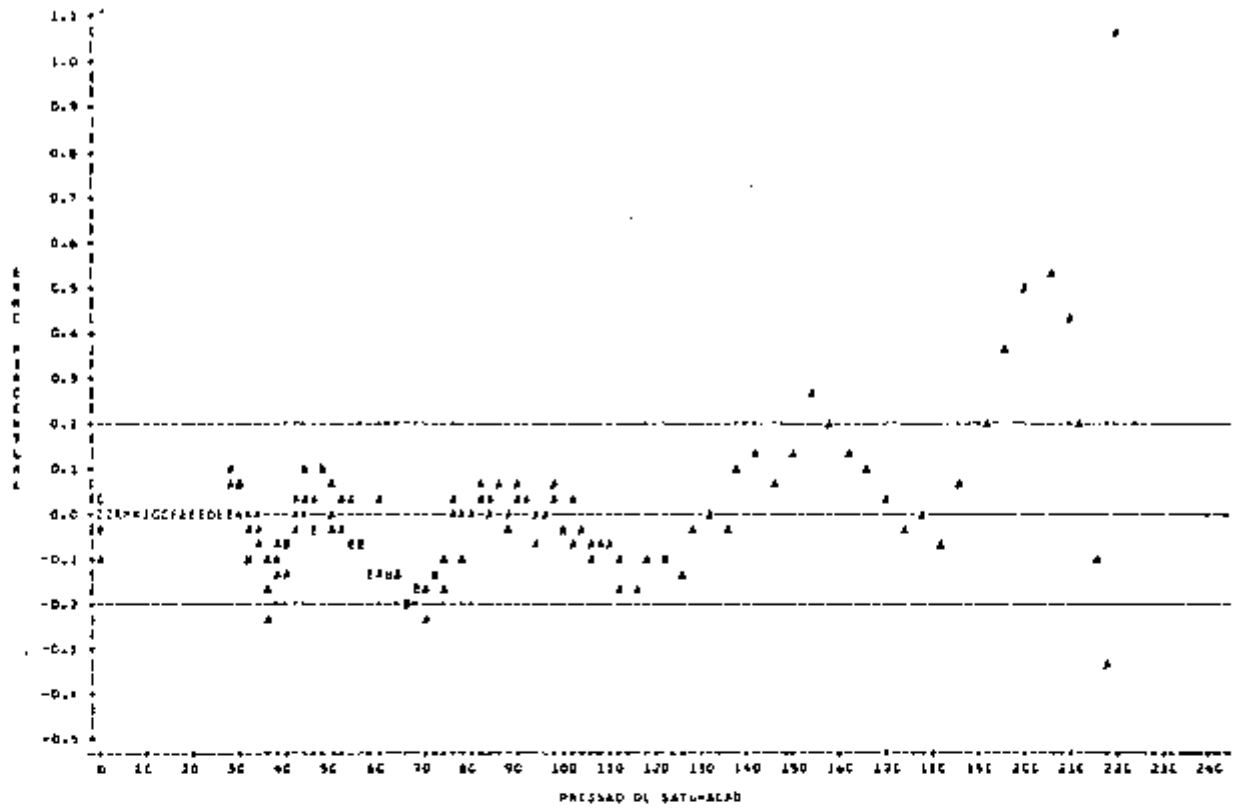
PLOT OF ENVOLEPSAT LEGEND: A = 1 GRS, B = 2 GRS, ETC.



NOTE: 1 GRS HAD MISSING VALUES 82 GRS HAD MISSING VALUES

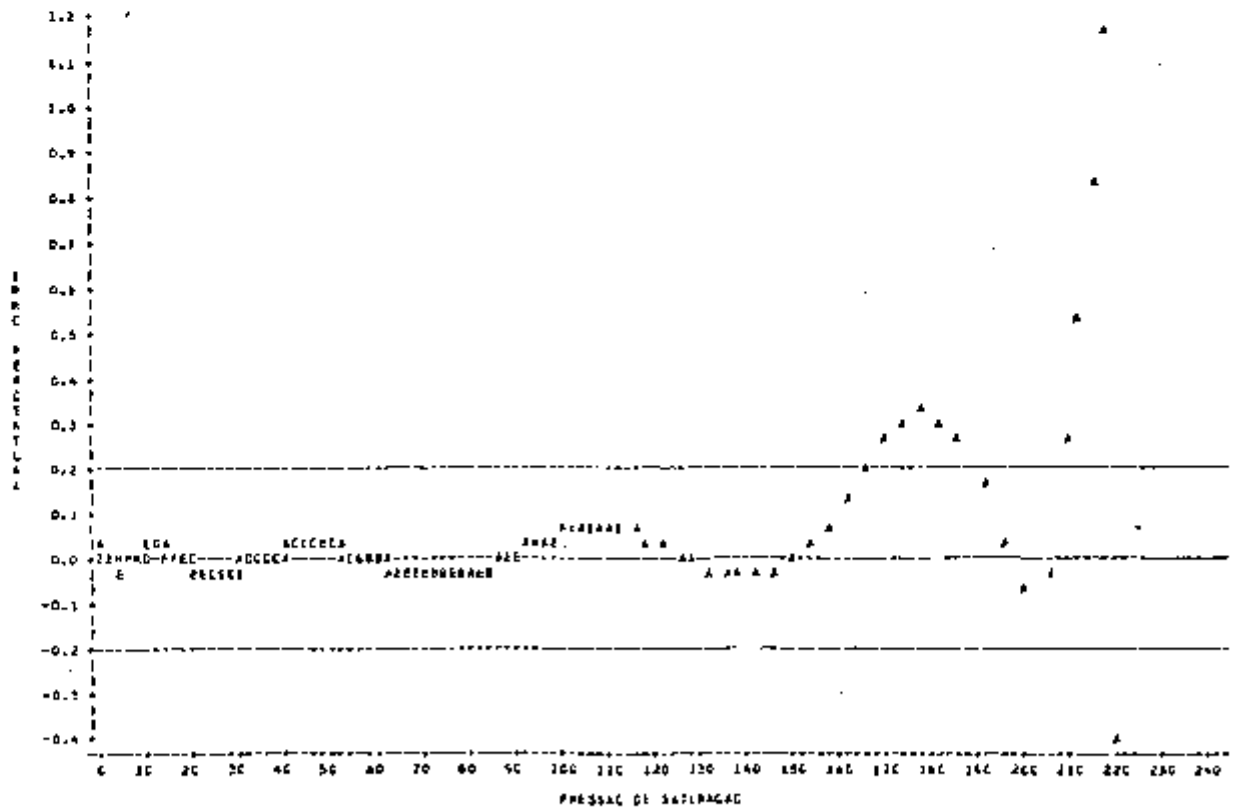
# APÊNDICE K

ERPC EM PORCENTO PARA A CORRELAÇÃO DA ENERGIA INTERNA ESPECÍFICA DO LÍQUIDO  
 ENRC PARA O E DE 1.00000 PERCENTO  
 PLOT OF RELATIONSHIP BETWEEN W \* H \* CUB. B \* 2 OLS, ETC.



NOTES: 2 OBS HAD MISSING VALUES 77 OBS HIDDEN

ERPC EM PORCENTO PARA A CORRELAÇÃO DA ENERGIA INTERNA ESPECÍFICA DO VAZIO  
 ENRC PARA O E DE 1.00000 PERCENTO  
 PLOT OF RELATIONSHIP BETWEEN W \* H \* CUB. B \* 2 OLS, ETC.

