

**Massao Sakai**

**OTIMIZAÇÃO DO PROJETO DO GERADOR DE VAPOR  
DE UM REATOR NUCLEAR REFRIGERADO À GÁS**

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo,  
para obtenção do Título de "Mestre em  
Engenharia".

São Paulo  
1978

MASSAO SAKAI

Eng. Mecânico, Instituto Tecnológico da Aeronáutica, 1974

OTIMIZAÇÃO DO PROJETO DO GERADOR  
DE VAPOR DE UM REATOR REFRIGERADO A GÁS

Dissertação apresentada à  
Escola Politécnica da USP  
para obtenção do Título  
de "Mestre em Engenharia"

Orientador: Prof.Dr. Otavio de Mattos Silveiras  
Professor Assistente Doutor do  
Departamento de Engenharia  
Mecânica da EPUSP.



São Paulo, 1978

INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES  
I. E. A.

À Massami e Patrícia.

## AGRADECIMENTOS

Desejo expressar aqui os meus agradecimentos a todos que colaboraram, direta ou indiretamente, na execução deste trabalho. Em particular, agradeço às seguintes pessoas e instituições:

. Prof. Dr. Otávio de Mattos Silveiras, pela valiosa e segura orientação na realização deste trabalho.

. Prof. Dr. Altair Rios Neto, pelas discussões e sugestões feitas na parte numérica.

. Profa. Dra. Wilma Sonia Hehl de Sylos, pelo - constante incentivo e colaboração prestados no decorrer do desenvolvimento deste trabalho.

. Prof. Dr. Yoshiuti Hukai, pelo importante papel que tem desempenhado na nossa formação.

. Instituto de Energia Atômica, pelo apoio financeiro e material.

. Aos colegas do Centro de Engenharia Nuclear, - pelo apoio e discussões no decorrer do trabalho.

. Srta Neide Jesus de Lima, pelo trabalho de datilografia.

. Pessoal do Centro de Processamento de Dados, - pelas facilidades e atendimento prestados.

A.2

. Sr. Yacoff Sarkovas Filho, pelas facilidades prestadas na impressão deste trabalho.

## RESUMO

Neste trabalho apresenta-se a modelagem dos circuitos primário e secundário de um reator nuclear, refrigerado a gás, de maneira a possibilitar o relacionamento dos parâmetros destes ciclos com o desempenho do gerador de vapor.

Este procedimento permite a otimização do projeto térmico e fluido dinâmico do gerador de vapor, através da maximização da potência líquida da central, aplicando-se a teoria de controle ótimo de sistemas dinâmicos.

Os balanços térmicos dos ciclos primário e secundário são efetuados simultaneamente com os parâmetros de projeto otimizados do gerador de vapor, obtidos através de um processo iterativo.

## SUMMARY

The present work is concerned with the modeling of the primary and secondary circuits of a gas cooled nuclear reactor in order to obtain the relation between the parameters of the two cycles and the steam generator performance.

The procedure allows the optimization of the steam generator, through the maximization of the plant net power, and the application of the optimal control theory of dynamic systems.

The heat balances for the primary and secondary circuits are carried out simultaneously with the optimized design parameters of the steam generator, obtained using an iterative technique.

## INDICE

|  | Pág. |
|--|------|
| 1 - Introdução   |      |
| 1.1 - Razões do estudo -----   | 1.1  |
| 1.2 - Revisão bibliográfica -----  | 1.3  |
| 1.3 - Objetivo -----   | 1.5  |
| 2 - Descrição do reator  |      |
| 2.1 - Critérios para definição das condições<br>de contorno do projeto -----                     | 2.1  |
| 2.2 - O cerne do reator -----  | 2.2  |
| 2.3 - Características principais do reator -----   | 2.6  |
| 3 - Ciclo primário   |      |
| 3.1 - Condições de contorno do projeto térmico<br>e fluidodinâmico do cerne do reator -----      | 3.3  |
| 3.1.1 Temperatura máxima no elemento combus-<br>tível -----                                      | 3.3  |
| 3.1.2 Densidade de potência -----  | 3.3  |
| 3.1.3 Sentido do fluxo do refrigerante e po-<br>sição do circulador -----                        | 3.5  |
| 3.2 - Correlações empíricas utilizadas na modela-<br>gem dos ciclos primários -----              | 3.10 |
| 3.2.1 Encamisamento sem aletas -----   | 3.11 |
| 3.2.2 Encamisamento com aletas longitudinais-  | 3.12 |
| 3.2.3 Encamisamento com aletas polizonais ---  | 3.14 |
| 3.3 - Relação entre perda de carga e coeficiente<br>de transferência de calor no cerne do reator | 3.16 |

|       |  |      |
|-------|--|------|
| 3.3.1 | Variação dos coeficientes de transferência de calor e resistência por atrito com a temperatura -----                         | 3.16 |
| 3.3.2 | Curvas de $h$ e $\Delta p$ em função da velocidade -----   | 3.19 |
| 3.3.3 | Relação entre $\Delta p$ e $h$ -----   | 3.23 |
| 3.4   | - Perfis de temperatura no cerne do reator --  | 3.23 |
| 3.4.1 | Temperatura do hélio ao longo do canal -----   | 3.25 |
| 3.4.2 | Temperatura do centro do elemento com combustível -----  | 3.25 |
| 3.4.3 | Relação entre o coeficiente de transferência de calor e as temperaturas de entrada e saída do hélio do cerne do reator ----- | 3.28 |
| 3.5   | - Potência mecânica no eixo do circulador ---  | 3.33 |
| 3.5.1 | Desenvolvimento teórico -----  | 3.33 |
| 3.5.2 | Determinação da potência mecânica do eixo do circulador -----  | 3.36 |
| 3.5.3 | Potência de bombeamento versus temperatura de saída do hélio -----   | 3.38 |
| 4     | - Ciclo secundário   |      |
| 4.1   | - Cálculo das propriedades do líquido saturado, vapor saturado e superaquecido -----   | 4.1  |
| 4.2   | - Ciclo de vapor dual -----  | 4.3  |
| 4.3   | - Programa do balanço térmico do ciclo de vapor -----  | 4.5  |

|  | Pág. |
|--|------|
| 4.3.1 Dados de entrada do programa -----   | 4.5  |
| 4.3.2 Procedimento de cálculo do programa ---  | 4.7  |
| 4.3.3 Resultados fornecidos pelo programa ---  | 4.12 |
| 4.4 - Análise de alguns resultados obtidos a-<br>través do programa -----  | 4.13 |
| 4.4.1 Rendimento do ciclo de vapor em fun-<br>ção do número de aquecedores -----                                 | 4.13 |
| 4.4.2 Rendimento do ciclo em função das -<br>condições de entrada do vapor e título<br>de saída da turbina ----- | 4.15 |
| 4.5 - Adaptações efetuadas para aplicação no pro-<br>blema de controle -----                                     | 4.18 |
| <br>   |      |
| 5 - O problema de controle ótimo de sistemas dinâmicos   |      |
| 5.1 - Colocação do problema -----  | 5.2  |
| 5.1.1 Características do gerador de vapor ---  | 5.2  |
| 5.1.2 Correlações empregadas do gerador<br>de vapor -----  | 5.4  |
| 5.1.3 Otimização -----   | 5.7  |
| 5.2 - Formulação do programa -----   | 5.8  |
| 5.2.1 Definição das variáveis -----  | 5.8  |
| 5.2.2 Fundamentos teóricos -----   | 5.12 |
| 5.2.3 Equacionamento do problema -----   | 5.15 |
| 5.3 - Solução -----  | 5.21 |

|  |      |
|--|------|
| 6 - Resultados, Comentários e Sugestões  |      |
| 6.1 - Resultados preliminares -----  | 6.1  |
| 6.2 - Comentários -----  | 6.4  |
| 6.2.1 Passo da integração -----  | 6.4  |
| 6.2.2 Normalização das variáveis -----   | 6.5  |
| 6.2.3 Erro por passo -----   | 6.5  |
| 6.2.4 Critérios para estabelecimento das con-<br>dições iniciais da integração ----- | 6.6  |
| 6.2.5 Variável de controle -----   | 6.7  |
| 6.2.6 Comentários finais -----   | 6.8  |
| 6.3 - Sugestões -----  | 6.9  |
| 6.3.1 Simplificações -----   | 6.9  |
| 6.3.2 Métodos numéricos -----  | 6.10 |
| 6.3.3 Utilização do procedimento -----   | 6.12 |

## Referências Bibliográficas

## LISTA DAS FIGURAS

|  | pag. |
|--|------|
| 1. Introdução  |      |
| 2. Descrição do reator   |      |
| 2.1 - Conjunto moderador e combustível -----   | 2.7  |
| 3. Ciclo primário  |      |
| 3.1 - Tipos de encamisamentos -----  | 3.2  |
| 3.2 - Distribuição da densidade de potência axial<br>gerada no canal central do reator -----                     | 3.5  |
| 3.3 - Número de Nusselt versus número de Grashof<br>para alguns valores de Prandtl em convecção<br>natural ----- | 3.8  |
| 3.4 - Encamisamento sem aletas -----   | 3.12 |
| 3.5 - Encamisamento com aletas longitudinais -----   | 3.12 |
| 3.6 - Encamisamento com aletas polizonais -----  | 3.14 |
| 3.7 - Coeficiente de transferência de calor e<br>perda de carga em função da temperatura. -----                  | 3.18 |
| 3.8 - Diâmetro equivalente e velocidade do gás em<br>função do diâmetro do canal -----                           | 3.20 |
| 3.9 - Coeficiente de transferência de calor e per <u>da</u><br>de carga em função da velocidade do gás. --       | 3.22 |
| 3.10- Perda de carga em cerne em função do coefi-<br>ciente da transferência de calor -----                      | 3.24 |
| 3.11- Perfis de temperatura do gás hélio e do cen <u>tro</u><br>do elemento combustível -----                    | 3.27 |

|       |   |      |
|-------|---|------|
| 3.12- | Densidade de geração de potência no cerne e temperatura do hélio na posição que ocorre a temperatura máxima no combustível em função do coeficiente de transferência de calor ----- | 3.30 |
| 3.13- | Temperatura de saída do hélio do cerne do reator em função do coeficiente de transferência de calor. -----  | 3.32 |
| 3.14- | Fração de potência utilizada para o bombeamento do gás em função da temperatura de saída do gás do cerne do reator. -----   | 3.39 |
| 4.    | Ciclo Secundário  |      |
| 4.1 - | Diagrama de uma central nuclear utilizando o ciclo dual. -----  | 4.4  |
| 4.2 - | Fluxograma dos cálculos do programa de balanço térmico do ciclo de vapor -----  | 4.8  |
| 4.3 - | Rendimento do ciclo de vapor em função do número de aquecedores regenerativos. -----  | 4.14 |
| 4.4 - | Rendimento do ciclo de vapor e título na saída da turbina em função das condições do vapor. -----   | 4.17 |
| 5.    | O problema de controle ótimo de sistemas dinâmicos  |      |
| 5.1 - | Fração de tubos de alta pressão do gerador de vapor em função das vazões em massa por tubo de alta e baixa pressão. -----   | 5.11 |

LF.3

pag.

5.2 - Fluxograma dos cálculos de programa de re-  
iteraões utilizado na resolução do sistema -  
de equações diferenciais. ----- 5.24

6. Resultados, Comentários e Sugestões.

6.1 - Resultados preliminares. ----- 6.3

## LISTA DAS TABELAS

|  | pag. |
|--|------|
| 1. Introdução  |      |
| 1.1. Dados do reator de Hincley Point.-----  | 1.3  |
| 2. Descrição do reator   |      |
| 2.1 - Propriedades do urânio metálico -----  | 2.4  |
| 2.2 - Propriedades dos refrigerantes gasosos.-----   | 2.5  |
| 2.3 - Dados gerais do reator.-----   | 2.7  |
| 2.4 - Elemento combustível -----   | 2.8  |
| 2.5 - Moderador e refletor.-----   | 2.9  |
| 2.6 - Ciclo primário -----   | 2.9  |
| 2.7 - Ciclo secundário -----   | 2.10 |
| 3. Ciclo primário  |      |
| 3.1 - Densidade de potência axial -----  | 3.4  |
| 3.2 - Parâmetros da convecção natural -----  | 3.7  |
| 3.3 - Coeficiente de transferência de calor e<br>perda de carga em função das propriedades<br>físicas do gás -----       | 3.17 |
| 3.4 - Coeficiente de transferência de calor e<br>perda de carga independentes das proprie-<br>dades físicas do gás.----- | 3.21 |

|   |      |
|---|------|
| 4. Ciclo secundário   |      |
| 5. O problema de centro ótimo de sistemas dinâmicos         |      |
| 5.1 - Principais características do gerador de vapor. ----- | 5.3  |
| 5.2 - Correlações empregadas no gerador de vapor. -----     | 5.5  |
| 5.3 - Resumo do problema -----                              | 5.23 |
| 6. Resultados, comentários e sugestões                      |      |
| 6.1 - Resultados preliminares -----                         | 6.2  |

## ÓTIMIZAÇÃO DO PROJETO DO GERADOR DE VAPOR DE UM REATOR NUCLEAR REFRIGERADO À GÁS

### 1 - INTRODUÇÃO

#### 1.1 - Razões de estudo

Os reatores refrigerados à água pressurizada - P.W.R. (Pressurized Water Reactor), adotados pelo país no acordo recentemente assinado entre Brasil e Alemanha, primam pela sua segurança, por não serem fontes de poluição radioativa e por ter sua tecnologia completamente dominada, mas pecam principalmente nos itens de rendimento térmico e utilização de urânio enriquecido. Estas limitações dificilmente poderão ser superadas pelo avanço tecnológico, condenando tais reatores a um futuro pouco promissor.

Nesses reatores, refrigerados à água pressuriza-

da, a temperatura no cerne deve ser limitada para se evitar a ebulição do refrigerante e a formação de películas de vapor em torno do combustível que o isolariam termicamente. Este fato impossibilita a obtenção de altas temperaturas. Além disso, sendo a água absorvedora de neutrons, há a necessidade de se utilizar urânio enriquecido como combustível nuclear.

Por sua vez, os reatores refrigerados à gás não sofrem tais tipos de restrições, possibilitando a obtenção de altas temperaturas do fluido refrigerante (alto rendimento térmico) e utilização de urânio natural como combustível devido ao fato do gás ser transparente a neutrons.

Uma vez que as reservas mundiais de urânio combustível são limitadas, há um grande interesse em se projetar reatores regeneradores. Esses, além de produzirem energia térmica, converteriam elementos férteis em elementos físséis a uma taxa maior que o seu próprio consumo. Entretanto, o projeto neutrônico desse tipo de reatores requer baixa absorção parasita de neutrons, o que pode ser conseguido através da utilização de um gás como refrigerante.

O plano brasileiro de desenvolvimento nuclear está basicamente suportado pelo Acordo, que tem por finalidade transferência de tecnologia pela implantação de centrais nucleares importadas. Mas nota-se que é perfeitamente viável um plano paralelo, cujo principal objetivo seria desenvolver um tipo de reator, por exemplo, os reatores refrigerado à gás, adaptável às condições brasileiras e que supriria algu-

mas das desvantagens do refrigerado a água pressurizada.

Postulando-se um programa nacional de desenvolvimento nuclear nesta linha, propôs-se este trabalho como uma continuação dos estudos feitos por Baltazar [2] sobre um reator protótipo experimental de potência refrigerado a gás hélio, onde foi dada ênfase ao projeto neutrônico. O que se pretende neste trabalho é fazer uma análise do projeto térmico e fluido dinâmico da central estudando um gerador de vapor que sirva de ligação entre o ciclo primário e o secundário.

## 1.2 - Revisão Bibliográfica

O modelo do reator estudado apresenta características semelhantes aos do reator tipo Magnox inglês de Hincley Point, cujos dados principais estão expostos na Tab. 1.1. Estes dados são úteis porque permitirão comparações de valores ao longo da pesquisa.

| Tab.1.1 - Dados do reator de Hincley Point |                               |
|--|-------------------------------|
| Potência -----                             | 950 Mw                        |
| Refrigerante -----                         | CO <sub>2</sub>               |
| Pressão - Temperatura -----                | 12,6 atm - 375 <sup>o</sup> C |
| Ciclo de Vapor -----                       | Dual                          |
| Pressão -----                              | 44.2/11.2 atm                 |
| Temperatura do vapor -----                 | 364/350 <sup>o</sup> C        |
| Nº de Aquecedores -----                    | 2                             |
| Rendimento líquido -----                   | 28,0 %                        |

Projeto de trocadores de calor já foi estudado exaustivamente por vários pesquisadores desde a década de 30, culminando com a publicação de "Compact Heat Exchangers" [12] de Kays e London em 1954. Os trabalhos mais recentes estudam casos particulares de trocadores de calor, em aplicações especiais ou em situações especiais.

Em 1972, Szpíczkowski [28] fez estudos comparativos, determinando-se as áreas de trocas de calor, de geradores de vapor diversas concepções para os reatores HTR (High Temperature Reactor) refrigerados a gás hélio.

Konuk em seu trabalho [14] em 1975 fez estudos de um gerador de vapor de um GCFBR (Gas Cooled Fast Breeder Reactor) onde os defletores que guiam o gás hélio refrigerante são vazados. Este procedimento elimina pontos quentes do trocador de calor ocasionado pela má circulação do refrigerante.

Em 1976, Ray e Bowman [21] estudaram o gerador de vapor de reatores refrigerados por gás em transiente, separando este trocador de calor em três subconjuntos: o economizador, evaporador e o superaquecedor.

No presente trabalho propõe-se apresentar um procedimento para determinação dos valores ótimos dos parâmetros do gerador de vapor do reator protótipo experimental, através de análises quantitativas, formulando o problema de otimização do trocador de calor com a mesma metodologia usada em controle ótimo de sistemas dinâmicos.

Projeto de trocadores de calor já foi estudado exaustivamente por vários pesquisadores desde a década de 30, culminando com a publicação de "Compact Heat Exchangers" [12] de Kays e London em 1954. Os trabalhos mais recentes estudam casos particulares de trocadores de calor, em aplicações especiais ou em situações especiais.

Em 1972, Szpíczkowski [28] fez estudos comparativos, determinando-se as áreas de trocas de calor, de geradores de vapor diversas concepções para os reatores HTR (High Temperature Reactor) refrigerados a gás hélio.

Konuk em seu trabalho [14] em 1975 fez estudos de um gerador de vapor de um GCFBR (Gas Cooled Fast Breeder Reactor) onde os defletores que guiam o gás hélio refrigerante são vazados. Este procedimento elimina pontos quentes do trocador de calor ocasionado pela má circulação do refrigerante.

Em 1976, Ray e Bowman [21] estudaram o gerador de vapor de reatores refrigerados por gás em transiente, separando este trocador de calor em três subconjuntos: o economizador, evaporador e o superaquecedor.

No presente trabalho propõe-se apresentar um procedimento para determinação dos valores ótimos dos parâmetros do gerador de vapor do reator protótipo experimental, através de análises quantitativas, formulando o problema de otimização do trocador de calor com a mesma metodologia usada em controle ótimo de sistemas dinâmicos.

O avanço tecnológico no campo computacional possibilitou que a teoria de controle ótimo de sistemas dinâmicos fosse aplicada à resolução de problemas de otimização em todos os campos da engenharia.

Na área nuclear, tem-se feito alguns trabalhos - envolvendo otimização do projeto do cerne do reator tais como, minimização da massa crítica - Goldshimidt [9] e maximização da Potência - Santos e Cintra [23], e envolvendo controle de reatores como minimização do tempo morto - Roberts e Smith [22].

Em transferência de calor não foi encontrada referência bibliográfica que apresentasse aplicações da teoria de controle em problemas de projeto de geradores de vapor.

### 1.3 - Objetivo

O objetivo deste trabalho é apresentar uma metodologia para obtenção dos valores dos parâmetros do gerador de vapor que maximizem o rendimento térmico líquido de uma central nuclear de geração de potência mecânica. A formulação do problema através da teoria de controle ótimo, possibilita a introdução da influência do ciclo primário e secundário na determinação dos valores otimizados daqueles parâmetros. O rendimento térmico líquido é definido como o quociente da diferença entre a potência de eixo da turbina e da potência consumida pelo circulador de gás pela potência térmica do reator. Procura-se então parâmetros que possibilitem maior

rendimento térmico do ciclo de vapor sujeito a um menor consumo de energia no bombeamento do gás refrigerante.

A central nuclear a ser analisada destina-se à geração de potência elétrica, mas o procedimento com algumas modificações, poderá ser adaptado para a solução de problemas similares tais como, geradores de vapor de centrais termo-elétricas, reatores de alta temperatura com extrações de vapor para processos industriais, reatores para propulsão.

## 2. DESCRIÇÃO DO REATOR

Neste capítulo são expostos de maneira resumida, as principais características e uma breve justificação do reator protótipo experimental de potência.

### 2.1 - Critérios para definição das condições de contorno do projeto.

Como já foi exposto no capítulo anterior, o projeto deste reator visa principalmente o desenvolvimento da tecnologia nuclear nacional e dentro deste propósito pode-se estabelecer alguns critérios que facilitem a decisão da escolha entre as diversas concepções possíveis. Os principais - critérios são:

- a) participação nacional no projeto e na construção deverá ser a maior possível
- b) o desenvolvimento do projeto, utilizando recursos técnicos e humanos já disponíveis no país, deverá promover a atualização e ampliação destes recursos, permitindo o do

mínio de uma tecnologia avançada e estratégica para o desenvolvimento e para a soberania nacional

- c) no desenvolvimento do projeto serão utilizados consultores estrangeiros que promoverão a real transferência de tecnologia no setor
- d) o projeto deve estar dentro da capacidade industrial brasileira no futuro próximo, através de um programa de desenvolvimento de fornecedores de componentes e subconjuntos.
- e) o protótipo do reator deve apresentar características de operação que satisfaçam os requisitos necessários aos futuros reatores a serem construídos no Brasil.
- f) o reator deve servir para treinamento de pessoal no desenvolvimento do projeto e durante sua execução.

## 2.2 - O cerne do reator

No projeto neutrônico do cerne do reator, o principal vínculo imposto pelos critérios apresentados no item anterior é a utilização de urânio natural como combustível. Este procedimento elimina o processo de enriquecimento do ciclo de combustível que envolve tecnologia muito sofisticada, fora do alcance da capacidade de recursos técnicos e humanos brasileiros.

O combustível para este reator experimental poderá ser produzido no próprio Instituto de Energia Atômica com a interação entre o Centro de Engenharia Química CEQ e o Centro de Metalurgia Nuclear CMN. O CEQ possui uma usina piloto de purificação de urânio capaz de produzir até 40 toneladas anuais de urânio com grau de pureza nuclear na forma -

de diuranato de amônio  $(\text{NH}_4)_2\text{U}_2\text{O}_7$ . A CMN pode transformar este sal em elementos de combustível na forma metálica ou óxido ( $\text{UO}_2$ ).

A densidade atômica do urânio metálico é maior que a do  $\text{UO}_2$  permitindo que se atinja com maior facilidade o nível de reatividade suficiente, sem necessidade de enriquecimento.

Este é o fator decisivo na escolha da forma metálica embora apresente uma grande desvantagem do ponto de vista térmico em relação ao  $\text{UO}_2$  cerâmico que suporta temperaturas de até  $2\,700^\circ\text{C}$ ; a forma metálica apresenta uma mudança de fase a  $662^\circ\text{C}$  com grande expansão de volume, Tab. 2.1, o que limita a temperatura máxima admissível no combustível em torno dos  $580^\circ\text{C}$ .

Com o objetivo de projetar um reator protótipo - de reatores futuros com possibilidade de se obter altas temperaturas que proporcionarão ótimo rendimento térmico e possibilidade de aplicação em processos termo-químicos diretos como gaseificação do carvão e obtenção de hidrogênio, o refrigerante escolhido foi o gás hélio.

A utilização de água foi abandonada por causa da impossibilidade de obtenção de altas temperaturas como já foi dito anteriormente. Entre os fluidos gasosos há a opção entre o hélio e o dióxido de carbono  $\text{CO}_2$ , Tab. 2.2, que são gases baratos, não inflamáveis, não tóxicos, transparentes a neutrons, possuem grande estabilidade à radiação e são viáveis em grandes quantidades. O  $\text{CO}_2$  apresenta a desvantagem -

de reagir com a grafita moderadora sob condições de irradiação e de possuir propriedades de transferência de calor piores que as do hélio.

Tab. 2.1 Propriedades do urânio metálico

|                                  |                |                                |
|----------------------------------|----------------|--------------------------------|
| Densidade                        |                | 19,04g/cm <sup>3</sup>         |
| Ponto de fusão                   |                | 1129°C                         |
| Calor específico                 | 200°C          | 0,031 cal/g°C                  |
|                                  | 400°C          | 0,037 cal/g°C                  |
|                                  | 600°C          | 0,045 cal/g°C                  |
| Condutibilidade térmica          | 400°C          | 0,073 cal/cm s°C               |
|                                  | 600°C          | 0,080 cal/cm s°C               |
| Transformações de fase do urânio |                |                                |
| Mudança de fase                  | Temperatura °C | Calor latente de transformação |
| $\alpha \rightarrow \beta$       | 662°C          | 2,85 cal/g                     |
| $\beta \rightarrow \gamma$       | 769°C          | 4,8 cal/g                      |
| $\gamma \rightarrow$ líquido     | 1129°C         | 19,7 cal/g                     |

| Tab. 2.2 Propriedades dos refrigerantes gasosos         |                         |                         |
|---|-------------------------|-------------------------|
|   | He                      | CO <sub>2</sub>         |
|   | P = 20 atm              | P = 13,6 atm            |
|   | t = 300°C               | t = 316°C               |
| β - coeficiente de expansão térmica (°C <sup>-1</sup> ) | 2,1 x 10 <sup>3</sup>   | 2,2 x 10 <sup>-3</sup>  |
| γ - peso específico (kg/m <sup>3</sup> )                | 1,67                    | 12,45                   |
| μ - viscosidade dinâmica (kg s/m <sup>2</sup> )         | 3,11 x 10 <sup>-6</sup> | 2,67 x 10 <sup>-6</sup> |
| K - condutibilidade térmica (kcal/m m°C)                | 0,21                    | 0,031                   |

A utilização de urânio natural reduz as possibilidades de escolha do moderador. Em termos práticos, somente a água pesada e a grafita podem ser escolhidos porque possuem secções de choque de absorção de neutrons suficientemente baixas para permitir o projeto neutrônico do reator. A utilização da água pesada foi abandonada pois este moderador apresenta as mesmas desvantagens da água como refrigerante.

Então, a grafita foi escolhida como moderador, e poderá ser fabricada tomando as necessárias precauções quanto a sua pureza, pela companhia "White Martins S.A." que fornece eletrodos deste material para a indústria metalúrgica. Pode-se também desenvolver, em curto prazo, tecnologia de produção de grafita nuclear a partir da grafita natural de Itapeçerica, Minas Gerais que possui baixo teor de boro, principal veneno neutrônico.

O vaso de pressão deverá ser de concreto proten-

dido, devido ao volume muito grande do cerne. A opção de se fazer vaso de aço foi rejeitada devido a necessidade de utilizar grossas chapas por causa da pressão e volume, envolvendo tecnologia demasiadamente sofisticada para a execução do processo de soldagem. Os vasos de concreto protendido possuem grande potencial futuro devido à facilidade de fabricação, utilização de tecnologia de engenharia civil de grandes edifícios, possibilidade de construir elementos de grande porte e principalmente devido aos aspectos de segurança.

### 2.3 - Características principais do reator

Fixou-se em 30 MW a potência elétrica da central como primeira estimativa para este projeto preliminar, dado a possibilidade de fabricação de turbinas deste porte em futuro próximo no Brasil. A potência térmica então deverá ser da ordem de 110 MW.

