

I. N. D. I. C. E

	<u>Página</u>
A - Introdução .....	1
B - Considerações Gerais sobre Dinâmica e Convecção .....	3
B-1 Convecção e Condução Térmica Combinadas na Transmissão através das Paredes de Tubos .....	3
B-2 Transmissão de Calor nas Paredes de Um Tubo .	4
B-3 Diferença de Temperatura .....	4
B-4 Condutância Total nas Paredes dos Tubos .....	6
B-5 Transmissão de Calor com Mudança de Fase ....	8
B-6 Fator de Atrito .....	9
C - Princípios Gerais de Funcionamento .....	11
C-1 Fluxo de Hélio .....	11
C-2 Localização dos Geradores .....	11
C-3 Reaquecedores .....	13
C-4 Alternativas de Arranjo do Núcleo .....	14
D - Formulários, Dados e Sistemas de Unidades .....	17
D-1 Formulários Empregados .....	17
D-2 Dados do Ante Projeto .....	22
D-3 Sistemas de Unidades .....	23

## RESUMO

Conforme se tem tomado conhecimento, a evolução da demanda de energia elétrica no Brasil vem ultrapassando as previsões mais otimistas. Na Região Sudeste, os recursos hídricos economicamente exploráveis esgotar-se-ão em 1980, permanecendo apenas a Usina de Sete Quedas que ainda não está totalmente definida.

A fonte de energia que vem se destacando nos últimos anos é a nuclear; a partir de 1980 será ela a principal responsável pela geração de energia para complementar, no país, os sistemas existentes.

Entre os reatores que poderão ser construídos, prevê-se que os HTR serão dos mais solicitados no final da presente década, pois esse conceito de reator possivelmente será o precursor do superregenerador GCYBR.

Entre os componentes dos reatores merecem destaque que os geradores de vapor, que além de contribuírem com uma grande parcela no investimento próprio, influem no dimensionamento geral do vaso de contenção.

Neste trabalho, além do estudo comparativo entre diversos tipos de geradores de vapor, um programa de computador analisa diversas variantes fornecendo os dados básicos mais importantes dos geradores.



## ABSTRACT

It is well known that the evolution of the demand for electrical power in Brazil has surpassed even the most optimistic predictions. In the South East Region, the economic hydro resources will expectedly reach exhaustion by 1980, when only the Sete Quedas potential will remain.

The energy source that has been growing in importance during the last years is the nuclear one; after 1980 it will be the main source for complementing the existing systems in this country.

Among the reactors to be constructed, it is anticipated that HTRs might be the most popular by the end of the present decade, since this concept will possibly be the forerunner of the Gas Cooled Fast Breeder Reactor (GCFBR).

Steam generators are among the important components of reactors as, besides requiring a large part of the investment, they influence the general sizing of the containing vessel.

This paper includes a comparative study of several types of steam generators and a computer program which analyses several alternatives leading to the most important basic data of the generators.

## AGRADECIMENTOS

A execução do presente trabalho não teria sido possível sem o precioso auxílio dos seguintes colaboradores:

Prof. Dr. Luiz Cintra do Prado, orientador, pelo permanente e incondicional estímulo, orientação e apoio.

Prof. Pedro Bento de Camargo, Chefe da Divisão de Engenharia Nuclear do IEA, pelo interesse demonstrado pela execução do trabalho.

Prof. Dr. Rui Ribeiro Franco, Chefe da Divisão de Ensino e Formação pelo apoio recebido.

Prof. Dr. Rômulo Ribeiro Pieroni, Diretor do IEA, por haver permitido a realização deste trabalho.

Colega Richard Carson pelo auxílio prestado na elaboração do programa do computador.

Srta. Maria Antonieta Szent-Galy, pelo trabalho de datilografia.

Aos acima nominalmente citados e aos demais amigos que direta ou indiretamente colaboraram na realização deste trabalho, os meus sinceros agradecimentos.

I N D I C E

	<u>Página</u>
A - Introdução .....	1
B - Considerações Gerais sobre Dinâmica e Convecção .....	3
B-1 Convecção e Condução Térmica Combinadas na Transmissão através das Paredes de Tubos .....	3
B-2 Transmissão de Calor nas Paredes de Um Tubo .	4
B-3 Diferença de Temperatura .....	4
B-4 Condutância Total nas Paredes dos Tubos .....	6
B-5 Transmissão de Calor com Mudança de Fase .....	8
B-6 Fator de Atrito .....	9
C - Princípios Gerais de Funcionamento .....	11
C-1 Fluxo de Hélio .....	11
C-2 Localização dos Geradores .....	11
C-3 Reaquecedores .....	13
C-4 Alternativas de Arranjo do Núcleo .....	14
D - Formulários, Dados e Sistemas de Unidades .....	17
D-1 Formulários Empregados .....	17
D-2 Dados do Ante Projeto .....	22
D-3 Sistemas de Unidades .....	23

E - Gerador de Vapor com Reaquecedor em Paralelo .....	24
E-1 Potência Térmica de Cada Gerador de Vapor ...	24
E-2 Massa de Hélio que circula por hora .....	24
E-3 Pontos Característicos da Água e Vapor .....	24
E-4 Massa de Água que circula por hora .....	25
E-5 Calor Transferido no Reaquecedor .....	26
E-6 Calor Transferido no Conjunto Economizador, Evaporador e Superaquecedor (EES) .....	26
E-7 Massa de Hélio que Circula no Reaquecedor ...	26
E-8 Massa de Hélio que Circula no Conjunto Princi <u>pal</u> EES .....	27
E-9 Esquema e Descrição Inicial .....	27
E-10 Distribuição dos Tubos no Reaquecedor .....	28
E-11 Cálculo do Reaquecedor .....	29
E-12 Distribuição dos Tubos no Conjunto Princi <u>pal</u> EES .....	35
E-13 Divisão do Conjunto Principal EES .....	36
E-14 Cálculo do Superaquecedor .....	37
E-15 Cálculo do Evaporador .....	42
E-16 Cálculo do Economizador .....	47
E-17 Perda de Pressão Devido ao Desnível (Perdas Hidrostáticas) .....	50
E-18 Área Total de Transferência de Calor do Con- junto Principal EES .....	50

	<u>Página</u>
E-19 Altura do Conjunto EES .....	51
E-20 Perda de Pressão Total no Conjunto EES .....	51
E-21 Informação Complementar do Autor da Referência <sup>(4)</sup> .....	52
<b>F - Gerador de Vapor com Reaquecedor em Série .....</b>	<b>53</b>
F-1 Potência Térmica de Cada Gerador de Vapor ...	53
F-2 Massa de Hélio que Circula por Hora .....	53
F-3 Pontos Característicos da Água e Vapor .....	53
F-4 Massa de Água que Circula por Hora .....	53
F-5 Calor Transferido no Reaquecedor .....	53
F-6 Calor Transferido no Conjunto EES .....	53
F-7 Esquema e Descrição Inicial .....	53
F-8 Distribuição dos Tubos no Reaquecedor .....	55
F-9 Cálculo do Reaquecedor .....	55
F-10 Distribuição dos Tubos no Conjunto Principal EES .....	58
F-11 Divisão do Conjunto Principal EES .....	59
F-12 Cálculo do Superaquecedor .....	59
F-13 Cálculo do Evaporador .....	62
F-14 Cálculo do Economizador .....	65
F-15 Área Total de Transferência de Calor do Conjunto Principal EES .....	68
F-16 Altura do Conjunto EES .....	68
F-17 Perda de Pressão Total no Conjunto EES .....	68

	<u>Página</u>
G - Gerador de Vapor sem Reaquecedor .....	70
G-1 Potência Térmica de Cada Gerador de Vapor ...	70
G-2 Massa de Hélio que Circula por Hora .....	70
G-3 Pontos Característicos da Água (líquida e vapor) .....	70
G-4 Massa de Água que Circula por Hora .....	70
G-5 Esquema e Descrição Inicial .....	71
G-6 Distribuição dos Tubos .....	72
G-7 Divisão da Bobina Principal .....	72
G-8 Cálculo do Superaquecedor .....	72
G-9 Cálculo do Evaporador .....	76
G-10 Cálculo do Economizador .....	79
G-11 Área Total de Transferência de Calor do Gerador .....	82
G-12 Altura do Gerador .....	82
G-13 Perda de Pressão Total .....	83
H - Comparação e Avaliação dos Geradores .....	84
I - Programa para Estudo do Efeito na Variação dos Parâmetros .....	88
J - Análise dos Resultados .....	90
Apêndice A .....	92
Gráficos .....	97
Bibliografia .....	105



## A - INTRODUÇÃO

O desenvolvimento brasileiro, previsto para os próximos anos, necessitará de um crescente potencial instalado elétrico. A Região Sudeste, principal área consumidora de energia elétrica no país, está apoiada num sistema gerador, em que 91% da potência instalada é de origem hídrica.

O potencial hidroelétrico dessa Região está em condições de atender ao crescimento da demanda até 1980, e, até esta data, como complemento, já estará em operação a primeira usina nuclear brasileira em Angra dos Reis. A partir de 1980, o crescimento da demanda deverá estar satisfeito por usinas nucleares e pela usina hidroelétrica de Sete Quedas, cuja operação deverá ser iniciada em 1984. Admitindo que a usina de Sete Quedas venha a ter uma potência instalada aproximadamente de 12.000 MW, esta capacidade geradora será suficiente para compensar o crescimento da demanda por aproximadamente quatro anos.

No estágio atual do desenvolvimento tecnológico de usinas nucleares, o preço da energia produzida por estas não é sempre competitivo com o preço da energia elétrica produzida por centrais térmicas convencionais. Entretanto ainda na presente data as reservas mundiais de carvão e petróleo estão sendo consumidas rapidamente e seria preferível que estas reservas fossem mais adequadamente consumidas em vez de serem queimadas em fornalhas de baixo rendimento.

Dentre os tipos de usinas nucleares que atualmente são conhecidas, existem dois tipos cuja utilização se intensificará grandemente a partir de 1985, contribuindo decisivamente, a partir daí, para o suprimento de energia elétrica nos Estados Unidos e, provavelmente, em outros países. Esses tipos são: (a) High Temperature Gas Cooled Reactors (HTGR) e (b) Liquid Metal Fast Breeder Reactors (LMFBR). Ref.<sup>1</sup>

Em virtude disso, antecipando-se ao período de escassez de energia elétrica, também para o Brasil são fundamentais o

estudo e o desenvolvimento de reatores avançados, de cuja implantação dependerá a continuidade do desenvolvimento brasileiro, pois este, na próxima década, já estará ameaçado por falta de suficiente energia elétrica.

O primeiro dos tipos de centrais nucleares acima citados é alvo de estudo no Departamento de Engenharia Nuclear do Instituto de Energia Atômica, em São Paulo. O presente trabalho visa a mostrar como se chega à otimização dos geradores de vapor, levando em conta os fatores técnicos e econômicos que influem. Convém todavia desde já ressaltar que não existem condições de se avaliarem com precisão todos esses fatores, que são em grande número, e que somente num ante projeto global poderiam ser todos devidamente considerados.

## B - CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE HIDRODINÂMICA E CONVECÇÃO

### B-1 *Convecção e condução térmica combinadas na transmissão através das paredes de tubos:*

Nos geradores de vapor para reatores de alta temperatura refrigerados a gás, interessa a situação de convecção forçada da água no interior de tubos, como se verá mais adiante, havendo na parte externa, para transferir o calor necessário à formação de vapor, o hélio aquecido que passou pelo núcleo do reator.

Na parte interna dos tubos entra água sob pressão que, à medida que se desloca nos tubos, vai se transformando em vapor, para em seguida sofrer um superaquecimento. Na saída do superaquecedor tem-se vapor com características adequadas ao funcionamento de turbinas, características que são limitadas unicamente pelas restrições de resistência do material empregado nos tubos e pela potência consumida pelas bombas de alimentação.

Se o conjunto de turbinas requerer, e é o que quase sempre se prevê, para melhor rendimento do ciclo, inclui-se no gerador de vapor um reaquecedor. Neste reaquecedor, o vapor - que foi parcialmente expandido na turbina de alta pressão e na turbina de acionamento dos circuladores de hélio (no caso de se empregar este sistema), - entra em baixa temperatura ( $\approx 600$  °F = 316 °C) para novamente ser aquecido (até por exemplo  $\approx 1.000$  °F = 538 °C) e depois é levado às turbinas de pressão intermediária e de baixa pressão.

Na parte externa dos tubos, flui o hélio como já foi dito. Acionado por circuladores, entra nos geradores de vapor à uma pressão da ordem de 700 psia ( $49 \text{ kg/cm}^2$ ) e a uma temperatura, por exemplo, de 1.449 °F (787 °C).

Posto isto, para evitar considerações demoradas e que suporemos conhecidas, vamos nos restringir ao estudo do comportamento de fluídos sob circulação forçada internamente e ex

ternamento a feixes de tubos.

### B-2 Transmissão de calor nas paredes de um tubo:

A equação básica de transmissão de calor é dada pela lei de Newton, na forma transcrita do livro de El Waquil, Ref.<sup>13</sup> (9-2):

$$Q = U.A.\Delta t \quad (1)$$

onde

- Q = Quantidade de calor transmitida (BTU/h ou W)
- U = Condutância total [BTU/ft<sup>2</sup>.h(°F) ou W/m<sup>2</sup>(°C)]
- A = Área de transferência de calor (ft<sup>2</sup> ou m<sup>2</sup>)
- Δt = Diferença de temperatura (°F ou °C)

A condutância U é o inverso da resistência total para a transferência de calor R<sub>t</sub>:

$$U = \frac{1}{R_t}$$

A resistência total pode ser escrita em função das resistências que as compõem, assim:

$$R_t = R_e + R_p + R_i = \frac{1}{h_e} + \frac{d_e \ln(d_e/d_i)}{2k} + \frac{d_e}{d_i \cdot h_i} \quad (2)$$

onde

- R<sub>e</sub> = Resistência da película externa
- R<sub>p</sub> = Resistência da parede do tubo
- R<sub>i</sub> = Resistência da película interna
- h<sub>e</sub> = Condutância de convecção da película externa
- h<sub>i</sub> = Condutância de convecção da película interna
- k<sub>i</sub> = Condutividade do metal do tubo
- d<sub>e</sub> = Diâmetro externo do tubo
- d<sub>i</sub> = Diâmetro interno do tubo

### B-3 Diferença de temperatura:

Em trocadores de calor, a diferença básica de temperatura entre os dois fluidos circulantes é expressa por meio da diferença logarítmica média de temperatura, Δt<sub>m</sub>

ternamento a feixes de tubos.