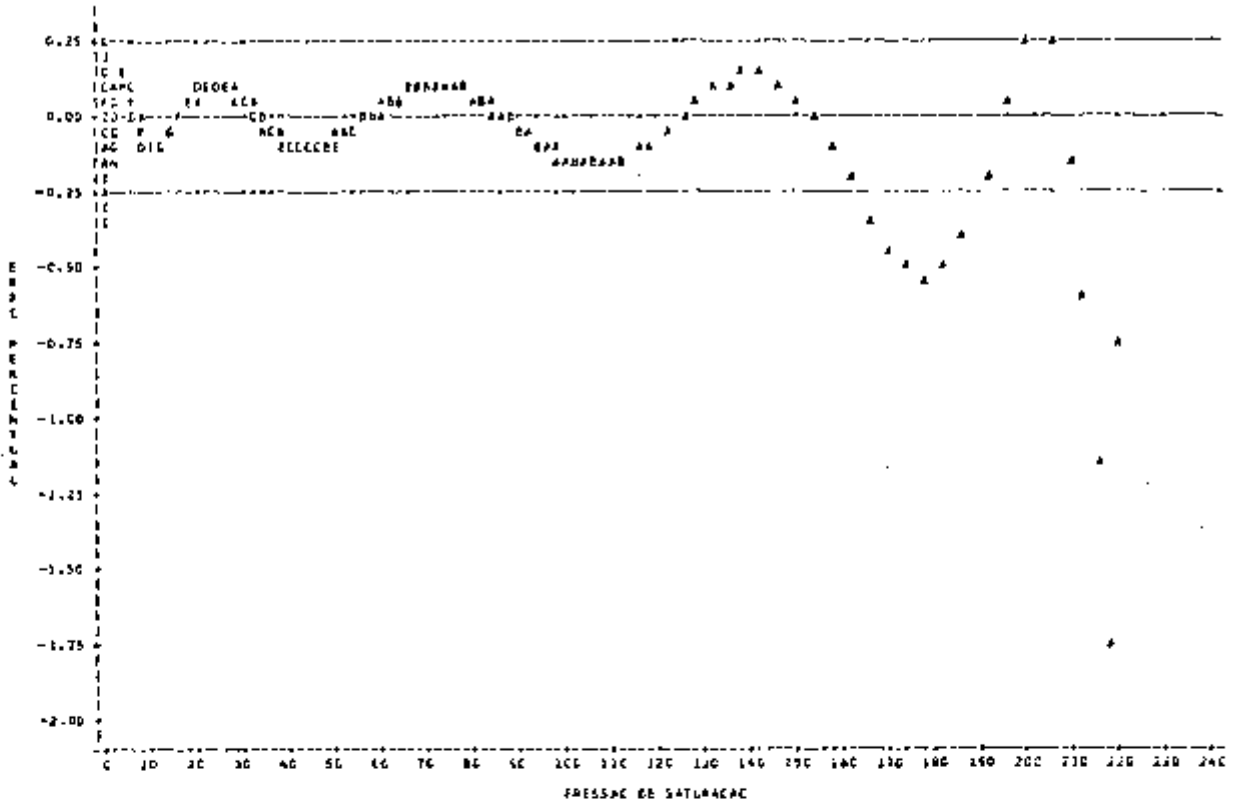


NOTES: 1 OBS HAD MISSING VALUES 81 OBS HIDDEN

PL T E IN D I C L N

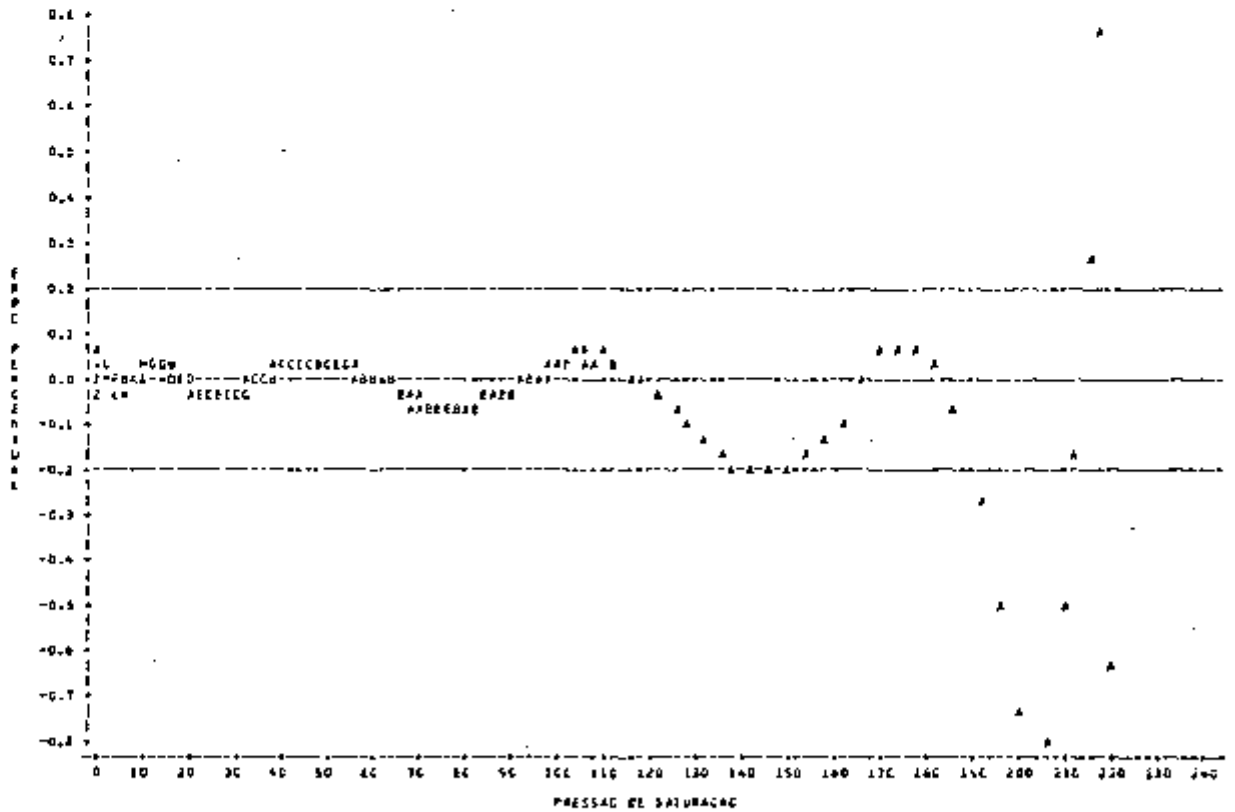
GRAP DE FOMENTE PARA A CORRELACAO DA ENTALPIA ESPECIFICA DO AQUECIDO  
 GRAP PARTE E DE OUTROS FOMENTO

PEDE DE REAPPROXIMAR LEGENDA A = 1 CAS, B = 2 CAS, ETC.