Escolheu-se a geometria cilíndrica quadrada para o cerne devido a facilidade dos cálculos neutrônicos conseguidos pela simetria. Esta geometria não é a melhor do ponto de vista neutrônico nem termohidráulico, mas os desvios - devido a esta diferença da forma ótima são desprezíveis. [17] A densidade de potência homogênea desse tipo de reator é da ordem de  $0,5 \text{ W/cm}^3$ ; então o cerne do reator medirá cerca de 6,5 m de altura e diâmetro.

O cerne é constituído de blocos em forma de prismas hexagonais de grafita moderadora, com um furo central a-

xial, onde são colocados os elementos de combustível e hélio por onde flui o refrigerante, conforme figura abaixo.

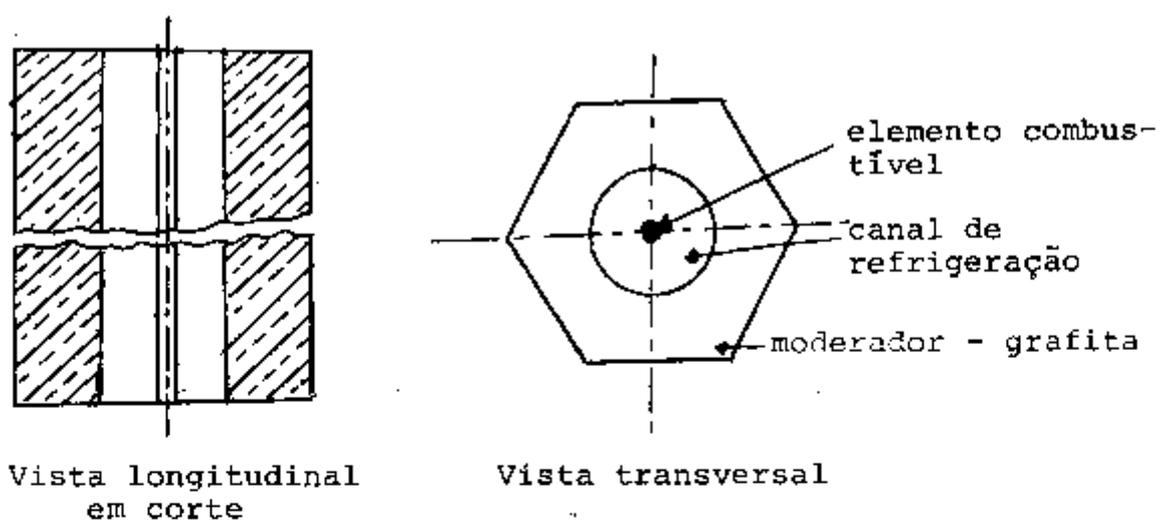


Fig. 2.1 : Conjunto moderador e combustível

A Tab. 2.3 mostra os dados gerais do reator protótipo experimental de potência na concepção adotada

| Tab. 2.3 Dados Gerais do reator   |                              |
|-----------------------------------|------------------------------|
| Tipo -----                        | Gás, Grafita, Urânio Natural |
| Propósito -----                   | Protótipo experimental       |
| Potência térmica -----            | 110 MW                       |
| Configuração do cerne -----       | cilíndrica                   |
| Diâmetro do cerne -----           | 6,5 m                        |
| Altura do cerne -----             | 6,5 m                        |
| Massa total de combustível -----  | 53,3 ton.                    |
| Densidade de média de potência -- | 0,5 W/cm <sup>3</sup>        |
| Número de canais de refrigeração- | 1023                         |
| Vaso de pressão -----             | concreto protendido          |

O combustível é encamisado em Magnox A-12, liga metálica de magnésio com alumínio e berílio. Esta liga, além de ser fraca absorvedora de neutrons, possui boa condutibilidade térmica, é de baixo custo e permite a fácil fabricação de encamisamentos com aletas. Os principais dados dos elementos combustíveis estão mostrados na Tab. 2.4.

| Tab. 2.4 Elemento combustível                     |                         |
|---|-------------------------|
| Tipo -----  | Urânio natural metálico |
| Forma -----                                       | Barras cilíndricas      |
| Diâmetro -----                                    | 2,54 cm                 |
| Comprimento -----                                 | 40,63 cm                |
| Número de elementos<br>sobrepostos por canal - 16 |                         |
| Nº total de elementos - 16 368                    |                         |
| Temperatura máxima<br>Admissível ----- 580°C      |                         |
| Encamisamento ----- Magnox                        |                         |
| Espessura do<br>encamizamento ----- 0,17 cm       |                         |

A Tab. 2.5 mostra os dados principais do moderador e do refletor escolhidos.

Tab. 2.5 Moderador e refletor

|  |                                 |
|--|---------------------------------|
| Material -----                           | Grafita                         |
| Formato dos blocos -----                 | Prisma hexagonal                |
| Canal de refrigeração ---                | Um furo axial central por bloco |
| Altura do bloco -----                    | 81,26 cm                        |
| Distância entre faces<br>paralelas ----- | 21,34 cm                        |
| Espessura do refletor ---                | 100 cm                          |

As Tabs. 2.6 e 2.7 apresenta os dados principais do ciclo primário e secundário respectivamente adotados no reator protótipo.

Tab. 2.6 Ciclo primário

|  |                                   |
|--|-----------------------------------|
| Refrigerante -----                           | Hélio                             |
| Direção do fluxo<br>do hélio no caroço ----- | de baixo para cima                |
| Pressão de trabalho -----                    | 20 atm                            |
| Tipo de circulador -----                     | Turbina acionada por eletricidade |
| Eficiência do circulador-----                | 80 %                              |

Tab. 2.7 Ciclo Secundário

|   |                                 |
|---|---------------------------------|
| Ciclo de vapor tipo -----                             | Dual                            |
| Rendimento da turbina -----                           | 80 %                            |
| Título mínimo admissível na<br>saída da turbina ----- | 87 %                            |
| Pressão no condensador ----                           | 0,5 psia                        |
| Nº de aquecedores<br>regenerativos -----              | 2                               |
| Tipo de aquecedores -----                             | Trocador de calor de superfície |
| Diferença terminal de temp.<br>nos aquecedores -----  | 6°C                             |
| Perdas nas tubulações:                                |                                 |
| Temperatura -----                                     | 6 a 9°C                         |
| Pressão -----   | 15 a 20 psia.                   |

OBS.: Os parâmetros do ciclo de vapor considerados são similares aos do reator Magnox inglês de Hincley Point. Isto permitirá uma futura comparação do desempenho entre as duas centrais.

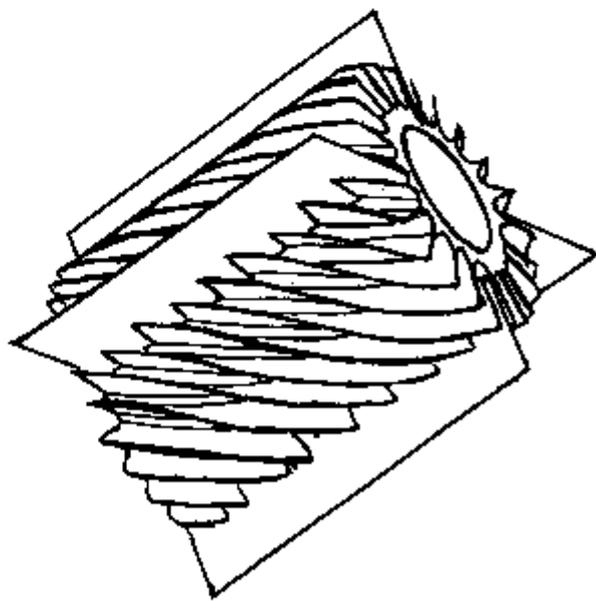
### 3. CICLO PRIMÁRIO

Este capítulo é focalizado no estabelecimento das relações entre os parâmetros do ciclo primário e do gerador de vapor. O projeto térmico e fluido dinâmico está diretamente ligado ao desempenho do gerador que estabelece vínculos nas condições de contorno do fluido refrigerante.

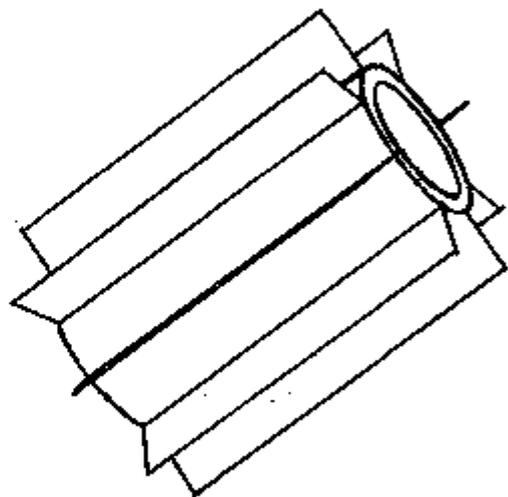
Sendo o refrigerante gasoso, o projeto térmico torna-se bastante crítico devido ao baixo coeficiente de transferência de calor inerente a fluidos nesta fase. A potência de bombeamento também deverá ser bastante significativa decorrente da baixa densidade dos gases.

Torna-se então muito importante o tipo de encamisamento do elemento de combustível. A tendência é de utilizar encamisamentos com aletas de geometria bastante sofisticada com a finalidade de aumentar a taxa de transferência de calor sem um aumento significativo na perda de carga do escoamento do gás refrigerante.

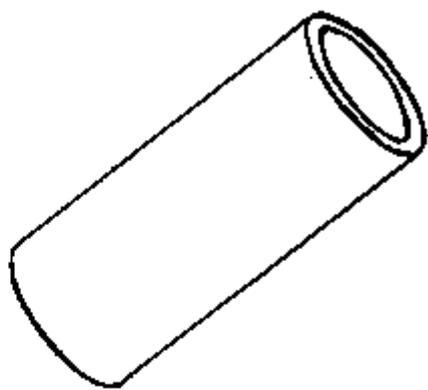
Para uma análise geral do problema, foram então estudados três tipos de encamisamentos: sem aletas, com aletas longitudinais e com aletas poligonais, que são apresentadas na Fig. 3.1.



aletas poligonais



aletas longitudinais



sem aletas

Fig. 3.1 Tipos de encamisamentos

### 3.1 - Condições de contorno do projeto térmico fluido dinâmico do cerne do reator.

Para montagens das equações do balanço térmico no ciclo primário e perdas de carga no escoamento, do gás refrigerante, foram consideradas as seguintes condições de contorno:

#### 3.1.1 - Temperatura máxima no elemento combustível

O combustível nuclear é urânio natural na forma metálica que sofre mudança de fase a  $662^{\circ}\text{C}$  com grande expansão de volume. Por motivos de segurança, estabeleceu-se a temperatura máxima admissível em  $580^{\circ}\text{C}$ . Esta faixa de segurança leva em conta principalmente as flutuações no nível de geração de calor devido ao processo aleatório no espaço e no tempo em que ocorrem as fissões nucleares.

Nota-se que esta temperatura limite influi diretamente no desempenho da central pois é através deste dado e da geração de calor que se determina a temperatura de saída do refrigerante do cerne e conseqüentemente a temperatura do vapor. Se estudos futuros permitirem elevar esta temperatura, o rendimento líquido da central será melhorado.

#### 3.1.2 - Densidade de Potência

A distribuição da densidade de potência axial foi obtida utilizando-se as secções de choque geradas pelo programa CITHAM no CITATION, /2/.

A diferença de temperatura entre o elemento combustível e o fluido refrigerante é diretamente proporcional ao fluxo de calor gerado, que atinge o valor máximo na região central do reator. Assim sendo, a temperatura máxima no combustível, que é um vínculo de projeto, ocorre nesta região, justificando os seguintes procedimentos:-

- A escolha do canal central de refrigeração para o estudo do projeto térmico e fluido dinâmico, do cerne do reator.
- O achatamento do fluxo de neutrons, diminuindo-se o calor gerado nesta região, consequentemente aumentando a temperatura de saída do refrigerante.

Pelos cálculos efetuados pelo programa CITATION para este reator, considerando-se o achatamento do fluxo de neutrons, a distribuição mais crítica ocorre no primeiro ciclo de queima, apresentado na Tab. 3.1 e Fig. 3.2.

| Z (cm)                     | 0    | 41   | 81   | 122  | 163  | 203  | 244  | 284  | 325  |
|----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| $q''$ (W/cm <sup>3</sup> ) | 0,32 | 0,40 | 0,55 | 0,70 | 0,83 | 0,95 | 1,04 | 1,11 | 1,14 |

Z - posição ao longo do canal (Tabela até o centro devido a simetria).

Nos períodos subsequentes, a geração de calor torna-se bem mais achatada, justificando novo projeto térmico e

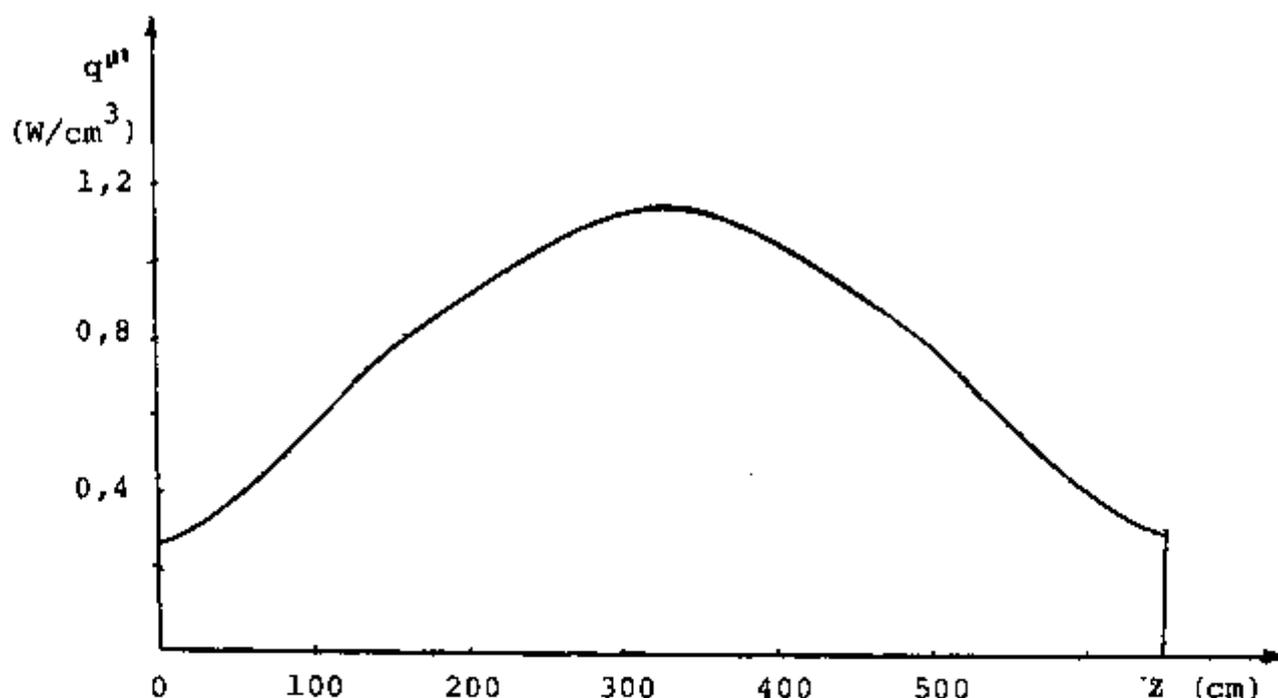


Fig. 3.2 Distribuição de densidade de potência axial gerada no canal central do reator.

fluidodinâmico pelo possível aumento da eficiência da central.

### 3.1.3. Sentido do fluxo do refrigerante e posição do circulador.

Torna-se importante estabelecer o sentido do fluxo do refrigerante no cerne do reator e a posição do circulador num projeto preliminar pois são decisões que influem no projeto do vaso de pressão.

O critério decisivo na escolha do sentido fluxo é a capacidade do refrigerante retirar o calor gerado pelo -

decaimento dos produtos de fissão após o desligamento do reator por convecção natural, que requer o escoamento do refrigerante de baixo para cima no cerne do reator.

A necessidade da convecção forçada sofisticada o circuito primário da central nuclear com a necessidade do fornecimento de energia ao circulador por uma fonte externa.

O cerne do reator de Hincley Point é refrigerado por  $\text{CO}_2$  a 12,5 atm e o escoamento se dá de baixo para cima, retirando o calor gerado após o desligamento por convecção natural.

Para certificar, se o mesmo fenômeno de transferência de calor pode ser utilizado no reator protótipo experimental, refrigerado a hélio a 20 atm, foi feito um estudo comparativo entre os dois refrigerantes nas respectivas condições, em termos de retirada de calor por convecção natural. O procedimento baseou-se nos cálculos dos números de Grashof e Rayleigh, e na utilização das curvas da Fig. 3.3, retirada da ref. /26/.

Os valores dos n<sup>os</sup> adimensionais calculados e os coeficientes de transferência de calor obtidos estão na Tab. 3.2.

| Tab. 3.2 Parâmetros da convecção natural |                       |                       |
|--|-----------------------|-----------------------|
|  | He                    | CO <sub>2</sub>       |
| Gr                                       | $1,33 \times 10^{11}$ | $1,05 \times 10^{13}$ |
| Ra                                       | $9,34 \times 10^{10}$ | $8,28 \times 10^{12}$ |
| Pr                                       | 0,70                  | 0,79                  |
| Nu                                       | 57,0                  | 2,400                 |
| h  | 19,9                  | 12,4                  |

Gr - número de Grashof

Ra - número de Rayleigh

Pr - número de Prandtl

Nu - número de Nusselt

h - coeficiente de transferência de calor em kcal/hrm<sup>2</sup> °C.

O número de Grashof é o parâmetro que relaciona as forças de empuxo com as de origem viscosa no escoamento natural, sendo maior no caso da CO<sub>2</sub>, que apresenta viscosidade menor e o coeficiente de expansão térmica praticamente igual às do hélio.

O número de Rayleigh, produto do Grashof com Prandtl, é uma medida da turbulência do escoamento natural, que sendo maior que 10<sup>8</sup> é considerado regime turbulento, caso contrário, regime laminar. Nos casos considerados, os escoamentos se dão em regime turbulento, sendo que com o CO<sub>2</sub>

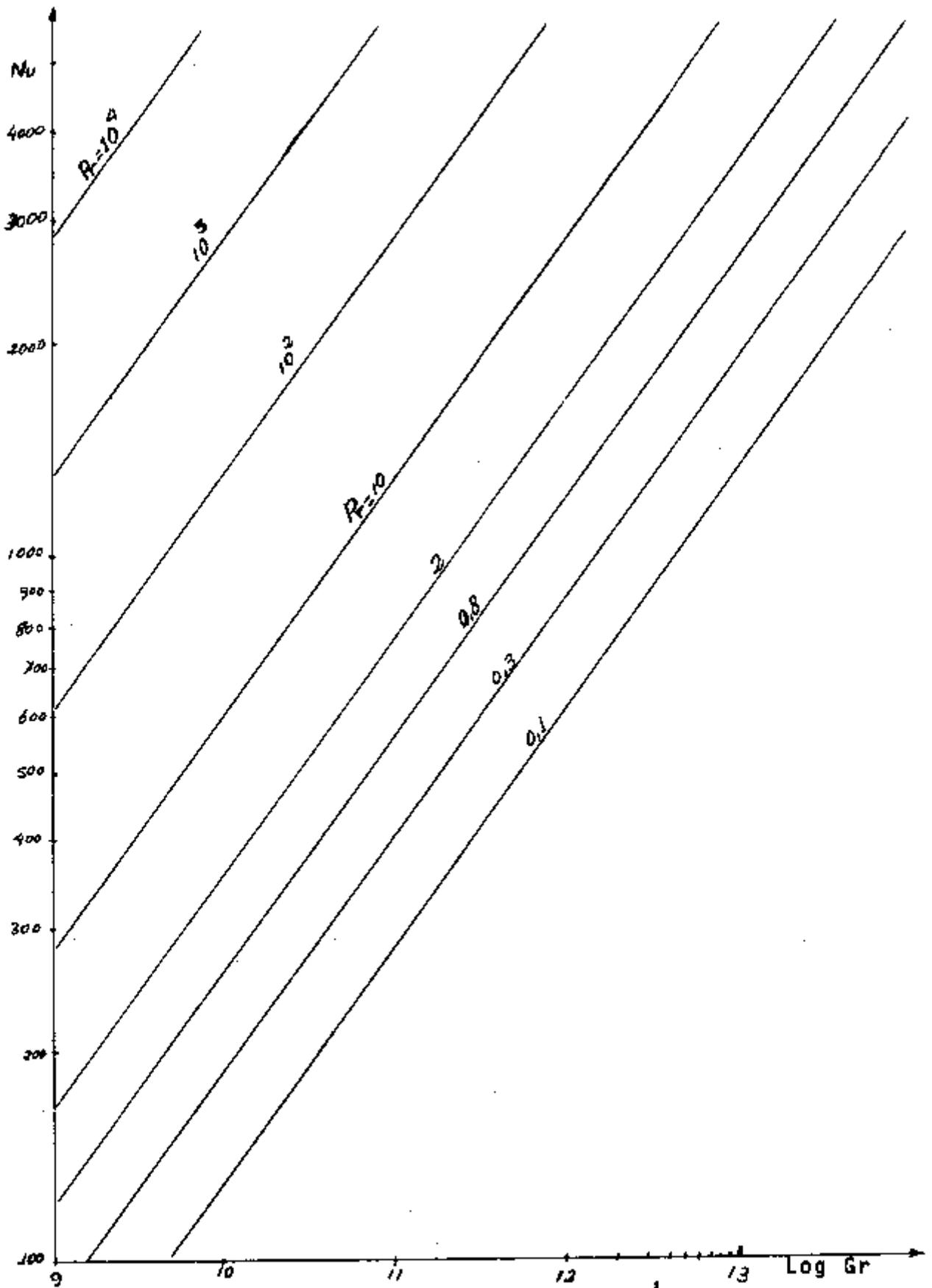


Fig. 3.3 Nu em função de Gr para alguns valores de Pr em convecção natural

essa turbulência é maior, ocasionando um número de Nusselt maior, mas devido a pior condutibilidade térmica deste gás, o coeficiente de transferência de calor neste caso é menor.

Sendo as características de geração e troca de calor do reator proposto com refrigeração à gás hélio muito semelhantes às daquelas do reator de Hincley Point, o fenômeno de convecção natural pode ser utilizado no presente caso, eliminando-se a necessidade da utilização de convecção forçada.

O circulador pode ser colocado em uma das duas posições possíveis: na saída do refrigerante do cerne, bombeando gás quente ou na entrada, bombeando gás frio. A potência de bombeamento é proporcional à temperatura do gás, portanto em termos de consumo de energia pelo circulador é preferível a segunda opção.

Entretanto, no processo de bombeamento, há um aumento na temperatura do gás ocasionado pelo trabalho executado pelo circulador. Este aumento de temperatura, colocando-se o circulador bombeando o gás quente, poderia ocasionar um aumento na eficiência do ciclo de vapor compensando com vantagem o maior consumo de energia pelo circulador nesta posição.

Mas o motivo decisivo na escolha da posição do circulador é ditada pelos problemas de corrosão, tensões térmicas e manutenção que as altas temperaturas ocasionariam. Decidiu-se então que o circulador bombeará o gás -

frio ficando então na parte inferior do vaso de pressão.

### 3.2 - Correlações empíricas utilizadas na modelagem do ciclo primário.

Para fazer uma análise da eficiência da remoção de calor de alguns tipos de aletas do encamisamento foram considerados três diferentes casos: o encamisamento liso, encamisamento com aletas longitudinais e com aletas polizo-nais.

As correlações de transferência de calor são em geral expressas em termos de números adimensionais tais como Nusselts, Reynolds, Prandtl e Stanton representados por Nu, Re, Pr e St respectivamente.

Na mecânica dos fluidos, a perda de carga é usualmente expressa em termos do coeficiente de resistência por atrito  $f$  definido por:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2gc} \quad (3.1)$$

onde:

$\Delta P$  - queda de pressão (atm)

$L$  - comprimento do canal (m)

$D$  - diâmetro do canal (m)

$\rho$  - massa específica do fluido ( $\text{kg/m}^3$ )

$V$  - velocidade (m/seg)

$gc$  - fator de conversão ( $1,313 \times 10^{12} \text{ kg/atm m hr}^2$ )

Em canais cujas secções transversais não são circulares, utilizam-se as mesmas correlações empregando-se o conceito de diâmetro equivalente  $De$  definido por:

$$De = 4 \frac{Ac}{P} \quad \text{onde} \quad (3.2)$$

$Ac$  - área da secção transversal do canal

$P$  - perímetro molhado da secção

### 3.2.1 - Encamisamento sem aletas

Com a finalidade de fazer um estudo comparativo das vantagens dos encamisamentos aletados, foi considerado também o encamisamento sem aletas. Neste caso foram utilizadas as seguintes correlações: Ref. [ 6 ].

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (\text{Eq. de Dittus Boelter}) \quad (3.3)$$

$$f = 0,046 Re^{-0,2} \quad (3.4)$$

O diâmetro equivalente pode ser obtido aplicando-se a definição (Fig. 3.4):

$$De = 4 \frac{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)}{\pi (D + d)} = D - d \quad (3.5)$$

onde:

$D$  - diâmetro do canal

$d$  - diâmetro do elemento combustível

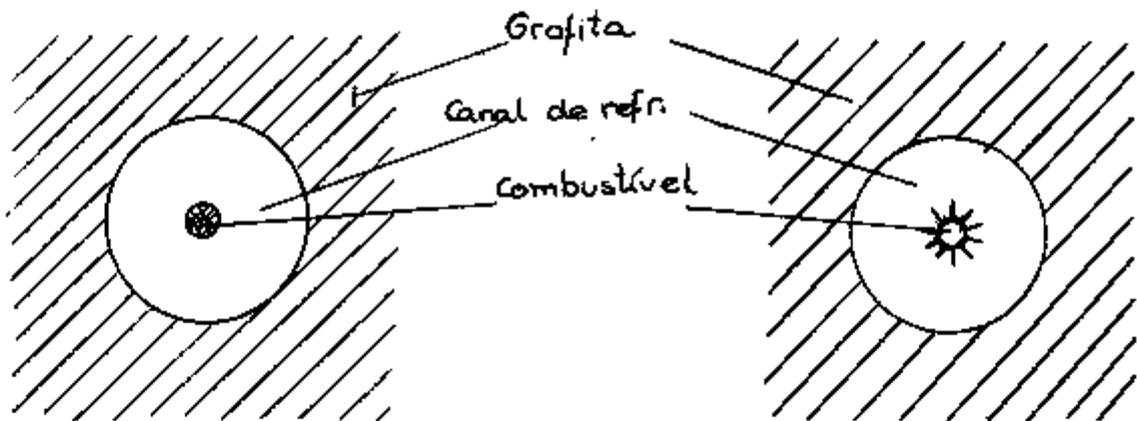


Fig. 3.4 Encamisamento sem aletas

Fig. 3.5 Encamisamento com aletas longitudinais

Das equações 3.1, 3.3 e 3.4 obtêm-se as expressões do coeficiente de transferência de calor  $h$  e da perda de carga  $\Delta P$  em função das propriedades do gás refrigerante:

$$h = 0,023 \cdot De^{-0,2} (\nu \cdot \rho)^{0,8} \left(\frac{C_p}{\mu}\right)^{0,4} k^{0,6} \quad (3.6)$$

$$P = 0,092 De^{-1,2} \nu^{1,8} \rho^{0,8} \mu^{0,2} L \quad (3.7)$$

onde:

$C_p$  - calor específico a pressão constante (J/kg<sup>0</sup>C)

$\mu$  - viscosidade dinâmica (kg/s m<sup>2</sup>)

$k$  - condutibilidade térmica do gás (W/m<sup>0</sup>C).