### B-2 Transmissão de calor nas paredes de um tubo:

A equação básica de transmissão de calor é dada pela lei de Newton, na forma transcrita do livro de El Waquil, Ref.<sup>13</sup> (9-2):

$$Q = U.A.\Delta t \quad (1)$$

onde

- Q = Quantidade de calor transmitida (BTU/h ou W)
- U = Condutância total [BTU/ft<sup>2</sup>.h(°F) ou W/m<sup>2</sup>(°C)]
- A = Área de transferência de calor (ft<sup>2</sup> ou m<sup>2</sup>)
- Δt = Diferença de temperatura (°F ou °C)

A condutância U é o inverso da resistência total para a transferência de calor R<sub>t</sub>:

$$U = \frac{1}{R_t}$$

A resistência total pode ser escrita em função das resistências que as compõem, assim:

$$R_t = R_e + R_p + R_i = \frac{1}{h_e} + \frac{d_e \ln(d_e/d_i)}{2k} + \frac{d_e}{d_i \cdot h_i} \quad (2)$$

onde

- R<sub>e</sub> = Resistência da película externa
- R<sub>p</sub> = Resistência da parede do tubo
- R<sub>i</sub> = Resistência da película interna
- h<sub>e</sub> = Condutância de convecção da película externa
- h<sub>i</sub> = Condutância de convecção da película interna
- k<sub>i</sub> = Condutividade do metal do tubo
- d<sub>e</sub> = Diâmetro externo do tubo
- d<sub>i</sub> = Diâmetro interno do tubo

### B-3 Diferença de temperatura:

Em trocadores de calor, a diferença básica de temperatura entre os dois fluidos circulantes é expressa por meio da diferença logarítmica média de temperatura, Δt<sub>m</sub>

$$\Delta t_m = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}} \quad (3)$$

onde

$T_1$  = temperatura de entrada do fluido quente

$T_2$  = temperatura de saída do fluido quente

$t_1$  = temperatura de entrada do fluido frio

$t_2$  = temperatura de saída do fluido frio

Esquemáticamente:

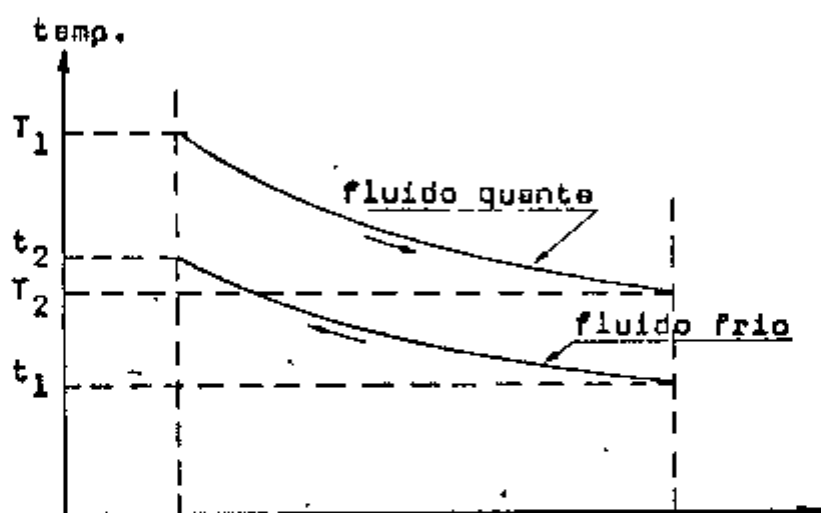


Fig.1-Representação esquemática dos fluidos

As condições do fluido quente (hélio) serão aqui consideradas como pré-fixadas pelas características do núcleo. - Adotaremos os valores ótimos abaixo, calculados na Ref.<sup>3</sup>:

$$T_1 = 1449 \text{ } ^\circ\text{F} = 787 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 848 \text{ } ^\circ\text{F} = 452 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_2 = 700 \text{ psia} = 49 \text{ Kg/cm}^2 = 4,81 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$P_2$  = pressão de entrada do hélio do gerador de vapor

As condições de entrada e saída no gerador vapor do ciclo secundário, constituído de água e vapor devem ser aquelas que dão um rendimento ótimo às turbinas. Se por um lado é conveniente operar em temperaturas e pressões mais elevadas para obter melhores rendimentos, por outro lado existem

na limitações impostas pela resistência dos materiais empregados, fugas, reações químicas em altas temperaturas, etc.

Adotaremos como constantes as seguintes condições de operação:

$t_1$  = temperatura de entrada da água de alimentação:  
370 °F = 188 °C

$t_2$  = temperatura de saída do vapor superaquecido:  
1000 °F = 538 °C

$P_2$  = pressão de saída do vapor superaquecido:  
2515 lb/in<sup>2</sup> = 177 Kg/cm<sup>2</sup> = 17,4 x 10<sup>6</sup> Pa

*B-4 Condutância total nas paredes dos tubos:*

Da equação básica da transmissão de calor vista em (1) já indicamos como se obtém a diferença básica de temperatura  $\Delta t$ . Considerando-se conhecida a quantidade total de calor a ser transferida (Q), em função da potência elétrica de saída, do rendimento global da instalação e do número de trocadores de calor, só falta conhecer o valor da condutância global U para que sejam determinados a área de transferência de calor e, em consequência, o dimensionamento geral do gerador de vapor.

No conhecimento do valor exato de U é que reside o maior problema do projeto de geradores de vapor. A resistência total ao fluído de calor desde a massa do hélio para o ciclo secundário é a soma de três resistências em série. Examinaremos pois cada uma das partes da Eq.(2) já indicada.

A condutância de convecção da película externa ( $h_e$ ) depende de:

- (a) propriedade do gás;
- (b) fluxo do gás;
- (c) temperatura; e
- (d) tamanho e arranjo dos tubos.

Escolhido o gás, sendo conhecidas as suas condições de

entrada e o arranjo do feixe, temos determinado o valor de  $h_e$ . Entretanto, a medida que o fluxo se desloca por entre os tubos, a sua temperatura decresce e o valor de  $h_e$  se modifica.

A condutância de convecção da película interna  $h_i$  depende de:

- (a) diâmetro do tubo e configuração
- (b) temperatura
- (c) propriedades do fluido
- (d) taxa de fluxo do fluido (vazão por unidade de área transversal).

Os últimos três fatores acima variam bastante da entrada do economizador até a saída do superaquecedor, criando cinco modos de transferência de calor:

- (a) película de água subresfriada
- (b) evaporação nucleada subresfriada
- (c) evaporação nucleada
- (d) transição fervente
- (e) película de vapor.

Escolhido o material com que serão fabricados os tubos e conhecendo os seus diâmetros interno e externo, estamos em condições de determinar a condutância da parede dos tubos. Para a determinação exata dos termos que compõem a equação de transmissão de calor, temos uma vasta bibliografia e formulações teóricas que procuram quantificar numericamente a transmissão de calor, nos mais variados tipos de trocadores de calor. Temos, paralelamente, fórmulas práticas mais simples que apresentam resultados satisfatórios se comparados com as incertezas e indeterminações que acompanham um projeto dessa natureza.

As fórmulas empregadas para os cálculos referentes as películas externas, entre o hélio e o feixe de tubos, e a película interna entre a água e o vapor e as paredes internas dos tubos estão apresentadas mais adiante no capítulo D-1.



## B-5 Transmissão de calor com mudança de fase:

A importância do fenômeno da transmissão de calor com mudança de fase cresce no estudo de reatores nucleares, pelo fato que, além da mudança de fase que ocorre nos geradores de vapor dos reatores de alta temperatura refrigerados a gás, outros reatores apresentam o fenômeno de mudança de fase no núcleo do reator. Nos reatores evaporativos, a mudança de fase é deliberadamente prevista para o sistema e pode ser controlada. Em outros reatores refrigerados a líquido, podem ser admitidas ebulições localizadas junto às superfícies do combustível, para incrementar a transmissão de calor em altas cargas. Entretanto, deve ser impedida a ebulição generalizada no meio do refrigerante em condições normais de operação, sendo apenas admitido que ela ocorra em condições de emergência.

Quando o refrigerante também age como moderador, a formação de bolhas que acompanha a mudança de fase reduz consideravelmente o poder moderador do fluido refrigerante.

Alguns dos processos associados com a mudança de fase do líquido para o vapor são os seguintes:

- (a) Evaporação: é simplesmente o processo de conversão de líquido em vapor.
- (b) Ebulição: é um processo no qual o vapor se forma internamente da fase líquida. A ebulição se apresenta de muitas formas.
- (c) Fluxo de duas fases: este é o caso no qual o líquido e o vapor se movem juntos dentro de um duto.
- (d) Condensação: é o inverso da evaporação, ou simplesmente o processo de conversão de vapor em líquido.

Apesar de o fenômeno da convecção na mudança de fase - ser pouco conhecido, muito se desenvolveu a partir dos primeiros estudos feitos pelo japonês Nukiyama. Trabalhos bastante detalhados sobre a mudança de fase e o seu comporta-

mento podem ser encontrados em El Waquil, Ref.<sup>13</sup> Cap. 11 e 12, e na compilação de Dias Diegues, Ref.<sup>6</sup> baseado nas aulas do Dr. W. R. Gambill.

#### B-8 Fator de atrito:

Para cálculo da perda de pressão dos fluídos circulantes aparece sempre um fator de atrito  $f$  que merece uma atenção especial. Experimentalmente encontrou-se que a base mais racional para o cálculo do fator de atrito consiste em usar o número de Reynolds, que define o regime de fluxo, e a função  $\epsilon/d_e$ , que define a rugosidade relativa da superfície do conduto.

Dados experimentais sobre o fator de atrito, usando estas bases, foram obtidos por Moody. O fator de atrito de Moody é 4 vezes maior do que o fator de atrito de Fanning  $f'$ . Por isso, a fórmula de Darcy, transcrita do El Waquil, Ref.<sup>13</sup> (9-3) não apresenta o coeficiente numérico "4" apresentado na expressão transcrita do volume "Steam, its generation and use" da Babcock & Wilcox Company, Ref.<sup>9</sup> pag. 8-9 (36).

Existem diversos gráficos e expressões que permitem calcular o valor de  $f$ . Apresentamos os gráficos genéricos para qualquer tipo de tubo nas mais variadas condições de operação e algumas expressões específicas para tubos lisos, operando em regime turbulento, que são as condições normais de operação dentro de um reator:

(a) Ref.<sup>9</sup>, pag. 8-9 e 8-10, figs. 15 e 16

(b) Ref.<sup>10</sup>, pag. 41 (3.14)

(c) Ref.<sup>10</sup>, pag. 294

(d) Ref.<sup>13</sup>, pag. 234 (9-4)

(e)  $f' = 0,0014 + 0,125/(N_{Re})^{0,32}$  (4)

A expressão (4) acima foi apresentada pelo Prof. J. Sanders no curso de Avaliação Técnica e Econômica de Sistemas Nucleares no I.E.A. em outubro e novembro de 1970, e também no

trabalho de Rocchioccioli na Ref. 15.

Exemplo numérico para o caso de um fluxo dentro de tubos laminados lisos com diâmetro interno de 2,54 cm (1") e com  $N_{Re} = 10^6$  forneceram os seguintes resultados para cada um dos métodos acima expostos:

pelo método (a)  $f = 0,0128$

pelo método (b)  $f = 0,0125$

pelo método (c)  $f = 0,0114$

pelo método (d)  $f = 0,0115$

pelo método (e)  $f' = 0,0029$  e  $f = 0,0116$

Como se verifica acima, todos os métodos apresentaram resultados convergentes. Para o presente estudo utilizare<sup>mos</sup> o método (b), pois aplica-se a tubos laminados lisos com fluxo turbulento, utiliza uma expressão simples que pode ser usada para cálculos em computador, e apresenta resultados dentro da média, se pôsto em comparação com outros métodos.

## C - PRINCÍPIOS GERAIS DE FUNCIONAMENTO

### C-1 *Fluxo de Hélio:*

Usualmente, no núcleo do reator, é de cima para baixo que o hélio circula através dos canais a ele destinados, refrigerando assim o núcleo e elevando a sua própria temperatura. Depois de passar pela camada refletora o hélio circula sob o núcleo, encontrando ali as passagens que o conduzem, sob pressão, aos canais que vão aos geradores de vapor.

Depois de circular pelos geradores de vapor, o hélio retorna pelos canais superiores sobre o núcleo, para novamente passar pelos canais de refrigeração.

Diante do exposto, a altura dos geradores de vapor estará intimamente ligada à altura do núcleo do reator como pode ser facilmente notado na fig.2.

Considerando que é nosso intuito escolher e otimizar os geradores de vapor relativos ao núcleo de 600 MW(e) descrito por José Antonio Díaz Diegues na Ref.<sup>3</sup>, vamos nos fixar nos dados fornecidos naquele trabalho.

Primeiramente descreveremos as dimensões de um bloco padrão. Conjuntos de tais blocos, em número apropriado e devidamente agrupados formam o núcleo.

O bloco é de grafite contendo canais para passagem do fluido refrigerante, canais para as barras de controle e outros para o combustível.

É um prisma hexagonal reto com 14,17" (36 cm) entre faces e 31,2" (79,25 cm) de altura.

O reator operará com 2.305 blocos.

### C-2 *Localização dos geradores:*

No reator protótipo de Peach Bottom os geradores estão

localizados externamente ao vaso de contenção. No reator Fort Saint Vrain eles estão na parte inferior do núcleo dentro do vaso de contenção, enquanto que o projeto da Gulf General Atomic para uma usina de 1.100 MW (e) coloca os geradores de vapor embutidos na parede de concreto protendido do vaso de contenção, conforme se mostra nos esquemas abaixo da fig. 2.

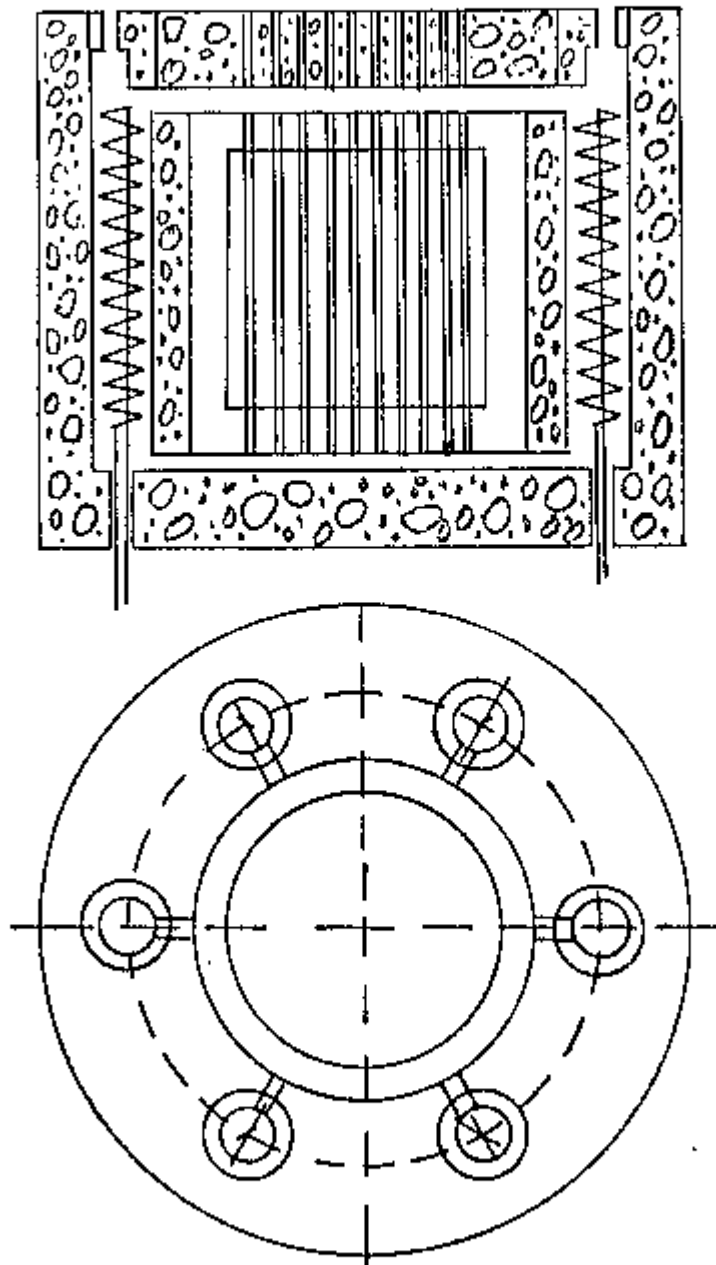


Fig. 2 - Distribuição dos Geradores no Reator

A tendência mais recente é utilizar a última disposição descrita pelas vantagens que apresenta. É o sistema que adotaremos neste trabalho.

c) Sem reaquadador:

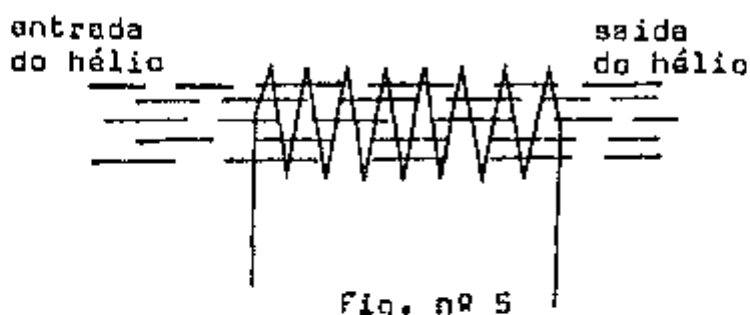


Fig. nº 5

d) Com reaquadador e fluxo radial para o hélio:

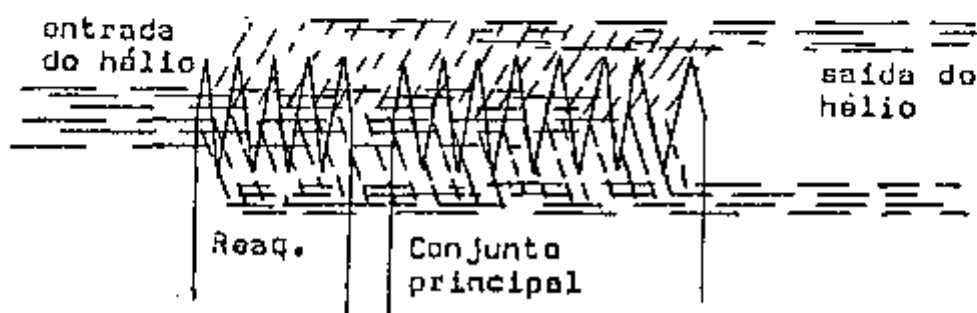


Fig. nº 6

#### C-4 Alternativa de arranjo do núcleo:

Como já sabemos o reator deve operar com 2.305 blocos, conforme descrito anteriormente. O resultado da otimização do núcleo está resumido na publicação de João Antonio Diaz Diegues na Ref.<sup>3</sup> (tabela 2 pag. 30). Atendendo aos critérios restritivos adotados e às recomendações feitas, resultaram várias alternativas na tabela supra-citada onde é possível distribuir os blocos em 4, 5 ou 6 camadas para a formação do núcleo.