GRAP DE FOMENTE PARA A CORRELACAO DA ENTALPIA ESPECIFICA DO VAPORE  
 GRAP PRIMO E DE OUTROS FOMENTO

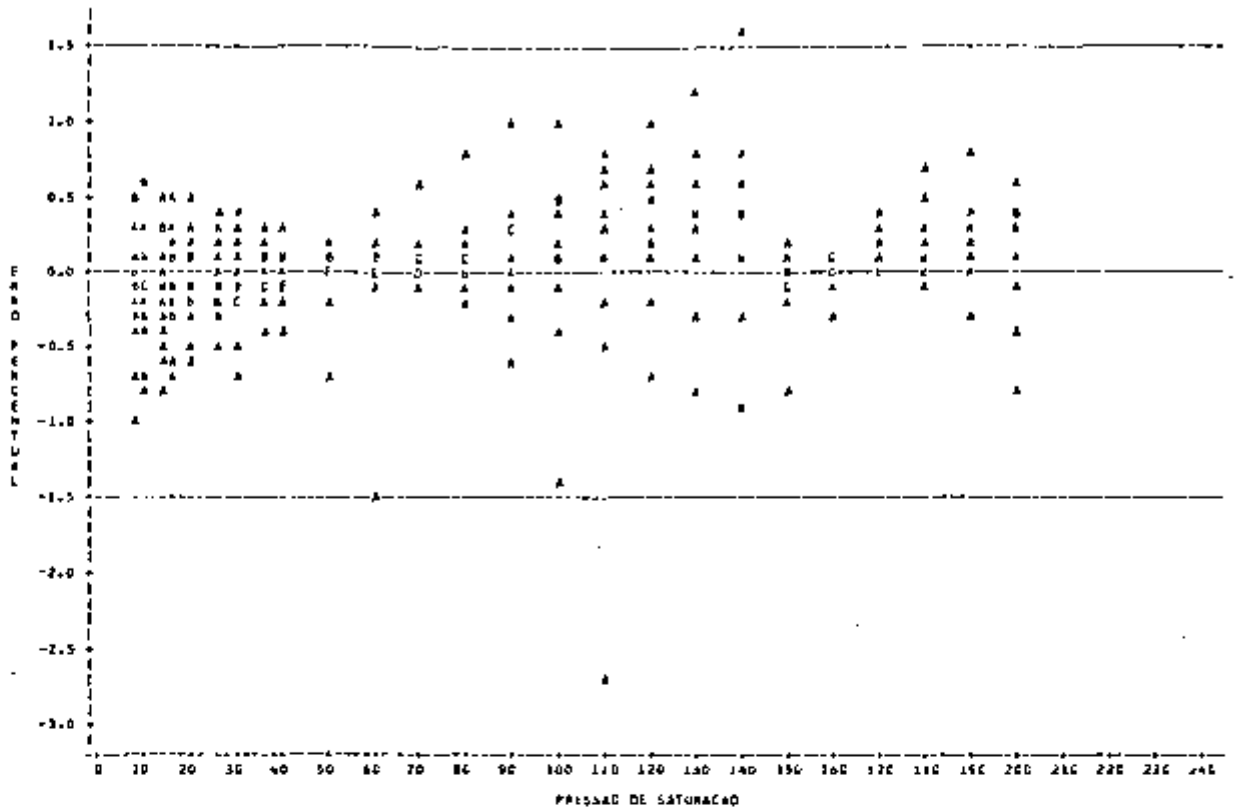
PEDE DE REAPPROXIMAR LEGENDA A = 1 CAS, B = 2 CAS, ETC.



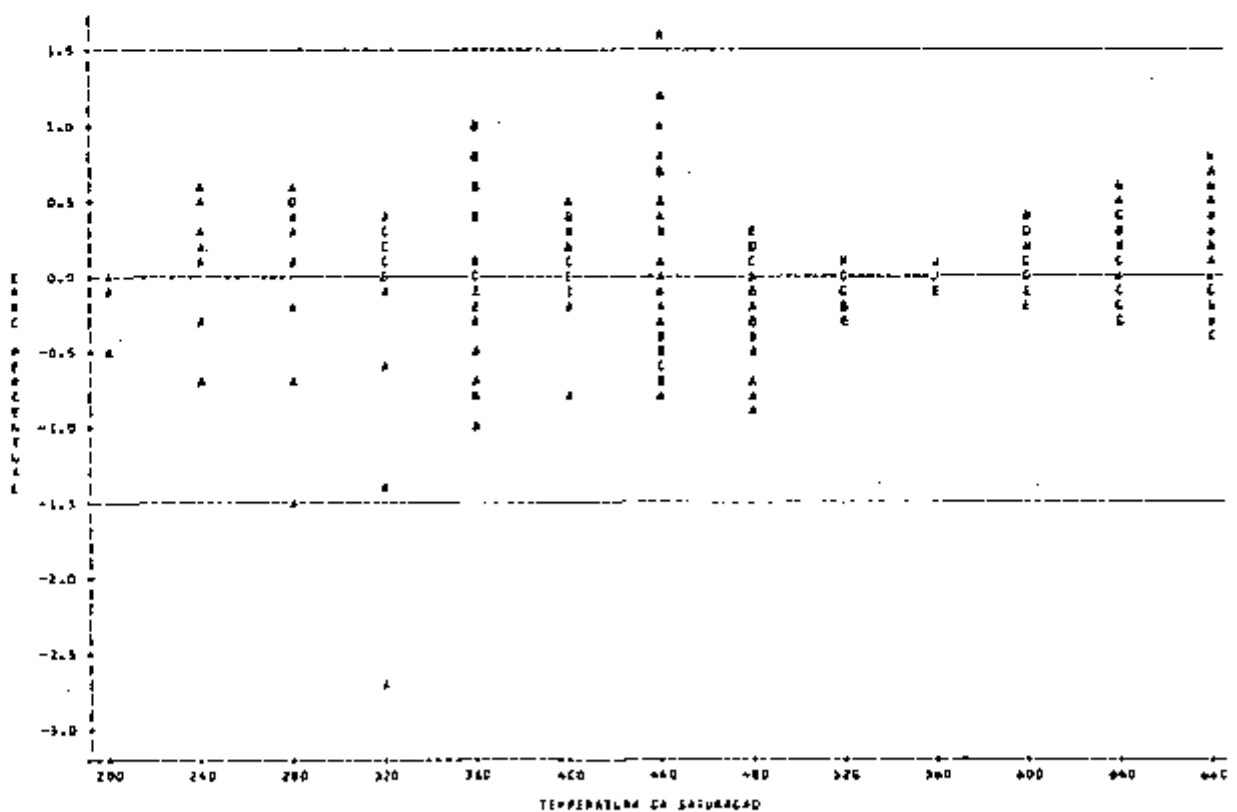


# A P E N D I C E K

ENHO EM PORCENTO PARA A CORRELAÇÃO DA ENTALPIA ESPECÍFICA DO VAPEZ SUPERAQUECIDA  
ERRE MÁXIMO É POTENCIALMENTE DE 2,000 A 1,000 PARA 2 370 GRAUS  
PLOT OF ENHO-PSAT LEGEND: A = 1 ONS, B = 2 ONS, ETC.