### 3.2.2 - Encamisamento com aletas longitudinais

Para representar a classe intermediária de encamisamentos em termos de eficiência de troca de calor e sofisticação da geometria, foi considerado o encamisamento com aletas longitudinais, cujas correlações empíricas de transfe

rência de calor e perdas de carga são facilmente encontradas na literatura. Para este estudo, foram consideradas as correlações dadas por HALL, /10/, que são as seguintes:

$$Nu = 0,04 Re^{0,8} Pr \exp(-0,055 n) \quad (3.8)$$

$$f = 0,083 Re^{-0,2} \exp(-0,026 n) \quad (3.9)$$

onde  $n$  é o número de aletas.

As expressões acima referem-se a aletas com temperatura constante e igual à temperatura do encamisamento, e portanto independente da altura da mesma. Assim sendo, valores mais reais serão obtidos para aletas pequenas, onde a queda de temperatura é desprezível. Baseando-se nesta linha de considerações, foram fixados:

$$n = 10$$

$$h_a = 1,0 \text{ cm} \quad \text{onde} \quad h_a - \text{altura da aleta}$$

Desta forma, o diâmetro equivalente é calculado por:

$$De = 4 \frac{\pi/4 (D^2 - d^2)}{\pi(D + d) + 0,2}$$

desprezando-se a área transversal das aletas, simplificando-se resulta:

$$De = \frac{D^2 - d^2}{D + d + 6,37 \cdot 10^{-2}} \text{ m} \quad (3.10)$$

Das equações 3.1, 3.8 e 3.9 obtêm-se as seguintes expressões para  $h$  e  $\Delta P$ :

$$h = 0,0231 De^{-0,2} (v \cdot \rho)^{0,8} \mu^{0,2} C_p \quad (3.11)$$

$$\Delta P = 0,512 \times De^{-1,8} \rho^{0,8} \mu^{0,2} \quad (3.12)$$

### 3.2.3 - Encamisamento com aletas polizonais.

Este tipo de encamisamento é o de concepção mais sofisticada, idealizado no sentido de se obter melhor eficiência na retirada de calor. É constituído por aletas helicoidais, cujos canais são interceptados por quatro aletas - longitudinais igualmente espaçadas /29/.

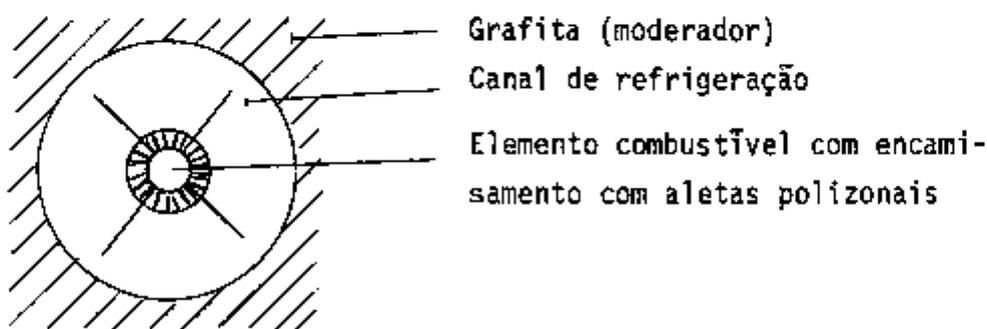


Fig. 3.6 Encamisamento com aletas polizonais

As aletas longitudinais servem para forçar a troca do gás quente por gás mais frio nos canais formados pelas aletas helicoidais. O número de entradas destes canais, entre 30 e 48, e o comprimento do passo da hélice, de 30 a

100 cm, são parâmetros que determinam as correlações a serem utilizadas. Para este trabalho, adotou-se os valores típicos utilizados em reatores nucleares que são:

Número de entradas:  $N = 30$

Passo da hélice:  $L_p = 45,7$  cm

As correlações, na forma geral, são as seguintes:

$$St = 10^{-5} \left[ \frac{8800}{N} + \frac{6350}{L_p} - 44 \right] \left( \frac{Re \cdot k}{k_m} \right)^{-0,34 - 0,0025(L_p - 55,9)} \quad (3.13)$$

$$f = Re^{-0,137} \left( \frac{43,9}{L_p \cdot N} + 0,0126 \right) \quad (3.14)$$

onde:

$k$  - condutibilidade do gás

$k_m$  - condutibilidade do encamisamento

Para  $h_a = 1$  cm, o diâmetro equivalente é dado por:

$$De = \frac{(D^2 - d^2)}{D + d + 0,191} \text{ m} \quad (3.15)$$

Das equações 3.13 e 3.14 obtém-se as expressões para  $h$  e  $\Delta p$ :

$$h = 0,0108 \times De^{-0,37} C_p (V_p)^{0,63} \mu^{0,37} \left( \frac{k}{k_m} \right)^{-0,37} \quad (3.16)$$

$$\Delta P = 0,089 \times D_e^{-1,137} \rho^{0,863} v^{1,863} \mu^{0,137} \times L \quad (3.17)$$

### 3.3 - Relação entre perda de carga e coeficiente de transferência de calor no cerne do reator.

As expressões de  $h$  e  $\Delta p$  obtidas a partir das correlações empíricas são funções crescentes da velocidade. Neste capítulo é desenvolvida uma relação entre  $\Delta P$  e  $h$ , eliminando-se a velocidade que é uma variável comum nas duas equações.

#### 3.3.1 - Variação dos coeficientes de transferência de calor e resistência por atrito com a temperatura.

As expressões de  $\Delta p$  e  $h$  são dependentes das propriedades físicas do gás, que variam com a temperatura. Desejando-se simplificar tais expressões para obter relações independentes da temperatura, considerou-se propriedades físicas do gás a uma dada temperatura de referência. Para avaliar o erro introduzido por este procedimento, estudou-se então a variação de  $h$  e  $\Delta p$  com a temperatura para um caso típico em que o diâmetro do canal é de 10 cm e o ganho de temperatura ao longo do canal de 200°C. Tendo a geração de calor no canal, obtêm-se a vazão em massa que é dada por:

$$\dot{m} = q/C_p \Delta t \quad \text{substituindo os valores}$$

$$\dot{m} = 0,174 \text{ kg/seg.}$$

onde  $q$  é o calor total gerado no canal.

Dessa vazão em massa, obtém-se a velocidade do gás:

$$v = \frac{\dot{m}}{A\rho} = \frac{18}{\rho} \text{ m/seg.}, \text{ onde } A \text{ é uma transversal do canal.}$$

Substituindo-se este valor nas correlações empregadas, obteve-se as expressões da tabela 3.3.

| Tab. 3.3 $h$ e $\Delta p$ em função das propriedades físicas do gás. |                                |                                       |
|--|--------------------------------|---------------------------------------|
| encamisamento  | $h$                            | $\Delta P$                            |
| liso   | $12 \times \mu^{-0,4} k^{0,6}$ | $2,385 \times \mu^{0,2} / \rho$       |
| longitudinal   | $2210 \mu^{0,2}$               | $1,08 \times 10^4 \mu^{0,2} / \rho$   |
| polizonal  | $8400 \mu^{0,37} k^{0,37}$     | $7,95 \times 10^3 \mu^{0,135} / \rho$ |

Substituindo os valores das propriedades físicas, da Ref. /30/, nas expressões acima obteve-se os pontos para as curvas  $h$  e  $\Delta p$  em função da temperatura Fig. 3.7.

A fraca dependência de  $h$  e  $\Delta p$  com a temperatura, indica que o erro introduzido ao problema, ao adotar uma temperatura fixa para avaliar as propriedades físicas - que intervem no valor dos coeficientes de transferência de calor e de resistência ao atrito, é desprezível. Além disto deve-se observar a incerteza inerente às correlações empíricas utilizadas.

A equação de transferência de calor que determi

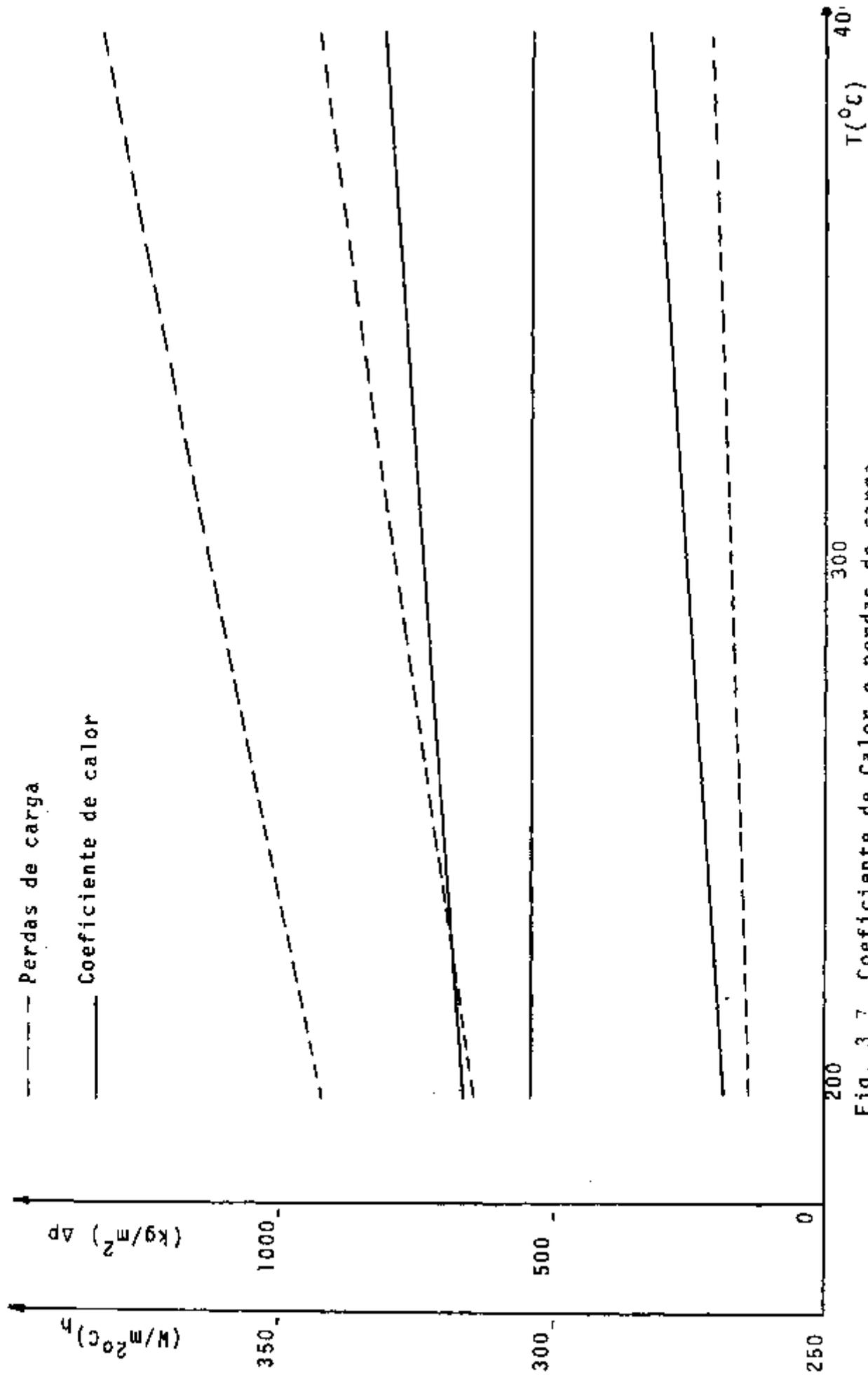


Fig. 3.7 Coeficiente de Calor e perdas de carga em função de temperatura.

na as condições do projeto térmico do cerne é aquela aplicada na região onde ocorre a temperatura máxima no centro do elemento de combustível, que segundo El Wakil [6], ocorre próximo do centro do reator, um pouco deslocado para cima. Baseando-se nas temperaturas de trabalho dos reatores Magnox existentes, e nas considerações acima, fixou-se a temperatura de referência em  $300^{\circ}\text{C}$  para determinar as expressões de  $h$  e  $\Delta p$  em função do diâmetro equivalente e da velocidade do gás.

### 3.3.2 - Curvas de $h$ e $\Delta p$ em função da velocidade

Para a determinação da temperatura de referência, fixou-se o diâmetro do canal em 10 cm.

Conhecendo-se a geração do calor no canal, existe uma relação entre o diâmetro do canal e a velocidade para um dado ganho de temperatura do refrigerante. Como o ganho de temperatura é um parâmetro que depende do desempenho do gerador de vapor, fez-se um estudo para tres valores possíveis: 150, 200 e  $250^{\circ}\text{C}$ .

Para cada ganho de temperatura traça-se curvas do diâmetro equivalente e da velocidade em função do diâmetro externo do canal. (Fig. 3.8)

Substituindo-se os valores das propriedades do hêlio a  $300^{\circ}\text{C}$  nas Equações da Tabela 3.3 obteve-se as seguintes equações:

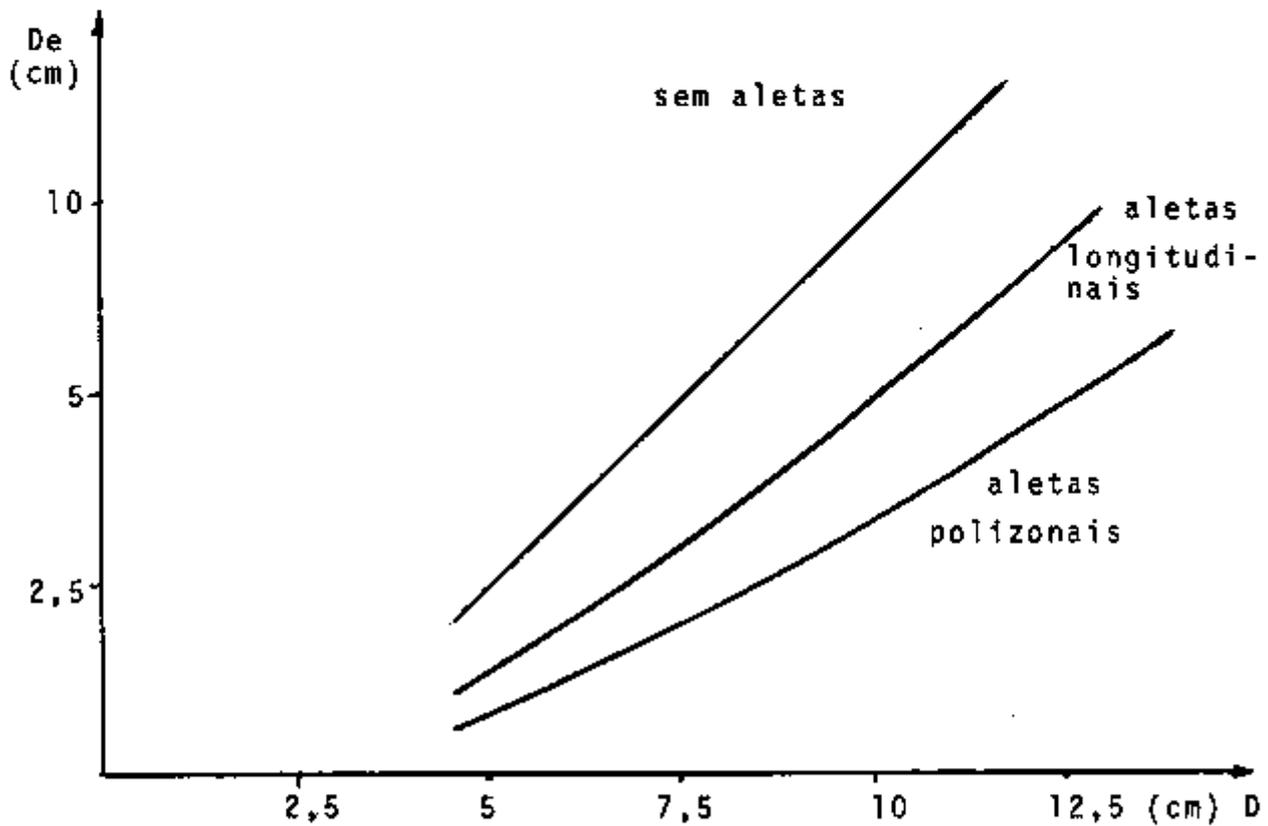
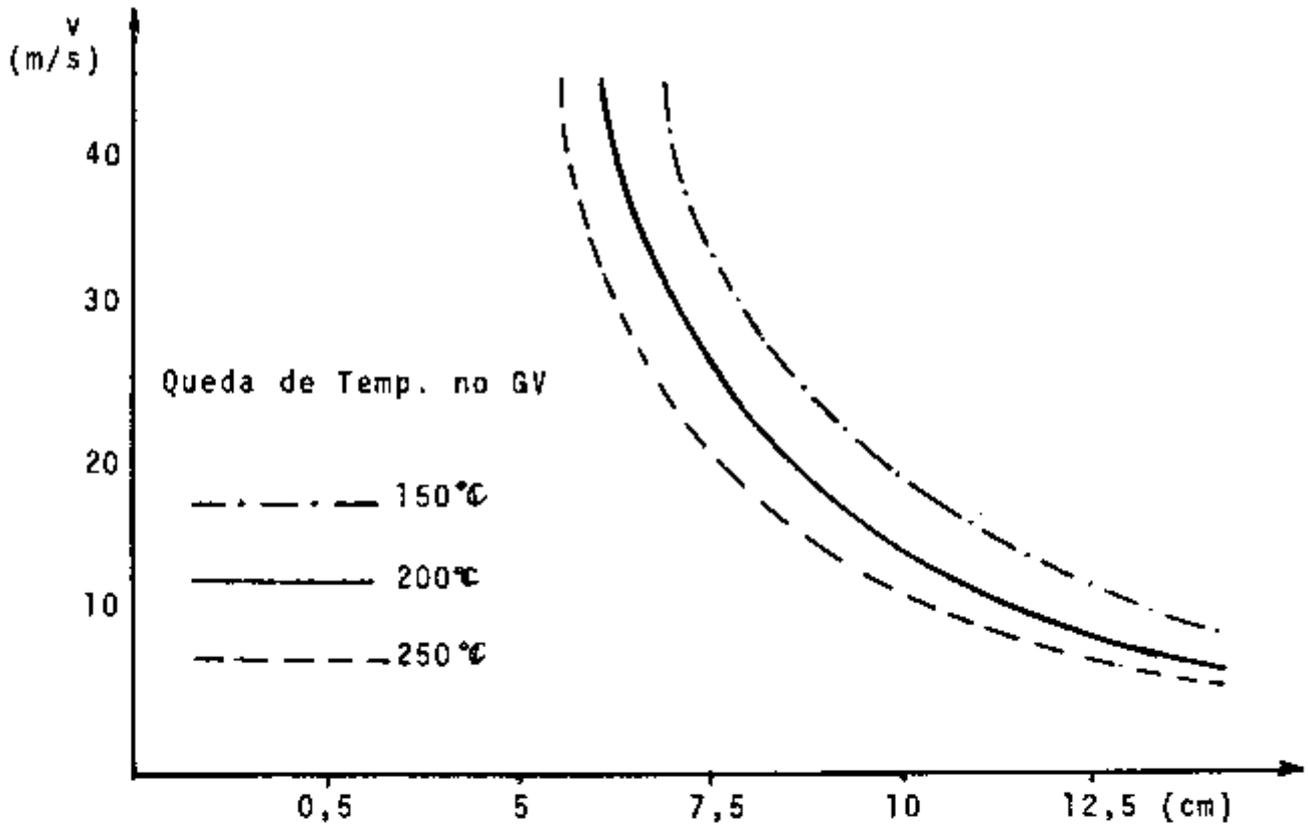


Fig.3.8 Diâmetro equivalente e velocidade do gás em função do diâmetro do canal.

| Tab. 3.4 h e $\Delta p$ independentes das propriedades físicas do gás |                             |                              |
|---|-----------------------------|------------------------------|
| encamisamento   | h                           | $\Delta p$                   |
| liso  | $28,8 De^{-0,2} v^{0,8}$    | $0,11 De^{-1,2} v^{1,8}$     |
| longitudinal  | $111,6 v^{0,8} De^{-0,2}$   | $0,16 De^{-1,2} v^{1,8}$     |
| polizonal   | $193,7 De^{-0,37} v^{0,63}$ | $0,22 De^{-1,137} v^{1,863}$ |

A obtenção da expressão analítica relacionando h e  $\Delta p$  com a velocidade é bastante difícil devido a complexidade das relações entre diâmetro equivalente e velocidade. Foi possível obter tais expressões analíticas apenas para o caso do encamisamento liso, onde a relação De e V é simples.

$$De = \sqrt{6,45 \times 10^{-4} + \frac{0,132}{v}} - 0,0254 \quad [m]$$

que substituída nas equações da tabela 3.3 fornece:

$$h = 28,8 \left[ \left( 6,45 \times 10^{-4} + \frac{0,132}{v} \right)^{1/2} - 0,0254 \right]^{-0,2} \times v^{0,8}$$

$$\Delta p = 0,11 \left[ \left( 6,45 \times 10^{-4} + \frac{0,132}{v} \right)^{1/2} - 0,0254 \right]^{-1,2} \times v^{1,8}$$

Das curvas da Fig. 3.8 obtêm-se relações entre o diâmetro equivalente e a velocidade para um mesmo diâmetro externo que substituídas nas equações da tabela 3.4 geram as curvas da Fig. 3.9.

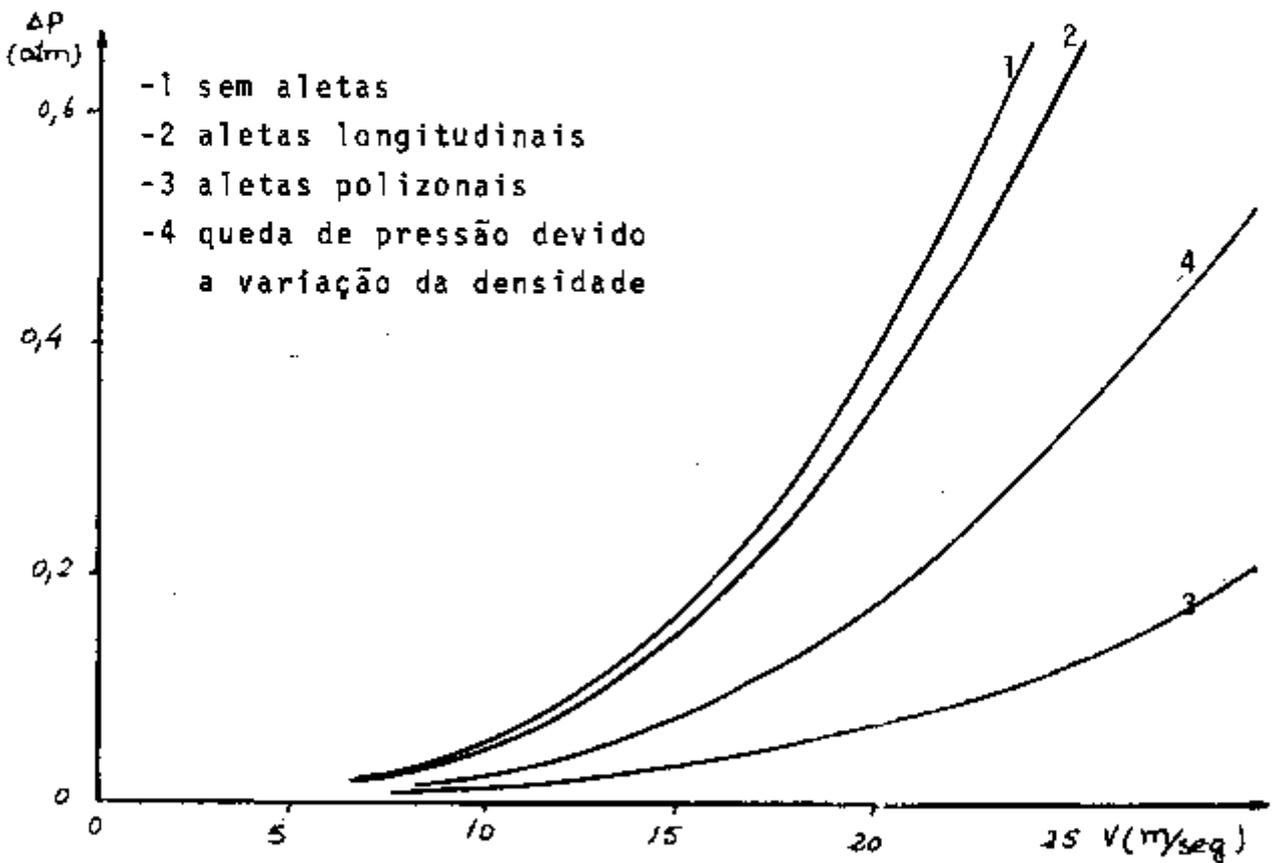
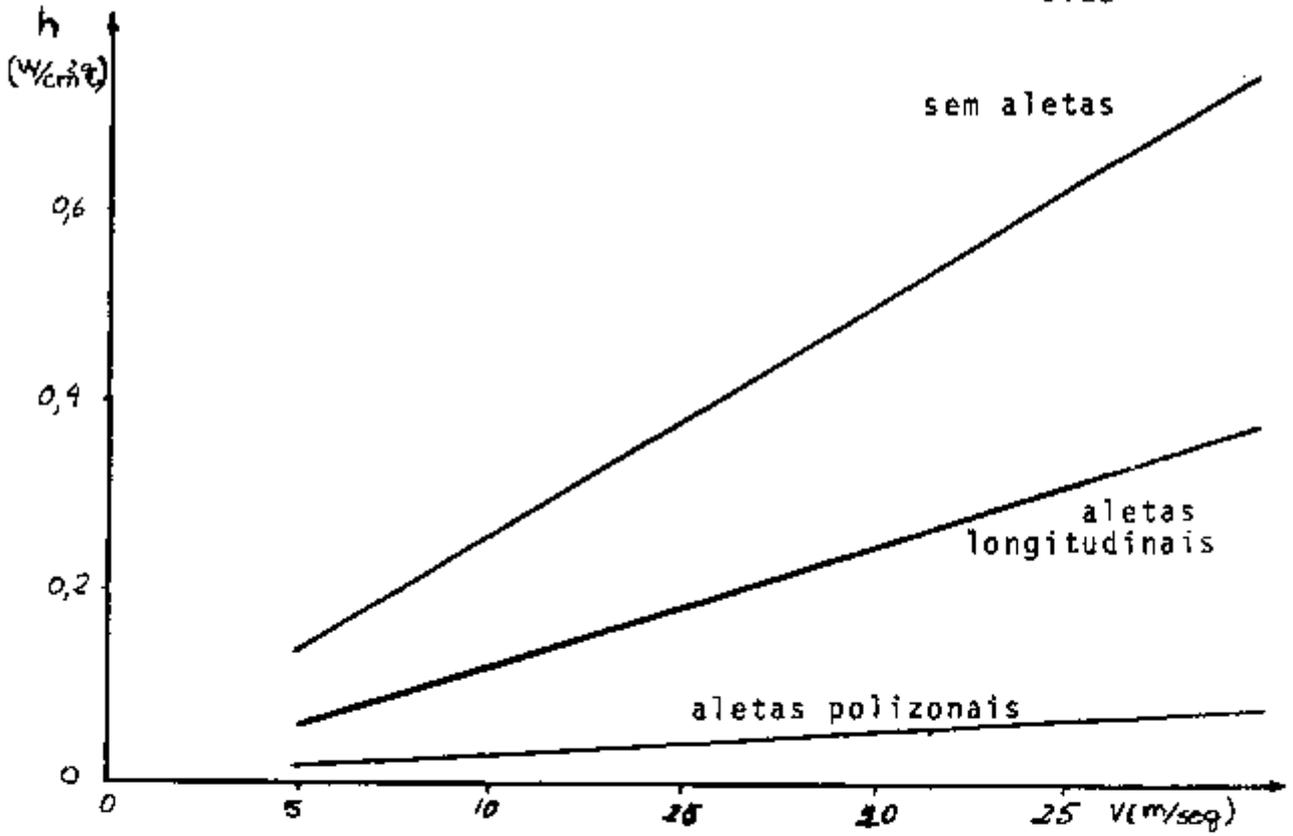


Fig. 3.9 Coeficiente de transferência de calor e perda de carga em função da velocidade do gás.