Além desse número de blocos combustíveis existem os blocos que formam as camadas refletoras.

Primeiramente vamos calcular a área ocupada por um bloco:

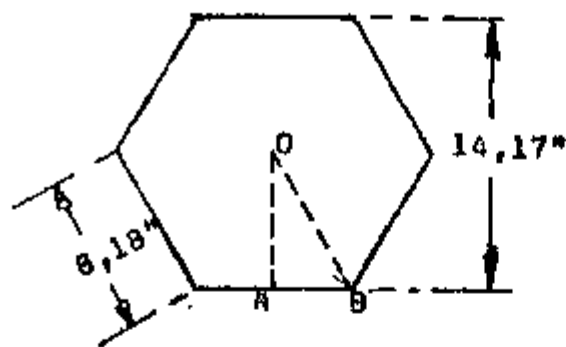


Fig. 7 - Vista superior do elemento combustível

Área total do hexágono  $S_H = 6 \cdot \overline{AB} \cdot \overline{OA}$

$$\overline{OA} = 14,17''/2 = 7,085'' \quad (18 \text{ cm})$$

$\overline{AB} = OA/\sqrt{3}$  (decorrência da forma hexagonal)

$$\text{Logo } S_H = 2\sqrt{3} \times \overline{OA}^2$$

Substituindo o valor  $\overline{OA}$  conhecido:

$$S_H = 2\sqrt{3} \times (7,085)^2 = 173,86 \text{ in}^2 = 1121,6 \text{ cm}^2$$

Agora podemos calcular os 3 núcleos possíveis, como se gua:

- a) para 4 camadas ou  $2.305/4 = 576$  blocos p/camada:

$$S_{T4} = (576 \times 173,86)/144 = 695,44 \text{ ft}^2 = 64,60 \text{ m}^2$$

$$\phi_4 = 29,75 \text{ ft} = 9,07 \text{ m}$$

- b) para 5 camadas ou  $2.305/5 = 461$  blocos p/camada:

$$S_{T5} = (461 \times 173,86)/144 = 556,60 \text{ ft}^2 = 51,70 \text{ m}^2$$

$$\phi_5 = 26,62 \text{ ft} = 8,11 \text{ m}$$

- c) para 6 camadas ou  $2.305/6 = 384$  blocos p/camada:

$$S_{T6} = (384 \times 173,86)/144 = 463,63 \text{ ft}^2 = 43,07 \text{ m}^2$$

$$\phi_6 = 24,29 \text{ ft} = 7,41 \text{ m}$$

Para que, em qualquer circunstância, caiba sempre mais

um bloco de grafite para servir de refletor e para permitir as acomodações que serão necessárias a fim de adaptar os blocos hexagonais no interior do cilindro, além de uma camada de isolante térmico para proteger a parede de concreto, damos um acréscimo no diâmetro de  $2 \times (16,36 + 15,64) = 64 \text{ in} = 5,33 \text{ ft} = 1,63 \text{ m}$ .

Os valores das alturas dos blocos refletores a serem instalados no tampo e na base constam na tabela 4.1 pág. 27-da WASH 1085, Ref. 3.

Altura do refletor axial de tampo = 3,225 ft = 0,98 m

Altura do refletor axial de base = 5,167 ft = 1,58 m

Altura total do núcleo para 4 camadas:

$$H_4 = (4 \times 31,2)/12 + 3,225 + 5,167 = 18,79 \text{ ft} = 5,73 \text{ m}$$

Idem para 5 camadas:

$$H_5 = (5 \times 31,2)/12 + 3,225 + 5,167 = 21,39 \text{ ft} = 6,52 \text{ m}$$

Idem para 6 camadas:

$$H_6 = (6 \times 31,2)/12 + 3,225 + 5,167 = 23,99 \text{ ft} = 7,32 \text{ m}$$

Resumimos na tabela nº 1 as três alternativas viáveis:

TABELA Nº 1

Nº CAMADAS	BLOCOS POR CAMADAS	Ø EQUIVALENTE		Ø INT.DO VASO		ALT.NÚCLEO C/REFLETOR	
		ft	m	ft	m	ft	m
4	576	29,75	9,07	35,08	10,70	18,8	5,74
5	461	26,62	8,11	31,95	9,74	21,4	6,53
6	384	24,29	7,41	29,62	9,04	24,0	7,32

Alternativas viáveis para o núcleo do reator



$\mu_i$  e  $C_p$  variam de ponto a ponto ao longo dos tubos. Esses valores são obtidos de tabelas como as publicadas pela "The Electrical Research Association", Ref. <sup>11</sup> e uma delas (pág 109) dessa referência fornece diretamente o valor de  $N_{Pr}$  em função da pressão e temperatura do fluido no ponto considerado. Os números de Nusselt, Reynolds e Prandtl são adimensionais e, portanto não dependem do sistema de unidades. Desde que se empregue um sistema coerente de unidades, qualquer que seja, o resultado será o mesmo.

Para o fluxo externo temos mais do que uma fórmula. A fórmula de Grimson (transcrita no Manual de Termodinâmica-Transmissão de Calor do Prof. Remi Benedito Silva, Ref. <sup>5</sup> secção E, pág. E 5.6) - é a seguinte:

$$N_{Nu} = C (N_{Re})^n \quad (6)$$

onde  $N_{Nu}$  e  $N_{Re}$  são os números de Nusselt e Reynolds já citados acima;  $C$  e  $n$  são números tabelados em função do arranjo dos tubos e das distâncias entre as camadas sucessivas e entre os tubos de uma mesma camada. Por outro lado, uma variante da fórmula de Mac Adams é recomendada por Fraas e Ozisik na Ref. <sup>8</sup> (47):

$$h_c = 0,33 \frac{k_e}{d_e} \left( \frac{C \cdot \mu_e}{k_e} \right)^{0,33} \left( \frac{d_e \cdot G_c}{\mu_e} \right)^{0,6} \quad (7)$$

Exemplo numérico utilizando as expressões (6) e (7) deram resultados com uma diferença aproximada de 1%, o que nos assegura que qualquer uma das duas expressões pode ser empregada. Empregaremos a expressão (7) pelos seguintes motivos:

- 1) O resultado é um pouco mais "conservativo", agindo, - pois, em favor da segurança;
- 2) A fórmula é específica para geradores de vapor em reatores de alta temperatura refrigerados a gás e por isso, deve ser mais representativa;
- 3) Aplica-se a todos os casos de arranjos possíveis, e não apenas aos casos em que  $C$  e  $n$  se encontram tabelados.

Para o cálculo do coeficiente global de transmissão de calor utilizaremos a expressão seguinte (Prof. Remi Benedito Silva, Ref.<sup>5</sup>):

$$1/U_g = d_e/d_i h_i + (d_e/2k) \ln (d_e/d_i) + 1/h_e \quad (8)$$

b) Perda de Pressão:

(b-1) Perda de pressão por atrito na parte interna dos tubos.

Para esta perda aplica-se a seguinte expressão Babcock & Wilcox Company - Ref.<sup>9</sup>, pág. 8-9 (36):

$$\Delta P_{at} = 4 f' \cdot \frac{V_i^2}{2g} \cdot \rho_i \frac{L}{d_i} \quad (9)$$

onde:

$f'$  = fator de atrito (utilizando raio hidráulico)

$V_i$  = velocidade do fluido

$g$  = aceleração da gravidade

$\rho_i$  = densidade do fluido

$L$  = comprimento do tubo

$d_i$  = diâmetro do tubo

Nota-se que esta expressão é idêntica à expressão apresentada por El Waquil, Ref.<sup>13</sup>, pág. 233 (9-3) substituindo-se apenas  $4 f'$  da primeira por  $f$  na segunda, conforme ressaltamos no Cap. B-6.

(b-2) Perda de pressão por aceleração:

Quando o fluido recebe calor e o seu volume específico aumenta, há um progressivo aumento na velocidade do fluido. Aparece então uma perda de pressão devido à aceleração do fluido. Essa perda de pressão aparece particularmente durante a mudança de fase onde, pela formação de vapor há um rápido aumento no volume específico da mistura. Esse assunto está bastante detalhado no trabalho de Dias Diegues Ref.<sup>6</sup>. A expressão que rege a perda de pressão devido à aceleração, transcrita desse trabalho é:

$$\Delta P_{ac} = \frac{G^2}{g} \left[ \frac{(1 - x_e)^2}{1 - \alpha_e} + \frac{x_e^2}{d_e} \cdot \frac{v_g}{v_l} - 1 \right] \cdot v_l \quad (10)$$

onde:

- $\Delta P_{ac}$  = perda de pressão por aceleração  
 $G$  = fluxo total da massa por unidade de área  
 $g$  = aceleração da gravidade  
 $x_e$  = título do vapor na saída  
 $\alpha_e$  = fração vazio  
 $v_g$  = volume específico do vapor saturado  
 $v_l$  = volume específico do líquido

(b-3) Perda de pressão devido à curvatura:

Devido à curvatura dos tubos da bobina deve-se introduzir um fator de correção nas perdas de carga, calculadas em (b-1) e (b-2).

A Babcock & Wilcox Company apresenta na Ref.<sup>9</sup>, pág 8-17, fig. 17, o seguinte fator de correção:

$$F_c = e^{-\pi d/r} \quad (11)$$

onde:

- $F_c$  = fator de correção  
 $d$  = diâmetro interno do tubo  
 $r$  = raio médio da bobina

Por outro lado, Mackenzie, na Ref.<sup>4</sup>, pág. 30, apre<sup>s</sup>enta uma expressão diferente:

$$F_c = \left[ R_e \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right]^{1/20} \quad (12)$$

para  $R_e \left( \frac{d}{D} \right) > 6$

onde:

- $d$  = diâmetro interno do tubo  
 $D$  = diâmetro externo da bobina  
 $R_e$  = número de Reynolds.

Aplicação numérica com outras expressões apresentam resultados amplamente discrepantes. Entretanto, como a expressão (12) acima é publicada em trabalho bastante mais

recente sobre o mesmo assunto deste trabalho, preferimos utilizá-lo aqui.

c) Perda de pressão na parte externa dos tubos:

A expressão mais completa para o cálculo dessa outra perda é apresentada por Fraas e Ozisik na pág. 27 (33) da Ref.<sup>8</sup>:

$$\Delta P_e = \frac{1,015}{g} \cdot \frac{G_e^{1,85} L_b}{\rho_e \cdot D_h^{0,75} \cdot S^{0,4}} \cdot \mu_e^{0,15} \quad (13)$$

expressão que se aplica para tubos dispostos segundo os vértices de um triângulo equilátero de lado S, e sendo:

- $\Delta P_e$  = perda de pressão
- g = aceleração da gravidade
- $G_e$  = fluxo do fluido
- $\rho_e$  = densidade do fluido
- $L_b$  = comprimento da bobina
- $D_h$  = diâmetro hidráulico
- $\mu_e$  = viscosidade do fluido

O índice e refere-se a condições externas dos tubos.

d) Potência de Bombeamento:

A fórmula básica para o cálculo da potência de bombeamento de fluidos é apresentada por El Waquil, Ref.<sup>13</sup>, pág. 233 (9-2):

$$W = \Delta p \cdot \Delta t \cdot V \quad (14)$$

onde:

- W = potência de bombeamento
- $\Delta p$  = perda de pressão no ciclo
- $\Delta t$  = área transversal para a passagem do fluido
- V = velocidade do fluido

recente sôbre o mesmo assunto deste trabalho, preferimos utilizá-lo aqui.

c) Perda de pressão na parte externa dos tubos:

A expressão mais completa para o cálculo dessa outra perda é apresentada por Fraas e Ozisik na pág. 27 (33) da Ref.<sup>9</sup>:

$$\Delta P_e = \frac{1,015}{g} \cdot \frac{G_e^{1,85} L_b}{\rho_e \cdot D_h^{0,75} S^{0,4}} \cdot \mu_e^{0,15} \quad (13)$$

expressão que se aplica para tubos dispostos segundo os vêrtices de um triângulo equilátero de lado S, e sendo:

- $\Delta P_e$  = perda de pressão
- g = aceleração da gravidade
- $G_e$  = fluxo do fluido
- $\rho_e$  = densidade do fluido
- $L_b$  = comprimento da bobina
- $D_h$  = diâmetro hidráulico
- $\mu_e$  = viscosidade do fluido

O índice e refere-se a condições externas dos tubos.

d) Potência de Bombeamento:

A fórmula básica para o cálculo da potência de bombeamento de fluídos é apresentada por El Waquil, Ref.<sup>11</sup>, pág 233 (9-2):

$$W = \Delta p \cdot \Delta t \cdot V \quad (14)$$

onde:

- W = potência de bombeamento
- $\Delta p$  = perda de pressão no ciclo
- $\Delta t$  = área transversal para a passagem do fluido
- V = velocidade do fluido

satisfazem às restrições inicialmente impostas. A alternativa escolhida é aquela que transcrevemos a seguir:

$D_e = 0,70 \text{ in} = 17,8 \text{ mm} = \text{diâmetro do canal refrigerante}$

$Q_1 = 4,0 \text{ kW/ft} = 13,1 \text{ kW/m}$

$N = 5 = \text{número de blocos por coluna}$

$N_f = 174 = \text{número de canais de combustível por bloco}$

$N_e = 91 = \text{número de canais de refrigeração por bloco}$

$T_{g,saída} - T_{g,entr.} = 6039F = 3179C = \text{diferença entre temperatura de saída e entrada, para o fluxo do refrigerante}$

$T_{max} = 2.4959F = 1.3689C = \text{temperatura máxima no combustível}$

Da observação da citada tabela pode-se concluir que, se alterarmos o número de blocos por coluna, também se alterará a temperatura de entrada do hélio no núcleo que é a própria temperatura de saída do gerador de vapor.