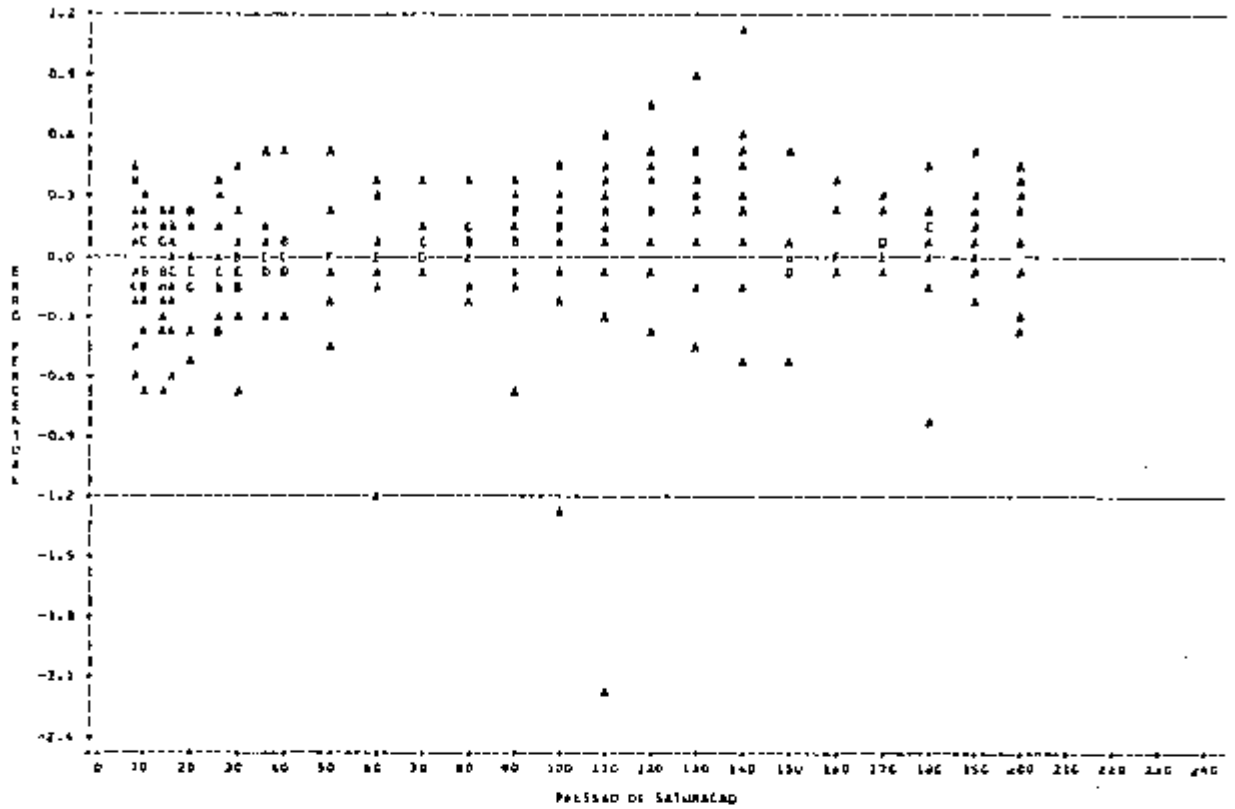


ENHO EM PORCENTO PARA A CORRELAÇÃO DA ENTALPIA ESPECÍFICA DO VAPEZ SUPERAQUECIDA  
ERRE MÁXIMO É POTENCIALMENTE DE 2,000 A 1,000 PARA 2 370 GRAUS  
PLOT OF ENHO-PSAT LEGEND: A = 1 ONS, B = 2 ONS, ETC.



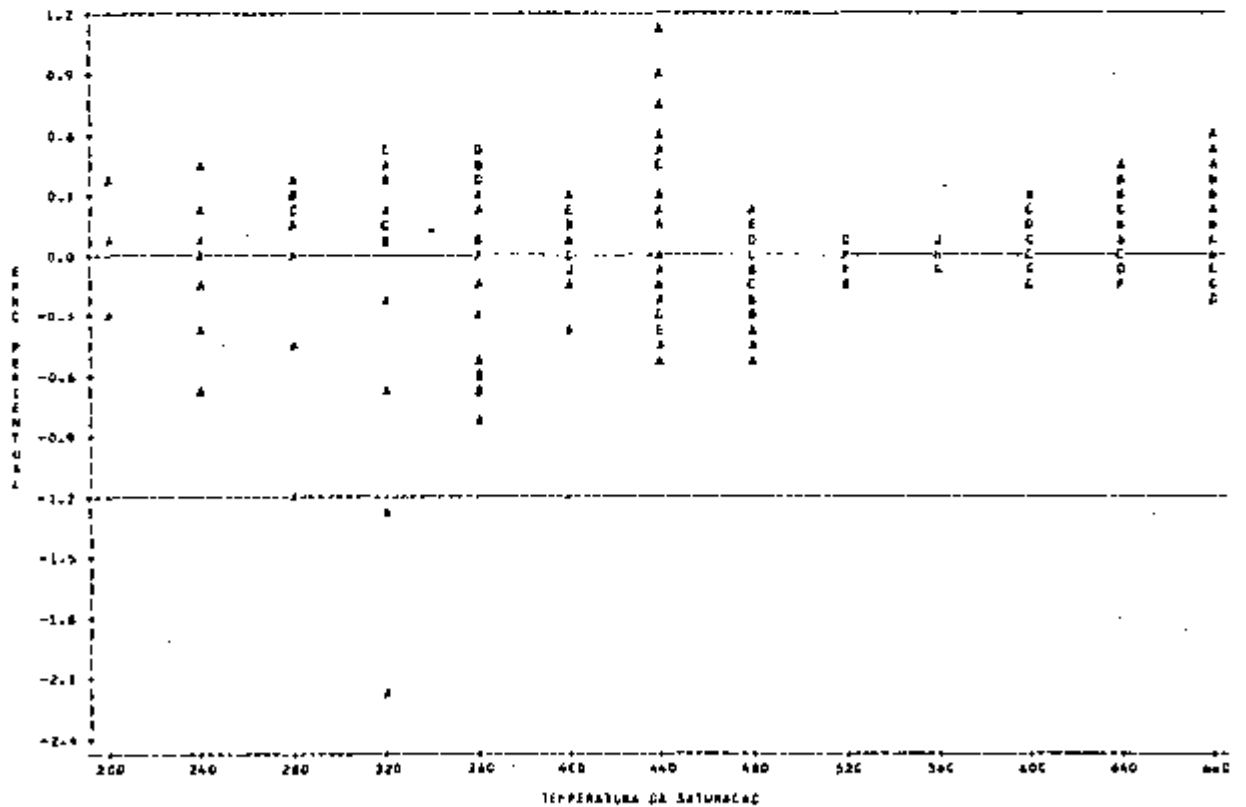
ERRO DE PORCENTO PARA A CORRELAÇÃO DA ENTALPIA ESPECÍFICA DO VAPOR SUPERAQUECIDO  
ERRO MÁXIMO E PONTUALMENTE DE 2,172% A 1,0 CASO E 320 GRAUS

PLOT OF RESIDUALS LEGENDA: A = 1 CASO, B = 2 CASO, ETC.



ERRO DE PORCENTO PARA A CORRELAÇÃO DA ENTALPIA ESPECÍFICA DO VAPOR SUPERAQUECIDO  
ERRO MÁXIMO E PONTUALMENTE DE 2,172% A 1,0 CASO E 320 GRAUS

PLOT OF RESIDUALS LEGENDA: A = 1 CASO, B = 2 CASO, ETC.