### 3.3.3 - Relação entre $\Delta p$ e $h$ .

A partir dos dados da Fig. 3.9 pode-se obter graficamente relações entre  $\Delta p$  e  $h$ . Quanto ao problema da dependência do ganho de temperatura do hélio, esta é muito fraca pelo fato de influir da mesma forma nas relações de  $h$  e  $\Delta p$  com a velocidade, ou seja, o desvio ocasionado pelo erro na estimativa do ganho de temperatura do hélio é desprezível frente as flutuações ocasionadas pela obtenção de valores de  $h$  e  $\Delta p$  empregando-se correlações empíricas.

As curvas ajustadas são representadas pelas seguintes equações: (Fig. 3.10)

$$\Delta p = 1,52 \times 10^{-9} h^{2,8} \text{ para encamisamento liso} \quad (3.18)$$

$$\Delta p = 4,05 \times 10^{-11} h^{2,86} \text{ para encamisamento com aletas longitudinais} \quad (3.19)$$

$$\Delta p = 3,19 \times 10^{-12} h^{2,99} \text{ para encamisamento com aletas poligonais} \quad (3.20)$$

$\Delta p$  em atm e  $h$  em  $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ .

### 3.4 - Perfis de Temperatura no cerne do Reator.

Foi feito um estudo sobre perfis de temperatura do hélio ao longo do canal e temperatura no centro do elemento combustível. Este estudo tem como objetivo estabelecer as condições que devem ser satisfeitas pelo coeficiente de transferência de calor e temperaturas de entrada e saída

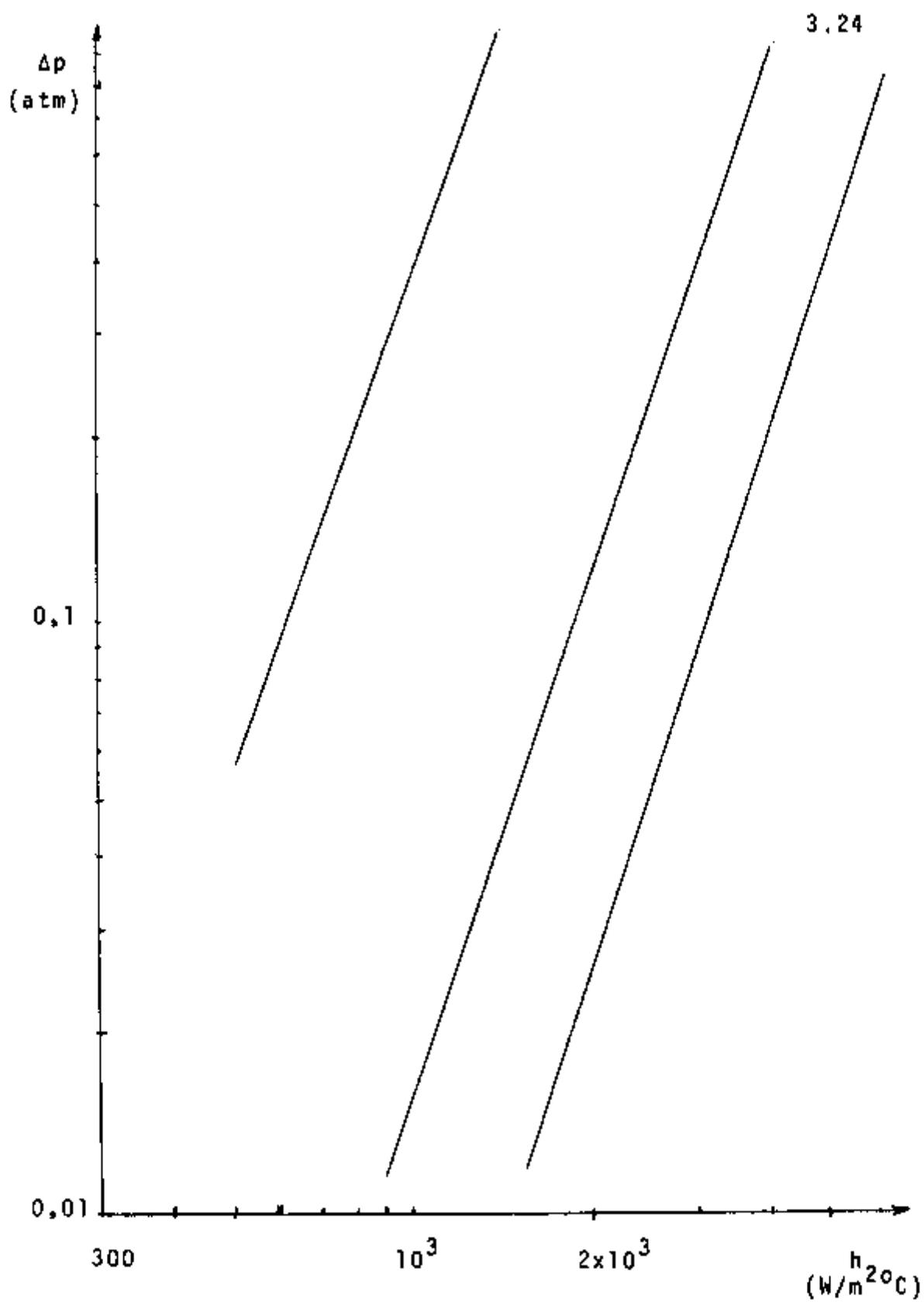


Fig. 3.10 Perda de carga no cerne em função do coeficiente de transferência de calor

do refrigerante no cerne do reator para que a temperatura do combustível não ultrapasse o valor estabelecido pelo projeto.

#### 3.4.1 - Temperatura do hélio ao longo do canal

O perfil de temperatura do hélio pode ser determinado conhecendo-se suas condi es de entrada e saída e a distribui o de gera o de calor ao longo do canal.

A temperatura  $t(z)$  do hélio; a zcm da base do cerne   dada por:

$$t(z) = t_e + \frac{q(z)}{q_t} (t_s - t_e) \quad (3.21)$$

onde:

$q(z)$  - calor gerado acumulado de 0 a z

$q_t$  - calor total gerado no canal

$t_e$  e  $t_s$  - temperaturas do hélio na entrada e saída do canal respectivamente.

#### 3.4.2 - Temperatura no centro do elemento combustível

A temperatura no centro do elemento combustível   determinada por:

$$t_m = t + \frac{q''' R^2}{2} \left| \frac{1}{2k_f} + \frac{1}{k_{He}} \ln \frac{R + \delta}{R} + \ln \frac{R + \delta + C}{R + \delta} + \frac{1}{h(R + \delta + C)} \right| \quad (3.22)$$

onde:

$t_m$  - temperatura no centro do elemento combustível

$t$  - temperatura do hélio

$R$  - raio do elemento combustível

$\delta$  - espaço entre o elemento combustível e o encamisamento ocupada por hélio

$c$  - espessura do encamisamento

$q'''$  - densidade de potência

$k_F, k_{He}, k_C$  são as condutibilidades do urânio metálico, hélio e do encamisamento (Mgnox).

A densidade de potência é calculada a partir da densidade de potência homogênea fornecida pelo CITATION. Considera-se que 95% do calor é gerado no combustível, e que existe um canal com combustível para cada coluna de blocos de grafita moderadora de área  $A_h$ . Tem-se:

$$q''' = 0,95 \cdot p \cdot \frac{A_h}{A_c} \quad \text{onde } A_c \text{ é a área transversal do elemento combustível e } p \text{ é a densidade de potência homogênea.}$$

A partir das equações 3.21 e 3.22 foram traçados os perfis de temperatura do hélio e do centro do elemento combustível para alguns valores do coeficiente de transferência de calor (Fig. 3.11).

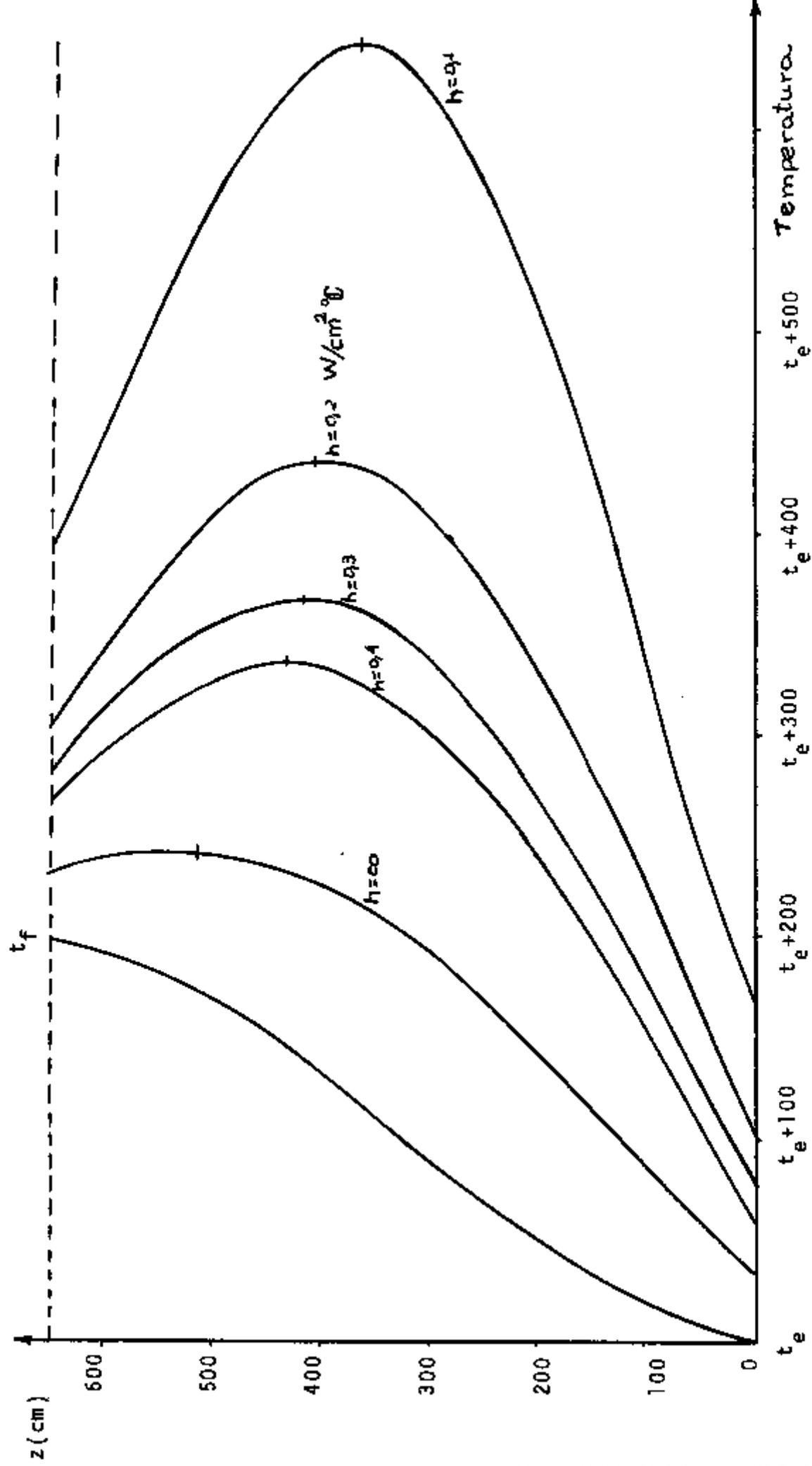


Fig. 3.11 Perfis de temperatura do gás e do centro do elemento combustível

3.4.3 - Relação entre o coeficiente de transferência de calor e as temperaturas de entrada e saída do hélio - do cerne do reator.

O objetivo é estabelecer a relação entre o coeficiente de transferência de calor,  $h$  e as temperaturas de entrada e saída do hélio do cerne do reator,  $t_e$  e  $t_s$ , para que a temperatura máxima no elemento combustível não ultrapasse a  $580^{\circ}\text{C}$  estabelecido pelo projeto, para este caso particular de distribuição de potência que está sendo estudado.

Baseado na Fig. 3.11 fez-se as seguintes observações:-

- a posição  $z_{\max}$  onde ocorre a temperatura máxima no elemento combustível depende do coeficiente de transferência de calor  $h$ , variando dentro de uma estreita faixa na parte superior do reator.
- a variação da temperatura no centro do elemento combustível nas proximidades de  $z_{\max}$  é suave, permitindo uma flexibilidade na adoção do valor do  $z_{\max}$  sem introduzir erros significativos.

Para obter a relação entre  $h$ ,  $t_e$  e  $t_s$ , deve-se colocar todos os parâmetros envolvidos na Eq. 3.22 em função destas variáveis. Na posição  $z_{\max}$  tem-se:

$$\begin{aligned}
 t_m &= 580^{\circ}\text{C} \\
 t &= t(t_e, t_s, h) \\
 q''' &= q'''(h) \\
 R &= 1,27 \text{ cm} \\
 \delta &= 4 \times 10^{-4} \text{ cm} \\
 c &= 0,17 \text{ cm} \\
 k_f &= 35 \text{ W/m}^{\circ}\text{C} (500^{\circ}\text{C}) \\
 k_c &= 138 \text{ W/m}^{\circ}\text{C} (450^{\circ}\text{C}) \\
 k_{\text{He}} &= 0,28 \text{ W/m}^{\circ}\text{C} (450^{\circ}\text{C})
 \end{aligned}$$

Obteve-se graficamente as relações para a temperatura do fluido em função da sua temperatura de entrada e saída do cerne do reator e do coeficiente de transferência de calor,  $t(t_e, t_s, h)$  e também o calor gerado em função do coeficiente de troca de calor  $q(h)$  a partir da Fig. - 3.11 que plotadas resultaram as curvas da Fig. 3.12.

As curvas ajustadas da Fig. 3.10 são:

$$q''' = 1,17 - 0,33 h \quad (3.23)$$

$$t = t_e + (0,55 + 0,36 h)(t_s - t_e) \quad (3.24)$$

Substituindo-se as Eqs. 3.23, 3.24 e os valores das grandezas físicas envolvidas, obtêm-se a equação:

$$[0,36(t_s - t_e) - 26] h^2 + [0,55t_s + 0,45t_e - 491] h + 43 = 0 \quad (3.25)$$

Resolvendo-a para  $h$ :

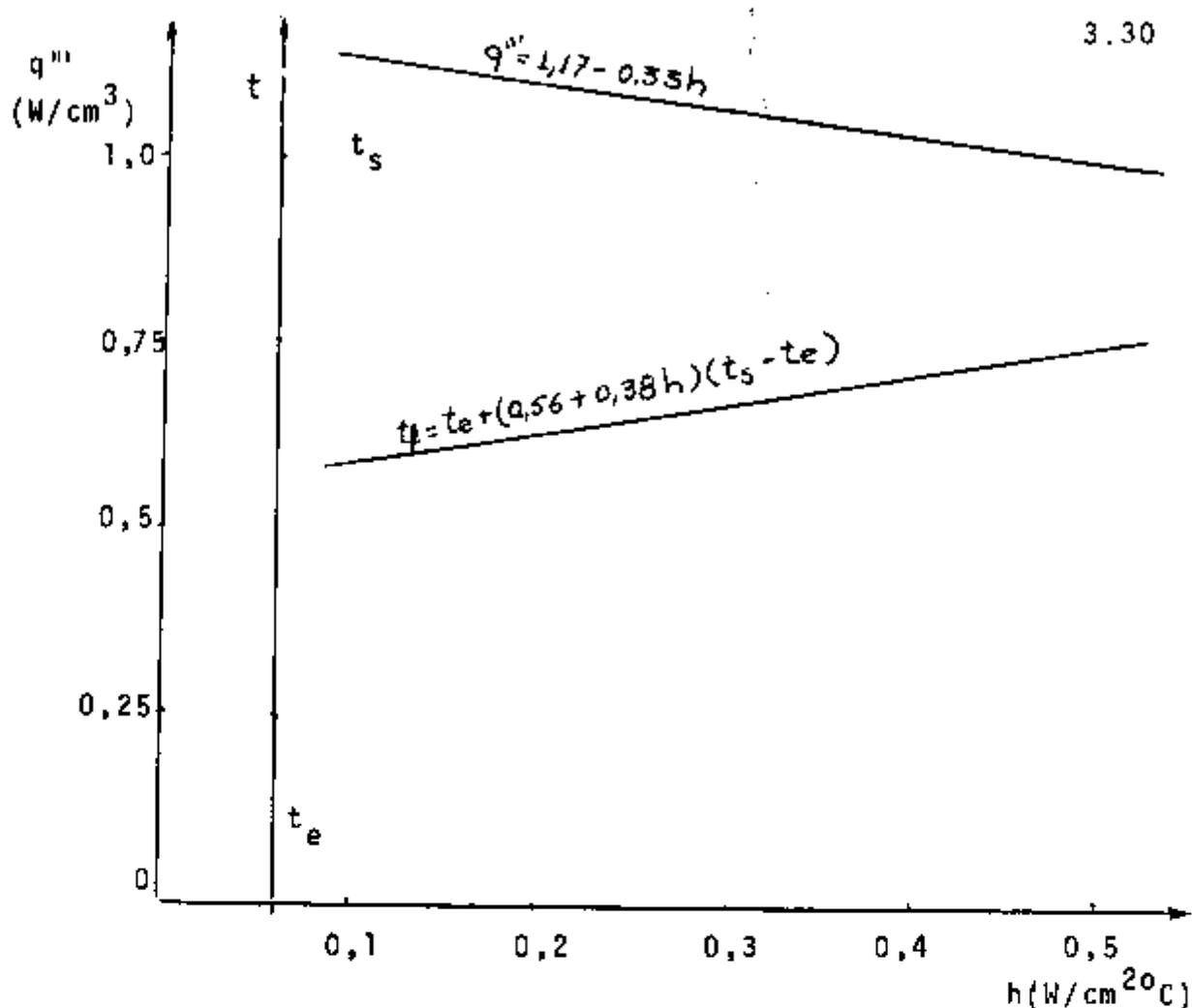


Fig. 3.12  $q'''$  e  $t$  em função de  $h$ .

$$h = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad \text{onde:}$$

$$A = 0,36(t_s - t_e) - 26 \quad (3.26)$$

$$B = 0,55t_s + 0,45t_e - 491 \quad (3.27)$$

$$C = 43$$

Para decidir sobre o sinal a ser adotado, calcu-  
lou-se o valor de  $h$  para  $t_s = 400^\circ\text{C}$  e  $t_e = 200^\circ\text{C}$  que as  
curvas da Fig. 3.10 indicam estar entre  $0,2$  e  $0,3 \text{ W/cm}^2\text{C}$ .

$$h_1 = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} = 3,27 \text{ W/cm}^2\text{C}$$

$$h_2 = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} = 0,25 \text{ W/cm}^2\text{C}$$

A equação coerente fisicamente é então:

$$h = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad (3.28)$$

O discriminante negativo da equação significa que não existe  $h$  para satisfazer as condições de entrada e saída do refrigerante. O vínculo de temperatura máxima não pode ser respeitado. Por exemplo:

$$t_s = 700^\circ\text{C} \quad t_e = 600^\circ\text{C}$$

$$\text{De 3.26 e 3.27: } A = 10$$

$$B = 164$$

$$\Delta = B^2 - 4AC = 10 - 4 \times 164 \times 43 = - 2,82 \times 10^4$$

Não existe  $h$  que possibilite  $t_s = 700$  e  $t_e = 600^\circ\text{C}$ , o que é coerente, desde que a temperatura máxima do combustível é  $580^\circ\text{C}$ .

A Eq. 3.25 gera ainda outras relações úteis na análise das condições do fluido no cerne do reator, tais como:  $t_s$  versus  $h$  conhecido  $t_e$ ,  $t_e$  versus  $h$  com  $t_s$  conhecido ou ainda  $t_s$  versus  $h$ , estabelecida a diferença  $t_s - t_e$ . Este último caso foi analisado, traçando-se curvas

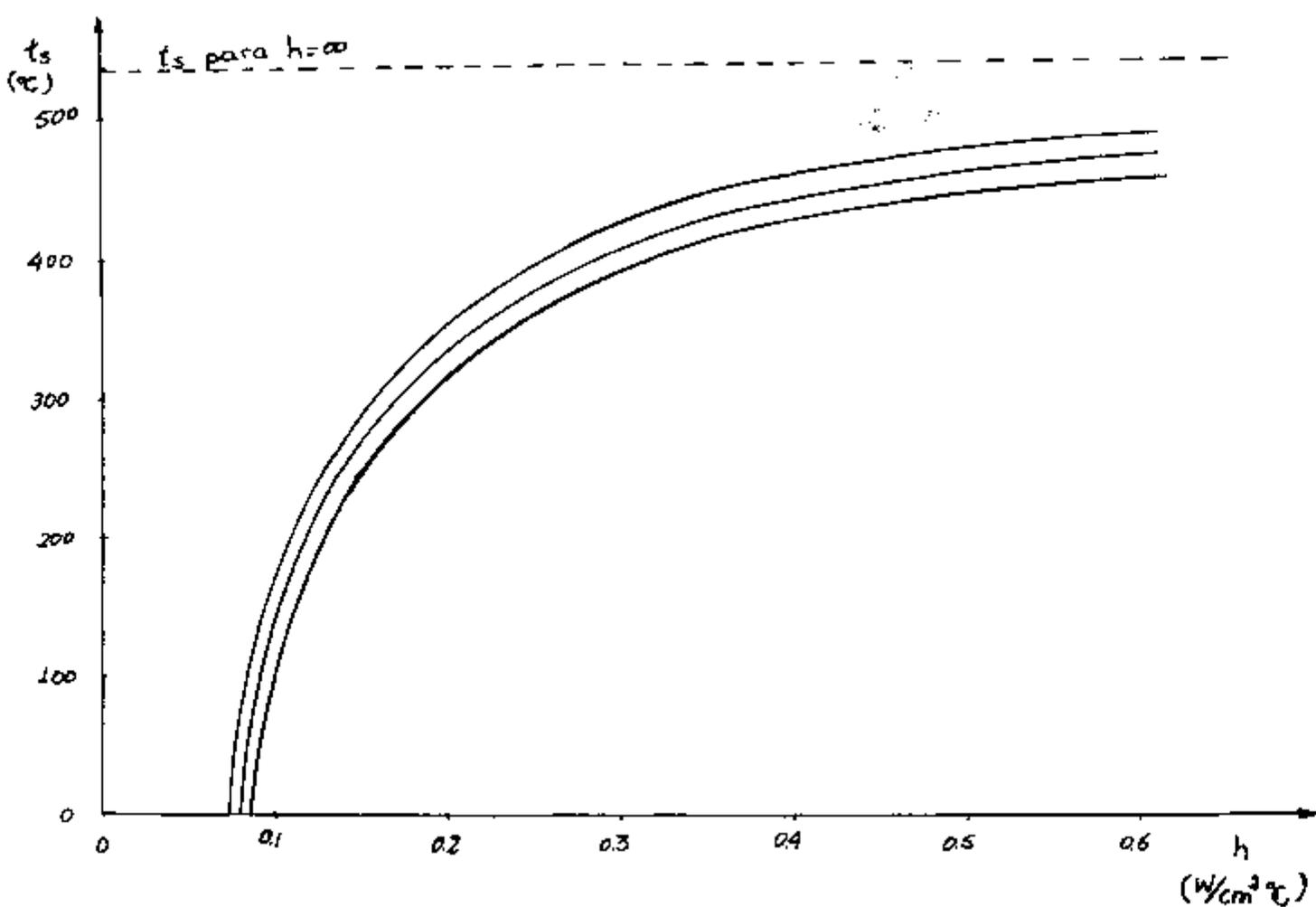


Fig. 3.13 Temperatura do h\u00e9lio na sa\u00edda do cerne em fun\u00e7\u00e3o do coeficiente de transfer\u00eancia de calor.

de  $t_s$  versus  $h$  para tres casos,  $t_s - t_e$  igual a 150, 200 e 250°C. Fig. 3.13.

### 3.5 Potência mecânica no eixo do circulador

O objetivo deste item é estabelecer uma maneira de avaliar a potência de bombeamento necessária ao circulador para compensar a perda de carga total do hélio no circuito primário determinada pelo projeto térmico e fluido dinâmico. Posteriormente será feita uma análise da eficiência dos tipos de encamisamento estudados para justificar a escolha de um deles para ser adotado no projeto.

#### 3.5.1 - Desenvolvimento teórico

W.B. Hall em "Reactor Heat Transfer" [10] deduz uma expressão para a potência de bombeamento válida na hipótese da variação de pressão ser pequena.

$$p_b = \frac{1}{\eta_c} \cdot Q \Delta p \quad \text{onde}$$

$p_b$  - a potência mecânica no eixo do circulador

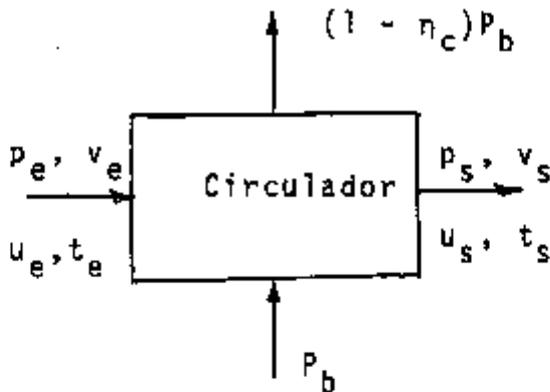
$\eta_c$  - rendimento do circulador

$Q$  - vazão em volume do hélio

$\Delta p$  - incremento de pressão.

Para obter uma expressão com aplicação mais geral, e tendo outros dados conhecidos do problema como pressão e temperatura antes do processo de bombeamento, fez-se

o seguinte desenvolvimento:



$P_b$  - potência mecânica no eixo do circulador

$P$  - potência fornecido ao hélio/unidade de vazão em massa

$p$  - pressão do hélio

$v$  - volume específico

$t$  - temperatura

$u$  - energia interna

$\eta_c$  - rendimento do circulador

São conhecidos:  $p_e$ ,  $p_s$ ,  $t_e$  e  $u_e$ .

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica tem-se:

$$p_e v_e + u_e + W = p_s v_s + u_s$$

O hélio a 20 atm e na faixa de temperatura de operação do reator, comporta-se como um gás perfeito

Portanto:

$$P = (u_s - u_e) + (p_s v_s - p_e v_e) = c_v(t_s - t_e) + R(t_s - t_e)$$

$$\text{Como } R = c_p - c_v$$

$$P = c_p (t_s - t_e) = c_p \left( \frac{p_s v_s}{R} - \frac{p_e v_e}{R} \right)$$

Definindo  $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$  tem-se:

$$P = \frac{\gamma}{\gamma - 1} (p_s v_s - p_e v_e)$$

Como o h\u00e9lio \u00e9 considerado g\u00e1s perfeito e o processo de bombeamento \u00e9 admitido adiab\u00e1tico revers\u00edvel:  $p v^\gamma = \text{cte}$

$$\text{Assim sendo: } p_s v_s^\gamma = p_e v_e^\gamma$$

$$\text{Logo } p_s v_s = v_e p_e^{1/\gamma} p_s^{(\gamma-1/\gamma)} \quad (3.30)$$

Substituindo a Eq. 3.30 em 3.29, tem-se:

$$P = c_p t_e \left[ \left( \frac{p_s}{p_e} \right)^{1-1/\gamma} - 1 \right] \quad (3.31)$$

Portanto a pot\u00eancia mec\u00e2nica no eixo do circulador \u00e9 dada por:

$$P_b = \dot{m}_{he} c_p t_e \left[ \left( \frac{p_s}{p_e} \right)^{1-1/\gamma} - 1 \right] / \eta_c \quad (3.32)$$

onde  $\dot{m}_{he}$  \u00e9 a vaz\u00e3o em massa do h\u00e9lio.