### D-3 *Sistemas de unidades:*

Quase a totalidade da bibliografia consultada, assim como as tabelas apresentam as expressões e as propriedades características dos fluídos supondo o emprêgo das unidades britânicas e americanas. Entretanto, estamos observando que até mesmo os países que ainda não adotam plenamente o sistema métrico estão dedicando grandes esforços para evoluir dos seus atuais sistemas de unidades para o emprêgo do sistema métrico. Em virtude disso, procuramos paralelamente - apresentar os resultados no sistema oficial de unidades do nosso país.

## E - GERADOR DE VAPOR COM REAQUECEDOR EM PARALELO

E-1 Potência térmica de cada gerador de vapor:

Com base em dados de entrada apresentados no capítulo D-2, e considerando-se uma tolerância de 20% para as incertezas e sôbre-cargas, podemos escrever:

$$P_g = \frac{500 \times 1,2}{0,396 \times 6} = 303 \text{ MW (t)}$$

e, a quantidade de calor transferida, por hora será dada por

$$Q_g = 303 \times 3,419 \times 10^6 = 1036 \times 10^6 \text{ Btu/h} = 261 \times 10^6 \text{ kcal/h.}$$

E-2 Massa de hélio que circula por hora:

Sabendo-se que o calor específico do hélio é 1,244 kcal/kg.°C e conhecendo-se as temperaturas de entrada e saída do hélio no gerador de vapor podemos calcular a massa de hélio que passa por hora no gerador:

$$W_{he} = \frac{Q_g}{C_p (t_e - t_s)} = \frac{261 \times 10^6}{1,244(787-452)} = 626 \times 10^3 \text{ kg/h}$$

E-3 Pontos característicos da água e vapor:

Para entendermos com maior facilidade o esquema de funcionamento do sistema, vamos representar num gráfico os pontos mais importantes do gerador:

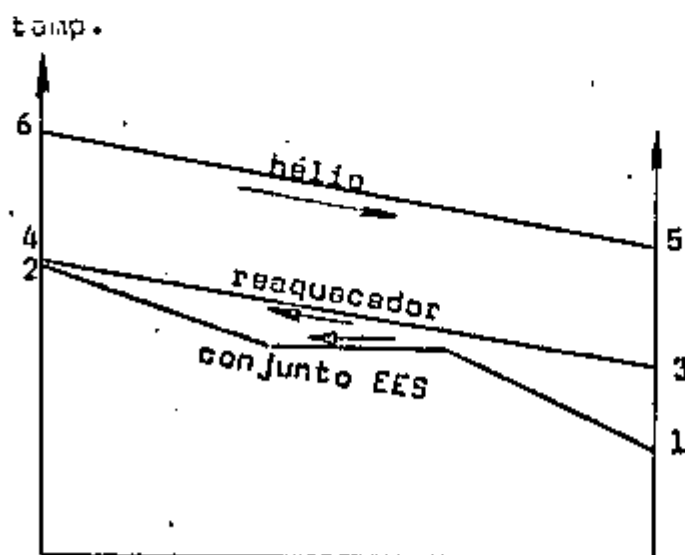


Fig. 8 - Diagrama do reaquecedor em paralelo

Ponto 1:  $t_1 = 370^{\circ}\text{F} = 188^{\circ}\text{C}$   
 $p_1 = 3200 \text{ psia} = 225 \text{ kg/cm}^2 = 22,1 \times 10^6 \text{ Pa} (*)$   
 $h_1 = 347 \text{ Btu/lb} = 193,2 \text{ kcal/kg}$

Ponto 2:  $t_2 = 955^{\circ}\text{F} = 513^{\circ}\text{C}$   
 $p_2 = 2515 \text{ psia} = 176,9 \text{ kg/cm}^2 = 17,4 \times 10^6 \text{ Pa}$   
 $h_2 = 1425 \text{ Btu/lb} = 792 \text{ kcal/kg}$

Ponto 3:  $t_3 = 633^{\circ}\text{F} = 334^{\circ}\text{C}$   
 $p_3 = 650 \text{ psia} = 45,7 \text{ kg/cm}^2 = 4,48 \times 10^6 \text{ Pa} (*)$   
 $h_3 = 1307 \text{ Btu/lb} = 726 \text{ kcal/kg}$

Ponto 4:  $t_4 = 1002^{\circ}\text{F} = 539^{\circ}\text{C}$   
 $p_4 = 590 \text{ psia} = 51,4 \text{ kg/cm}^2 = 4,07 \times 10^6 \text{ Pa}$   
 $h_4 = 1518 \text{ Btu/lb} = 843 \text{ kcal/kg}$

Ponto 5:  $t_5 = 846^{\circ}\text{F} = 452^{\circ}\text{C}$   
 $p_5 = 695 \text{ psia} = 48,9 \text{ kg/cm}^2 = 4,8 \times 10^6 \text{ Pa}$   
 $h_5 = 1640 \text{ Btu/lb} = 911 \text{ kcal/kg}$

Ponto 6:  $t_6 = 1449^{\circ}\text{F} = 787^{\circ}\text{C}$   
 $p_6 = 700 \text{ psia} = 49,2 \text{ kg/cm}^2 = 4,83 \times 10^6 \text{ Pa}$   
 $h_6 = 2390 \text{ Btu/lb} = 1328 \text{ kcal/kg}$

(\*) Adotamos como pré-fixados os valores das pressões de saída do vapor superaquecido e reaquecido. As pressões de entrada da água de alimentação e do vapor reaquecido, serão obtidas posteriormente em função das perdas de carga nos tubos. Se as discrepâncias resultantes desses cálculos forem consideráveis, deveremos retomar outros valores como base e fazer novos cálculos.

#### E-4 Massa de água que circula por hora:

Supomos que a mesma massa de água que circula pelo conjunto economizador, evaporador e superaquecedor, é também a massa de água que circula pelo reaquecedor.

Cada quilograma de água ou vapor, que passa pelo gerador, recebe a seguinte quantidade de calor:



$$q = (729 - 193,2) + (843 - 726) = 716 \text{ kcal/kg} = \Delta h$$

A massa de água que circulará por hora através do gerador, será dada por:

$$W_{ag} = \frac{Q_R}{\Delta h} = \frac{261 \times 10^6}{716} = 365 \times 10^3 \text{ kg/h}$$

E-5, Calor transferido no reaquecedor:

O fluxo de calor que o reaquecedor receberá, será dado por:

$$Q_r = W_{ag} \cdot \Delta h_R = 365 \times 10^3 \times (843 - 726) = 42,7 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

E-6 Calor transferido no conjunto economizador, evaporador e superaquecedor (EES):

O fluxo de calor que o conjunto EES receberá por hora, será dado por:

$$Q_{EES} = W_{ag} \cdot \Delta h_{EES} = 365 \times 10^3 \times (792 - 193,2) = 218,3 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

E-7 Massa de hélio que circula no reaquecedor:

Como estamos considerando um sistema com reaquecedor em paralelo, podemos calcular a massa de hélio que deverá ser desviada por hora para o reaquecedor:

$$W_{heR} = \frac{Q_R}{C_p \cdot \Delta t} = \frac{42,7 \times 10^6}{1,244 (787 - 452)} = 102,5 \times 10^3 \text{ kg/h}$$

O produto  $C_p \cdot \Delta t$  representa a diferença entre as entalpias na entrada e na saída do hélio no gerador, e seus valores são tirados do diagrama temperatura-entropia para o hélio. O cálculo poderia, pois, ter sido feito assim:

$$W_{heR} = \frac{Q_R}{\Delta h_{he}} = \frac{42,7 \times 10^6}{1327,6 - 911} = 102,5 \times 10^3 \text{ kg/h}$$

*E-8 Massa de hélio que circula no conjunto principal EES:*

Como no item anterior, podemos calcular a massa de hélio que se destinará ao conjunto principal EES:

$$W_{\text{heEES}} = \frac{Q_{\text{EES}}}{C_p \cdot \Delta T} = \frac{218,3 \times 10^6}{1,244 (787-452)} = 523,5 \times 10^3 \text{ kg/h}$$

Evidentemente, a soma das duas quantidades calculadas nesse item e no anterior reproduzem o valor calculado em E-2.

*E-9 Esquema e descrição inicial:*

O diagrama de funcionamento do gerador está mostrado na fig. 9. Um esquema sumário está na fig. 10. Como pode ser visto, o fluxo do hélio é sempre perpendicular aos tubos. Adotamos tubos com diâmetro interno de 1,25" (0,03175 m) e diâmetro externo de 1,5" (0,0381 m) construídos de ligas de Ni-Fe-Cr, com a condutividade térmica de 12 Btu/ft(°F) = 17,9 kcal/h.m(°C). Para prevermos as perdas de pressão em cada uma das secções do gerador de vapor, devemos assumir um determinado número de tubos e um certo arranjo, baseados em dados experimentais. Devemos observar que as velocidades dentro e fora dos tubos sejam tais que: por um lado não conduzam a dimensões exageradas do gerador nem, por outro lado, conduzam a consumos elevados de potência para bombeamento da água e circulação do hélio. Verificaremos que a relação entre a potência de circulação do hélio e a potência equivalente ao fluxo de calor removido esteja entre os limites 0,5 e 0,7%.

Seguiremos as recomendações da Babcock & Wilcox Company (Ref.<sup>9</sup>, pág. 8-10) para os campos de velocidades admissíveis dentro dos tubos. Supomos um tubo central com diâmetro externo de 0,80 m. em torno do qual se desenvolverão as bobinas do gerador. Do duto de entrada do hélio aquecido, para baixo estará o reaquecedor e, para cima, o conjunto EES.

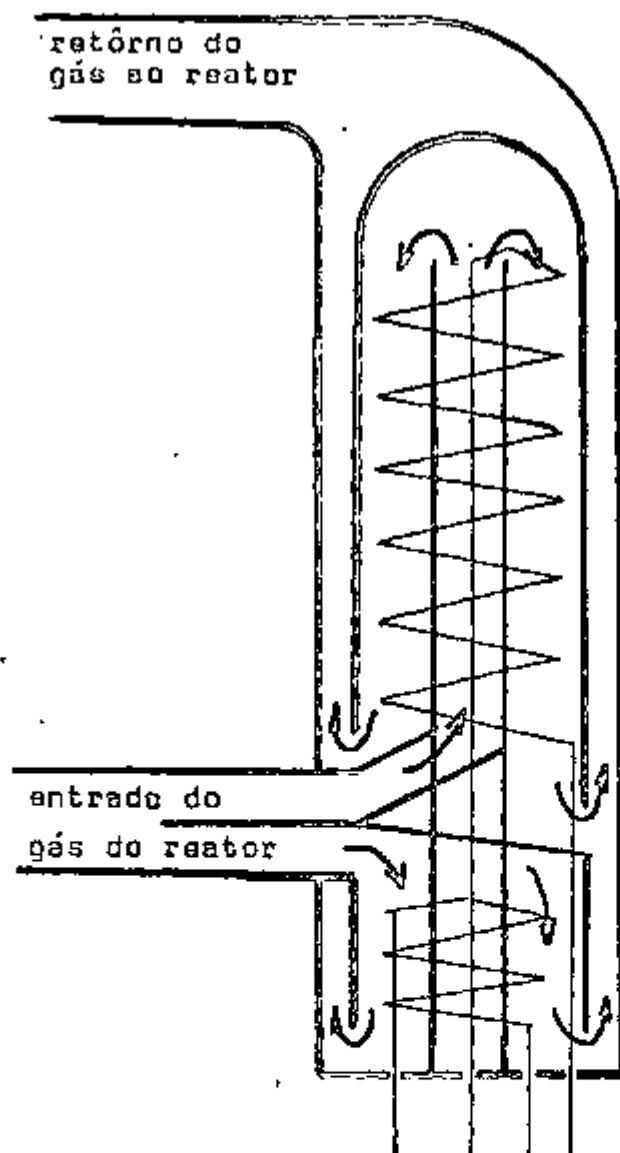


Fig. 9 - Esquema do gerador e/reaquecedor em paralelo

*E-10 Distribuição dos tubos no reaquecedor:*

Adotamos 150 tubos assim distribuídos: 6 fileiras com 13 tubos cada uma, intercaladas com 6 fileiras com 12 tubos cada. Assim os tubos ficarão desencontrados. Conforme a fig. 10, a distância entre os eixos geométricos dos tubos de uma mesma fileira será 6,15 cm., e a distância entre os eixos de duas fileiras consecutivas será 5,32 cm. Conseqüentemente os espaçamentos relativos serão:

$$S_T/d_e = 6,15/3,81 = 1,6 \text{ e } S_L/d_e = 5,32/3,81 = 1,4.$$

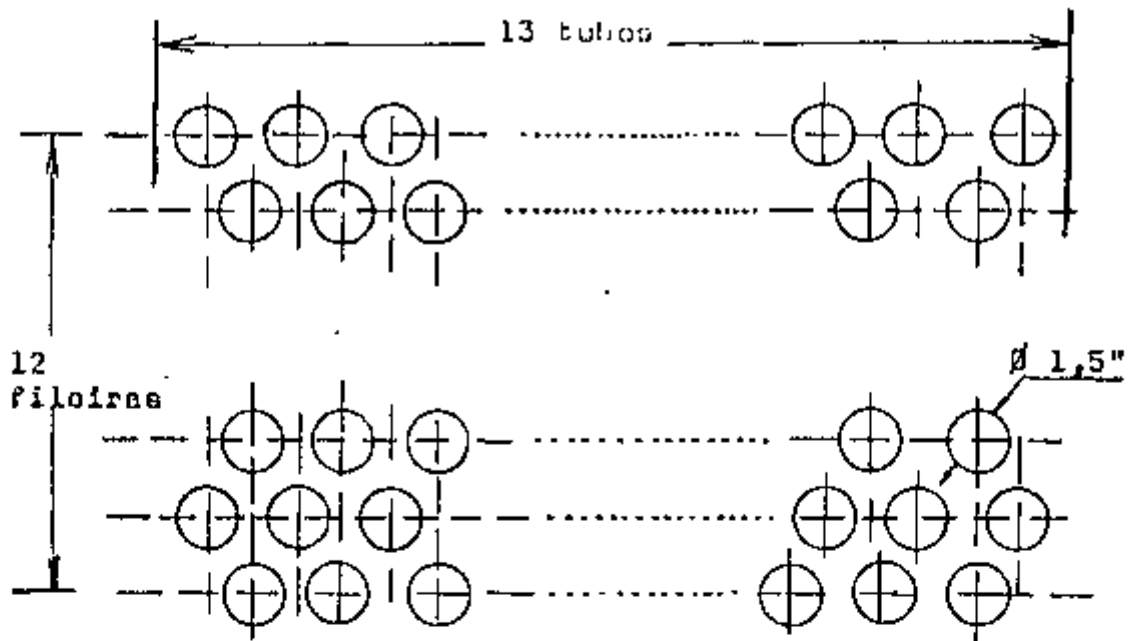


Fig. 10 - Arranjo do feixe do reaquecedor

E-11 Cálculo do reaquecedor:

E-11.1 Cálculo da área de passagem do vapor:

- área interna de cada tubo

$$a = \pi d_i^2 / 4 = 7,92 \text{ cm}^2$$

- área total dos 150 tubos

$$A_t = 150 \times 7,92 = 1188 \text{ cm}^2 = 0,1188 \text{ m}^2$$

E-11.2 Fluxo do vapor reaquecido:

$$G_{agR} = W_{agR} / A_t = 365 \times 10^3 / 0,1188 = 3,07 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

E-11.3 Velocidade média do vapor:

As tabelas de volume específico do calor reaquecido da "The Electrical Research Association", Ref. 11, mostram que a variação do volume específico é praticamente linear com a variação de temperatura e, por isso, podemos calcular os valores do volume específico na entrada e na saída do reaquecedor, para assim obtermos as respectivas velocidades do vapor.