## A P E N D I C E L

```

C ***** 00000010
C ***** CALCULO DOS PARAMETROS MAIS REPRESENTATIVOS DE UMA ***** 00000020
C ***** INSTALACAO HTGR-TURBINA A GAS COM APROVEITAMENTO ***** 00000030
C ***** DOS GASES RESIDUAIS PARA DESSALINIZAR AGUA DO MAR ***** 00000040
C ***** 00000050
C 00000060
C SECAD DO HELIO 00000070
C 00000080
C DADOS DE ENTRADA DO CICLO BRAYTON 00000090
C 00000100
C 1. TECO = TEMP ENTRADA COMPRESSOR 00000110
C 2. TSRE = TEMP SAIDA REATOR 00000120
C 3. WLTG = POTENCIA LIQUIDA TURBINA A GAS 00000130
C 4. ETATG = EFICIENCIA TURB A GAS 00000140
C 5. ETAC = EFICIENCIA COMPRESSOR 00000150
C 6. GAMA = CP/CV DO HELIO 00000160
C 7. CPHE = CP DO HELIO 00000170
C 00000180
C DADOS DE SAIDA 00000190
C 00000200
C 1. PARAMETROS CICLO BRAYTON 00000210
C 2. PARAMETROS CICLO RANKINE 00000220
C 3. AGUA PRODUZIDA 00000230
C 00000240
C REAL MHEC,MVAPC,MHE,MVAP,M1,M2 00000250
C 1000 CONTINUE 00000260
C DIMENSION TSRC(200),TSCDC(200),TSIGC(200),TEHEC(200),THEGVC(200), 00000270
C IISTRC(200),YHSGVC(200),TYC(200),EFFHEC(200),FHVAPC(200), 00000280
C IEFELC(200),EFITOC(200),WTGTGC(200),WTUTCC(200),QADRFC(200), 00000290
C INTOTVC(200),MTTVIC(200),OHCONL(200),ORCNIC(200),QAGVC(200), 00000300
C LMHEC(200),MVAPC(200),AGUAC(200),CTEC(200),PC(200),RCC(200), 00000310
C ISUPTOB(200),FREGC(10),GAMHD(200),WLTGC(200),UTIL(200), 00000320
C IWNETVC(200),SUPTDA(200),ERIGC(200) 00000330
C READ(5,100)TECO,TSRE,WLTG,ETATG,ETAC,GAMA,CPHE 00000340
C READ(5,200)PSGV,PSTV,FFTUN,EFBBA ,CPLIQ 00000350
C READ(5,300) CTE , PSTVI,CPAP 00000360
C HE1 = 1.2 00000370
C HVA1 = 1.2 00000380
C HVA2 = 30.0 00000390
C HLI2 = 4.5 00000400
C U1 = 1./[ 1./HE1 + 1./HVA1] 00000410
C U2 = 1./[ 1./HE1 + 1./HVA2] 00000420
C U3 = 1./[ 1./HE1 + 1./HLI2] 00000430
C EREG = -0.1 00000440
C REWIND B 00000450
C DO 3000 J=1,10 00000460
C IF IJ .GE. 2 .AND. J .LT. 8) GO TO 3000 00000470
C DO 2000 I=1,120 00000480
C DHOT=50 00000490
C DCOLD=80 00000500
C AREA1=0 00000510
C AREA2=0 00000520
C AREA3=0 00000530
C AREA5=0 00000540
C AREA6=0 00000550
C SUPTQA(I)=0. 00000560
C SUPTOB(I)=0. 00000570
C RC = 2.0 00000580
C TSRC(I)=TSRF+ 0.*I 00000590
C EREGC(I)=EREG+0.1 * J 00000600
C RCC(I)=RC+.025*I 00000610
C GAMM =(GAMA -I)/GAMA 00000620
C BETAC ={(RCC(I)*GAMM)-I}/ETAC 00000630

```

## A P E N D I C E L

```

C      BETAT=(1/RC(1))*(1-GAMM)-1)*ETATG      00000640
C      TSCC = TEMP. SAIDA DO COMPRESSOR      00000650
C      TSCC = TSCC      00000660
C      TSCC = TSCC      00000670
C      TSCC = TSCC * ( 1 + BETAC)      00000680
C      TSCC = TSCC      00000690
C      TSTG = TEMP. SAIDA TURB. A GAS      00000700
C      TSTG = TSTG      00000710
C      TSTG=TSRC(1)*(1+BETAT)      00000720
C      TSTG = TSTG      00000730
C      TERE = TEMP. ENTRADA AO REATOR      00000740
C      TERE = TERE      00000750
C      TERE = LREGC(1)*(TSTG - TSCC) + TSCC      00000760
C      TERE = TERE      00000770
C      TREGV= TEMP HELIO NA ENTRADA DO GER. DE VAPOR      00000780
C      TREGV= TREGV      00000790
C      TREGV= TSTG - TERE + TSCC      00000800
C      TREGV= TREGV      00000810
C      WESPTG= POTENCIA TURB. GAS POR UNIDADE DE MASSA      00000820
C      WESPTG= WESPTG      00000830
C      WESPTG=CPHE*TSRC(1)*(1-BETAT)      00000840
C      WESPTG= WESPTG      00000850
C      WESPC= POTENCIA COMPRESSOR POR UNIDADE DE MASSA      00000860
C      WESPC= WESPC      00000870
C      WESPC= CPHE * TSCC * BETAC      00000880
C      WESPC= WESPC      00000890
C      MHE = VAZAO DO HELIO NO CICLO      00000900
C      MHE = MHE      00000910
C      MHE = WLTG / ( WESPTG - WESPC)      00000920
C      MHE = MHE      00000930
C      WDTG = MHE * WESPTG      00000940
C      WDTG = MHE * WESPC      00000950
C      QADRE= MHE*CPHE*(TSRC(1)-TERE)      00000960
C      EFFHE = WLTG / QADRE      00000970
C      EFFHE = EFFHE      00000980
C      SECAO DO VAPOR      00000990
C      SECAO DO VAPOR      0001000
C      PARA O CALCULO DAS PROPRIEDADES DA AGUA E VAPOR      0001010
C      USAM-SE AS SEGUINTE FUNCOES      0001020
C      TSAT(P)  TEMP DE SATURACAO      0001030
C      PSAT(T)  PRESSAO DE SATURACAO      0001040
C      VOL LIQ (P)  VOL ESP. LIQUIDO SATURADO      0001050
C      VOL VAP (P)  VOL ESP. VAPOR SATURADO      0001060
C      HLIQ(P)  ENTALPIA ESP. DO LIQUIDO SATURADO      0001070
C      HVAP(P)  ENTALPIA ESP. DO VAPOR SATURADO      0001080
C      SLIQ(P)  ENTROPIA ESP. DO LIQUIDO SATURADO      0001090
C      SGAS(P)  ENTROPIA ESP. DO VAPOR SATURADO      0001100
C      HSAQ(P,T)  ENTALPIA ESP. DO VAPOR SUPERAQUECIDO      0001110
C      SSAQ(P,T)  ENTROPIA ESP. DO VAPOR SUPERAQUECIDO      0001120
C      POLY(N,A,X) RESOLVE POLINOMIO EM X DE ORDEM N-1      0001130
C      POLY(N,A,X) RESOLVE POLINOMIO EM X DE ORDEM N-1      0001140
C      DADOS DE ENTRADA DO CICLO RANKINE      0001150
C      DADOS DE ENTRADA DO CICLO RANKINE      0001160
C      1. PSGV = PRESSAO DE SAIDA DO GERADOR DO VAPOR      0001170
C      2. PSTV1 = PRESSAO NO CONDENSADOR DE 0.01 BAR      0001180
C      3. PSTV = PRESSAO NO CONDENSADOR DE 1.40 BAR      0001190
C      4. EFTUR = EFICIENCIA DA TURBINA      0001200
C      5. EFFBA = EFICIENCIA DA BOMBA DE ALIMENTACAO      0001210
C      6. CPLIQ = CP DA AGUA      0001220
C      7. CTE = FATOR DE VAZAO PELAS TURBINAS      0001230
C      8. CPAP = CP DA AGUA COM ALTA PRESSAO      0001240
C      03 Tv=THEGV-273-DHOT      0001250