Esta equa\u00e7\u00e3o \u00e9 v\u00e1lida para qualquer  $\Delta p$ , desde que o g\u00e1s satisfa\u00e7a as condi\u00e7\u00f5es de comportar-se como g\u00e1s - perfeito e a compress\u00e3o ser adiab\u00e1tica e em regime permanente.

### 3.5.2 - Determinação da potência mecânica no eixo do circulador.

A potência de bombeamento consumida pelo circulador do reator pode ser determinada pelas equações desenvolvidas, conhecendo-se o desempenho do gerador de vapor, ou seja  $t_s$  e  $t_e$  e a perda de carga do hélio do gerador. O coeficiente de transferência de calor,  $h$ , é determinado pelas Eqs. 3.26, 3.27 e 3.28. Conhecido  $h$ , das Eqs. 3.18, 3.19 e 3.20 obtêm-se a perda de carga no cerne do reator, na hipótese do encamisamento ser liso, com aletas longitudinais ou polizonais respectivamente. A perda de carga do fluido no circuito primário é constituída principalmente pelas parcelas de perda no cerne e no gerador de vapor.

Tendo-se a perda de carga total do circuito, determina-se a potência de bombeamento consumida pelo circulador aplicando-se a Eq. 3.32.

No caso em estudo tem-se o seguinte procedimento para a determinação da potência de bombeamento:

Se as seguintes características referentes ao gerador de vapor forem conhecidas:

$$t_s = 400^{\circ}\text{C}$$

$$t_e = 200^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta p_{GV} = 0,2 \text{ atmosferas}$$

$$P_{OT} = 110 \text{ MWt}$$

$$n_c = 0,8$$

$$\gamma = 1,67$$

onde

$\Delta p_{GV}$  - perda de carga no gerador de vapor

$P_{OT}$  - potência térmica do reator

Pode-se fazer as seguintes determinações

- cálculo de  $h$ :

$$\text{Da eq. 3.26: } A = 0,36(t_s - t_e) - 26$$

$$A = 46.$$

$$\text{Da eq. 3.27 } B = 0,55 t_s + 0,45 t_e - 491$$

$$B = -181$$

$$\text{Da eq. 3.28 } h = \frac{-B - \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A} \quad \text{onde } c=43.$$

$$h = 0,25 \text{ W/cm}^2\text{°C}$$

- cálculo de  $\Delta p$

$$\text{liso; da Eq. 3.18 } \Delta P = 1,52 \times 10^{-9} h^{2,8}$$

$$\Delta p = 1,52 \times 10^{-9} \times (2500)^{2,8} \quad h \text{ em W/m}^2\text{°C}$$

$$\Delta p = 4,97 \text{ atm}$$

$$\text{longitudinal; da Eq. 3.19 } \Delta P = 4,05 \times 10^{11} h^{2,86}$$

$$\Delta p = 0,21 \text{ atm.}$$

$$\text{polizonal; da Eq. 3.20 } \Delta P = 3,19 \times 10^{-12} h^{2,99}$$

$$\Delta p = 0,05 \text{ atm.}$$

- cálculo da potência de bombeamento

$$\text{da Eq. 3.32 } P_b = \dot{m}_{he} c_p t_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{1-1/\gamma} - 1 \right] / \eta_c$$

$$\dot{m}_{he} c_p (T_s - T_e) = P_{OT}$$

$$p_b = \frac{P_{0T}}{t_s - t_e} t_e \left[ \left( \frac{20 + \Delta p}{20} \right)^{1-1/\gamma} - 1 \right] / \eta_c$$

A perda de carga total é dada pela soma  $\Delta p$  calculada com  $\Delta p_{GV}$  conhecida. Portanto:

|              |                         |
|--------------|-------------------------|
| lisa         | $p_b = 11,2 \text{ MW}$ |
| longitudinal | $p_b = 1,55 \text{ MW}$ |
| polizonal    | $p_b = 1,20 \text{ MW}$ |

### 3.5.3 - Potência de bombeamento versus temperatura de saída do hélio.

Aplicando-se o procedimento descrito no item anterior, analisa-se o desempenho dos três tipos de encamisamento em estudo.

Considerando-se apenas a perda de carga no cerne, num caso hipotético onde  $t_s - t_e = 200^\circ\text{C}$  e a potência térmica de 110 MW, obtem-se uma relação entre a potência consumida pelo circulador e a temperatura de saída do refrigerante representado graficamente na Fig. 3.14.

O ensamramento sem aletas apresenta eficiência - baixíssima, com a temperatura de saída muito pequena mesmo para grandes potências de bombeamento.

Entre os encamisamentos com aletas longitudinais e polizonais, existe uma diferença significativa (de 50 a 100°C) na temperatura de saída do reator para a mesma potência de bombeamento.

A melhor eficiência, justifica a tendência de se u-

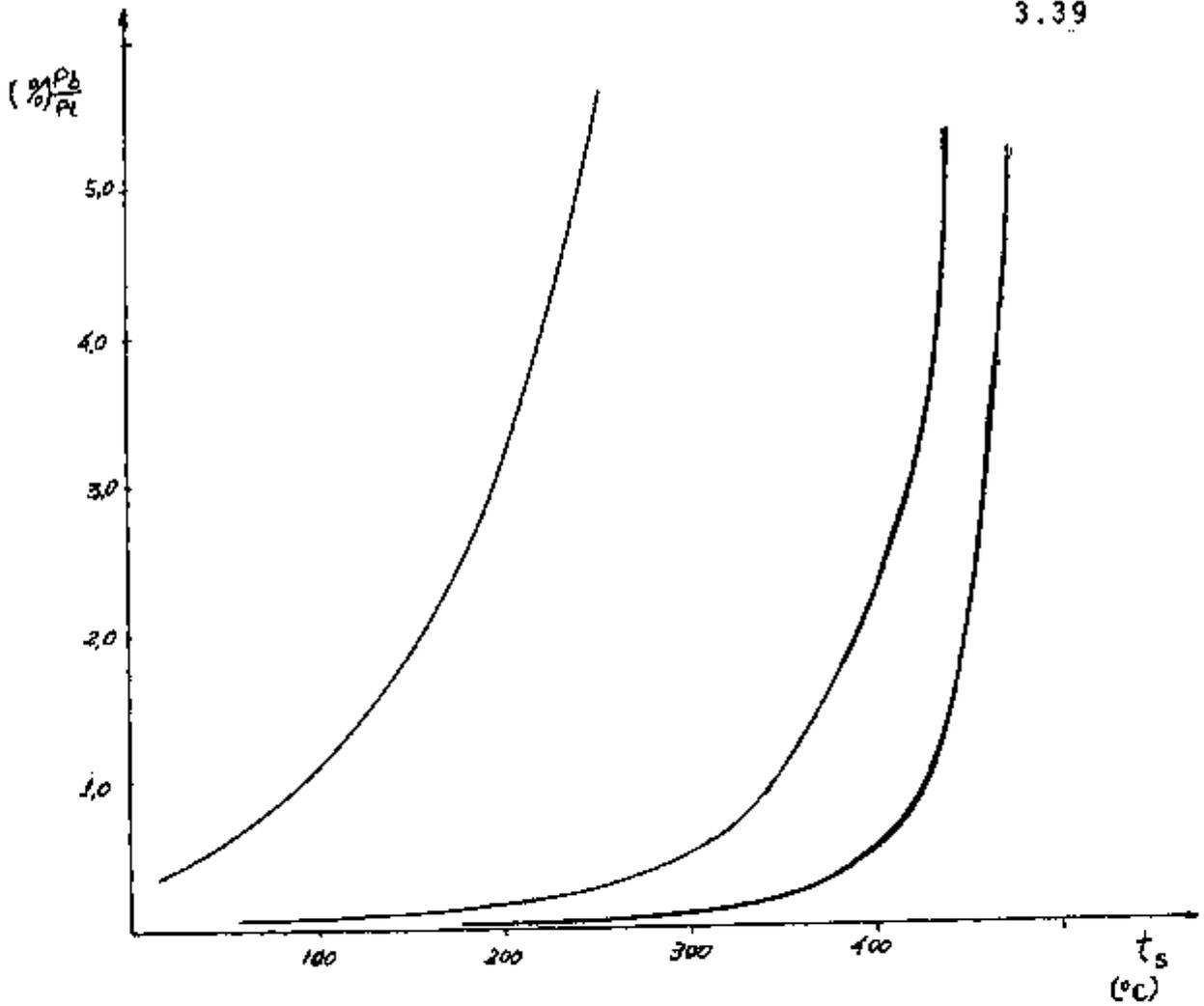


Fig. 3.14 Fração de potência utilizada para o bombeamento do gás em função da temperatura de saída do gás do - cerne do reator.

utilizar os encamisamentos com aletas poligonais, com o ganho devido ao melhor rendimento da central cobrindo com vantagens o custo adicional na fabricação de elementos combustíveis com encamisamentos deste tipo.

#### 4 - CICLO SECUNDÁRIO

Neste capítulo, o ciclo do vapor é estudado através de análises quantitativas da influência das condições do vapor no rendimento, para poder associar o desempenho do gerador de vapor com a eficiência do ciclo de vapor. Esta análise serve também para desenvolver critérios de escolha das diversas opções de projeto que deverão surgir no decorrer da otimização da eficiência da central nuclear. Para realizar este estudo utilizou-se de um programa de computador em linguagem FORTRAN para executar o balanço térmico do ciclo secundário.

##### 4.1 - Cálculo das propriedades do líquido saturado, vapor saturado e superaquecido.

As propriedades termodinâmicas do líquido saturado, vapor saturado e superaquecido são apresentadas tradicionalmente em tabelas que normalmente contêm os valores obti-

dos por Keenan e Keys [13] em 1936.

Com o objetivo de poder substituir tais tabelas em um computador, o engenheiro Helio Mitio Morishita, do departamento de engenharia naval da EPUSP, desenvolveu uma série de subrotinas, adaptando as equações ajustadas por Schnackel /24/ aos dados das tabelas de vapor. Estas subrotinas são as seguintes:-

- a) CALTS - dada a pressão calcula a respectiva temperatura de saturação
- b) CAHLS - dada a temperatura, calcula a entalpia do líquido saturado
- c) CASLS - dada a temperatura, calcula a entropia do líquido saturado
- d) PRE - dada a temperatura, calcula a pressão de saturação
- e) PIAS - dada a pressão e temperatura calcula a entalpia e a entropia do vapor saturado ou superaquecido
- f) ENTA - dada a pressão e entropia do vapor superaquecido calcula sua temperatura e entalpia
- g) MOLI7 - dada a pressão e entalpia do vapor superaquecido, calcula sua temperatura e entropia
- h) MOLI9 - dada a pressão e temperatura do vapor superaquecido, calcula o seu volume -

específico.

Este conjunto de subrotinas representa as principais combinações de dados normalmente usados para a determinação de outras propriedades numa tabela de vapor.

As subrotinas não preveem combinações de dados do tipo: dada a entalpia do líquido saturado, qual é a temperatura de saturação ou dada a entalpia e entropia qual é a pressão e temperatura do vapor superaquecido por se julgar serem pouco frequentes em balanços térmicos.

Uma outra subrotina é adicionada ao conjunto, muito útil na execução do balanço térmico de ciclos de vapor: MOLI-8 - dada a entropia do vapor em expansão isoentrópica - até uma dada pressão, determina a entalpia final do processo. O ponto final da expansão pode ser vapor superaquecido, saturado ou uma mistura de líquido e vapor saturados.

#### 4.2 - Ciclo de vapor dual.

Devido ao baixo coeficiente de transferência de calor inerente a gases, os geradores de vapor aquecidos por fluidos nesta fase requerem grande área de transferência de calor, o que os torna indesejavelmente volumosos.

A solução mais importante no sentido de amenizar este problema, é o ciclo dual, Fig. 4.1, que consiste na produção de vapor a duas pressões distintas. Nestas condições, a ebulição da água ocorre em regiões diferentes do trocador de calor, tornando a taxa de transferência de calor mais ho-

mogênea. O fluxo da água e do gás em contra-corrente e a ebulição a baixa temperatura do ciclo de menor pressão, possibilitam temperaturas baixas do fluido quente na saída do gerador de vapor.

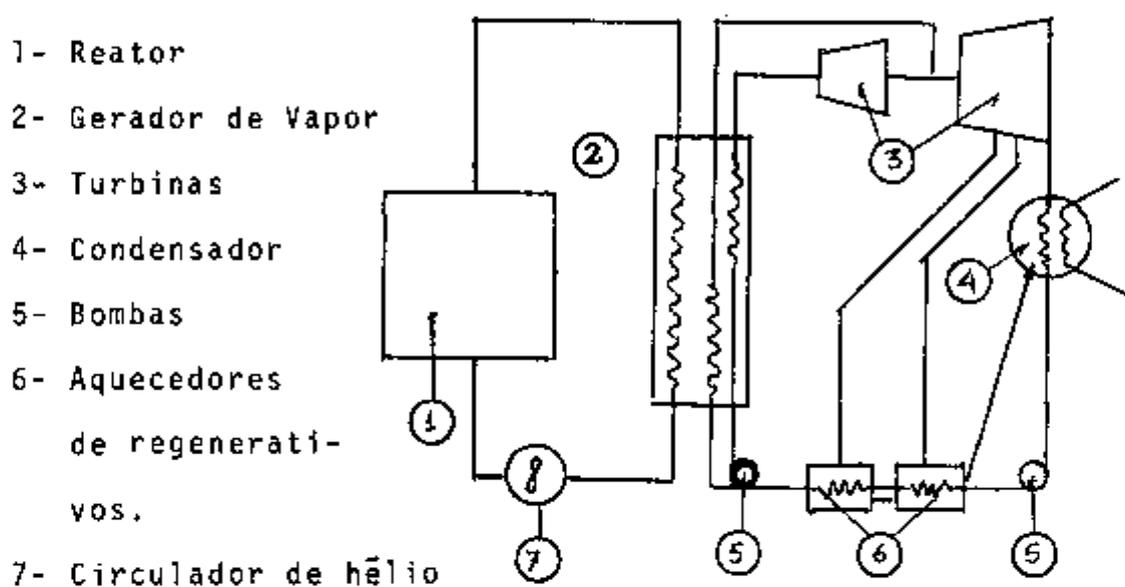


Fig. 4.1 - Diagrama de uma central nuclear utilizando o ciclo dual.

Além desta vantagem, o ciclo dual apresenta características do ciclo com reaquecimento, ou seja, é possível trabalhar com vapor a uma pressão média superior ao do ciclo simples, ocasionando melhor rendimento, sem que o título na saída da turbina ultrapasse o limite de unidade imposto pelas condições de prevenção da corrosão nas pás.

Uma das aplicações mais importantes deste ciclo, tem sido no campo nuclear, em reatores refrigerados a gás

(CO<sub>2</sub> e mais recentemente héliu) onde para o mesmo volume do trocador de calor ocasiona uma queda maior na temperatura - do gás refrigerante do reator do que os ciclos de vapor convencionais. Este fato implica na diminuição da vazão em massa do gás e conseqüentemente na potência de bombeamento deste fluido no circuito primário do reator. Além disso, o circulador que bombeia o refrigerante trabalha com gás mais - frio reduzindo as tensões térmicas na sua estrutura.

#### 4.3 - Programa de balanço térmico do ciclo de vapor

O programa foi desenvolvido em linguagem FORTRAN, de maneira bastante geral, sendo possível executar o balanço térmico do ciclo simples ou dual, com até 35 extrações para o reaquecimento regenerativo.

##### 4.3.1 - Dados de entrada do programa.

Com a finalidade de atender ao critério de tornar o programa mais geral possível, todos os parâmetros dependentes de condições de contorno ou de decisões do projetista foram considerados como dados de entrada do programa. Assim sendo são os seguintes os dados de entrada:

- a) condições do vapor na saída do gerador vapor; expressas em termos de pressão e temperatura.
- b) perdas ocorridas entre o gerador de vapor e a turbina expressas em termos de queda de temperatura e pressão.

- c) rendimento da turbina: segundo a Babcock e Wilcox [10], a irreversibilidade em grandes turbinas é menor, ou seja o rendimento é uma função levemente crescente da potência da turbina. Para uma potência de 30 MW elétricos, o rendimento atinge um valor em torno de 0,8.
- d) pressão no condensador: Depende da temperatura da água de refrigeração e das características de troca de calor do condensador, normalmente é da ordem de 0,034 atm.
- e) número de aquecedores:- O rendimento do ciclo de vapor aumenta com o número de aquecedores regenerativos. O número de aquecedores deverá ser determinado através de uma análise econômica do sistema.
- f) diferença terminal de temperatura nos aquecedores regenerativos. Estes dados servem para distinguir dois tipos de aquecedores. Convencionou-se no programa, que diferença igual a zero indica trocador de calor de mistura que tem também a função de desaerador no sistema. Caso contrário o trocador de calor é de superfície.
- g) fração de potência gerada pelo ciclo de alta pressão. Serve para determinar a vazão em mas

sa de vapor dos dois ciclos. Se a fração - for igual a 1 ou 0, significa que o ciclo é um ciclo de vapor simples; caso contrário é o ciclo dual.

#### 4.3.2 - Procedimento de cálculo do programa.

Para ciclos simples ou com reaquecimento, existem correlações empíricas para se determinar a pressão ótima de extração, conhecida a condição do vapor e o número de aquecedores do ciclo de vapor. Demonstra-se que a pressão ótima de extração decorre da condição de igualdade do ganho de entalpia nos vários trocadores de calor.

No caso de ciclo dual não se encontrou bibliografia contendo correlações para a determinação da pressão ótima. Decidiu-se então que o programa procuraria otimizar o rendimento em relação a pressão de extração sob a hipótese - de troca de calor iguais em todos os aquecedores regenerativos.

O seguinte procedimento de cálculo foi adotado pelo programa:

- a) cálculo das propriedades termodinâmicas na saída do gerador de vapor e na entrada da turbina.
- b) determinação das condições de entrada da água de alimentação. Para uma pressão de extração estimada no último aquecedor regenerativo, de

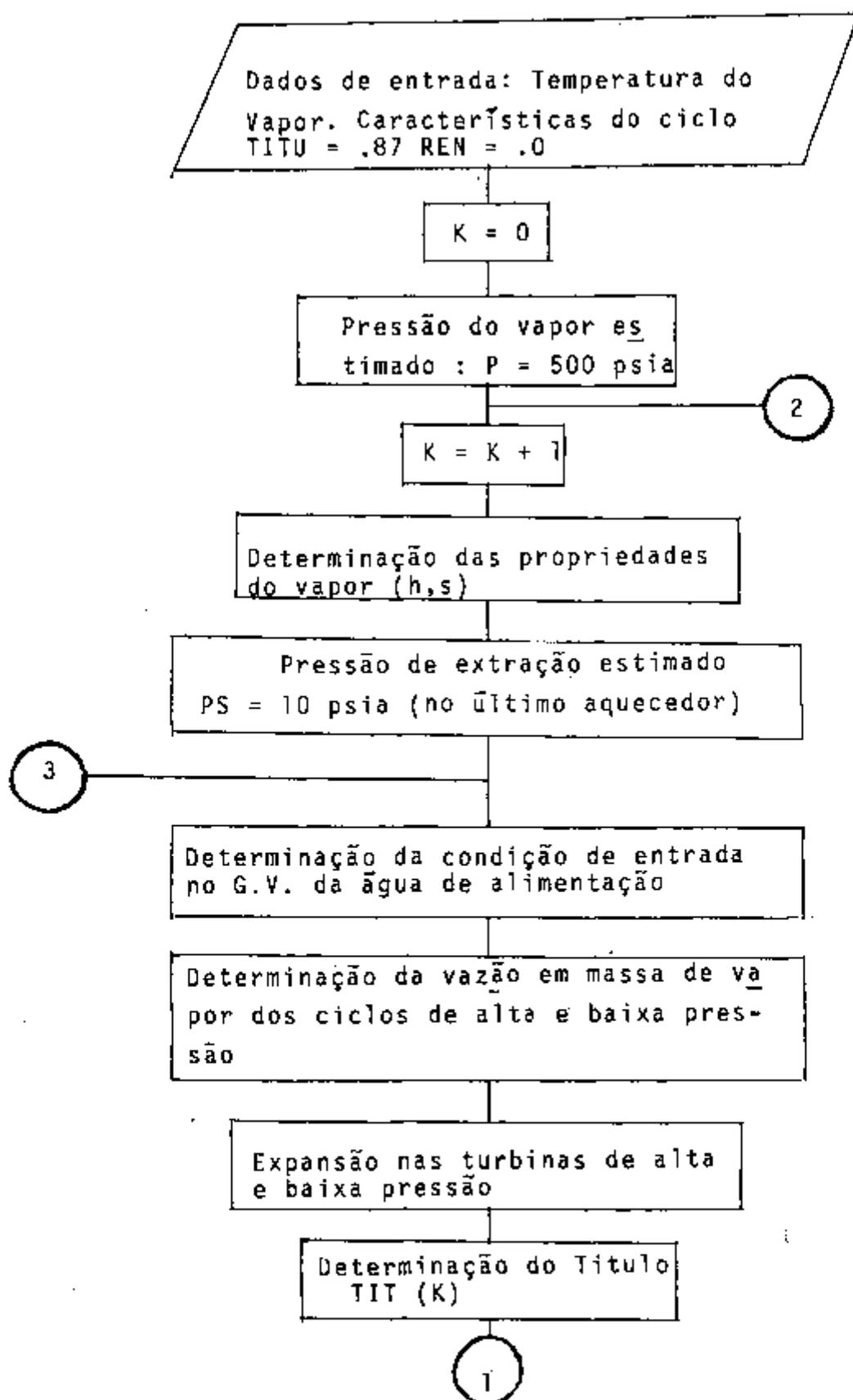


Fig. 4.2 - Fluxograma dos cálculos do programa de balanço térmico do ciclo de vapor.

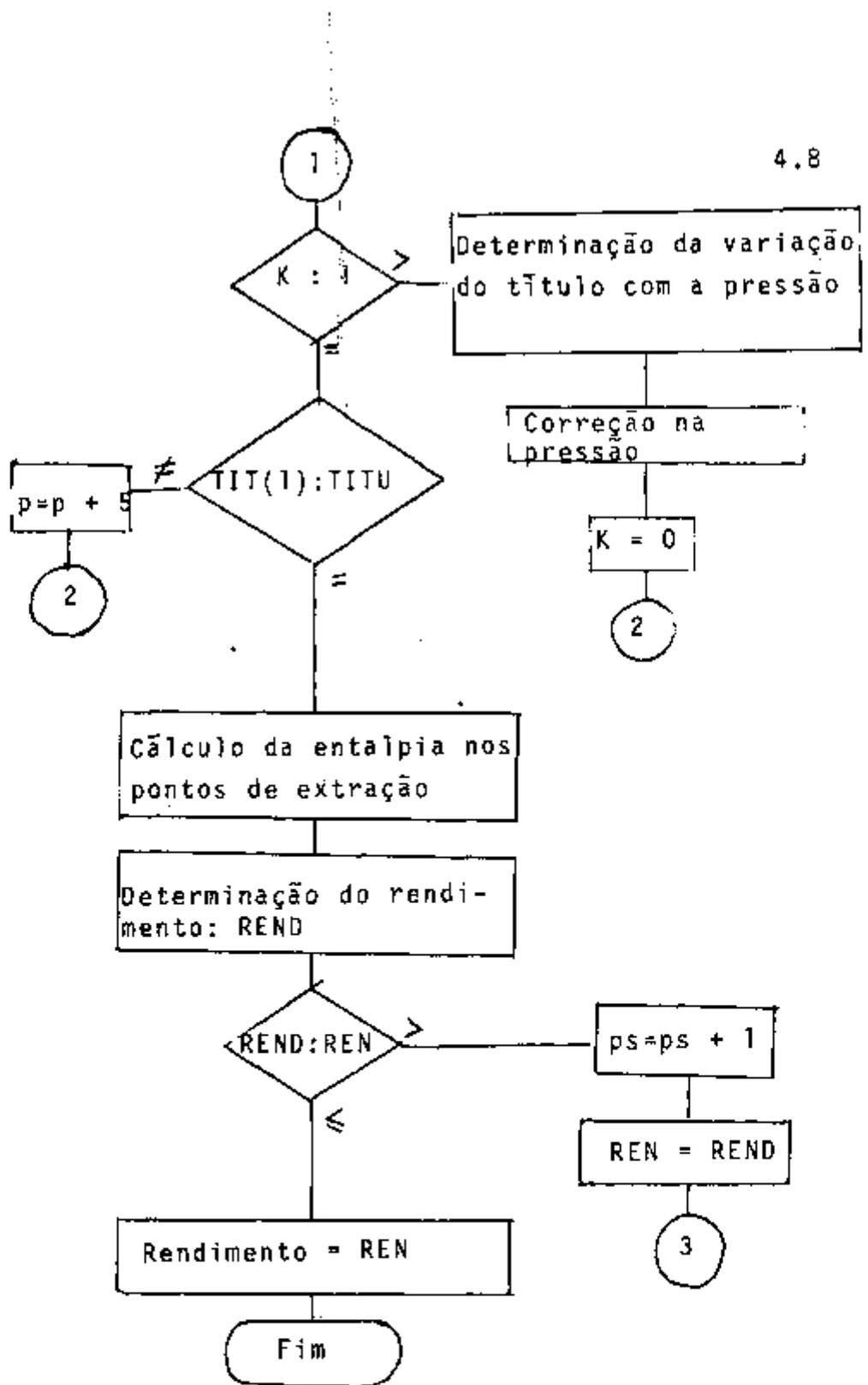


Fig. 4.2 - Continuação

termina-se a temperatura de saturação do vapor extraído. A temperatura da água de alimentação será determinada subtraindo-se a diferença terminal de temperatura da temperatura de saturação do vapor extraído.

- c) determinação da vazão em massa de vapor dos dois ciclos. Determina-se a entalpia ganha pela água de alimentação para sair nas condições do vapor do passo (a). Tendo-se a potência retirada pelos ciclos, determina-se as respectivas vazões em massa.
- d) expansão do vapor de alta pressão. Determina-se as condições do vapor numa expansão ideal, ou seja isoentrópica até atingir a pressão do ciclo de baixa pressão. Posteriormente considera-se a irreversibilidade do processo levando-se em conta o rendimento da turbina para determinar as condições reais do vapor após a expansão.
- e) mistura de vapor. Tendo a vazão dos ciclos de alta e baixa pressão, determina-se as condições do vapor misturado proveniente da turbina de alta e de baixa pressão.
- f) determinação da temperatura da água de alimentação na saída do condensador. Tendo como dado a pressão no condensador, determina-se a

temperatura de saturação que é a temperatura da água de alimentação na entrada do primeiro aquecedor.