Na entrada do reaquecedor temos:  $v_{eR} = 0,905 \text{ ft}^3/\text{lb}$

Na saída do reaquecedor temos:  $v_{sR} = 1,436 \text{ ft}^3/\text{lb}$

$$\bar{v}_R = (v_{cR} + v_{sR})/2 = 1,170 \text{ ft}^3/\text{lb} = 0,0731 \text{ m}^3/\text{kg}$$

A perda de carga no interior dos tubos depende da velocidade do vapor ao quadrado e por isso, não podemos considerar aqui essa velocidade que é simples média aritmética, mas temos de adotar uma média quadrática, a saber, a raiz quadrada da média aritmética dos quadrados:

$$\sqrt{v^2} = \sqrt{(v_{eR}^2 + v_{sR}^2)/2} = 1,2 \text{ ft}^3/\text{lb} = 0,0749 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\bar{V}_i = G \cdot \sqrt{v^2} = 3,07 \times 10^6 \times 0,0749 = 0,23 \times 10^6 \text{ m/h} = 63,9 \text{ m/s}$$

E-11.4 Área para a passagem do hélio:

- largura ocupada por 13 tubos

$$L_{oc} = 13 S_T = 13 \times 6,15 = 80 \text{ cm.} = 0,80 \text{ m}$$

- largura livre para o gás

$$L_{li} = L_{oc} - (13 \times d_e) = 0,305 \text{ m}$$

- diâmetro externo da bobina

$$D_{ex} = D_i + (2 \times L_{oc}) = 2,40 \text{ m}$$

- diâmetro médio da bobina

$$D_m = (D_{ex} + D_i)/2 = 1,60 \text{ m}$$

- área efetiva para a passagem do gás

$$A_{ef} = \pi \cdot D_m \cdot L_{li} = \pi \times 1,60 \times 0,305 = 1,533 \text{ m}^2$$

E-11.5 Fluxo do gás:

$$G_{heR} = W_{heR}/A_{ef} = 102,5 \times 10^3 / 1,533 = 66,8 \times 10^3 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

E-11.6 Velocidade média do gás:

Do diagrama temperatura-entropia para o hélio do trabalho Wilson, Ref.<sup>14</sup> podemos calcular o volume específico entre os pontos 5 e 6.

Do gráfico tiramos:

$$\begin{aligned}
 v_6 &= 7,5 \text{ ft}^3/\text{lb} = 0,468 \text{ m}^3/\text{kg} \\
 v_5 &= 5 \text{ ft}^3/\text{lb} = 0,312 \text{ m}^3/\text{kg} \\
 \bar{v} &= (v_6 + v_5)/2 = (0,468 + 0,312)/2 = 0,39 \text{ m}^3/\text{kg} \\
 \bar{V}_{\text{heR}} &= G_{\text{heR}} \cdot \bar{v} = 66,8 \times 10^3 \times 0,39 = 26,1 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{h} = 7,25 \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

E-11.7 Coeficiente global de transmissão de calor:

E-11.7.1 Coeficiente de película interno:

Sabendo que  $d_i = 0,03175 \text{ m}$

$$\bar{k}_{iR} = 0,0368 \text{ Btu/ft.h(}^\circ\text{F)} = 0,0547 \text{ kcal/m.h(}^\circ\text{C)}$$

(calculado para a temperatura e pressão médias entre a entrada e saída do vapor resaquecido)

$\bar{u}_{iR} = 0,0643 \text{ lb/ft.h} = 0,0957 \text{ kg/m.h}$  para as mesmas condições de  $\bar{k}_{iR}$

$$G_{\text{agR}} = 3,07 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$N_{Pr} = 0,976$$

(valores de  $k$ ,  $u$  e  $N_{Pr}$  obtidos nas tabelas 7, 9 e 10 da Ref. <sup>11</sup>).

Aplicando a expressão de Mac'Adams para a água:

$$\frac{d_i \cdot h_i}{k_{iR}} = 0,023 \frac{G_{\text{agR}} \cdot d_i^{0,8}}{u_{iR}} \cdot N_{Pr}$$

Substituindo os valores conhecidos, resulta:

$$h_i = 2,58 \times 10^3 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

E-11.7.2 Cálculo do diâmetro hidráulico:

De acordo com o arranjo indicado na fig.10, e com base na seguinte expressão, extraída do trabalho de Kays and London, Ref. <sup>12</sup>, pág. 7(1-5), para calcular o diâmetro hidráulico ( $D_h$ ):

$$\frac{D_h}{L} = 4 \frac{A_c}{A}, \text{ na qual, se tem:}$$

$L$  = comprimento do fluxo equivalente (para a extensão  $Z$ )

$$A_c = \text{área transversal ao fluxo} = (S_T - d_c)Z$$

$$A = \text{área total de transmissão de calor} = 2\pi \cdot d_e \cdot Z$$

$$L = 2 \times S_L$$

$$D_h = 2 \times 0,0532 \times 4 \times \frac{(0,0615 - 0,0381)Z}{2 \times \pi \times 0,0381 \times Z}$$

$$\text{resolvendo: } D_h = 0,0416 \text{ m.}$$

### E-11.7.3 Coeficiente de película externo:

Aplicando a expressão (7) que é uma variante da fórmula de Mac Adams, sabendo que:

$$k_{he} = 0,274 \text{ kcal/m.h.}(\text{°C}) = 0,184 \text{ Btu/ft.h.}(\text{°F})$$

$$\mu_{he} = 0,1518 \text{ kg/m.h.} = 0,102 \text{ lb/ft.h}$$

(valores de  $k_{he}$  e  $\mu_{he}$  tirados do trabalho de Wilson, Ref. 1<sup>4</sup>).

$$D_h = 0,0416 \text{ m}$$

$$C_p = 1,244 \text{ kcal/kg}(\text{°C})$$

$$G_{heR} = 66,8 \times 10^3 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$\text{Calculamos: } h_e = 695 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h } \text{°C}$$

Dai podemos calcular o coeficiente global de transmissão de calor:

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1,2}{2,580} + \frac{0,0381 \ln(0,0381/0,03175)}{2 \times 17,9} + \frac{1}{695}$$

$$U_e = 477 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h } \text{°C}$$

### E-11.8 Diferença média logarítmica de temperatura:

Aplicando a expressão (3) às temperaturas cujos valores constam em E-3, encontramos:

$$\bar{\Delta}_{tm} = \frac{(787-539) - (452-334)}{\ln |(787-539)/(452-334)|} = 175,2 \text{ °C}$$

### E-11.9 Cálculo da área de transmissão de calor:

- área necessária no conjunto dos tubos

$$A_{tr} = \frac{Q_R}{U_e \cdot \bar{\Delta}_{tm}} = \frac{42,7 \times 10^6}{477 \times 175,2} = 511 \text{ m}^2$$

- área a ser realizada para cada tubo, em média

$$a_t = \frac{511}{150} = 3,41 \text{ m}^2$$

Assim, o comprimento médio dos tubos deverá ser calculado por:

$$\bar{L}_m = \frac{a_t}{\pi \cdot d_m}$$

Na última expressão podemos usar a média aritmética entre os diâmetros externo e interno, pela aproximação que se permite fazer para tubos onde a relação da espessura da parede para o diâmetro interno é da ordem de 1:10 ou mais. A diferença encontrada na presente aplicação numérica (em relação à expressão logarítmica que seria correta) foi da ordem de 0,1%.

$$d_m = (d_i + d_e)/2 = 0,0349 \text{ m.}$$

Substituindo os valores, encontramos:

$$\bar{L}_m = 31,1 \text{ m.}$$

E-11.10 Perda de carga no interior dos tubos:

a) Por atrito:

Utilizamos a expressão:  $f = 0,2 N_{Re}^{-0,2}$

$$f = \frac{0,2}{(1,018 \times 10^6)^{0,2}} = 0,0126$$

Aplicando a expressão (9), sabendo que:

$$v_i = 63,9 \text{ m/s}$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{v} = 1/0,073 = 13,7 \text{ kg/m}^3$$

$$\bar{L}_m = 31,1 \text{ m.}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$d_i = 0,03175 \text{ m}$$

$$\text{encontramos: } \Delta P_{at} = 35,19 \times 10^3 \text{ kg/m}^2 =$$

$$\Delta P_{at} = 3,52 \text{ kg/cm}^2$$



b) Correção devido à curvatura:

Aplicando a expressão (12) calculamos:

$$F_c = \left[ 1,018 \times 10^6 \times \left( \frac{3,175}{240} \right)^2 \right]^{1/20} = 1,295$$

Conseqüentemente, a perda de pressão por atrito corrigida será dada por:

$$\Delta P_c = 1,295 \times 3,52 = 4,56 \text{ kg/cm}^2 = 64,8 \text{ lb/in}^2 = 0,46 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Se tivéssemos utilizado o fator de correção indicado pela expressão (11) teríamos:

$$F_c' = e^{\pi d/r} = e^{3,1416 \times 3,175/80} = 1,133$$

c) Perda de pressão por aceleração:

Sabendo-se que o volume específico do vapor sofre um aumento ao passar pelo reaquecedor, aplicamos a expressão (10), onde  $v_g$  e  $v_1$  serão respectivamente os volumes específicos na saída e na entrada do reaquecedor.

Assim:

$$\Delta P_{ac} = \frac{(3,07 \times 10^6)^2}{9,81 \times 3600^2} \left[ \frac{0,0896}{0,0565} - 1 \right] \times 0,0565 = 2457 \text{ kg/m}^2 = 0,246 \text{ kg/cm}^2$$

A perda de pressão total no reaquecedor será dada por:

$$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_{ac} = 4,56 + 0,246 = 4,806 \text{ kg/cm}^2 = 68,3 \text{ lb/in}^2$$

valor este bastante próximo do inicialmente adotado que foi  $(650 - 590) = 60 \text{ lb/in}^2$ .

Dependendo da precisão com que se pretende fazer o ante projeto, deveríamos recalcular a pressão de entrada no reaquecedor pela perda de pressão agora calculada e refazer todos os cálculos. Como não é este o escopo deste trabalho,

cuja finalidade nesta parte é apenas um estudo comparativo, deixamos de fazer os novos cálculos.

*E-12 Distribuição dos tubos no conjunto principal EES:*

Adotamos 105 tubos com diâmetro interno de 1" (2,54 cm) e diâmetro externo de 1,25" (3,175 cm) assim distribuídos: 5 fileiras com 11 tubos cada intercaladas com outras 5 fileiras com 10 tubos cada. Assim os tubos também ficam desencontrados. Os tubos de uma mesma fileira estão distanciados 8,18 cm entre si, enquanto que, a distância entre duas fileiras sucessivas é de 7,08 cm. Deste modo, os tubos ficam localizados em vértices de triângulos equiláteros de lado igual a 8,18 cm. Em função dessa distribuição teremos:

$$S_T/d_e = 8,18/3,175 = 2,58 \quad e,$$

$$S_L/d_e = 7,08/3,175 = 2,23$$

A referida distribuição pode ser vista na figura abaixo:

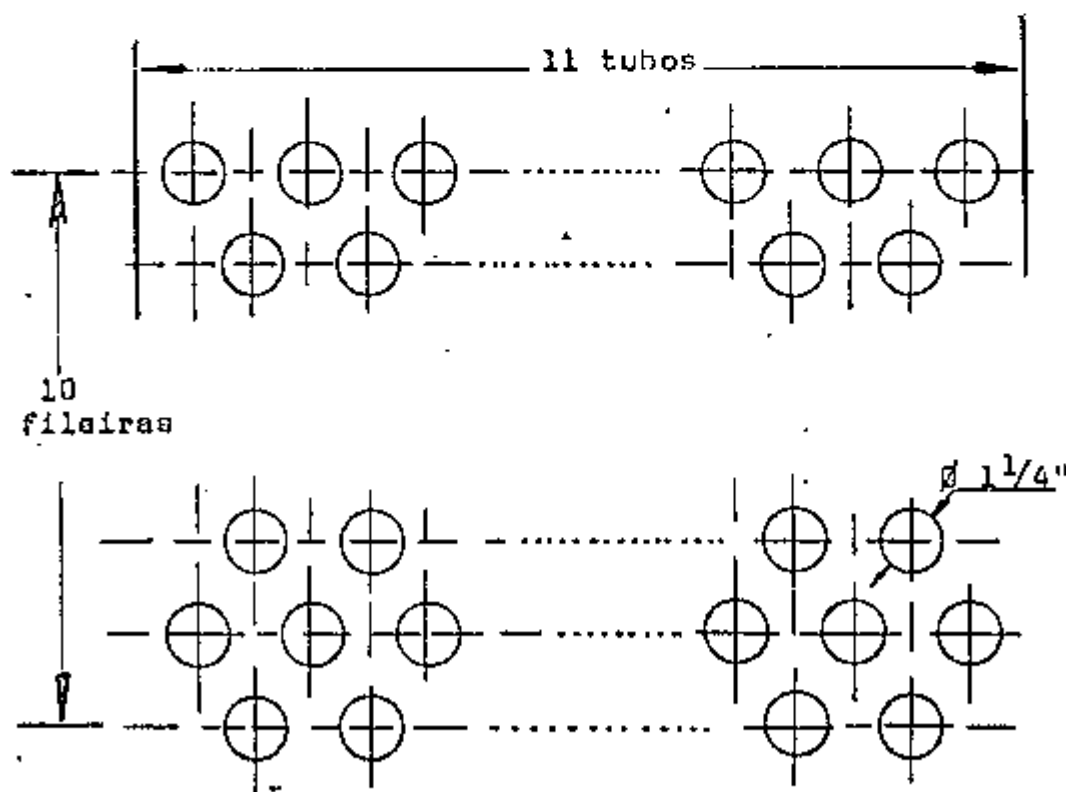


Fig. 11-Arranjo do feixe do conjunto principal

### E-13 Divisão do conjunto principal RES:

Em virtude da mudança de fase que ocorre no circuito secundário do gerador, onde as características do fluido, nas diversas etapas, se modificam completamente, resolvemos dividi-lo em três partes e estudar cada uma em separado.

Adotamos, por enquanto, valores médios em cada uma das partes. As três partes são respectivamente o superaquecedor, o evaporador e o economizador. Esses critérios serão adotados em todos os tipos de geradores estudados, influenciando da mesma maneira em todos eles. Considerando que nesta primeira fase o estudo é apenas comparativo, tais aproximações são válidas.

Para manter coerência com os valores adotados em E-3, arbitramos pressões nos pontos de mudança de fase e, procuramos nas tabelas da Ref. 13 as características importantes desses pontos resumindo-os na figura abaixo e no resumo que se segue: temp.

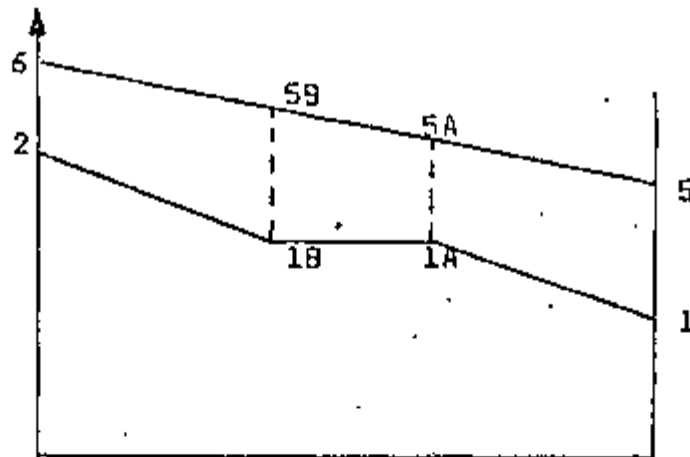


Fig. 12 - Esquema do conjunto principal

Ponto 1 : pressão = 3200 psia = 225 kg/cm<sup>2</sup> = 22,1x10<sup>6</sup> Pa  
temperatura = 370°F = 188°C  
volume específico = 0,01795 ft<sup>3</sup>/lb = 0,01121 m<sup>3</sup>/kg  
entalpia = 347 Btu/lb = 193 kcal/kg

Ponto 1A: pressão = 3000 psia = 211 kg/cm<sup>2</sup> = 20,7x10<sup>6</sup> Pa  
temperatura = 695°F = 368°C

$$\begin{aligned} \text{volume específico} &= 0,0345 \text{ ft}^3/\text{lb} = 0,00216 \text{ m}^3/\text{kg} \\ \text{entalpia} &= 802 \text{ Btu/lb} = 446 \text{ kcal/kg} \end{aligned}$$

Ponto 1B: pressão 2800 psia = 197 kg/cm<sup>2</sup> = 19,3x10<sup>6</sup> Pa  
 temperatura = 684°F = 363°C  
 volume específico = 0,1035 ft<sup>3</sup>/lb = 0,00646 m<sup>3</sup>/kg  
 entalpia = 1019 Btu/lb = 566 kcal/kg

Ponto 2 : pressão = 2515 psia = 177 kg/cm<sup>2</sup> = 17,4x10<sup>6</sup> Pa  
 temperatura = 955°F = 513°C  
 volume específico = 0,291 ft<sup>3</sup>/lb = 0,01816 m<sup>3</sup>/kg  
 entalpia = 1425 Btu/lb = 792 kcal/kg

Os pontos n.ºs. 5 e 6 tem as mesmas características apresentadas em E-3, mais as considerações de que o calor específico do hélio é 1,244 kcal/kg (°C) e é praticamente constante enquanto que o seu volume específico será obtido pelo diagrama temperatura-entropia dado por Wilson, Ref.<sup>14</sup>, pág. 48.