```

## A P E N D I C E L

```

P =PSGV
05 TSATC=TSAT(P)
IF (IFIX(TSATC).GE.(FIX(TV))) GO TO 40
T = TV
C
C HSGV = ENTALPIA DO VAPOR NA SAIDA DO GER. DE VAPOR
C
C SSGV ENTROPIA DO VAPOR NA SAIDA DO G.V.
C HSGV = HSAQ(P,T)
SSGV = SSAQ(P,T)
GO TO 60
40 CONTINUE
IF (IFIX(TSATC).EQ.(FIX(TV))) GO TO 50
IF (P.GE.80.) GO TO 41
IF (P.GE.30.) GO TO 42
IF (P.GE.10.) GO TO 43
IF (P.GE.0.) GO TO 44
GO TO 50
41 P=P- 2.0
GO TO 05
42 P=P- 0.5
GO TO 05
43 P=P-0.1
GO TO 05
44 P=P-0.02
GO TO 05
50 CONTINUE
HSGV = HVAP(P)
SSGV = SVAP(P)
60 CONTINUE
PI = P
C
C ANALISE DA TURBINA A VAPOR COM CONTRAPRESSAO
C NO CONDENSADOR 1.4 BAR = .14 MPA
C
C P =PSTV
SISENT=SSGV
SVSATT=SVAP(P)
SLSATT=SLIQ(P)
XISENT=(SISENT- SLSATT) / (SVSATT - SLSATT)
HVSATT=HVAP(P)
HLSATT=HLIQ(P)
HISENT= HLSATT + XISENT *(HVSATT - HLSATT)
WISENT= HSGV - HISENT
WRFALT= LFTUR * WISENT
C
C HSTV = ENTALPIA DO VAPOR NA SAIDA DA TURB. VAPOR
C
C HSTV = HSGV - WRFALT
C
C HSCCN= ENTALPIA DA AGUA NA SAIDA DO CONDENSADOR
C
C HSCCN =HLSATT
VSCCN =VOL(P)
C
C HSBBA = ENTALPIA DO LÍQUIDO NA SAIDA DA BBA.
C
C HSBBA=HLSATT +(VSCCN *I P) -PSTV)*[1.0E-01]/EBBAI
WREBBA = (HSBBA-HSCCN)
C
C ANALISE DA TURBINA A VAPOR COM BAIXA PRESSAO
C NO CONDENSADOR 0.01 BAR = 0.001 MPA
C

```

```

00001270
00001280
00001290
00001300
00001310
00001320
00001330
00001340
00001350
00001360
00001370
00001380
00001390
00001400
00001410
00001420
00001430
00001440
00001450
00001460
00001470
00001480
00001490
00001500
00001510
00001520
00001530
00001540
00001550
00001560
00001570
00001580
00001590
00001600
00001610
00001620
00001630
00001640
00001650
00001660
00001670
00001680
00001690
00001700
00001710
00001720
00001730
00001740
00001750
00001760
00001770
00001780
00001790
00001800
00001810
00001820
00001830
00001840
00001850
00001860
00001870
00001880
00001890

```

## A P E N D I C E L

```

P      = PSTV1                                00001900
SISENT = SSGV                                00001910
SVSAT1 = SVAP(P)                             00001920
SLSAT1 = SLIQ(P)                             00001930
XISEN1 = (SISENT - SLSAT1) / (SVSAT1 - SLSAT1) 00001940
HVSAT1 = HVAP(P)                             00001950
HLSAT1 = HLIQ(P)                             00001960
HISEN1 = HLSAT1 + XISEN1 * (HVSAT1 - HLSAT1) 00001970
HISGV  = HSGV - HISEN1                       00001980
WREAL1 = EPTUR * HISEN1                     00001990
C
C      HSTV1 = ENTALPIA DO VAPOR NA SAIDA DA TURBINA 1 00002000
C      HSTV1 = HSGV - WREAL1                  00002010
C      HSTV1 = HSGV - WREAL1                  00002020
C      HSTV1 = HSGV - WREAL1                  00002030
C      HSTV1 = HSGV - WREAL1                  00002040
C      HSCCN1 = ENTALPIA DA AGUA NA SAIDA DO COND. DE BAIXA PRESSAO 00002050
C      HSCCN1 = HLSAT1                        00002060
C      VSCCN1 = VOL (P)                       00002070
C      HSCCN1 = HLSAT1                        00002080
C      HSCCN1 = HLSAT1                        00002090
C      HSBBA1 = ENTALPIA DA AGUA NA SAIDA DA BUA. 1 00002100
C      HSBBA1 = HLSAT1 + (VSCCN1 * (P1 - PSTV1) * (1.0F-1)) / FFBBA 00002110
C      WREBB1 = HSBBA1 - HSCCN1               00002120
C      HSBBA1 = HLSAT1 + (VSCCN1 * (P1 - PSTV1) * (1.0F-1)) / FFBBA 00002130
C      WREBB1 = HSBBA1 - HSCCN1               00002140
C      BALANCO NO TROCADOR DE CALOR DE CONTATO DIRETO 00002150
C      M1 = VAZAO DO VAPOR NA TURB 1          00002160
C      M2 = VAZAO DO VAPOR NA TURB. COM CONTRAPRESSAO 00002170
C      SUPCE-SE M1 = CTE * M2 ; CTE E DADO    00002180
C      HSTRCC = ENTALPIA DA MISTURA NA SAIDA DO TROCADOR 00002190
C      HSTRCC = ENTALPIA DA MISTURA NA SAIDA DO TROCADOR 00002200
C      CTEC(1)=CTE                             00002210
C      HSTRCC = (CTEC(1) * HSBBA1 + HREBB1) / (CTEC(1) + 1.) 00002220
C      TSTRCC = TEMP DE SAIDA DO TROCADOR DE CALOR (K) 00002230
C      TSTRCC = TEMP DE SAIDA DO TROCADOR DE CALOR (K) 00002240
C      TSTRCC = TSAT(P1) + ((HSTRCC - HLIQ(P1)) / CPAP) + 273. 00002250
70 THSGV = TSTRCC + 00002260
C      THSGV = TSTRCC + 00002270
C      BALANCO NO GERADOR DE VAPOR            00002280
C      MVAP = MHE * CPHE * (THEGV - THSGV) / (HSGV - HSTRCC) 00002290
C      M1 = CTEC(1) * MVAP / (CTEC(1) + 1.) 00002310
C      M2 = M1 / CTEC(1)                      00002320
C      M2 = M1 / CTEC(1)                      00002330
C      POTENCIAS E EFICIENCIAS CALCULADAS    00002340
C      WTOTV = M2 * (HSGV - HSTV1)            00002350
C      WTOTV1 = M1 * (HSGV - HSTV1)           00002360
C      WTOTB8 = M2 * (HSBBA1 - HSCCN1)         00002370
C      WTOTB1 = M1 * (HSBBA1 - HSCCN1)         00002380
C      QRCO1 = M2 * (HSTV1 - HSCCN1)          00002390
C      QRCO1 = M1 * (HSTV1 - HSCCN1)          00002400
C      QAGV = MVAP * (HSGV - HSTRCC)          00002410
C      WNETV = WTOTV + WTOTV1 - WTOTB8 - WTOTB1 00002420
C      EFFVAP = WNETV / QAGV                  00002430
C      EFFEL = (WNETV + WLTG) * 0.98 / QADRE  00002440
C      EFFEL = (WNETV + WLTG) * 0.98 / QADRE  00002450
C      EFFEL = (WNETV + WLTG) * 0.98 / QADRE  00002460
C      VARIAVEIS ADICIONAIS PARA O CALCULO DO FATOR DE UTILIZACAO 00002470
C      WTOTV2 = M2 * (HSGV - HSTV1)           00002480
C      WTOTB2 = M2 * (HSBBA1 - HSCCN1)         00002490
C      QAGV2 = MVAP * (HSGV - HSBBA1)         00002500
C      WNETV2 = WTOTV2 + WTOTV1 - WTOTB1 - WTOTB2 00002510
C      WNETV2 = WTOTV2 + WTOTV1 - WTOTB1 - WTOTB2 00002520