- g) ganho de temperatura da água de alimentação - nos aquecedores. É determinada pelo quociente da diferença entre a temperatura da água de alimentação na saída do último aquecedor e a temperatura na saída do condensador, pelo número de aquecedores generativos.
- h) determinação da pressão de extração do vapor da turbina para o aquecimento da água de alimentação:- Tendo a temperatura da água de alimentação na saída de cada aquecedor, determina-se a temperatura de saturação do vapor extraído da turbina conhecendo-se a diferença terminal de temperatura de cada aquecedor. Com a temperatura de saturação do vapor, determina-se a pressão de extração do vapor.
- i) expansão do vapor na turbina de baixa pressão. Como no passo (d), determina-se as condições do vapor em cada uma das extrações e também - no condensador.
- j) determinação da vazão em massa das extrações: determina-se a entalpia do líquido saturado - na pressão de extração. Conhecendo-se a entalpia neste ponto e no ponto de extração, e

a vazão e o ganho de temperatura da água de alimentação, através de um balanço térmico de termina-se a vazão em massa de extração.

- k) cálculo do rendimento do ciclo de vapor. Determina-se as parcelas de potência de eixo em cada uma das turbinas:
- Na turbina de alta pressão onde a vazão em massa de vapor é a vazão em massa do ciclo de alta pressão.
  - Na turbina de baixa, considerando-se a massa total menos a utilizada na extração para o aquecimento da água de alimentação.
- l) cálculo do título na saída da turbina, conhecendo-se a entalpia do vapor na saída da turbina e sua pressão, determina-se o título do vapor.
- m) correção na pressão de extração. Dã-se uma perturbação na pressão de extração do passo (b) e verifica-se o comportamento do rendimento. Altera-se a pressão no sentido da maximização do rendimento em relação a este parâmetro.

OBS.: As correções na pressão de extração foram efetuados de 0,07 em 0,07 atm. Um desvio de 0,07 atm na pressão ótima de extração ocasiona uma perda no rendimento menor que 0,01%.

#### 4.3.3 - Resultados fornecidos pelo programa.

O programa foi desenvolvido para fornecer todos os resultados do balanço térmico para posteriormente poder efetuar o dimensionamento dos vários elementos térmicos envolvido. São fornecidos pelo programa os seguintes resultados:

- a) rendimento do ciclo de vapor
- b) título do vapor na saída da turbina. Serve para julgar o título do vapor na saída da turbina. Se o teor de umidade for muito alto há a formação de gotículas que em alta velocidade podem corroer mecanicamente as pás das turbinas.
- c) Pressões de extração: É um dos critérios para a escolha da turbina. Provavelmente, não será possível encontrar uma turbina que opere exatamente com essas pressões de extração. Será adotada a que apresentar características - mais próximas sem prejudicar significativamente o rendimento da central que depende fracamente destes parâmetros.
- d) ganhos de entalpia em cada aquecedor regenerativo. Estes dados são necessários para o cálculo da área de troca de calor em cada trocador de calor.
- e) vazão em massa das extrações. Estes valores

são necessários para o dimensionamento de válvulas e tubulações.

- f) vazão em massa dos ciclos de alta e baixa pressão. São dados para o dimensionamento das tubulações entre o gerador de vapor e turbina. São dados também utilizados no estudo do gerador de vapor.
- g) temperatura ótima da água de alimentação. É um dado importante no estudo do gerador de vapor.

#### 4.4 - Análise de alguns resultados obtidos através do programa.

Foram feitos os balanços térmicos do ciclo de vapor para alguns casos típicos. Na medida do possível, os dados foram tomados similares aos da central de Hincley Point.

##### 4.4.1 - Rendimento do ciclo de vapor em função do número de aquecedores.

Fornecido as condições do vapor da central de Hincley Point, fez-se o balanço térmico dos ciclos de vapor variando o número de aquecedores regenerativos de 1 a 15. O rendimento da turbina foi considerado 80% e a pressão no condensador 0,034 atm. Obteve-se então, dados que geraram a curva da Fig. 4.3.

Nota-se o crescimento do rendimento com o número

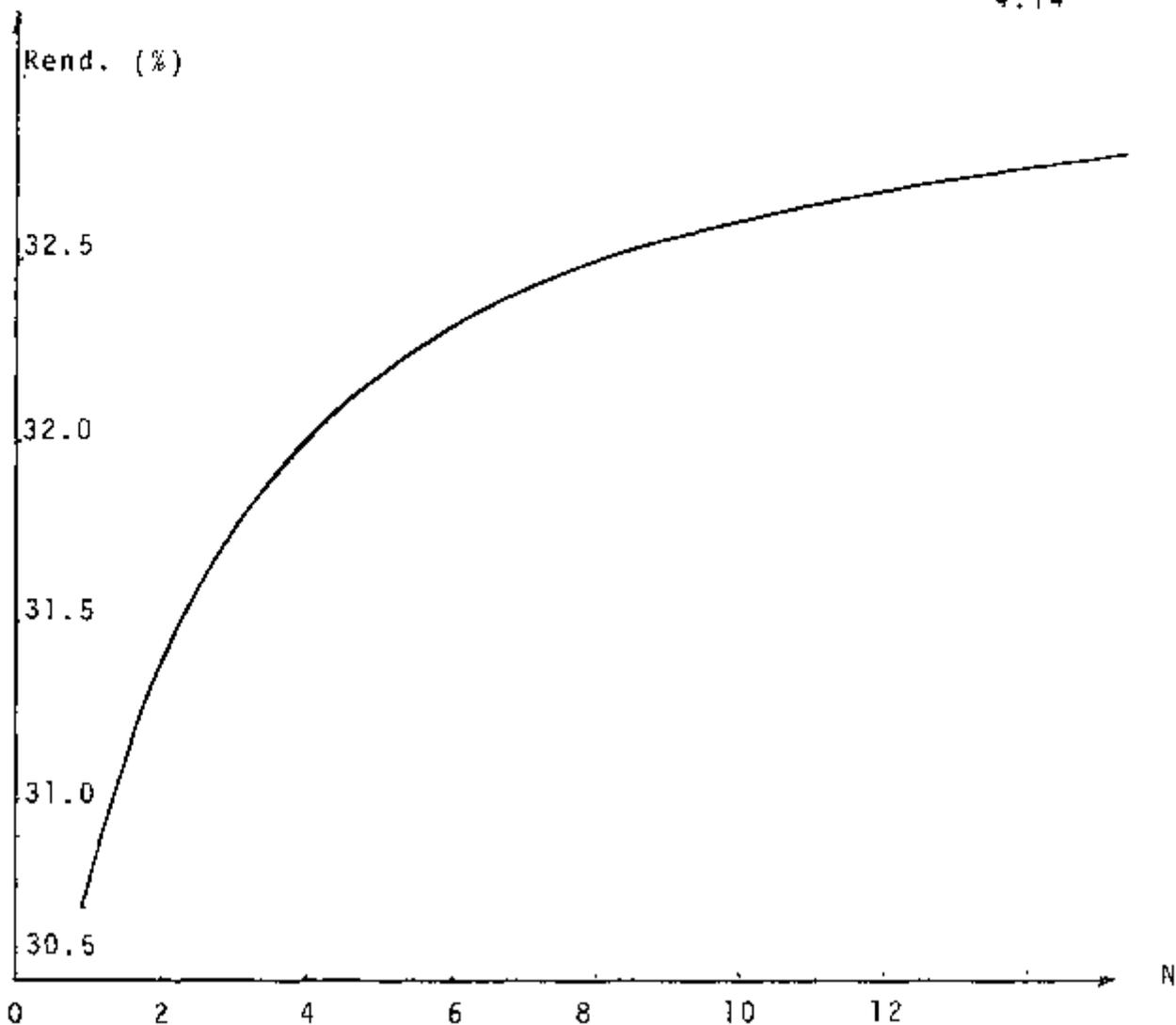


Fig. 4.3 - Rendimento do ciclo de vapor em função do número de aquecedores regenerativos.

de aquecedores, mas o ganho de rendimento por aquecedor dimi  
nue. Para determinar a melhor opção quanto ao número de  
 aquecedores é necessário um estudo econômico, fazendo um ba-  
 lanço entre o ganho com o aumento da produção de energia elē-  
 trica e o custo adicional devido à incorporação de um destes  
 trocadores de calor.

Nas centrais deste tipo de reatores ingleses , construídas no fim da década de 50 e começo da década de 60, o número de aquecedores variam de 1 a 3, na central de Hincley Point existem dois aquecedores.

Nas centrais modernas, seja a energia de origem nuclear ou de combustão, o número de aquecedores é geralmente superior a seis. Este número grande de aquecedores é ocasionado pela influência da potência maior das centrais modernas e do menor custo dos trocadores de calor atuais no balanço econômico do sistema.

#### 4.4.2 - Rendimento do ciclo em função das condições de entrada do vapor e título de saída da turbina.

Para fazer uma análise quantitativa da influência das condições do vapor no rendimento e título na saída da turbina, foi feito o balanço térmico para várias situações, com diferentes temperaturas e pressões do vapor. Destes cálculos resultou uma tabela contendo o rendimento, o título e a pressão de extração ótima para cada par de valores de pressão e temperatura. Foram fixados os seguintes dados:

- a) relação de pressão do ciclo de alta e baixa pressão: 4
- b) pressão no condensador: 0,034 atm
- c) número de aquecedor: 1 de superfície
- d) diferença terminal de temperatura  $5,6^{\circ}\text{C}$

Dos dados contidos na tabela traçou-se o diagrama da Fig. 4.4 sobre a qual foram localizados os pontos indicação de vapor e conseqüentemente o título e rendimento de alguns reatores magnox existentes..

Mantendo-se a temperatura do vapor na entrada da turbina e aumentando a sua pressão, o rendimento do ciclo aumenta mas diminui o título do vapor na saída da turbina. Como a propriedade limitante do vapor numa central é a temperatura do vapor na entrada da turbina, o rendimento fica dependendo do título de saída do vapor da turbina que determina a pressão naquele ponto. Quanto menor for este título admissível, maior será a pressão e conseqüentemente maior também o rendimento.

As centrais geradoras de potência elétrica de construção recente apresentam uma operação com títulos baixos (cerca de 85%), e conseqüentemente operam com rendimentos maiores que as construídas nos anos 50/60.

Este compromisso entre a pressão e título influenciando no rendimento do ciclo, justifica as pesquisas que estão sendo efetuadas por Smith, /27/, no sentido de extrair a umidade do vapor através de canaletas feitas nas paredes das turbinas. Este procedimento permitirá a utilização de maiores pressões e temperaturas limitadas, diminuindo-se o efeito das gotículas de líquidos formados durante a expansão do vapor cuja alta velocidade causa a erosão das pás das turbinas.

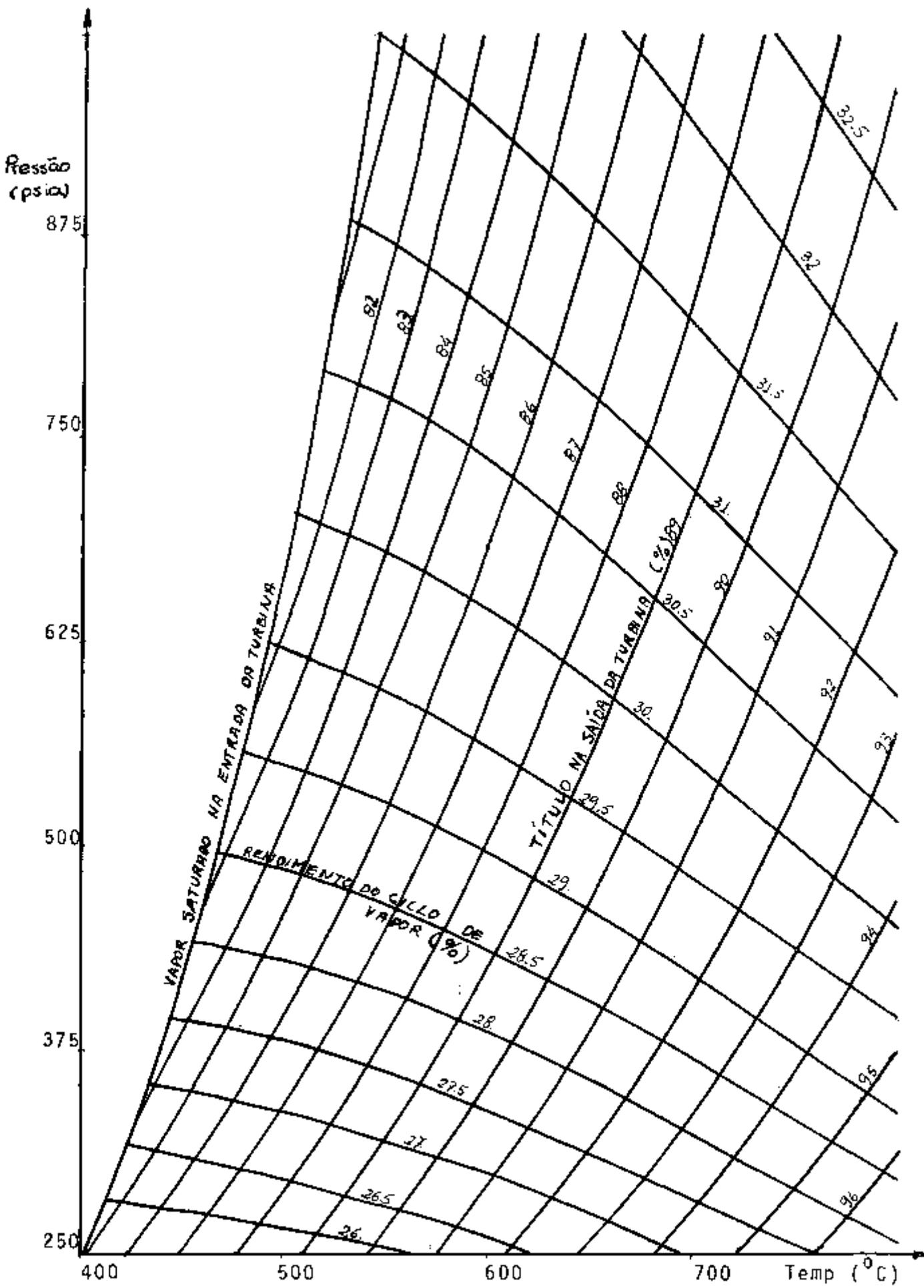


Fig. 4.4 - Rendimento do ciclo de vapor e título na saída da turbina em função das condições do vapor.

#### 4.5 - Adaptações efetuadas para aplicação no problema de controle.

Na análise feita no capítulo anterior, concluiu-se que o fator determinante do rendimento para uma dada temperatura é o título admissível na saída da turbina e não a pressão ao vapor. Com base nestas conclusões, decidiu-se trocar os dados de entrada de pressão dos ciclos de alta e baixa pressão pelo título e a relação de pressões. Conhecidos o título admissível na saída da turbina, o programa ajustará a pressão para a máxima permitida, obtendo-se o maior rendimento possível com a temperatura de vapor dada.

No procedimento de cálculo, no passo (a), estima-se um valor para a pressão do ciclo de alta e calcula-se a pressão do de baixa, dividindo pela relação de pressão. No passo (M), determina-se a correção necessária na pressão em (a), de tal modo que o título a ser obtido aproxime do valor estabelecido no projeto, caso haja uma discrepância maior que a fixada entre estes valores na interação anterior.

Em problemas de transferência de calor com mudança de fase, a propriedade que representa melhor a taxa de calor transferido é a entalpia. Esta propriedade termodinâmica foi escolhida como variável de estado na formulação do problema de otimização do gerador de vapor.

No passo (b), conhecida a entalpia e a pressão do vapor, determina-se a temperatura e a entropia e prossegue-se com o mesmo procedimento de cálculo.

Resumidamente, são as seguintes as características do programa adaptado à aplicação no problema de controle:

Dados de entrada:

- a) Entalpia do vapor de alta e baixa pressão
- b) Relação de pressão
- c) Título na saída da turbina
- d) Pressão no condensador
- e) Rendimento da Turbina
- f) Número de aquecedores regenerativos
- g) Diferença terminal de temperatura nos aquecedores regenerativos
- h) Perdas
- i) Fração de calor transportado pelo ciclo de alta pressão.

Resultados:

- a) Rendimento
- b) Pressão do ciclo de alta e baixa pressão
- c) Vazão em massa dos dois ciclos
- d) Temperatura da água de alimentação
- e) Pressão de extração
- f) Vazão em massa das extrações.

## 5. O PROBLEMA DE CONTROLE ÓTIMO DE SISTEMAS DINÂMICOS

Todas as pesquisas sobre o ciclo primário e secundário, foram efetuadas para fornecerem o suporte necessário para executar a otimização da central nuclear. A modelagem do ciclo primário estabelece a relação existente entre a temperatura de entrada e saída do refrigerante do gerador de vapor, com a perda de carga no cerne do reator, que adicionada à perda no trocador de calor, possibilita a determinação da potência de bombeamento consumida pelo circulador. O balanço térmico do ciclo secundário permite determinar a potência mecânica gerada nas turbinas em função das condições do vapor. Desta forma é possível de se determinar a eficiência líquida da central através dos dados de contorno do problema do gerador de vapor.

Assim sendo, a otimização da central é efetuado no gerador de vapor, elemento de ligação entre o ciclo primário e secundário, formulado como um problema de controle

ótimo de sistemas dinâmicos.

### 5.1 - Colocação do problema

O objetivo do trabalho é apresentar uma metodologia que possa ser utilizada como ferramenta para a escolha da melhor concepção do gerador para o sistema, através da determinação dos valores ótimos dos parâmetros envolvidos.

#### 5.1.1 - Características do gerador de vapor.

Para a formulação do problema, é necessário conhecer a geometria do gerador de vapor. A necessidade de utilizar tubos sem costura e a facilidade de fabricá-los com até 6 metros de comprimento, motivou a escolha da geometria cujas características principais são mostradas na Tab. 5.1. É importante notar que essa escolha atende aos seguintes critérios:

- maior participação nacional na sua fabricação
- geometria simples para facilidade de cálculos
- dimensões compatíveis com as do vaso de pressão.

Sendo o coeficiente de Transferência de Calor médio no escoamento água-vapor maior que a do hélio, o gás deve fluir externamente aos tubos, situação na qual terá maior área de transferência de calor.

Tab. 5.1 Principais características do gerador de vapor

| Características dos tubos   | Retos sem costura   |
|-----------------------------|---|
| Material                    | Aço Inox  |
| Diâmetro externo            | 3,0 cm  |
| Diâmetro interno            | 2,0 cm  |
| Comprimento                 | 6,0 m   |
| Arranjo dos Tubos:          | Em quicôncio com os tubos equidistantes 5 cm de centro a centro |
| Número de tubos por gerador | 3 500.  |

Foram analisadas duas concepções possíveis determinando-se em cada uma delas o número de tubos necessários para obter do gerador de vapor o mesmo desempenho do trocador de calor da Central de Hincley-Point. Para os cálculos foram considerados como condições de contorno os dados de temperaturas e pressões do ciclo primário e secundário daquela central inglesa. A primeira concepção foi com o hélio fluindo paralelamente aos tubos, onde a perda de carga do hélio é muito pequena. Em compensação o coeficiente de transferência de calor é pequeno sendo necessária grande área de troca de calor. Isto tornou a concepção inviável devido ao demasiado número de tubos necessários.

A segunda concepção é com o hélio fluindo perpendicularmente aos tubos, guiados por defletores, obtendo-se para este caso 10 500 tubos que divididos em três unidades resultam trocadores de calor de cerca de 6,5 cm de altura por 3 metros de diâmetro.

Sendo viável esta concepção, o problema foi formulado no sentido de determinar os parâmetros térmicos<sup>e</sup> e fluidodinâmicos ótimos para esta geometria. Com a determinação da velocidade ótima do hélio no gerador de vapor, será calculado o espaçamento dos defletores.

#### 5.1.2 - Correlações empregadas no gerador de vapor

Para análise de perdas de carga e montagem das equações de transferência de calor foram empregadas as correlações da Tabela 5.2.

O escoamento da água na fase líquida é laminar devido a baixa velocidade, sendo então considerado o número de Nusselt constante.

Na ebulição, o coeficiente de transferência de calor foi calculado considerando-se apenas uma correlação - embora comumente a ebulição seja subdividido em várias etapas representados por expressões empíricas diferentes conforme o desenvolvimento deste fenômeno. Este procedimento foi adotado porque simplifica consideravelmente o sistema de equações sem introduzir erros significativos, já que o coeficiente de transferência de calor, sendo grande na ebulição, sua parcela no cálculo da resistência térmica total é muito pequena.

A perda de carga do sistema água-vapor no gerador de vapor foi desprezada principalmente devido a sua pequena magnitude e visando simplificar a determinação dos

| Fórmulas  | Fluido(fase)                   | Referência |
|---|--------------------------------|------------|
| $N_u = 3,66$  | água(líquido)                  | (5.1)      |
| $h = 3q^{0,7} p^{0,17} \log p$  | água (ebulição)<br>$p < 30$    | (5.2)      |
| $h = 4,5q^{0,7} e^{0,01p}$  | água (ebulição)<br>$p \geq 30$ | (5.3)      |
| $N_u = 0,023Pr^{0,4} Re^{0,8}$  | hêlio (gás)<br>água (vapor)    | (5.4)      |
| $\Delta P = \frac{f' G_{max}^2 N}{\rho (6,579 \times 10^{11})} \left(\frac{u_s}{u_b}\right)^{0,14}$                       | hêlio                          | (5.5)      |
| $f' = 0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{S_T - D_e}{D_e}\right)^{1,08}} \left(\frac{G_{max} \times D_e}{u_b}\right)^{-0,16}$ | hêlio (5.6)                    |            |

onde

$N_u$  - número de Nusselt

$h$  - coeficiente de transferência de calor ( $\text{kcal/h.m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ )

$p$  - pressão em atm

$q$  - fluxo de calor ( $\text{kcal/h} \cdot \text{m}^2$ )

$p_r$  - número de Prandtl

$Re$  - número de Reynolds

$\Delta p$  - perda de carga ( $\text{kgf/cm}^2$ )

$G_{max}$  - fluxo de massa máxima ( $\text{kg/h.m}^2$ )

$N$  - número de fileiras transversais

- de

5.6

- densidade do fluido ( $\text{kg/m}^3$ )

$f'$  - fator de atrito

$D_e$  - diâmetro equivalente (m)

$S_T$  - número Stanton

$u_b$  - viscosidade a temperatura de mistura ( $\text{kg/m.h}$ )

$u_s$  - viscosidade a temperatura do tubo ( $\text{kg/m.h}$ ).

pontos de ebulição e condições de saída do vapor.

### 5.1.3 - Otimização

Existe um compromisso entre o coeficiente de transferência de calor e a perda de carga do hélio no gerador de vapor. Para melhorar este coeficiente aumenta-se a velocidade do hélio mas como consequência a perda de carga torna-se maior e conseqüentemente aumenta a potência necessária no circulador.

Num gerador de vapor, deseja-se alto coeficiente de transferência de calor, mas também é necessário minimizar a queda de pressão do gás refrigerante. Estas características antagônicas requeridas indicam a possibilidade de encontrar o valor ótimo da velocidade do hélio entre os tubos que maximize o desempenho do gerador.

Foi tomado como uma medida do desempenho do gerador, o rendimento líquido da central ou seja o quociente entre a diferença das potências de eixo do ciclo de vapor e do circulador de hélio e a potência térmica do reator.

$$ID = \frac{PE - PB}{P_t} \quad \text{onde}$$

ID - índice de desempenho

PE - potência de eixo da turbina do ciclo de vapor

PB - potência de bombeamento

$P_t$  - potência térmica do reator.

Nesta medida, consta a influência da velocidade

do hélio na troca de calor representada pela variação ocasionada no rendimento do ciclo de vapor e a influência negativa da perda de carga expressa através da potência de bombeamento.

O problema é formulado no sentido de maximizar a eficiência líquida da Central, encontrando o vetor de valores ótimos dos parâmetros envolvidos na transferência de calor e perda de carga do hélio.

## 5.2 - Formulação do problema.

Neste item, o problema físico proposto anteriormente é formulado em termos matemáticos na forma usualmente empregada nas aplicações da teoria de controle ótimo de sistemas dinâmicos.

### 5.2.1 - Definição das variáveis.

Todas variáveis são definidas dentro do gerador de vapor. O ciclo primário e o secundário são associados ao problema através dos valores de entrada e saídas destas variáveis do gerador de vapor.

#### a) a variável independente

A variável independente do problema representado por  $t$  é o parâmetro indicador da posição no gerador de vapor. Sua origem é na entrada da água de alimentação, que na posição de funcionamento do gerador fica na parte infe-

rior. Os símbolos  $t_i$  e  $t_f$  indicam o início e o fim da área de troca de calor representando a entrada e saída do sistema água-vapor do trocador de calor.

b) variável de controle

A variável de controle é o parâmetro sobre a qual tem-se liberdade de agir, sem a necessidade de respeitar vínculos do tipo dinâmicos impostos pelo problema. Neste caso, a única variável nas condições descritas é a velocidade do hélio no gerador de vapor, que pode ser controlado pelo espaçamento dos defletores. É representado por  $u(t)$ , conforme a simbologia usual em teoria de controle ótimo de sistemas dinâmicos.

c) variáveis de estado

As variáveis de estado são os parâmetros que sofrem restrições dos vínculos dinâmicos impostos pelo problema. No caso estudado, as variáveis de estado são:

- $X_1(t)$  - entalpia do sistema água-vapor do ciclo de alta pressão
- $X_2(t)$  - entalpia do sistema água-vapor do ciclo de baixa pressão
- $X_3(t)$  - temperatura do hélio
- $X_4(t)$  - perda de pressão do hélio no gerador de vapor
- $X_5(t)$  - fração de tubos do gerador de vapor de alta pressão
- $X_6(t)$  - vazão em massa por tubo do ciclo de baixa pressão.

$X_1(t_f)$  e  $X_2(t_f)$  são as entalpias do vapor dos ciclos de alta e baixa pressão respectivamente na saída do gerador e são fornecidas como dados de entrada do programa de balanço térmico do ciclo de vapor. As pressões dos ciclos são determinados pelo programa em função destes dados.

A variável de estado  $X_6(t)$  que é a vazão em massa por tubo de baixa pressão relaciona-se com a fração de tubos de alta pressão da seguinte maneira:

$$N(X_5(t) \cdot AM \cdot \Delta HA + (1 - X_5(t))X_6(t) \cdot \Delta HB) = P_t \quad (5.7)$$

onde:

$N$  - é o número total de tubos nos três geradores de vapor

$AM$  - é a vazão em massa por tubo de alta pressão

$\Delta HA$  e  $\Delta HB$  - são respectivamente o ganho de entalpia por unidade de massa de água ao passar pelo gerador de vapor

$P_t$  - potência térmica da Central.

Analisando cuidadosamente a relação 5.7, nota-se que se a variável  $X_5(t)$  é um valor entre 0 e 1, deve existir uma relação entre  $AM$  e  $X_6(t)$  para satisfazer. Traçando-se as curvas de  $AM$  versus  $X_6(t)$  para vários valores de  $X_5(t)$ , Fig. 5.1, visualisa-se a região de valores permissíveis para a combinação deste par de parâmetros do problema.