#### E-14 Cálculo do superaquecedor:

E-14.1 Cálculo da área para a passagem do vapor superaquecido:

$$\begin{aligned} \text{- área interna de cada tubo: } a &= \pi \cdot d_i^2 / 4 = 5,067 \text{ cm}^2 \\ \text{- área total dos 105 tubos: } a_t &= 105 \times 5,067 = 532 \text{ cm}^2 \\ &= 0,0532 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

E-14.2 Densidade de fluxo do vapor superaquecido:

$$G_{\text{agS}} = \frac{W_{\text{agS}}}{a_t} = \frac{365 \times 10^3}{0,0532} = 6,86 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

E-14.3 Velocidade média do vapor superaquecido:

Pelas mesmas considerações feitas em E-11-3 vamos calcular o volume específico médio do vapor no superaquecedor:

$$\bar{v}_S = (v_{1B} + v_2) / 2 = 0,01231 \text{ m}^3/\text{kg}$$

O volume específico médio quadrático será dado por:

$$\bar{v}_S^2 = (v_{1B}^2 + v_2^2)/2 = 0,1857 \times 10^{-3}$$

$$e: \sqrt{\bar{v}_S^2} = 0,01363 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\bar{v}_{iS}^2 = G_{agS}^2 \cdot \bar{v}_S^2 = (6,86 \times 10^6)^2 \times 0,1857 \times 10^{-3} = 8,72 \times 10^9 \text{ m}^2/\text{h}^2$$

$$\bar{v}_{iS}^2 = 673 \text{ m}^2/\text{s}^2 \quad \text{logo: } \bar{v}_{iS} = 26 \text{ m/s}$$

E-14.4 Área para a passagem do hélio:

- largura ocupada por 11 tubos:

$$L_{oc} = 11 \times 0,0818 = 0,90 \text{ m}$$

- largura livre para o gás:

$$L_{li} = L_{oc} - (11 \times 0,03175) = 0,551 \text{ m}$$

- diâmetro interno da bobina:

$$D_e = D_i + 2 L_{oc} = 0,80 + (2 \times 0,90) = 2,60 \text{ m}$$

- diâmetro médio da bobina:

$$D_m = (D_e + D_i)/2 = 1,70 \text{ m}$$

- área efetiva para a passagem do gás:

$$A_{ef} = \pi \cdot D_m \cdot L_{li} = \pi \times 1,7 \times 0,551 = 2,94 \text{ m}^2$$

E-14.5 Densidade de fluxo do gás:

$$G_{heS} = W_{heS}/A_{ef} = 523,8 \times 10^3/2,94 =$$

$$= 0,1782 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

E-14.6 Velocidade média do gás:

$$\bar{v}_{heS} = G_{heS} \times \bar{v}_{heS}$$

$$\bar{v}_{heS} = 7 \text{ ft}^3/\text{lb} = 0,437 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (valor médio -$$

aproximado para o superaquecedor do diagrama temperatura-entropia para o hélio, trabalho de Wilson, Ref.<sup>14</sup>, pág. 84).

$$\bar{v}_{heS} = 0,178 \times 10^6 \times 0,437 = 77,8 \times 10^3 \text{ m/h} = 21,6 \text{ m/s}$$

E-14.7 Coeficiente global de transmissão de calor:

E-14.7.1 Coeficiente de película interno:

Sabendo que:

$$d_i = 0,0254 \text{ m}$$

$$N_{pr} = 1,29$$

$$k_{iS} = 0,0757 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C} = 0,0509 \text{ Btu/ft.h.}^\circ\text{F}$$

$$\mu_{iS} = 0,1042 \text{ kg/m.h} = 0,07 \text{ lb/ft.h}$$

(calculados para a temperatura média de 820°F e pressão média de 2657 psia)

$$G_{agS} = 6,86 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h},$$

Aplicando a expressão de Mac Adams e resolvendo achamos:

$$h_{iS} = 7.176 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C}$$

E-14.7.2 Cálculo do diâmetro hidráulico:

Usamos a mesma expressão de E-11.7.2, onde:

$$L = 2 \times 0,0708 \text{ m} = 0,1416 \text{ m}$$

$$A_c = 0,0818 - 0,03175 = 0,05 \text{ m}$$

$$A = 2 \cdot \pi \cdot d_e = 0,1995 \text{ m}$$

$$D_h = 4 \times 0,1416 \times 0,05 / 0,1995 = 0,1424$$

E-14.7.3 Cálculo do coeficiente de película externo:

Aplicamos a expressão (7), sabendo que:

$$k_{heS} = 0,292 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C} = 0,196 \text{ Btu/ft.h.}^\circ\text{F}$$

$$\mu_{heS} = 0,1607 \text{ kg/m.h} = 0,108 \text{ lb/ft.h}$$

(para as condições médias aproximadas)

$$G_{heS} = 0,1782 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$\text{calculamos } h_{eS} = 895 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C}$$

Com os valores obtidos em E-14.7.1 e E-14.7.3 aplicamos a expressão (8) para calcular  $U_e = 671 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C}$ .

E-14.0 Calor transferido no superaquecedor:

O fluxo de calor a ser transferido no superaquecedor é dado por:

$$Q_S = W_{agS} \cdot \Delta_{hS}$$

Como sabemos:  $h_2 = 792 \text{ kcal/kg}$

$$h_{1B} = 566 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta_{hS} = 792 - 566 = 226 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_S = 365 \times 10^3 \times 226 = 82,49 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

E-14.0 Queda de temperatura do hélio no superaquecedor:

A variação de temperatura que o hélio sofre ao passar pelo superaquecedor é dada por:

$$\Delta_{t.heS} = \frac{Q_S}{W_{he} \cdot C_p} = \frac{82,49 \times 10^6}{523,8 \times 10^3 \times 1,244} = 126,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

E-14.10 Temperatura do hélio na saída do superaquecedor:

$$t_{5B} = t_6 - \Delta_{t.he.S} = 787 - 126,6 = 660,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

E-14.11 Diferença média logarítmica de temperatura:

Aplicando a expressão (3), calculamos:

$$\bar{\Delta}_{tmS} = 282 \text{ } ^\circ\text{C}$$

E-14.12 Cálculo da área de transmissão de calor:

$$A_S = \frac{Q_S}{U_e \cdot \bar{\Delta}_{tmS}} = \frac{82,49 \times 10^6}{671 \times 286} = 430 \text{ m}^2$$

área média para cada tubo:  $\bar{a}_t = \frac{430}{105} = 4,09 \text{ m}^2$

comprimento médio dos tubos:  $\bar{L}_m = \frac{4,09}{\pi \cdot d_m}$

$$d_m = (d_e + d_i) / 2 = 0,0286 \text{ m.}$$

Fazendo o cálculo pela média logarítmica encontramos uma diferença da ordem de 0,5%

logo:  $\bar{L}_m = 45,5 \text{ m}$

E-14.13 Perda de carga no interior dos tubos:

a) Por atrito:

$$f = \frac{0,2}{(1,67 \times 10^6)^{0,2}} = 0,01136$$

$$\bar{v}_{is}^2 = 673 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\bar{\rho} = \frac{1}{\bar{v}_s} = \frac{1}{0,01231} = 81,24 \text{ kg/m}^3$$

Aplicando a expressão (9), calculamos:

$$\Delta P_s = 56,7 \times 10^3 \text{ kg/m}^2 = 5,67 \text{ kg/cm}^2$$

b) Correção devido à curvatura:

Aplicando a expressão (12), calculamos:

$$F_c = \left[ 1,67 \times 10^6 \times \left( \frac{2,54}{260} \right)^2 \right]^{1/20} = 1,288$$

Consequentemente, a perda de pressão por atrito corrigida será dada por:

$$\Delta P_c = 1,288 \times 5,67 = 7,3 \text{ kg/cm}^2 = 103,8 \text{ lb/in}^2 = 0,716 \times 10^6 \text{ Pa}$$

c) Perda de pressão por aceleração:

Pelas mesmas considerações feitas no reaquecedor, aplicamos a expressão (10) que resulta:

$$\Delta P_{ac} = \frac{(6,86 \times 10^6)}{9,81 \times 3600^2} \left[ \frac{0,01816}{0,00646} - 1 \right] \times 0,00646 = 4330 \text{ kg/m}^2 =$$

$$= 0,433 \text{ kg/cm}^2 = 6,16 \text{ lb/in}^2 = 42,5 \times 10^3 \text{ Pa}$$

A perda de pressão total no superaquecedor será dada por:

$$\Delta P_c = \Delta P_c + \Delta P_{ac} = 7,3 + 0,433 = 7,733 \text{ kg/cm}^2 = 110 \text{ lb/in}^2$$



### E-15 Cálculo do Evaporador:

Fisicamente o evaporador é uma continuação do superaquecedor. Por isso, sob vários aspectos, teremos as mesmas características do superaquecedor, bem como do economizador. Em sua parte interna, onde ocorre a mudança de fase, o estudo real do fenômeno é bastante complicado conforme já foi exposto em capítulos anteriores.

Fenômenos que ocorrem em tubos retos durante a mudança de fase não ocorrem em tubos bobinados. Devido à curvatura dos tubos, a água remanescente da mistura é expelida para a parte externa da curvatura, ficando em permanente contato com a parede. Isso evita a formação de películas isolantes entre a água e a parede. O vapor que vai se formando, devido a sua menor densidade vai se localizando na parte interna da curvatura, conforme mostra a figura nº 13 abaixo.

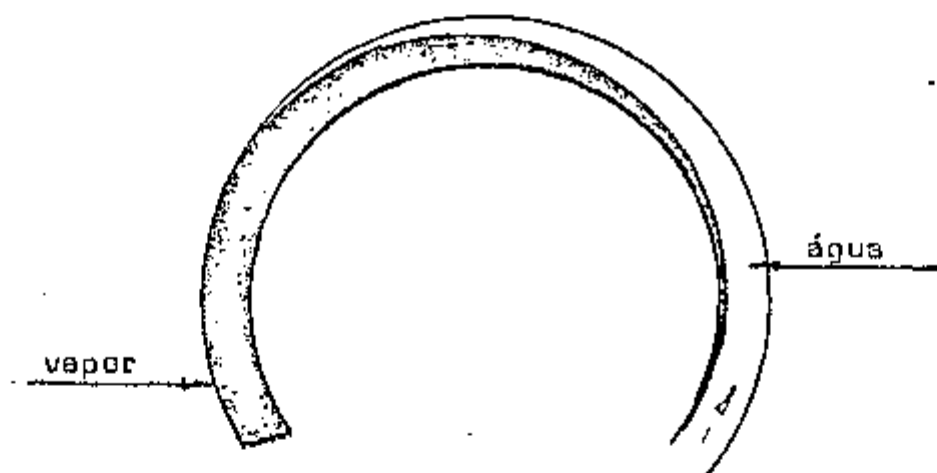


Fig. 13 - Mudança de fase

Devido a essa separação contínua da mistura em suas duas fases, como primeira aproximação, adotamos valores médios para os diversos cálculos no evaporador.

E-15.1 Cálculo da área de passagem da mistura:

Idem E-14.1  $a_c = 0,0532 \text{ m}^2$

E-15.2 Densidade de fluxo da mistura:

Idem E-14.2  $G_{agEv} = 6,86 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$

E-15.3 Velocidade média da mistura:

Peelas considerações feitas acima em E-15, va  
mos calcular o volume específico médio da mistura:

$$\bar{v}_{Ev} = (0,00216 + 0,00646)/2 = 0,00431 \text{ m}^3/\text{kg}$$

O volume específico médio quadrático será da  
do por:

$$\bar{v}_{Ev}^2 = (0,00216^2 + 0,00646^2)/2 = 23,2 \times 10^{-6}$$

$$\sqrt{\bar{v}_{Ev}^2} = 4,82 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\bar{v}_{iEv}^2 = G_{gEv}^2 \cdot \bar{v}_{Ev}^2 = 1,089 \times 10^9 \text{ m}^2/\text{h}^2 = 84,1 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\bar{v}_{iEv} = 9,17 \text{ m/s}$$

E-15.4 Área para a passagem do hélio:

Idem E-14.4:  $A_{ef} = 2,94 \text{ m}^2$

E-15.5 Densidade de fluxo do hélio:

Idem E-14.5:  $G_{heEv} = 0,178 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$

E-15.6 Velocidade média do gás:

$$\bar{v}_{heEv} = G_{heEv} \cdot \bar{v}_{heEv}$$

Do diagrama temperatura-entropia para o hélio  
calculamos o volume específico médio para as condições apro  
ximadas de 1000°F (538°C) e 700 psia (49,2 kg/cm<sup>2</sup>):

$$\bar{v}_{heEv} = 6,2 \text{ ft}^3/\text{lb} = 0,387 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\bar{v}_{heEv} = 0,178 \times 10^6 \times 0,387 = 68,8 \times 10^3 \text{ m/h} = 19,12 \text{ m/s.}$$

E-15.7 Coeficiente global de transmissão de calor:

E-15.7.1 Coeficiente da película interno:

Já descrevemos anteriormente a complexidade  
para a obtenção de um valor correto para o coeficiente de

película interno. Depende da diferença de temperatura entre a parede e a mistura, do número de Reynolds, do regime de formação de bolhas, da rugosidade da parede, etc. Alguns desses fatores ainda variam ao longo dos tubos tornando ainda mais complicada a solução do problema.

Entretanto, para o caso específico de geradores de vapor que funcionam em condições semelhantes ao deste trabalho, um valor de  $h_{iEv} = 5.000 \text{ Btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}$  ( $24.412 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ ) tem sido recomendado por Fraas e Ozisik, na Ref.<sup>8</sup>, pág. 18, o qual empregaremos aqui.