```

## A P E N D I C E L

```

QRCON2 = M2 * (HSTV1 - HSCON)          00002530
ECP = (HLIG + WNETV + QRCON)/QADRE     00002540
EV = (HLIG + WNETV2)/(QADRE + QRCON)   00002550
FG = ECP / EV                          00002560
C                                       00002570
C DIMENSIONAMENTO DO GERADOR DE VAPOR  00002580
C                                       00002590
HLIGV = HLIG(P1)                        00002600
HVAGV = HVAP(P1)                       00002610
IF(HSGV.LE.HVAGV) GO TO 150             00002620
C                                       00002630
C GERADOR DE VAPOR SUPERAQUECIDO      00002640
C                                       00002650
THE1 = THEGV -273                       00002660
THE4 = THSGV -273                       00002670
TVS1 = TV                                 00002680
TVE1 = JSAT(P1)                        00002690
TL11 = TSROC -273                       00002700
THE2 = THE1 + MVAP*(HVAGV-HSGV)/(MHE*CPHE) 00002710
THE3 = THE2 + MVAP*(HLIGV-HVAGV)/(MHE*CPHE) 00002720
C                                       00002730
C SETOR SUPERAQUECIDO                 00002740
C                                       00002750
DTHOT1 = THE1 - TVS1                    00002760
DTCLD1 = THE2 - TVE1                    00002770
DTLN1 = (DTHOT1 - DTCLD1)/ALOG(DTHOT1/DTCLD1) 00002780
AREA1 = MVAP*(HSGV - HVAGV)/(U1 *DTLN1)  00002790
C                                       00002800
C SETOR DE EBULICAO                   00002810
C                                       00002820
DTHOT2 = THE2 - TVE1                    00002830
DTCLD2 = THE3 - TVE1                    00002840
IF(DTCLD2.LE.10.) GO TO 75              00002850
IF(DTCLD2.GT.11.) GO TO 80              00002860
GO TO 85                                 00002870
75 DCOLD = DCOLD +1.                    00002880
GO TO 70                                 00002890
80 DCOLD = DCOLD -1.                    00002900
GO TO 70                                 00002910
85 CONTINUE                              00002920
DTLN2 = (DTHOT2 - DTCLD2)/ALOG(DTHOT2/DTCLD2) 00002930
AREA2 = MVAP*(HVAGV - HLIGV)/(U2 *DTLN2)  00002940
C                                       00002950
C SETOR DO ECONOMIZADOR                00002960
C                                       00002970
DTHOT3 = THE3 - TVE1                    00002980
DTCLD3 = THE4 - TL11                    00002990
DTLN3 = (DTHOT3 - DTCLD3)/ALOG(DTHOT3/DTCLD3) 00003000
AREA3 = MVAP * (HLIGV - HSROC)/(U3 *DTLN3) 00003010
180 SUPTOA(1) = AREA1 + AREA2 + AREA3     00003020
FLUXO1 = QAGV/SUPTOA(1)                 00003030
IF (FLUXO1.LT.40) GO TO 130             00003040
GO TO 140                                 00003050
130 QHOT = QHOT +5                       00003060
GO TO 03                                  00003070
C                                       00003080
C GERADOR DE VAPOR SATURADO           00003090
C                                       00003100
150 THE5 = THEGV -273                   00003110
THE7 = THSGV -273                       00003120
TVS5 = TSAT(P1)                         00003130
TL17 = TSROC -273                       00003140
THE6 = THE5 + MVAP*(HLIGV - HVAGV)/(MHE*CPHE) 00003150

```

## A P E N D I C E L

C		00003160
C	SEIOR DE EBULICAO	00003170
C		00003180
	DTHOT5 = THE5 -TVS5	00003190
	DTCLD5 = THE6 -TVS5	00003200
	IF(DTCLD5.LE.10) GO TO 95	00003210
	IF(DTCLD5.GT.11) GO TO 110	00003220
	GO TO 105	00003230
	95 DCOLD = DCOLD +1.	00003240
	GO TO 70	00003250
	110 DCOLD = DCOLD -1.	00003260
	GO TO 70	00003270
	105 CONTINUE	00003280
	DTLN5 = (DTHOT5 -DTCLD5)/ALOG(DTHOT5/DTCLD5)	00003290
	AREAS = MVAP *(MVAGV -HLIGV)/(U2* DTLN5)	00003300
C		00003310
C	SEIOR DO ECONOMIZADOR	00003320
C		00003330
	DTHOT6 = DTCLD5	00003340
	DTCLD6 = THE7 - TL17	00003350
	DTLN6 = (DTHOT6 - DTCLD6)/ALOG(DTHOT6/DTCLD6)	00003360
	AREA6 = MVAP *(HLIGV -HSTROC1)/(U3 *DTLN6)	00003370
	SUPTQB(I) = AREAS + AREA6	00003380
	120 FLUXQ2=QAGV/SUPTQB(I)	00003390
	IF (FLUXQ2.LI.40.) GO TO 135	00003400
	GO TO 140	00003410
	135 DHOT=DHOT+5	00003420
	GO TO 03	00003430
	140 CONTINUE	00003440
C		00003450
C	ETAPA DA DESSALINISACAO	00003460
C		00003470
C	DADOS DE ENTRADA	00003480
C	PR = RAZAO DE RENDIMENTO KG-AGUA/KG-VAPOR	00003490
C	QRCON = CALOR REJEITADO NO AQUECEDOR DA AGUA SALGADA	00003500
C		00003510
	PR =9.	00003520
	AGUA = PR * M2	00003530
C		00003540
	UTIL(I) = ECP	00003550
	EFTOT=(WNETV+WLTG1)/QADRE	00003560
	ERIGC(I) = EREGC(I)	00003570
	TSCOC(I) = TSCD	00003580
	TSTGC(I) = TSTG	00003590
	TEREC(I) = TERE	00003600
	THEGVC(I) = THEGV	00003610
	TSTRC(I) = TL11	00003620
	THSGVC(I) = THSGV	00003630
	TVC(I) = TV	00003640
	EFFHEC(I) = EFFHE	00003650
	EFVAPC(I) = EFVAP	00003660
	EFELC(I) = EFFEL	00003670
	EFTGTC(I) = EFTOT	00003680
	CANHO(I) = FG	00003690
	WTOTGC(I) = WDTG	00003700
	WTOTCC(I) = WDTC	00003710
	QADREC(I) = QADRE	00003720
	WLTGC(I) = WLTG	00003730
	WTOTVC(I) = WTOTV	00003740
	WTIVIC(I) = WDTIV1	00003750
	QRCONC(I) = QRCON	00003760
	QRCONIC(I) = QRCON1	00003770
	QAGVC(I) = QAGV	00003780