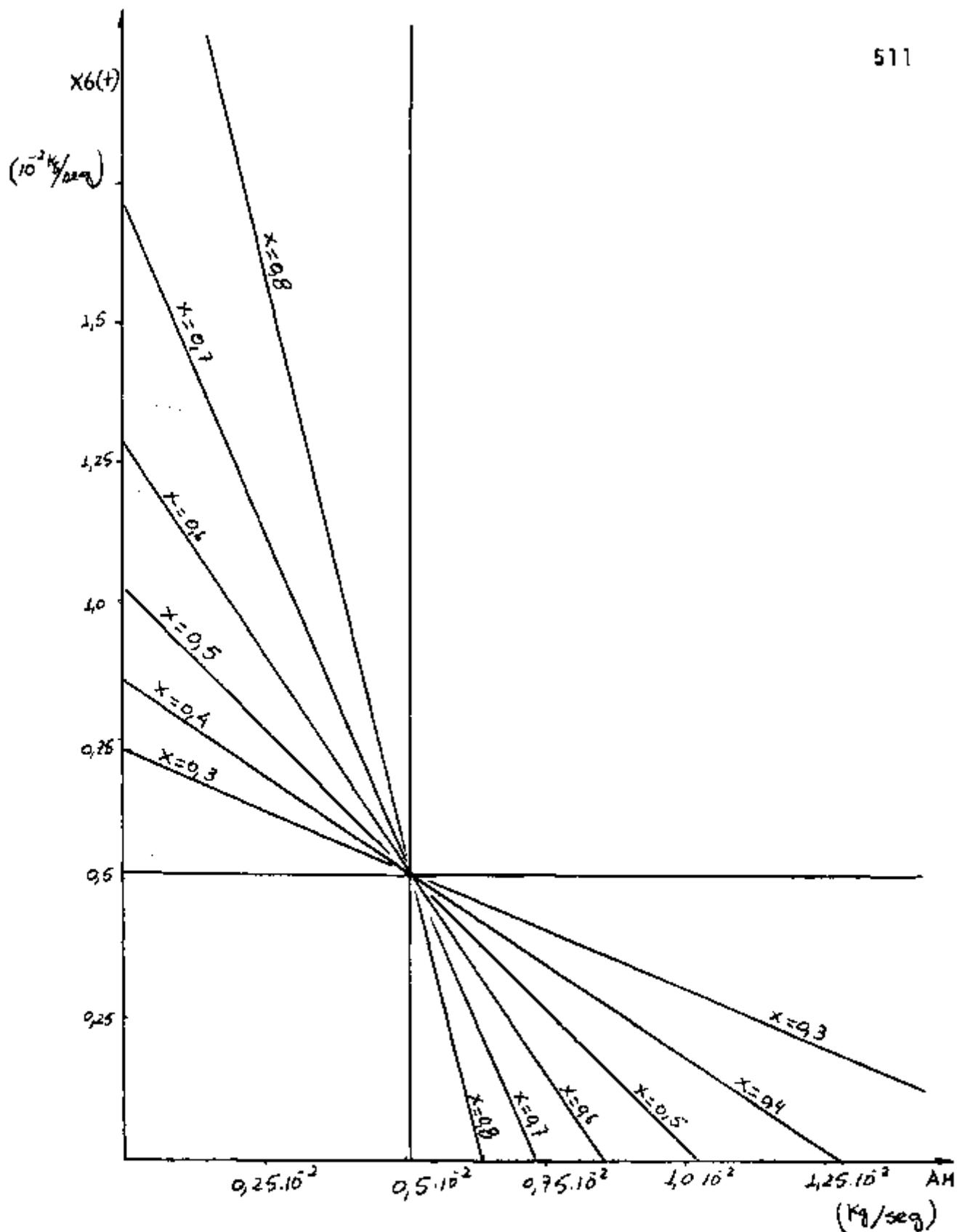


Fig. 5.1 - Fração de tubos de alta pressão do gerador de vapor em função das vazões em massa por tubo de alta e baixa pressão.

### 5.2.2 - Fundamentos teóricos

A otimização de um sistema pode ser formulada - como um problema de maximização de uma função desempenho. No caso em que a função deve ser minimizada para se atingir a configuração ótima, redefine-se a função desempenho trocando-se o seu sinal. Assim sendo seleciona-se uma função desempenho do sistema, que usualmente é denominada índice de performance IP, e formula-se o problema geral de controle ótimo da seguinte maneira:

$$\text{maximizar } IP = g(t_i, t_f, X(t_i), X(t_f)) \quad (5.8)$$

onde  $g$  é uma função expressa em termos dos estados inicial e final do sistema, sendo  $t$  a variável independente e  $t_i$  e  $t_f$  são os seus extremos, conhecidos ou não.  $X$  e  $u$  são respectivamente os vetores de variáveis de estado e de controle.

A maximização está sujeito a vínculos dinâmicos, que são as equações de estado que definem em cada instante o estado considerado, e vínculos de contorno, que são as condições de contorno do problema, e podem ser expressos respectivamente por:

$$\begin{aligned} \dot{X} &= f(X, u, t) & e \\ \Psi_j &= \Psi(t_i, t_f, X(t_f)) & j = 1, 2, \dots, p \end{aligned}$$

É possível também, aparecer vínculos de desigual

dade nas variáveis de controle, os quais restringem as regiões permissíveis do controle e que são expressos por equações do tipo:

$$C_k(x, u, t) \leq 0 \quad k = 1, 2, \dots, L$$

Do desenvolvimento da teoria de controle ótimo de sistemas dinâmicos obtém-se as condições necessárias para a solução do problema que são as equações adjuntas,

$$\lambda_j = - \frac{\partial H}{\partial x_j} \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (5.9)$$

e as equações de controle,

$$\frac{\partial H}{\partial u_j} = 0 \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (5.10)$$

onde  $H$  é a hamiltoniana do problema, definida por:

$$H = \sum_{i=1}^n \lambda_i f_i + \sum_{k=1}^L u_k C_k \quad (5.11)$$

$\lambda_i$  e  $u_k$  são multiplicadores de Lagrange e

$$u_k = 0 \quad \text{se} \quad C_k < 0$$

$$u_k \neq 0 \quad \text{se} \quad C_k = 0$$

Para se determinar o vetor de variáveis de controle para cada  $t$ , a condição de Weierstrass para a hamílt

Hamiltoniana definida da forma apresentada, requer que o sistema de equações resultantes da Eq. 5.10 seja formado apenas pelas equações no ponto mínimo da hamiltoniana. Isto significa determinar o conjunto de valores para o vetor  $u$  que minimizam a hamiltoniana.

As condições de contorno dos multiplicadores de Lagrange são estabelecidas pelas condições de transversalidade dados por:

$$\left[ \lambda_j(t_i) - \frac{\partial G}{\partial X(t_i)} \right] dX(t_i) = 0 \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (5.12)$$

$$\left[ \lambda_j(t_f) + \frac{\partial G}{\partial X(t_f)} \right] dX(t_f) = 0 \quad j = 1, 2, \dots, n \quad (5.13)$$

e quando  $t_i$  e  $t_f$  não são conhecidos:

$$\left[ H(t_i) + \frac{\partial G}{\partial t_i} \right] dt_i = 0 \quad (5.14)$$

$$\left[ H(t_f) - \frac{\partial G}{\partial t_f} \right] dt_f = 0 \quad (5.15)$$

onde  $G$  é definido por

$$G = g + \sum_{j=1}^p u_j \psi_j$$

$u_j$  são parâmetros desconhecidos introduzidos ao problema

## 5.2.3 - Equacionamento do problema.

A distribuição da entalpia da água e vapor ao longo dos tubos do gerador é determinada pela equação de troca de calor:

$$\frac{dq}{dt} = \frac{T_h - T_{av}}{\frac{1}{2\pi} \left( \frac{1}{h_e R_e} + \frac{1}{k \ln \frac{R_e}{R_i}} + \frac{1}{h_i R_i} \right)} \quad (5.16)$$

onde:  $\frac{dq}{dt}$  - taxa de calor transferido por unidade de comprimento do tubo

$T_h$  - temperatura do hélio

$T_{av}$  - temperatura do sistema água-vapor

$R_e$  e  $R_i$  - diâmetro externo e interno dos tubos respectivamente

$h_i$  e  $h_e$  - coeficiente de transferência de calor do lado interno e externo respectivamente

$k$  - condutibilidade térmica do tubo.

Para determinar as equações dinâmicas  $\dot{X}_1$  e  $\dot{X}_2$  são feitos as seguintes considerações.

a) em regime estacionário:

$$\frac{dq}{dt} = \dot{m} \frac{dh}{dt}$$

onde  $\dot{m}$  - vazão em massa de água por tubo

$\frac{dh}{dt}$  - taxa de entalpia ganha por unidade de comprimento do tubo, ou seja:

$$\frac{dh}{dt} = \dot{X}_1 \quad \text{ou} \quad \dot{X}_2$$

b)  $T_h$  - temperatura do hélio ou seja:

$$X_3(t) = T_h$$

c)  $T_{av}$  - temperatura do sistema água-vapor, fun o da entalpia, conhecida sua pressão

$$T_{av} = T_{av}(X_1(t)) \quad \text{ou} \quad T_{av}(X_2(t))$$

d)  $\dot{m}$  - vazão em massa de água por tubo   no caso de alta pressão, calculada em fun o da fra o de tubos de alta pressão e da vazão em massa por tubo de baixa pressão. Para a vazão nos tubos de baixa pressão  $\dot{m} = X_6(t)$  e para os tubos de alta pressão:

$$\dot{m} = \dot{m}(X_5(t), X(t))$$

e)  $h_e$  - coeficiente de transferência de calor - do lado do escoamento de gás   calculado pela correla o 5.4 da tabela 5.1, que substituindo-se as propriedades físicas do hélio em fun o da temperatura resulta:

$$h_e = \frac{721 + 1,34 \cdot X3}{(2,45 + 0,054 \cdot X3)^{0,6}} u^{0,6} \text{ W/m}^2\text{C} \quad (5.17)$$

f) a condutibilidade térmica do material do tubo, no caso aço inox é:

$$k = 0,69 \text{ W/m}^0\text{C}$$

g) o coeficiente de transferência de calor do lado da água, calculado através das correlações da tabela 5.1, eqs. 5.1, 5.2, 5.3 e 5.4 resulta: na fase líquida

$$h_i = 126 \text{ W/m}^2\text{C}$$

na ebulição

$$h_i = 5,8 \dot{q}^7 e^{0,01p} \quad p \geq 3,0$$

ou

$$h_i = 3,9 \dot{q}^7 p^{0,171 \log p}$$

$$p < 30$$

(5.18)

(5.19)

onde  $q$  é dado em  $\text{W/m}^2$  e  $p$  em atmosferas

na região de superaquecimento

para tubos de alta pressão

$$h_i = 1,25 \times 10^5 \dot{m} \text{ W/m}^2\text{C} \quad (5.20)$$

e para tubos de baixa pressão

$$h_i = 1,08 \times 10^5 \dot{m} \text{ W/m}^2\text{C} \quad (5.21)$$

sendo  $\dot{m}$  dado em kg/seg.

As equações dinâmicas de  $X_1(t)$  e  $X_2(t)$  são então da seguinte forma:

$$\dot{X}_1(t) = f_1(X_1(t), X_3(t), X_5(t), X_6(t), u, t)$$

$$\dot{X}_2(t) = f_2(X_2(t), X_3(t), X_6(t), u, t)$$

O perfil, de temperatura do hélio pode ser expresso em função de  $\dot{X}_1$  e  $\dot{X}_2$ :

$$\dot{X}_3(t) = (M_a \dot{X}_1 + M_b \dot{X}_2) / M_h \cdot c_{p_h} \quad (5.22)$$

onde

$M_a$  e  $M_b$  são as vazões dos ciclos de alta e baixa pressão respectivamente, determinados em função de  $X_5(t)$  e  $X_6(t)$

$M_h$  - vazão em massa do hélio

$c_{p_h}$  - calor específico do hélio.

Portanto  $\dot{X}_3(t) = f_3(\dot{X}_1(t), \dot{X}_2(t), X_5(t), X_6(t))$

A perda de carga, utilizando as eqs. 5.5 e 5.6 da tabela 5.1 é calculada por passe no gerador de vapor em função da geometria e da velocidade do hélio. A perda de carga então é uma função discreta ao longo do gerador de vapor e para a formulação do problema foi necessário fazer uma aproximação linealizando-a da seguinte forma.

$p = \frac{\Delta p}{\Delta L}$  onde  $\Delta p$  é a perda de carga por passe,  $\Delta L$  é o espaçamento dos defletores e  $\dot{p}$  é a taxa de perda de carga por comprimento do gerador de

vapor.

Este artifício foi utilizado para tornar possível a formulação do problema, não afetando a perda de carga total no gerador de vapor.

Das correlações 5.5 e 5.6 da tabela 5.1 tem-se

$$\Delta p = \frac{0,011 u^{1,84}}{(273 + X3)(2,45 + 0,054)^{-0,16}} \quad \text{atm/passe} \quad (5.23)$$

O espaçamento dos defletores pode ser expresso da seguinte forma:

$$\Delta L = \frac{\frac{M_h}{3}}{A \cdot \rho u} \quad \text{onde:}$$

A - área da seção livre entre os tubos do gerador em  $m^2$

$\rho$  - densidade do hélio em  $kg/m^3$

$$\dot{X}_4(t) = \frac{3,07 \cdot 10^3 \cdot u^{2,85}}{(273 + X3)^2 (2,45 + 0,054 \cdot X3) M_h} \quad \text{Atm/m} \quad (5.25)$$

ou seja  $\dot{X}_4(t) = f_4(X3(t), u, t)$

As variáveis  $X5(t)$  e  $X6(t)$ , a fração de tubos de alta pressão e a vazão em massa por tubo de baixa pressão respectivamente são constantes ao longo do gerador de vapor. Portanto

$$\begin{aligned} \dot{X}_5(t) &= 0 \\ \dot{X}_6(t) &= 0 \end{aligned}$$

A potência de eixo PE é calculada pelo programa de balanço térmico, dadas as condições do vapor ou seja  $X1(t_f)$ ,  $X2(t_f)$ ,  $X5(t_f)$  e  $X6(t_f)$ . Determina-se também através deste procedimento as condições iniciais de  $X1$  e  $X2$  - que são as temperaturas ótimas da água de alimentação.

A potência de bombeamento PB é calculada através das equações 3.28, 3.20 e 3.32 fornecidas as condições de temperatura do hélio,  $X3(t_i)$ ,  $X4(t_i)$  e a perda de pressão no gerador de vapor dada por  $X4(t_i)$ :

A formulação do problema pode ser posto da seguinte forma:

a) Maximizar

$$ID = PE(X1(t_f), X2(t_f), X5(t_f), X6(t_f)) - PB(X3(t_i), X3(t_f), X4(t_i)) \quad (5.26)$$

b) Sujeito aos vínculos

b1) dinâmicos

$$\dot{X}_1(t) = f_1(X1(t), X3(t), X5(t), X6(t), u, t)$$

$$\dot{X}_2(t) = f_2(X2(t), X3(t), X6(t), u, t)$$

$$\dot{X}_3(t) = f_3(\dot{X}_1(t), \dot{X}_2(t), X5(t), X6(t))$$

$$\dot{X}_4(t) = f_4(X3(t), u, t)$$

$$\dot{X}_5(t) = 0$$

$$\dot{X}_6(t) = 0$$

b2) de contorno

$$X1(t_i) = F(X1(t_f), X2(t_f), X5(t_f), X6(t_f))$$

$$X2(t_i) = X1(t_i)$$

$$X4(t_f) = 0$$

onde  $F$  é a função que relaciona a condição ótima da água de alimentação com as condições do vapor. Esta relação é estabelecida ponto a ponto através do programa de balanço térmico do ciclo de vapor.

### 5.3 - Solução

A hamiltoniana definida pela Eq. 5.41 pode ser escrita da seguinte forma:

$$H = \lambda_1 f_1(X1, X3, X5, X6, u, t) + \lambda_2 f_2(X2, X3, X6, u, t) + \\ + \lambda_3 f_3(\dot{X}1, \dot{X}2, \dot{X}5, X6) + \lambda_4 f_3(X3, u, t)$$

Desenvolvendo-se as condições necessárias para obter a solução do problema tem-se:

a) equações adjuntas

$$\dot{\lambda}_1 = - \lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial X1} \quad (5.27)$$

$$\dot{\lambda}_2 = - \lambda_2 \frac{\partial f_2}{\partial X2} \quad (5.28)$$

$$\dot{\lambda}_3 = - \left[ \lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial X3} + \lambda_2 \frac{\partial f_2}{\partial X3} + \lambda_4 \frac{\partial f_4}{\partial X3} \right] \quad (5.29)$$

$$\dot{\lambda}_4 = 0 \quad (5.30)$$

$$\dot{\lambda}_5 = - \left[ \lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial x_5} + \lambda_3 \frac{\partial f_3}{\partial x_5} \right] \quad (5.31)$$

$$\dot{\lambda}_6 = - \left[ \lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial x_6} + \lambda_2 \frac{\partial f_2}{\partial x_6} + \lambda_3 \frac{\partial f_3}{\partial x_6} \right] \quad (5.32)$$

b) equação de controle

$$\frac{\partial H}{\partial u} = 0 \quad (5.33)$$

A condição de Weierstrass requer que a equação de controle indique o mínimo da hamiltoniana em relação a  $u(t)$  para maximizar o índice de desempenho do problema.

As condições de contorno dos multiplicadores de Lagrange são determinadas pelas condições de transversabilidade que aplicadas ao problema fornecem as equações.

$$\lambda_1(t_1) = v_1 - v_2 \quad (5.34)$$

$$\lambda_2(t_1) = v_2$$

$$\lambda_3(t_1) = - \frac{\partial PB}{\partial x_3(t_1)} \quad (5.36)$$

$$\lambda_4(t_1) = - \frac{\partial PB}{\partial x_4(t_1)} \quad (5.37)$$

$$\lambda_5(t_1) = 0 \quad (5.38)$$

$$\lambda_6(t_1) = 0 \quad (5.39)$$

$$\dot{\lambda}_4 = 0 \quad (5.30)$$

$$\dot{\lambda}_5 = - \left[ \lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial X_5} + \lambda_3 \frac{\partial f_3}{\partial X_5} \right] \quad (5.31)$$

$$\dot{\lambda}_6 = - \left[ \lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial X_6} + \lambda_2 \frac{\partial f_2}{\partial X_6} + \lambda_3 \frac{\partial f_3}{\partial X_6} \right] \quad (5.32)$$

b) equação de controle

$$\frac{\partial H}{\partial u} = 0 \quad (5.33)$$

A condição de Weierstrass requer que a equação de controle indique o mínimo da hamiltoniana em relação a  $u(t)$  para maximizar o índice de desempenho do problema.

As condições de contorno dos multiplicadores de Lagrange são determinadas pelas condições de transversabilidade que aplicadas ao problema fornecem as equações.

$$\lambda_1(t_1) = v_1 - v_2 \quad (5.34)$$

$$\lambda_2(t_1) = v_2$$

$$\lambda_3(t_1) = - \frac{\partial PB}{\partial X_3(t_1)} \quad (5.36)$$

$$\lambda_4(t_1) = - \frac{\partial PB}{\partial X_4(t_1)} \quad (5.37)$$

$$\lambda_5(t_1) = 0 \quad (5.38)$$

$$\lambda_6(t_1) = 0 \quad (5.39)$$

Na tabela 5.3 resume-se o problema

| Tab. 5.3 Resumo do problema              |  |   |
|--|--|---|
| Condições Iniciais ( $t_i$ )             | Equações diferenciais  | Condições Finais ( $t_f$ )  |
| F  | $\dot{X}_1(t) = f_1(X_1, X_3, X_5, X_6, u, t)$   | -   |
| $X_1(t_i)$                               | $\dot{X}_2(t) = f_2(X_2, X_3, X_6, u, t)$  | -   |
| -  | $\dot{X}_3(t) = f_3(\dot{X}_1, \dot{X}_2, X_5, X_6, t)$  | -   |
| -  | $\dot{X}_4(t) = f_4(X_3, u, t)$  | 0   |
| -  | $\dot{X}_5(t) = 0$   | -   |
| -  | $\dot{X}_6(t) = 0$   | -   |
| V1-V2                                    | $\dot{\lambda}_1(t) = -\frac{\lambda_1 f_1}{\partial X_1}$   | $-\frac{\partial PE}{\partial X_1(t_f)} - V_1 \frac{\partial F}{\partial X_1(t_f)}$ |
| V2                                       | $\dot{\lambda}_2(t) = -2 \frac{\partial f_2}{\partial X_2}$  | $-\frac{\partial PE}{\partial X_2(t_f)} + V_1 \frac{\partial F}{\partial X_2(t_f)}$ |
| $-\frac{\partial PB}{\partial X_3(t_i)}$ | $\dot{\lambda}_3(t) = -\left(\lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial X_3} + \lambda_2 \frac{\partial f_2}{\partial X_3} + \lambda_4 \frac{\partial f_4}{\partial X_4}\right)$ | $\frac{\partial PB}{\partial X_3(t_f)}$   |
| $-\frac{\partial PB}{\partial X_4(t_i)}$ | $\lambda_4(t) = 0$   | V3  |
| 0  | $\lambda_5(t) = -\left \lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial X_5} + 3 \frac{\partial f_3}{\partial X_5}\right $   | $-\frac{\partial PE}{\partial X_5(t_f)} + V_1 \frac{\partial F}{\partial X_5(t_f)}$ |
| 0  | $\lambda_6(t) = -\left \lambda_1 \frac{\partial f_1}{\partial X_6} + 2 \frac{\partial f_2}{\partial X_6} + 3 \frac{\partial f_3}{\partial X_6}\right $                       | $-\frac{\partial PE}{\partial X_6(t_f)} + V_1 \frac{\partial F}{\partial X_6(t_f)}$ |

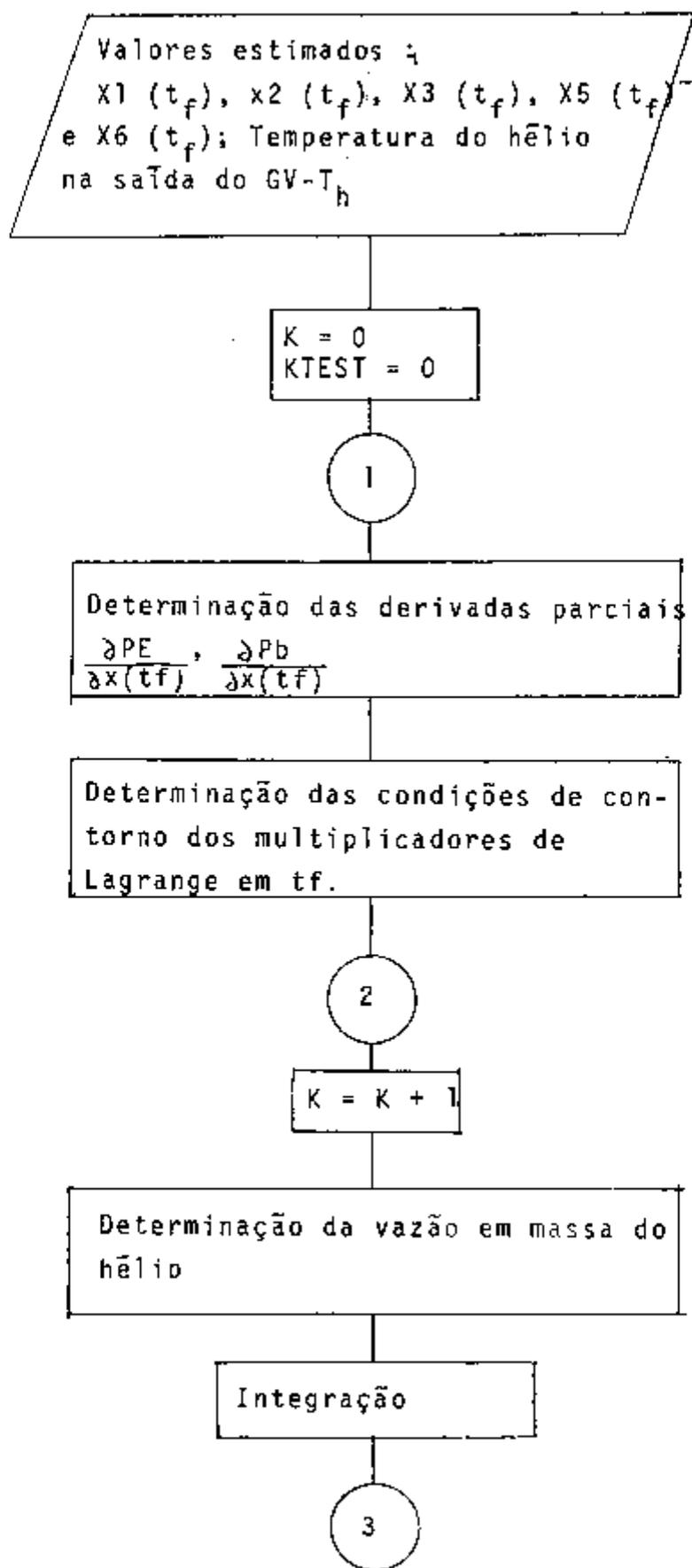


Fig. 5.2 - Fluxograma das opera\u00e7\u00f5es do programa de reitera\u00e7\u00f5es utilizado na resolu\u00e7\u00e3o do sistema de equa\u00e7\u00f5es diferenciais.