#### E-15.7.2 Diâmetro hidráulico:

$$\text{Idem E-14.7.2: } D_h = 0,1424 \text{ m}$$

#### E-15.7.3 Cálculo do coeficiente de película externo:

Aplicando a expressão (7), sabendo que:

$$D_h = 0,1424 \text{ m}$$

$$k_{heEv} = 0,2646 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} = 0,1778 \text{ Btu/ft} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}$$

$$\mu_{heEv} = 0,1479 \text{ kg/m} \cdot \text{h} = 0,0994 \text{ lb/ft} \cdot \text{h}$$

(valores obtidos no trabalho de Wilson, na Ref.<sup>14</sup> para as condições médias aproximadas),

$$G_{heEv} = 0,178 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$\text{encontramos: } h_{eEv} = 753 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Com os valores obtidos em E-15.7.1 e E-15.7.3 podemos calcular o valor de  $U_e$ , aplicando a expressão (8):

$$U_e = 635 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

#### E-15.8 Calor transferido no evaporador:

O fluxo de calor a ser transferido no evaporador é dado por:

$$Q_{Ev} = W_{agEv} \cdot \Delta h_{Ev}$$

$$\text{Sabendo que: } h_{1B} = 566 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{1A} = 446 \text{ kcal/kg}$$

$$\Delta h_{Ev} = 566 - 446 = 120 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_{Ev} = 365 \times 10^3 \times 120 = 43,8 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

E-15.9 Queda de temperatura do hélio no evaporador:

A variação de temperatura que o hélio sofre ao passar pelo evaporador é dada por:

$$\Delta t_{heEv} = \frac{Q_{Ev}}{W_{he} \cdot C_p} = \frac{43,8 \times 10^6}{523,8 \times 10^3 \times 1,244} = 67,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

E-15.10 Temperatura do hélio na saída do evaporador:

$$t_{5A} = t_{5B} - \Delta t_{heEv} = 660,4 - 67,2 = 593,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

E-15.11 Diferença média logarítmica de temperatura:

Aplicando a expressão (3), temos:

$$\Delta t_{mEv} = \frac{(660,4 - 363) - (593,2 - 368)}{\ln (660,4 - 363)/(593,2 - 368)} = 260 \text{ } ^\circ\text{C}$$

E-15.12 Cálculos referentes à área de transmissão de calor:

Área necessária no conjunto dos tubos:

$$A_{Ev} = \frac{Q_{Ev}}{U_o \cdot \Delta t_{mEv}} = \frac{43,8 \times 10^6}{635 \times 260} = 265 \text{ m}^2$$

Área correspondente a cada tubo, em média:

$$a_t = \frac{265}{105} = 2,52 \text{ m}^2$$

Comprimento médio dos tubos:

$$\bar{L}_m = \frac{a_t}{\pi \cdot d_m}$$

$d_m = 0,0286$  conforme calculado em E-14.12.

Substituindo:

$$\bar{L}_m = \frac{2,52}{\pi \cdot 0,0286} = 28 \text{ m}$$

E-15.13 Perda de carga no interior dos tubos:

a) Por atrito:

Como não calculamos o número de Reynolds para o cálculo do coeficiente de película interno por não conhecermos o valor da viscosidade durante a mudança de fase, adotaremos o mesmo fator de atrito do superaquecedor.

Logo:  $f = 0,01136$

Sabendo ainda que:

$$\bar{V}_{iEv}^2 = 84,1 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\rho = \frac{1}{v_{Ev}} = \frac{1}{0,00431} = 232 \text{ kg/m}^3$$

aplicando a expressão (9) calculamos:

$$P_{Ev} = 1,25 \text{ kg/cm}^2$$

b) Correção devido à curvatura:

Devido a continuidade da geometria entre o superaquecedor e o evaporador, o fator de correção é o mesmo que foi calculado em E-14.13:

$$F_c = 1,288$$

Conseqüentemente, a perda de pressão por atrito corrigida será dada por:

$$\Delta P_c = 1,288 \times 1,25 = 1,61 \text{ kg/cm}^2 = 22,9 \text{ lb/in}^2 = 0,158 \times 10^6 \text{ Pa}$$

c) Perda de pressão por aceleração:

Pelas mesmas considerações feitas no resaquecedor e no superaquecedor podemos escrever:

$$\Delta P_{ac} = \frac{(6,86 \times 10^6)^2}{9,81 \times 3600^2} \left[ \frac{0,00646}{0,00216} - 1 \right] \times 0,00216 = 1,591 \text{ kg/m}^2 = 0,159 \text{ kg/cm}^2 = 2,26 \text{ lb/in}^2 = 15,6 \times 10^3 \text{ Pa}$$

A perda de pressão total no evaporador será dada por:

$$\Delta P_{tc} = \Delta P_c + \Delta P_{ac} = 1,61 + 0,159 = 1,769 \text{ kg/cm}^2 = 25,2 \text{ lb/in}^2$$

### E-16 Cálculo do Economizador:

Seguindo o fluxo do hélio por entre os tubos, após passar pelo evaporador ele atinge o economizador.

E-16.1 Área de passagem da água:

$$\text{Idem E-14.1} \quad a_c = 0,0532 \text{ m}^2$$

E-16.2 Densidade do fluxo de água:

$$\text{Idem E-14.2.} \quad G_{agEc} = 6,86 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

E-16.3 Velocidade média da água:

Como nos blocos anteriores adotaremos os volumes específicos médios entre a entrada e saída do economizador.

$$\bar{v}_{Ec} = (v_1 + v_{1A})/2 = (0,001121 + 0,00216)/2 = 0,00164 \text{ m}^3/\text{kg}$$

O volume específico médio quadrático será dado por:

$$\sqrt{\bar{v}_{Ec}^2} = \sqrt{(v_1^2 + v_{1A}^2)/2} = 0,00172 \text{ m}^3/\text{kg}$$

a velocidade média quadrática, será dada por:

$$\bar{v}_{iEc}^2 = G_{agEc}^2 \cdot \bar{v}_{Ec}^2 = 0,1386 \times 10^9 \text{ m}^2/\text{h}^2 = 10,7 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\bar{v}_{iEc} = 3,27 \text{ m/s}$$

E-16.4 Área para a passagem do hélio:

$$\text{Idem E-14.4} \quad A_{ef} = 2,94 \text{ m}^2$$

E-16.5 Densidade do fluxo de gás:

$$\text{Idem E-14.5.} \quad G_{heEc} = 0,1782 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

E-16.6 Velocidade média do gás:

$$\bar{v}_{heEc} = G_{heEc} \times \bar{v}_{heEc}$$

$\bar{v}_{heEc} = 5,5 \text{ ft}^3/\text{lb} = 0,343 \text{ m}^3/\text{kg}$  (valor médio aproximado para o economizador, obtido na pág. 48 do trabalho de Wilson, Ref. 1<sup>4</sup>):

$$\bar{V}_{heEc} = 0,1782 \times 10^6 \times 0,343 = 61,1 \times 10^3 \text{ m/h} = 16,98 \text{ m/s.}$$

E-16.7 Coeficiente global de transmissão de calor:

E-16.7.1 Coeficiente de película interno:

Sabendo que:

$$d_i = 0,0254 \text{ m}$$

$$k_{iEc} = 0,522 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C} = 0,351 \text{ Btu/ft.h.}^\circ\text{F}$$

(calculado para a temperatura e pressão médias de 532°F e 3100 psia)

$$W_{iEc} = 0,359 \text{ kg/m.h} = 0,241 \text{ lb/ft.h} \text{ (para as mesmas condições de } k_{iEc}\text{)}$$

$$G_{ugEc} = 6,86 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$N_{Pr} = 0,82 \text{ (para as mesmas condições de } k_{iEc}\text{)}$$

Aplicando a expressão de Mac Adams encontramos:

$$h_i = 15.430 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C} = 3.160 \text{ Btu/ft}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{F}$$

E-16.7.2 Diâmetro hidráulico:

$$\text{Idem E-14.7.2 } D_h = 0,1424$$

E-16.7.3 Coeficiente de película externo:

Aplicamos a expressão (7), sabendo que:

$$k_{heEc} = 0,251 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C} = 0,1686 \text{ Btu/ft.h.}^\circ\text{F} \text{ e,}$$

$$W_{heEc} = 0,1409 \text{ kg/m.h} = 0,0947 \text{ lb/ft.h} \text{ (para as condições médias aproximadas)}$$

$$C_p = 1,244 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C}$$

$$G_{heEc} = 0,1782 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$\text{calculamos } h_{eEc} = 736 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C}$$

Com os valores obtidos em E-16.7.1 e E-16.7.3, aplicando a expressão (8), calculamos o coeficiente global de transmissão de calor.

$$\text{Assim: } U_e = 611 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C}$$

E-16.8 Diferença média logarítmica de temperatura:

Aplicando a expressão (3) às temperaturas na entrada e saída do economizador:

$$\bar{\Delta}_{tm}' = \frac{(452 - 188) - (593,2 - 368)}{\ln \left[ \frac{452 - 188}{593,2 - 368} \right]} = 244,9 \text{ C.}$$

E-16.9 Cálculos referentes à área de transmissão de calor:

$$A_{Ec} = \frac{Q_{Ec}}{U_e \cdot \bar{\Delta}_{tm}}$$

$$Q_{Ec} = W_{agEc} \cdot \Delta h_{Ec} = 365 \times 10^3 \times (446 - 193,2) = \\ = 92,272 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

$$A_{Ec} = \frac{92,272 \times 10^6}{611 \times 244} = 619 \text{ m}^2$$

área média para cada tubo

$$a_c = \frac{619}{105} = 5,89 \text{ m}^2$$

comprimento médio dos tubos

$$\bar{L}_m = \frac{5,89}{\pi \cdot dm} = \frac{5,89}{\pi \cdot 0,0286} = 65,6 \text{ m}$$

E-16.10 Perda de carga no interior dos tubos:

a) Por atrito:

$$f = \frac{0,2}{N_{Re}^{0,2}} = \frac{0,2}{(0,485 \times 10^6)^{0,2}} = 0,0146$$

$$\bar{\rho}_{Ec} = \frac{1}{v_{Ec}} = \frac{1}{0,00164} = 610 \text{ kg/m}^3$$

Aplicando a expressão (9) calculamos:

$$\Delta P_{Ec} = 12,544 \text{ kg/m}^2 = 1,25 \text{ kg/cm}^2 = \\ = 17,8 \text{ lb/in}^2 = 0,12 \times 10^6 \text{ Pa}$$

b) Correção devido à curvatura:

Aplica-se o mesmo fator de correção já calculado



lado anteriormente para o superaquecedor e para o evapora -  
dor:

$$F_c = 1,288$$

Consequentemente, a perda de pressão por atrí  
to corrigida será dada por:

$$\Delta P_c = 1,288 \times 1,25 = 1,61 \text{ kg/cm}^2 = 22,9 \text{ lb/in}^2 = 0,16 \times 10^6 \text{ Pa}$$

a) Perda de pressão por aceleração:

Conforme calculamos anteriormente, usando a  
expressão (10) encontramos:

$$\Delta P_c = \frac{(6,86 \times 10^6)^2}{9,81 \times 3600^2} \left[ \frac{0,00216}{0,001121} - 1 \right] \times 0,001121 = 385 \text{ kg/m}^2 =$$
$$= 0,0385 \text{ kg/cm}^2 = 0,547 \text{ lb/in}^2$$

A perda de pressão total no economizador se  
rá dada por:

$$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_{ac} = 1,61 + 0,0385 = 1,65 \text{ kg/cm}^2 = 23,5 \text{ lb/in}^2$$

E-17 Perda de pressão devido ao desnível:

(perda hidrostática)

Em virtude da entrada e saída do gerador de vapor esta  
rem situados num mesmo nível, não existe o efeito da perda  
de pressão devido a desnível, sendo por este motivo nulo o  
seu valor.

E-18 Área total de transferência de calor do conjunto prin  
cipal EES:

(a) Superaquecedor:	$A_S = 430 \text{ m}^2$
(b) Evaporador:	$A_{Ev} = 265 \text{ m}^2$
(c) Economizador:	$A_{Ec} = 619 \text{ m}^2$
	total $1314 \text{ m}^2 = 14.144 \text{ ft}^2$ ,

o que corresponde a tubos com comprimento médio de:

- (a) Superaquecedor:  $\bar{L}_m = 45,5 \text{ m}$   
 (b) Evaporador:  $\bar{L}_m = 28,0 \text{ m}$   
 (c) Economizador:  $\bar{L}_m = \underline{65,6 \text{ m}}$   
 total  $139,1 \text{ m} = 456 \text{ ft}$

Esta é a parte dos tubos que efetivamente contribui para a transmissão de calor.

#### E-19 Altura do conjunto EES:

Sabendo-se que o feixe de tubos é constituído de 10 fileiras, distanciadas uma da outra de 0,0708 m., a altura total ocupada pelo feixe será de 0,708 m.

Por outro lado, sabe-se que o diâmetro médio da bobina é 1,70 m (calculado em E-14.4), pode-se imediatamente calcular a quantidade de espiras que compõem o conjunto EES:

$$n_e = \frac{139,1}{\pi \cdot d_m} = \frac{139,1}{\pi \times 1,70} = 26 \text{ espiras}$$

supondo-se que as 26 espiras ocupam uma altura correspondente de 27 espiras devido aos arranjos das extremidades, calculamos:

$$H = 27 \times 0,708 \text{ m} = 19,12 \text{ m}$$

#### E-20 Perda de pressão total no conjunto EES:

Conforme calculamos em capítulos anteriores, as perdas de pressão encontradas em cada uma das partes do conjunto EES foram as seguintes:

(a) no superaquecedor:	$7,733 \text{ kg/cm}^2$	=	$110 \text{ lb/in}^2$
(b) no evaporador:	$1,769 \text{ kg/cm}^2$	=	$25,2 \text{ lb/in}^2$
(c) no economizador:	$\underline{1,65 \text{ kg/cm}^2}$	=	$\underline{23,5 \text{ lb/in}^2}$
	Total: $11,152 \text{ kg/cm}^2$	=	$158,7 \text{ lb/in}^2$

Esta perda de pressão é parcial, pois não foram consideradas as perdas na entrada, na saída, nos acessórios, na tubulação complementar, etc.

Em virtude de não termos dados mais completos para cálculos mais precisos resolvemos, por ora, adotar um acréscimo de 15% sobre o valor aqui calculado.

Assim:

$$\Delta P_{TOT} = 11,15 \times 1,15 = 12,82 \text{ kg/cm}^2 = 182,3 \text{ lb/in}^2$$

Esse valor é bastante inferior ao inicialmente adotado. Deveríamos adotar outra pressão para a água de alimentação ou estudar outro arranjo e número de tubos. Na parte final do trabalho, o programa de computador analisará diversos casos em alternativas diferentes.

Mas para estudo comparativo com os outros tipos de geradores que serão analisados, que é a meta desta parte do trabalho, mantemos esses dados e esses resultados, pois as discrepâncias aqui encontradas também deverão ser encontradas nos outros casos e os resultados serão adotados apenas para efeitos comparativos.

*E-21 Informação complementar do autor da referência<sup>(4)</sup>:*

Em atenção a uma consulta escrita formulada ao Sr.S.J. Mackenzie, autor de "Nuclear Power for Utilities", recebemos uma comunicação escrita<sup>(16)</sup> do mesmo quanto a um erro de dactilografia à página 28 onde aparece a expressão  $a = \frac{ST/D^{-1}}{ST/D}$  quando o correto deveria ser  $a = \frac{ST/D-1}{ST/D}$ .

Atendendo a outros itens da consulta o Sr.S.J.Mackenzie confirmou as expressões que vinham sendo utilizadas para a perda de pressão por atrito e por aceleração. Uma nova expressão apresentada por ele para a correção devido à curvatura apresentou resultados bastante próximos dos obtidos pela utilização da expressão (12).

F - GERADOR DE VAPOR COM REAQUECEDOR EM SÉRIE

F-1 Potência térmica de cada gerador de vapor:

Idem E-1  $Q_g = 261 \times 10^6 \text{ kcal/h}$

F-2 Massa de hélio que circula por hora:

Idem E-2  $W_{he} = 626 \times 10^3 \text{ kg/h}$

F-3 Pontos característicos da água e vapor:

Vide E-3, conforme Fig. nº 15.

F-4 Massa de água que circula por hora:

Idem E-4  $W_{ag} = 365 \times 10^3 \text{ kg/h}$

F-5 Calor transferido no reaquecedor:

Idem E-5  $Q_R = 42,7 \times 10^6 \text{ kcal/h}$

F-6 Calor transferido no conjunto EES:

Idem E-6  $Q_{EES} = 218,3 \times 10^6 \text{ kcal/h}$

F-7 Esquema e descrição inicial:

Assim como no gerador de vapor com reaquecedor em paralelo, o reaquecedor e o conjunto principal EES estarão aproximadamente na mesma posição conforme mostrado na figura nº 9. A principal diferença é que todo o hélio proveniente do núcleo passa primeiro pelo reaquecedor para em seguida passar pelo conjunto principal EES.