## A P E N D I C E L

WNETVC(I)= WNETV	00003790
MPEC(I) = MHE	00003800
MVAPC(I) = MVAP	00003810
AGUAC(I)=AGUA	00003820
PC(I)=P1	00003830
2000 CONTINUE	00003840
DO 90 I=1,120	00003850
WRITE(8,730)	00003860
1 WCC(I),TSCOC(I),TSTGC(I),TERFC(I),THEGVC(I),TSTRC(I),	00003870
1 TMSGVC(I),TVC(I),WTOTGC(I),WTOTCC(I),QADREC(I),WLTGC(I),	00003880
1 WTOTVC(I),WTTVC(I),QRCLNC(I),QRCLNC(I),QAGVC(I),WNETVC(I),	00003890
1 MPEC(I),MVAPC(I),AGUAC(I),CTEC(I),PC(I),EFFHEC(I),EFVAPC(I),	00003900
1 LTIL(I),EFELC(I),EFTOTC(I),SUPTOA(I),SUPTOB(I),ERIGC(I),	00003910
1 GANHO(I)	00003920
90 CONTINUE	00003930
3000 CONTINUE	00003940
END FILE B	00003950
2500 CONTINUE	00003960
STOP	00003970
100 FORMAT(2F7.1,E17.5,3F5.1,F6.4)	00003980
200 FORMAT(4F5.1,F6.4)	00003990
300 FORMAT(3F6.3)	00004000
730 FORMAT(1H ,8(1X,F7.2),10(1X,F10.1),5(1X,F8.2),5(1X,F6.4)/1H ,	00004010
M2(1X,F10.2),2(1X,F5.3)	00004020
END	00004030

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 COSTA, J.R. da Curso de introdução à tecnologia do HTGR. São Paulo, Instituto de Energia Atômica, 1972. (IEA-Inf-20)
- 2 QUADE, R.N. Offers widest range of process heat options. Energy Int., 12 (10):55-7, 1975
- 3 SCHULTEN, R. Pebble bed HTRS. Ann. Nucl. Energy, 5 (8/10):357-74, 1978
- 4 GOODJOHN, A. J. & FORTESCUE, P. Environmental aspects of high temperature gas-cooled reactors. San Diego, Calif. Gulf General Atomic Company, 1971 (GA-10567)
- 5 PESSINI, R. T. Utilização de um reator tipo HTR como fonte de calor para processamento de folhelo pirobetuminoso pelo método petrosix. São Paulo, Instituto de Energia Atômica, 1977 (Dissertação de Mestrado)
- 6 WAKIL, M.M. Nuclear energy conversion, London Intext Educacional, 1971
- 7 FOX, R. W. & McDONALD, A.T. Introduction to fluid mechanics, 2.ed. New York, John Wiley, 1978
- 8 KAYS, W. & LONDON, A.L. Compact heat exchangers 2.ed. New York, McGraw - Hill, 1964
- 9 McDONALD, C. F. Close cycle gas turbine offers new route for energy savings. Energy Int., 17(7):31-6, 1980
- 10 KELLER, C. Forty years of experience on closed cycle gas turbine. Ann.Nucl. Energy, 5 (8/10):405.22, 1978
- 11 BMMERT, C.; KREY, G.; KUPER, K. D. Performance of high temper



- ature reactor and helium turbine. Kerntechnik, 11:77-87, 1972.
- 12 INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY. Nuclear energy for water desalination. IAEA, 1966. p.1-15 (TRS-51)
- 13 TEMSTET, C. & MICHELS, T. Distillation plants for oil refineries. Brown Boveri Rev., 64 (9):540-5, 1977
- 14 THIES, K. & HAPKE, J. The influence of process temperature on the design of multi-stage flash distillation. Desalination, 31:101-11, 1979
- 15 SILVER, R.S. Fresh water from the sea In: INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY. Nuclear energy for water desalination. 1966. p. 29-51 (TRS-51)
- 16 KRAMER, H.; SHULTER, R.; ARNDT, E.; BARNERT H.; SCHLENKER, H.V.; DECKEN, C.B.; KEGELER, K. HTGR for direct cycle and process heat applications In: AMERICAN NUCLEAR SOCIETY. Gas cooled reactors. HTGR and GCFBR, proceedings of the ANS topical meeting, held in Gatlinburg, Tn, May 7-10, 1974. 1974 p. 378-96 (CONF-740551)
- 17 PIERRE, B. & CHABOSEAU, J. Potencialité des centrales nucleaires a cycle a gaz. In: INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY. Gas-cooled reactors with emphasis on advanced systems, proceed of a symposium on ... held in Julich, October 13-17, 1975. 1976 v.2.p.201-17.
- 18 BARBA, D.; BOGAZZI, D.; GERMANA, A.; TAGLIAFERR. Analysis of large desalination plants. Desalination 33:1-10, 1980
- 19 GULF GENERAL ATOMIC. Nuclear power for utilities. Sem data (Supplement to lecture on HTGR steam generators)

- 20 BUTTERWORT, D. Introduction to heat transfer. sem local, Oxford Univ., 1977 (Engineering design guides, 18)
- 21 MCLENNY, W.F. Problems and potentials of concentrated brines. In: POST, R.G. & SEALE, R.L. ed. Water production using nuclear energy Tucson, Univ. of Arizona, 1966. p. 187-208.
- 22 FRANKER, A. Flash evaporators for the distillation of sea water. In: UNITED KINGDOM ATOMIC ENERGY AUTHORITY. Desalination: a collection of papers by british authors. Lancashire, McCorquodale and Co., 1968. p.33-48
- 23 KIRSHENBAUM, I. Physical properties and analysis of heavy water. New York, McGraw-Hill 1951
- 24 BENEDICT, M. & PIGFORD, T.H. Nuclear chemical engineering. New York, McGraw-Hill, 1957
- 25 VALFELLS, A. Deuterium enriched brine as by product from desalination units Desalination. 19:55-64, 1976
- 26 SAKAI, M. Otimização do projeto do gerador de vapor de um reator nuclear refrigerado a gás. São Paulo, Instituto de Energia Atômica, 1978 (Dissertação de mestrado).
- 27 BARR, J.A.; GOODNIGHT, J.H.; SALL, J.P.; BLAIR, W.H.; CHILKO, D.M. SAS user's guide 1979 ed. North Caroline, Statistical Analysis System Institute, 1979
- 28 KENAN, J.H.; KEYES, F.G.; HILL, P.G.; MOORE, J.G. Steam tables. Thermodynamic properties of water including vapor, liquid and solid phases. New York, John Wiley, 1969