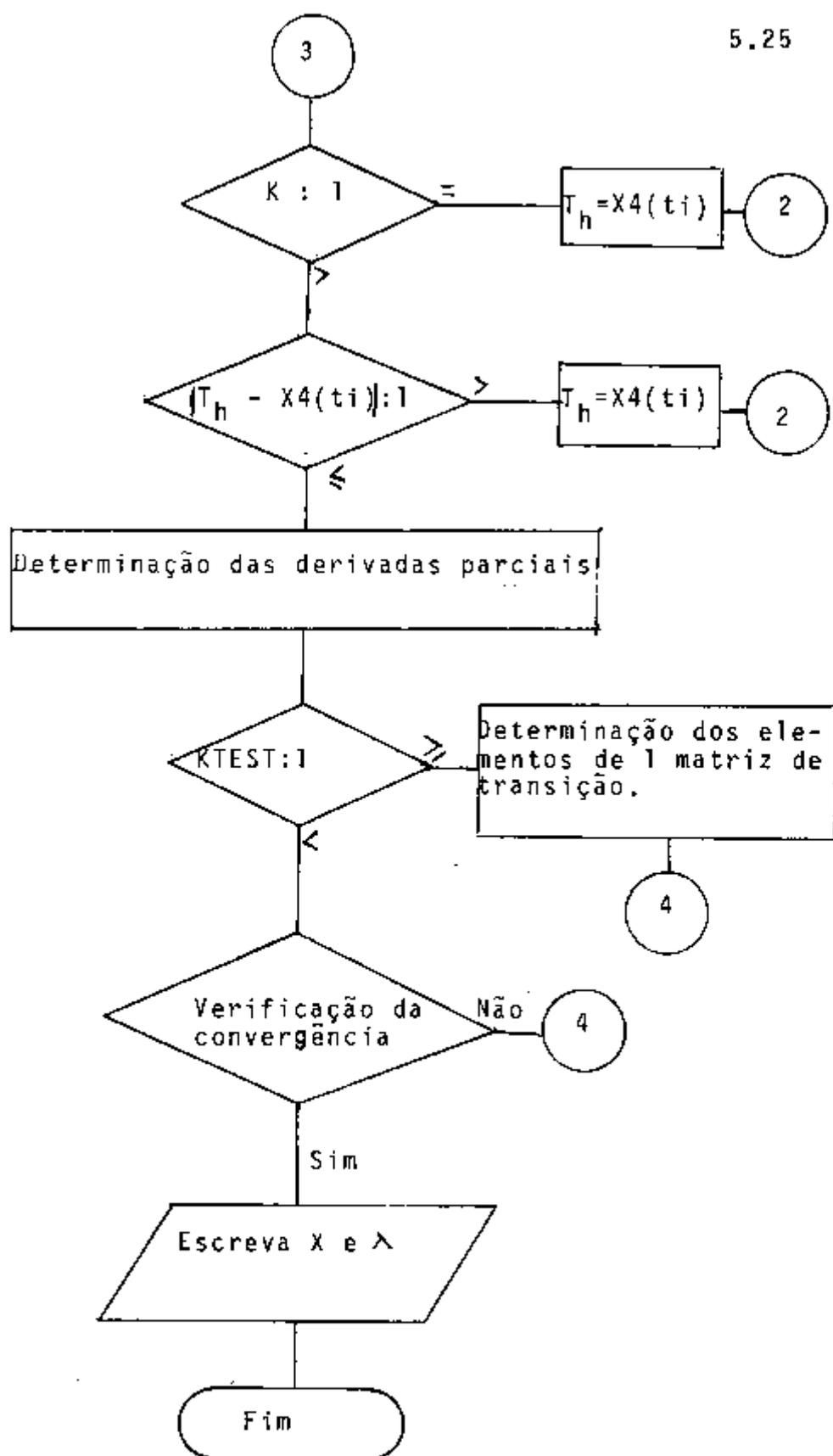


Fig. 5.2 - Continuação

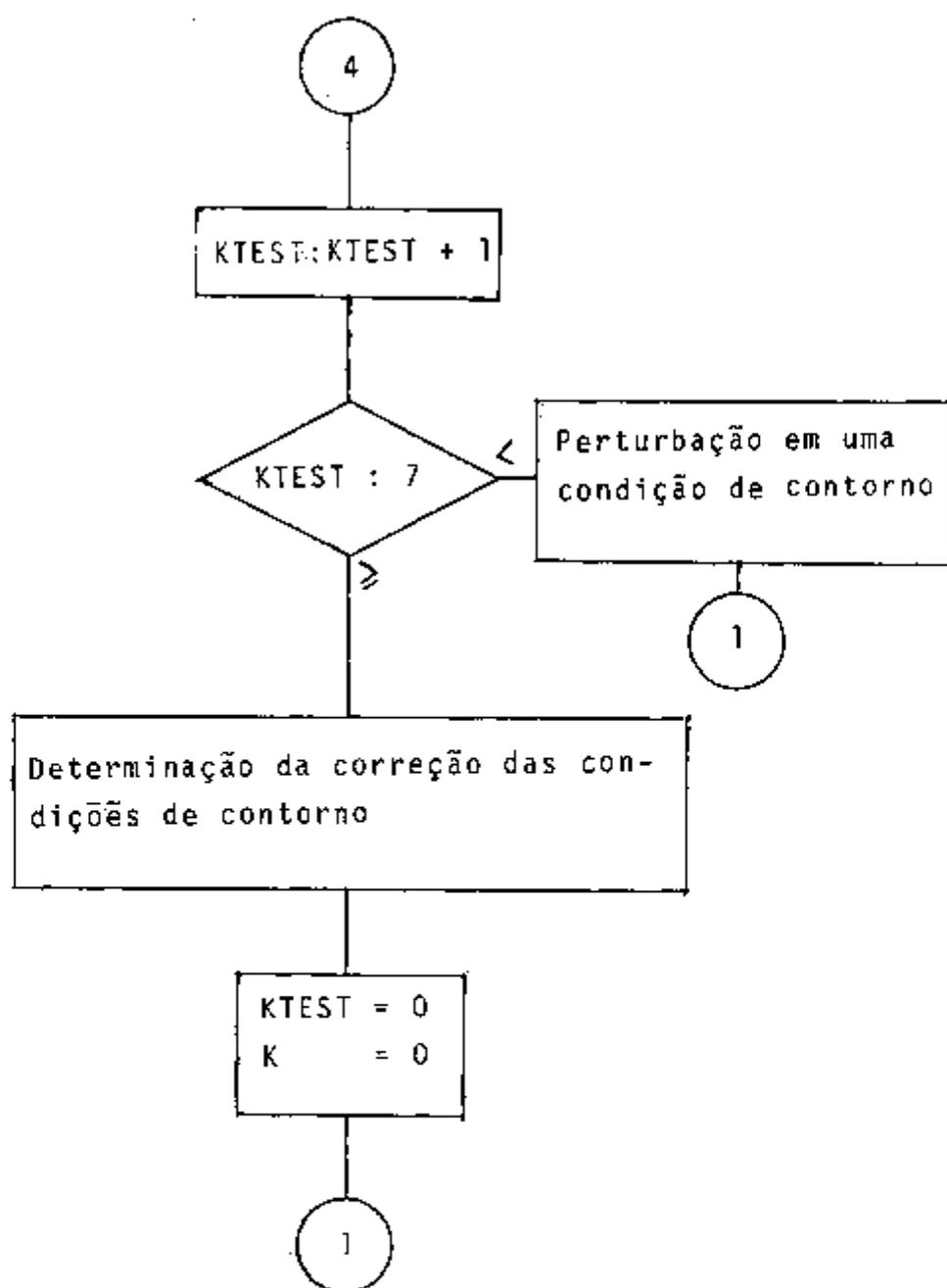


Fig. 5.2 - Continuação.

## 6 - RESULTADOS, COMENTÁRIOS E SUGESTÕES.

Uma dificuldade para a integração do sistema de equações é a estimação do primeiro conjunto de condições de contorno para iniciar o processo de re~~re~~iteração.

Os dados, até certo ponto convergentes, dos reatores Magnox indicam uma boa opção para esta estimativa e o método numérico de perturbação empregado foi escolhido baseando-se na hipótese de tais dados estarem próximos das condições de contorno ótimas. Verificou-se posteriormente que a geometria do gerador de vapor considerado, diferente das usinas nucleares da mesma linha existentes, não permite a utilização destes valores, sendo então necessário determinar um conjunto de condições coerentes com o sistema estudado.

### 6.1 - Resultados preliminares.

O método numérico de perturbação empregada, exi

ge que o conjunto de valores estimados para as condições de contorno desconhecidas, do sistema de equações diferenciais da Tab. 5.3, esteja próxima da solução do sistema. Conhecendo-se o comportamento das variáveis de estado, procurou-se corrigir as suas condições de contorno no sentido de minimizar os seus erros ao final da reintegração. Este procedimento entretanto, não modificou os erros nos multiplicadores de Lagrange, impedindo a convergência do sistema.

Apresenta-se na Tab. 6.1 e Fig. 6.1, os resultados preliminares obtidos, já que apesar de verificarem razoavelmente os vínculos físicos do problema, não representam a sua solução, pois não satisfazem as condições de transversalidade dos multiplicadores de Lagrange. No item 6.3 são apresentadas algumas sugestões para a obtenção da solução numérica do sistema de equações.

Tabela 6.1 - Resultados preliminares

|  |   |
|--|---|
| Temperatura do hélio - entrada e saída do GU   | 427 - 276°C                                     |
| Temperatura do vapor água - saída e entrada AP | 310 - 117°C                                     |
| Temperatura do vapor água B.P.                 | 345 - 124°C                                     |
| Vazão em massa - ciclo de A.P. e B.P.          | 27,3 - 15,1 Kg/seg                              |
| Vazão em massa por tubo de A.P. e B.P.         | $4,1 \times 10^3$ - $4,5 \times 10^3$<br>kg/seg |
| Números de tubos do GV - A.P. e B.P.           | 6600 - 3400                                     |
| Perda de pressão de hélio no cerne do reator   | 0,157 atm                                       |

|                                   |           |
|-----------------------------------|-----------|
| Perda de pressão do hélio no G.V. | 0,393 atm |
| Rendimento do ciclo de vapor      | 29,34 %   |
| Rendimento líquido da Central     | 25,28 %   |

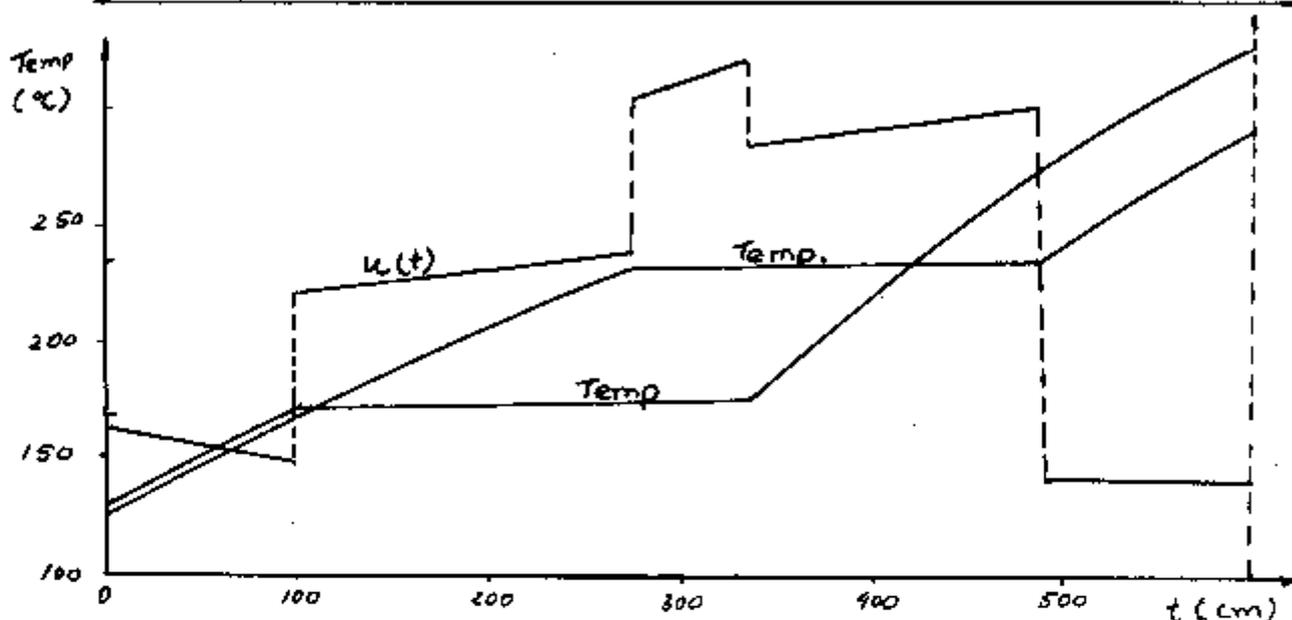


Fig. 6.1 - Resultados preliminares.

Para o processamento do programa   necessário co  
nhecer a vazão em massa do hélio que são   determinável conhe  
cendo-se a diferença de temperatura de entrada e saída do há  
lio do cerne do reator. A temperatura de saída do cerne, con  
siderada a mesma na entrada do gerador de vapor   conhecida  
ao iniciar o processo de integra o do sistema.

Estima-se então um valor para a temperatura de  
saída do hélio do gerador de vapor, calculando-se posterior  
mente a vazão em massa do hélio para poder efetuar a integra  
o. O valor estimado   corrigido pelo resultado obtido da  
integrao, sendo repetido o processo até que o erro seja  
desprezível. Normalmente em tres interaoes, o erro torna-se

menor que  $1^{\circ}\text{C}$  na temperatura do hélio.

Outra dificuldade   relativa a determina o das derivadas parciais utilizadas para estabelecer as condi es de contorno dos multiplicadores de Lagrange. A potência de eixo, por ser uma fun o bem comportada, em rela o às condi es do vapor, não cria restri es na determina o das derivadas, mas por sua vez, a temperatura da água de alimenta o sendo discreta, devido a forma de determina o da pressão ótima de extra o no programa de balanço térmico do ciclo de vapor, introduz uma série de dificuldades. Para contornar estes problemas, a temperatura da água de alimenta o foi tomada como constante igual a  $110^{\circ}\text{C}$ , já que a dependência do rendimento do ciclo de vapor   fraca com este parâmetro e o valor ótimo não deve ser muito diferente do fixado.

Desta forma, as condi es de contorno de  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_5$ , e  $\lambda_6$ . são determináveis pelas derivadas parciais da potência de eixo da turbina.

## 6.2 - Comentários

Os comentários são feitos a fim de fornecer todas as coordenadas da situa o atual da pesquisa e também no sentido de auxiliar na possível continuidade do trabalho.

### 6.2.1 - Passo da integra o

O comportamento das variáveis envolvidas na integra o permite que a determina o do passo não seja rigorosa

jã que esta escolha não introduz erros significativos nos resultados. Neste trabalho para a obtenção dos resultados preliminares foi utilizado passo de 20 cm, ou seja, 1/30 do comprimento do gerador de vapor. Para cálculos posteriores mais refinados, sugere-se um passo menor na integração numérica do sistema.

#### 6.2.2 - Normalização das variáveis.

Na subrotina utilizada para efetuar a integração numérica é preciso estabelecer um erro absoluto máximo permitido por passo, em todas as variáveis do sistema. Devido o fato de se trabalhar com variáveis de ordem de grandeza diferentes foi necessário fazer uma normalização destes valores. Foram redefinidas as variáveis, dividindo-as pelas suas respectivas condições iniciais, desde que estas sejam diferentes de zero. Desta forma, foi possível através de um erro limite absoluto fornecido pelo programa, estabelecer os erros máximos relativos às condições iniciais de cada variável envolvida. A única variável que possui condição inicial nula é a perda de carga no gerador de vapor que apresenta valores entre 0 e 1, sendo então da mesma ordem de grandeza das variáveis normalizadas.

#### 6.2.3 - Erro por passo

A dependência quase linear das variáveis, principalmente a temperatura e entalpia em relação à variável -

independente, permite fixar um erro bastante pequeno em quase todo domínio da integração. No início e no fim da ebulição, devido a descontinuidade <sup>desturada</sup> da temperatura, ocorrem erros grandes, proporcionais ao tamanho do passo. Num cálculo preciso é necessário a subdivisão dos passos, onde ocorrem estes fenômenos. Assim sendo, para economia no tempo de computação, estabeleceu-se um limite que não exigisse a subdivisão dos passos, admitindo-se erros por passo de até 0,01 ou seja, até 1% da condição inicial.

#### 6.2.4 - Critérios para estabelecimento das condições iniciais da integração.

Com a simplificação efetuada, fixando-se a temperatura de entrada da água de alimentação no gerador de vapor, são as seguintes as condições de contorno desconhecidas em  $t_f$ : X1 e X2, entalpia do vapor de alta e baixa pressão, X3; temperatura do hélio, X5; vazão em massa por tubo de A.P., X6; fração de tubos de A.P. e  $\lambda_4$ .

Sendo  $\lambda_4(+)=0$ , e havendo a necessidade de efetuar a integração com as mesmas condições iniciais, várias vezes para determinar a vazão em massa do hélio, o valor estimado inicialmente para  $\lambda_4(t_f)$  é corrigida na segunda integração, determinando-se a condição  $\lambda_4(t_f)$  através da Eq. 5.42, calculado com as condições em  $t_i$  da primeira integração. Desta forma, o desvio nas outras integrações, de  $\lambda_4(t_i)$  em relação ao valor calculado pela Eq. 5.42 nas novas condições

será menor, ajudando na convergência do sistema de equações.

Outro fato observado nas tentativas de obter a convergência é a relação que deve existir entre as condições em  $t_f$  das variáveis de estado para satisfazer os vínculos de contorno de  $x_1$  e  $x_2$  em  $t_i$ . Pode-se minimizar o erro nestas condições de contorno, manipulando-se os dados iniciais estimados, aumentando ou diminuindo a diferença de temperatura entre o hélio e a água, ou também variando-se a vazão em massa de água por tubo de alta ou baixa pressão no gerador de vapor.

#### 6.2.5 Variável de Controle

A variável de controle determina pela minimização da Hamiltoniana, é a velocidade do hélio entre os tubos do gerador de vapor. Os resultados preliminares indicam que a velocidade do hélio deve ser maior nas regiões onde ocorrem a ebulição (Fig. 6.1)

Isto é explicado pelo fato de nestas regiões, a principal parcela de resistência térmica ser devido à convecção na parede externa dos tubos, fazendo com que a velocidade do fluido influa fortemente na taxa de transferência de calor. Já nas regiões de aquecimento do líquido ou superaquecimento do vapor, a convecção na parede interna contribui significativamente na resistência térmica global, diminuindo a influência da velocidade do hélio na taxa de troca de calor.

### 6.2.6 - Comentários finais

Apesar das variáveis de estado nos resultados preliminares verificarem razoavelmente as condições de contorno impostas pelo problema, não foi possível fazer convergir o vetor dos multiplicadores de Lagrange com o método numérico utilizado.

A grande sensibilidade dos multiplicadores de Lagrange é a principal responsável pelos grandes erros obtidos em  $t_i$ , fazendo com que se perca a linearidade entre a perturbação dada em  $t_f$  e o desvio obtido em  $t_i$ , condição esta necessária para se utilizar o conceito de matriz de transição empregado no método de perturbação utilizado.

Verificou-se nas tentativas de melhorar as estimativas das condições iniciais de integração que a variação no rendimento líquido da central é muito pequena, sugerindo que as condições ótimas, a eficiência da central não seja muito diferente da obtida nos resultados preliminares.

A baixa eficiência térmica da central é devida à geometria pouco favorável do gerador de vapor. Do processo de otimização decorreu um valor baixo para a velocidade da mistura água-vapor, ocasionando uma elevada resistência à troca de calor do lado interno dos tubos. Apesar da baixa velocidade da mistura água-vapor, devido ao pequeno comprimento dos tubos do gerador de vapor, o tempo que uma certa quantidade de água, permanece recebendo calor no interior de gerador de vapor é pequeno. Estes fatores exigiram uma grande

diferença de temperatura entre o vapor produzido e o hélio - quente, ocasionando baixo rendimento térmico no ciclo de va - por.

### 6.3 - Sugestões.

Neste trabalho, deu-se ênfase à modelagem do ci - clo primário e secundário da central nuclear, necessárias para a formulação do problema, deixando o método numérico num plano secundário apenas para mostrar a viabilidade de se en - contrar a solução ótima do sistema.

Nota-se que apesar da modelagem ser feita para - um reator refrigerado à gás, com a finalidade de produzir - energia elétrica, o procedimento pode ser usado com as neces - sárias modificações em problemas similares, tais como: ciclo de vapor de centrais termoelétricas, ciclos para propulsão, ciclos de vapor com extrações para processos industriais.

As sugestões a seguir são expostos no sentido de auxiliar no desenvolvimento de um método numérico mais preci - so e de apresentar algumas alternativas de modificação do - problema formulado.

#### 6.3.1 - Simplificações.

O enfoque proposto inicialmente no trabalho foi ambicioso em demasia, principalmente devido a inexistência de publicações de pesquisas similares sobre aplicação de teo - ria de controle ótimo em projetos de elementos térmicos. Ape

sar das simplificações efetuadas nos vínculos de contorno - dando maior estabilidade às condições de contorno, o problema tornou-se sofisticado em demasia, do ponto de vista numérico, devido ao número muito grande de equações diferenciais envolvidas.

Sugere-se então simplificar mais o problema, substituindo o ciclo dual pelo ciclo de vapor simples sem reaquecimento, diminuindo assim de 6 para 4 o número de variáveis de estado. Esta abordagem do problema não representa a situação real do projeto, mas alivia em muito as dificuldades surgidas, além de servir como um trabalho de base sobre o qual futuras modificações são possíveis de serem efetuadas, no sentido de poder considerar as mais diversas concepções viáveis para o ciclo de vapor de uma central nuclear.

### 6.3.2 - Métodos numéricos

Existem duas alternativas de linha de trabalho para encontrar a solução numérica do problema proposto inicialmente. A primeira, hierarquicamente do ponto de vista prático, é continuar com o método de perturbação com o qual foi iniciado o estudo. A outra opção é estudar a aplicação de um outro método numérico.

Tomando-se as precauções expostas no item 6.2, sugere-se estudar o comportamento dos multiplicadores de Lagrange em  $t_i$ , para diferentes conjuntos de condições de contorno estimados em  $t_f$ . Estes valores estimados devem ser es-

colhidos de tal maneira a varrer toda região possível da solução do problema. Com este procedimento, pode-se estabelecer critérios para a escolha de bons valores para as condições iniciais, com as quais será possível fazer convergir o sistema de equações, aplicando-se o método da perturbação. Deve-se no entanto, observar que esta tarefa será árdua já que o número de combinações possíveis é muito grande, mesmo tomando-se apenas algumas alternativas de cada variável de estado.

Na escolha de um outro método numérico para o problema, sugere-se o método do gradiente de primeira ordem / 3 / que não necessita de boa estimativa para iniciar o processo de interação, caracterizando-se por ter bom desempenho de convergência somente quando se está longe da solução ótima. Pode-se então fazer uma combinação, utilizando-se os resultados deste método como dados iniciais para o método da perturbação, para obter resultados bastante refinados.

Pode-se também obter a solução aproximada do problema, resolvendo o sistema de equações por diferenças finitas. O método consiste em substituir as equações diferenciais por equações algébricas em posições devidamente escolhidas na variável independente. Obtem-se assim, um sistema de equações algébricas nas variáveis de estado e nos multiplicadores de Lagrange nestas posições. Uma desvantagem do método é o grande número de equações que se obtem, que é igual ao produto do número de equações diferenciais pelo número de pontos em que se divide o sistema. No problema estudado, tomando-se

20 posições no gerador de vapor, tem-se 200 valores a serem determinados (10 equações diferenciais), ou seja, um sistema algébrico de 200 equações. A matriz dos coeficientes das equações algébricas apresenta uma série de zeros, devido ao fato das equações dependerem dos valores das variáveis que não sejam de pontos vizinhos. Esta propriedade da matriz permite o desenvolvimento de métodos de resolução do sistema, tornando viável a aplicação deste procedimento em problemas similares ao estudado.

### 6.3.3 - Utilização do procedimento.

São expostos neste ítem algumas sugestões para aplicação do procedimento que podem ser utilizadas no sentido de estabelecer a melhor concepção ou alternativa em algumas partes da central nuclear.

Na modelagem do ciclo primário foi considerado o canal de refrigeração e secção constante ao longo do cerne do reator. Existem alguns trabalhos / 5/ feitos no sentido de estrangular o canal de refrigeração nas regiões onde a geração de calor é mais intensa, aumentando a velocidade do hélio nesta parte, e conseqüentemente melhorando a eficiência de remoção de calor. Otimizando o sistema para o ciclo primário modelado com a secção transversal do canal constante e estrangulado, pode-se avaliar quantitativamente as vantagens deste procedimento em termos de ganho de eficiência líquida da central.

É possível também fazer um estudo sobre a influência da pressão do refrigerante na eficiência líquida da central, que pode ser utilizado na determinação dessa pressão em função do projeto do vaso de pressão do reator.

A geometria do gerador de vapor considerado não é favorável ao sistema, sendo mantido neste trabalho apenas devido a facilidade de encontrar correlações empíricas de troca de calor e perdas de carga para esta concepção. Para trabalhos futuros sugere-se melhorar esta geometria, trocando-se os tubos retos por tubos em U, ou helicoidais. Desta forma, pode-se aumentar a velocidade da água, aumentando o coeficiente de transferência de calor, ou pode-se aumentar o tempo de permanência da água no gerador para obter vapor nas condições mais próximas da temperatura do hélio na saída do reator.

Outra pesquisa possível é sobre o número ótimo de aquecedores regenerativos. Considerando apenas o ciclo de vapor, é possível de determinar este valor com uma análise econômica do sistema, mas sendo a temperatura da água de alimentação, determinada em função deste parâmetro, uma condição de contorno do projeto térmico do gerador de vapor, torna-se necessário fazer uma análise global do sistema. Isto porque conforme a geometria do gerador é vantajoso que a temperatura da água de alimentação seja maior ou menor, dependendo do seu desempenho na troca de calor, influenciando na determinação do número ótimo de aquecedores do ciclo de vapor. Deve-se en

tão fazer um estudo da eficiência líquida da central em função do número de aquecedores para cada tipo de gerador de vapor considerado, e através da análise econômica, determinar o valor ótimo para cada caso.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. BABCOCK & WILCOX COMPANY (THE) editores, Steam, its generation and use. New York, B & w, 1960.
2. BALTAZAR, O. Definições preliminares dos parâmetros do projeto de um reator nuclear experimental de potência , utilizando urânio natural e grafita e refrigerado por - gás hélio.  
São Paulo, 1976, (Dissertação de mestrado).
3. BRYSON JR., A.E. & HO, Y.C. Applied optimal Control. New York, Wiley, 1975.
4. CITRON, S.J. Elements of optimal control. New York, Holt, Rinehart and Winston, 1969.
5. COELHO, J.C.M. & PIMENTA, M.M. Análise de uma passagem com características especiais de transferência de calor para refrigeração de elementos combustíveis de reatores nucleares. |Trabalho apresentado ao IV COBEM, Florianópolis, Dezembro 1977|.

6. EL-WAKIL, M.M. Nuclear heat transport. London, International Textbook, 1971.
7. EL-WAKIL, M.M. Nuclear energy conversion. London, Intext Educational Publ., 1971.
8. FROST, B.R.T. do WALDRON, M.B. Nuclear reactor materials. London, Temple Press, 1959. (nuclear engineering monographs, 7).
9. GOLDSCHMIDT, P. Minimum critical mass in intermediate reactors subject to constraints on power density and fuel enrichment. Nucl. Sci. Engng, New York, 49:263-73, 1972.
10. HALL, W.B. Reactor heat transfer. London, Temple Press, 1959, (Nuclear engineering monographs, 3).
11. HILDEBRAND, F.B. Introduction to numerical analysis. New York, McGraw-Hill, 1956.
12. KAYS, W.M. & LONDON, A.L. Compact heat exchangers. New York, McGraw-Hill Book. Company, 1954.
13. KEENAN, J.H. & KEYES, F.G. Thermodynamic properties of steam, New York, 1936.
14. KONUK, A.A. Pressure and flow distribution in the subchannels of rod bundles with segmental baffles. University of California - Santa Barbara, June 1975 (Dissertação de doutorado).

15. KREITH, F. Princípios da transmissão de calor (Principles of heat transfer). São Paulo, E. Blücher, 1969.
16. KUTATELADZE, S.A. & Borishansku, V.M. A concise encyclopedia of heat transfer. Oxford, Pergamon Press, 1966.
17. LAMARSCH, J.R. Introduction to nuclear reactor theory. Reading, Mass, Addison, Wesley, 1966.
18. MARGEM, P.H. Nuclear reactor optimization. London, Temple Press, 1960. (Nuclear Engineering monographs, 9)
19. PONTRYAGIN, L.S. et alii. The mathematical theory of optimal processes. Oxford, Pergamon, 1964.
20. POULTER, D.R., ed. The design of gas-cooled graphite-moderated reactors. London Oxford Univ. Press, 1963.
21. RAY, A. & Bowman, H.F. A nonlinear dynamic model of a one through subcritical steam generator. Transactions of the asme: 332-39, sept, 1976.
22. ROBERTS, J.J. & Smith Jr, H.P. Time optimal solution to the reactivity-xenon shutdown problem. Nucl. Sci. Engng New York, 22: 470-E, 1965.
23. SANTOS, W.N. dos. Cálculo da distribuição ótima de combustível que maximiza a retirada de potência de um reator São Paulo, 1977. (Dissertação de mestrado)
24. SCHNACKEL, H.C. Formulations for the thermodynamic properties of steam and water. Trans. Am. Soc. Mech. Engrs. New York, : 956-71, May, 1958.

25. SEWARD, H.L., ed. Marine engineering. New York, The society of naval architects and marine engineers, 1962, V2, p. 43 e 48.
26. SILVA, R.B. Manual de termodinâmica - Transmissão de calor. São Paulo, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 1970.
27. SMITH, A. Desenvolvimento das grandes turbinas a vapor para a produção de energia elétrica. Palestra no DEM-EPUSP, nov, 1976.
28. SZPICZKOWSKI, L. Aspectos técnico-econômicos de geradores de vapor em sistemas nucleares HTR. São Paulo, 1972 (Dissertação de Mestrado).
29. UNITED NATIONS, Geneva. Proceedings of the second United Nations international conference on the peaceful uses of atomic energy, held in Geneva, September, 1, September 13, 1958, V.7: Reactor technology, Geneva, 1958.
30. VARADI, G. Thermodynamische stoffwerte von helium. Schwelz, Eidgenössisches Institut für Reaktorforschung, 1969 (TM-IN-410)
31. WOOTON, W.R. Steam cycles for nuclear power plant. London, Temple Press, 1958. (Nuclear engineering - monographs, 6)