Na figura nº 14 abaixo é mostrado o esquema geral. Utilizamos as mesmas características usadas no caso do gerador com reaquecedor em paralelo para a água e o vapor. Também a pressão e temperaturas do hélio são iguais.

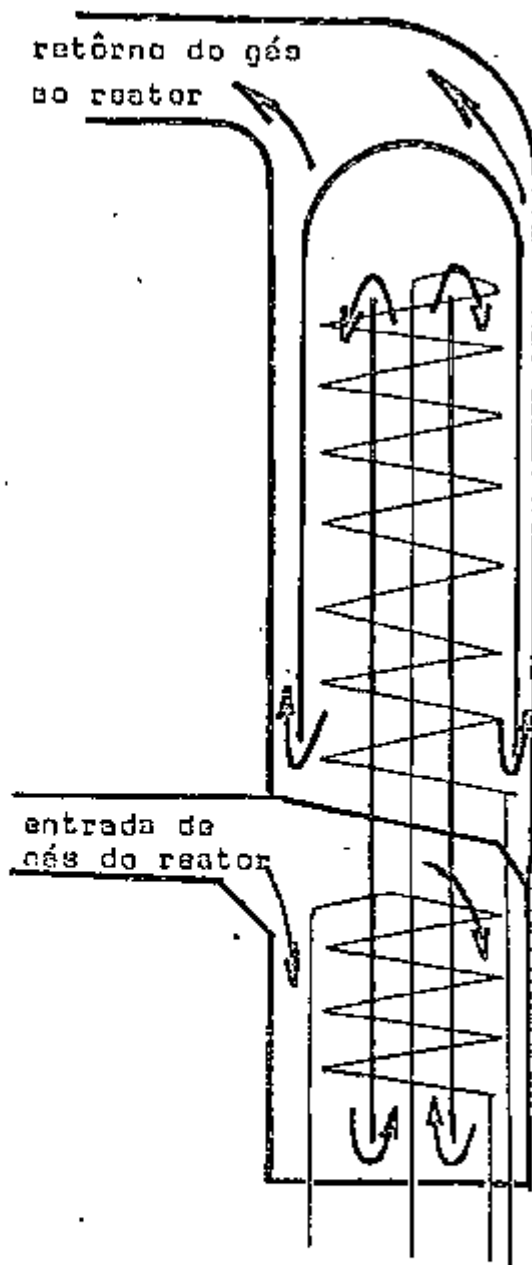


Fig. 14 - Esquema do gerador de vapor com reaquentador em série

No gráfico da página seguinte (55) estão representados os pontos importantes do gerador. Seus valores são os mesmos de E-3.

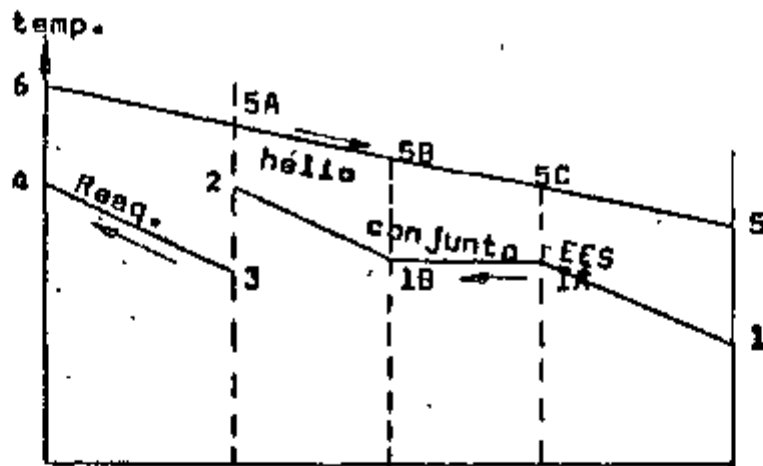


Fig. 18 - Diagrama do resquecedor em série

Diagrama do resquecedor em série

F-8 Distribuição dos tubos no resquecedor:

Como no caso anterior, adotamos 150 tubos distribuídos com 6 fileiras com 13 tubos cada uma, intercaladas com 6 fileiras com 12 tubos cada. Entretanto os tubos ficarão mais distanciados uns dos outros para permitir a passagem da massa total de hélio que circula pelo gerador. Assim, a distância entre os eixos geométricos dos tubos de uma mesma fileira será 7,62 cm e adotaremos uma distância entre os eixos de duas fileiras consecutivas de 4,76 cm. Conseqüentemente os espaçamentos respectivos serão:  $S_T/d_e = 7,62/3,81 = 2,0$  e  $S_L/d_e = 4,76/3,81 = 1,25$ .

F-8 Cálculo do resquecedor:

F-9.1 Cálculo da área de passagem do vapor:

Idem E-11.1  $A_c = 0,1188 \text{ m}^2$

F-9.2 Fluxo de vapor resquecido:

Idem E-11.2  $G_{agR} = 3,07 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$

F-9.3 Velocidade média do vapor:

Idem E-11.3  $\bar{V}_1 = 63,9 \text{ m/s}$

F-9.4 Área para a passagem do hélio:

Largura ocupada por 13 tubos

$$L_{oc} = 13 S_T = 13 \times 7,62 = 99 \text{ cm} = 0,99 \text{ m}$$

- Largura livre para o gás:

$$L_{li} = L_{oc} - (13 \times d_o) = 0,99 - 0,495 = 0,495 \text{ m}$$

- Diâmetro externo da bobina:

$$D_{ex} = D_i + (2 \times L_{oc}) = 2,78 \text{ m}$$

- Diâmetro médio da bobina:

$$D_m = (D_{ex} + D_i) / 2 = 1,79 \text{ m}$$

- Área efetiva para a passagem do gás:

$$A_{ef} = \pi \cdot D_m \cdot L_{li} = \pi \times 1,79 \times 0,495 = 2,78 \text{ m}^2$$

F-9.5 Fluxo do gás:

$$G_{heR} = W_{he} / A_{ef} = 626 \times 10^3 / 2,78 = 0,225 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

F-9.6 Variação de temperatura do hélio no reaquecedor:

$$\Delta t = \frac{Q_R}{W_{heR} \cdot C_p} = \frac{42,7 \times 10^6}{626 \times 10^3 \times 1,244} = 54,89 \text{ C}$$

F-9.7 Temperatura do hélio na saída do reaquecedor:

$$t_{SA} = t_6 - \Delta t = 787 - 54,8 = 732,2 \text{ C}$$

F-9.8 Velocidade média do hélio:

Do diagrama temperatura-entropia para o hélio tiramos o valor do volume específico para a temperatura média de  $(787 + 732,2) / 2 = 759,6 \text{ C}$

$$\bar{v} = 7,5 \text{ ft}^3 / \text{lb} = 0,468 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\begin{aligned} \bar{V}_{heR} &= G_{heR} \cdot \bar{v} = 0,225 \times 10^6 \times 0,468 = 105,3 \times 10^3 \text{ m}^3 / \text{h} = \\ &= 29,25 \text{ m}^3 / \text{s} \end{aligned}$$

F-9.9 Coeficiente global de transmissão de calor:

F-9.9.1 Coeficiente de película interno:

$$\text{Idem E-11.7.1 } h_i = 2,58 \times 10^3 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}$$

### F-9.9.2 Cálculo do diâmetro hidráulico:

Aplicando a expressão usada em E-11.7.2 ao caso presente resulta:

$$D_h = 2 \times 0,0476 \times 4 \times \frac{(0,0752 - 0,0381)Z}{2 \times 0,0381 \times Z} = 0,0606 \text{ m}$$

### F-9.9.3 Cálculo do coeficiente de película externo:

Sabendo que:

$$k_{he} = 0,305 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C} = 0,205 \text{ Btu/ft.h.}^\circ\text{F}$$

$$\mu_{ho} = 0,1671 \text{ kg/m.h} = 0,1123 \text{ lb/ft.h}$$

$$D_h = 0,0606 \text{ m}$$

$$C_p = 1,244 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$$

$$G_{heR} = 0,225 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

Aplicando a expressão (7) calculamos:

$$h_e = 1285 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C}$$

Dai podemos calcular o coeficiente global de transmissão de calor:

$$\frac{1}{U_e} = \frac{1,2}{2.580} + \frac{0,0381 \ln(0,0381/0,03175)}{2 \times 17,9} + \frac{1}{1285} = 1,437 \times 10^{-3}$$

$$U_e = 696 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C}$$

### F-9.10 Diferença média logarítmica de temperatura:

Aplicando a expressão (3):

$$\Delta t_m = \frac{(787 - 539) - (732,2 - 334)}{\ln \left[ \frac{787 - 539}{732,2 - 334} \right]} = 317,5^\circ\text{C}$$

### F-9.11 Cálculo da área de transmissão de calor:

- Área necessária no conjunto dos tubos:

$$A_{tr} = \frac{Q_R}{U_e \cdot \Delta t_m} = \frac{42,7 \times 10^6}{696 \times 317,5} = 193,2 \text{ m}^2$$

- Área a ser realizada para cada tubo, em média:

$$a_t = \frac{193,2}{150} = 1,29 \text{ m}^2$$



Assim, o comprimento médio dos tubos deverá ser calculado por:

$$\bar{L}_m = \frac{A_c}{\pi \cdot d_m} = \frac{1,29}{3,1416 \times 0,0349} = 11,75 \text{ m}$$

F-9.12 Perda de carga no interior dos tubos:

a) Por atrito:

Aplicando a expressão (9), calculamos:

$$\Delta P_{at} = 13.295 \text{ kg/m}^2 = 1,33 \text{ kg/cm}^2 = 18,9 \text{ lb/in}^2$$

b) Correção devido à curvatura:

Aplicando a expressão (12) resulta:

$$R_e = \frac{3,07 \times 10^6 \times 0,03175}{0,0957} = 1,018 \times 10^6$$

$$F_c = \left[ 1,018 \times 10^6 \times \left( \frac{3,175}{278} \right)^2 \right]^{1/20} = 1,152$$

Consequentemente, a perda de pressão por atrito corrigida será dada por:

$$\Delta P_c = 1,152 \times 1,33 = 1,80 \text{ kg/cm}^2 = 25,6 \text{ lb/in}^2 = 0,18 \times 10^6 \text{ Pa}$$

c) Perda de pressão por aceleração:

A perda de pressão por aceleração neste reaquecedor é a mesma calculada em E-11.10 já que as condições internas nos dois casos são as mesmas.

$$\Delta P_{ac} = 0,246 \text{ kg/cm}^2$$

A perda de pressão total no reaquecedor será dada por:

$$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_{ac} = 1,80 + 0,246 = 2,05 \text{ kg/cm}^2 = 29,1 \text{ lb/in}^2$$

F-10 Distribuição dos tubos no conjunto principal EES:

Como em E-12, adotamos 105 tubos com diâmetro interno de 1" (2,54 cm) e diâmetro externo de 1,25" (3,175 cm) assim distribuídos: 5 fileiras com 11 tubos cada, intercaladas com

outras 5 fileiras com 10 tubos cada. Os tubos de uma mesma fileira tem seus centros geométricos distanciados 9 cm entre si, enquanto que a distância entre os centros geométricos de duas fileiras sucessivas é de 4,76 cm.

Em função dessa distribuição teremos:

$$S_T/d_e = 9/3,175 = 2,8$$

$$S_L/d_e = 4,76/3,175 = 1,5$$

A distribuição pode ser vista na figura nº 11, com os valores numéricos aqui calculados.

#### F-11 Divisão do conjunto principal EES.

Conforme foi exposto e aplicado em E-13 também dividiremos o conjunto principal em três partes distintas.

Assim, os pontos 1, 1A, 1B e 2 da figura nº 15 terão as mesmas características dos mesmos pontos dados em E-13.

A temperatura de entrada do hélio no conjunto principal é a mesma da saída do reaquecedor calculado em F-9.7:

$$t_{5A} = 732,29C.$$

#### F-12 Cálculo do superaquecedor:

F-12.1 Cálculo da área para passagem do vapor superaquecido:

$$\text{Idem E-14.1} \quad a_t = 0,0532 \text{ m}^2$$

F-12.2 Densidade de fluxo do vapor superaquecido:

$$\text{Idem E-14.2} \quad G_{agS} = 6,86 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

F-12.3 Velocidade média do vapor superaquecido:

$$\text{Idem E-14.3} \quad \bar{V}_{1a} = 26 \text{ m/s}$$

F-12.4 Área para a passagem do hélio:

- Largura ocupada por 11 tubos:

$$L_{oc} = 11 \times 0,09 = 99 \text{ cm} = 0,99 \text{ m}$$

- Largura livre para o gás:

$$L_{li} = L_{oc} - (11 \times 0,03175) = 0,641 \text{ m}$$

- Diâmetro externo da bobina:

$$D_e = D_i + 2 L_{oc} = 2,78 \text{ m}$$

- Diâmetro médio da bobina:

$$D_{in} = (D_e + D_i)/2 = 1,79 \text{ m}$$

- Área efetiva para a passagem do gás:

$$A_{ef} = \pi \cdot D_m \cdot L_{li} = \pi \times 1,79 \times 0,641 = 3,6 \text{ m}^2$$

F-12.6 Fluxo do gás:

$$G_{heS} = W_{heS} / A_{ef} = 626 \times 10^3 / 3,6 = 0,1739 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

F-12.6 Velocidade média do gás:

$$\bar{V}_{heS} = G_{heS} \cdot \bar{v}_{heS}$$

$$\text{Do gráfico tiramos } \bar{v}_{heS} = 6,8 \text{ ft}^3/\text{lb} =$$

$$= 0,424 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\bar{V}_{heS} = 0,1739 \times 10^6 \times 0,424 = 73,7 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{h} = 20,5 \text{ m}^3/\text{s}$$

F-12.7 Coeficiente global de transmissão de calor:

F-12.7.1 Coeficiente de película interno:

$$\text{Idem E-14.7.1 } h_{iS} = 7.176 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

F-12.7.2 Cálculo do diâmetro hidráulico:

Usando a mesma expressão de E-11.7.2, onde:

$$L = 2 \times 0,0476 = 0,0952 \text{ m}$$

$$A_c = 0,09 - 0,03175 = 0,05825 \text{ m}^2$$

$$A = 2 \pi r_g = 0,1995 \text{ m}$$

$$D_h = 4 \times 0,0952 \times 0,05825 / 0,1995 = 0,1112 \text{ m}$$

F-12.7.3 Cálculo do coeficiente de película externo:

Aplicamos a expressão (7), sabendo que:

$$k_{heS} = 0,287 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{°C} = 0,193 \text{ Btu/ft} \cdot \text{h} \cdot \text{°F}$$

$$\rho_{heS} = 0,158 \text{ kg/m} \cdot \text{h} = 0,1062 \text{ lb/ft} \cdot \text{h} \text{ (para as condições médias aproximadas)}$$

$$\text{Calculamos: } h_{eS} = 851 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

Com os valores obtidos em F-12.7.1 e F-12.7.3 aplicamos a expressão (8) para calcular:

$$U_e = 648 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

F-12.8 Calor transferido no superaquecedor:

O fluxo de calor a ser transferido no superaquecedor é igual ao valor calculado em E-14.8:

$$Q_S = 82,49 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

F-12.9 Queda da temperatura do hélio no superaquecedor:

A variação de temperatura que o hélio sofre ao passar pelo superaquecedor é dado por:

$$\Delta_{\text{theS}} = \frac{Q_S}{W_{\text{he}} \cdot C_p} = \frac{82,49 \times 10^6}{626 \times 10^3 \times 1,244} = 105,9 \text{ °C}$$

F-12.10 Temperatura do hélio na saída do superaquecedor:

$$t_{5B} = t_{5A} - \Delta_{\text{theS}} = 732,2 - 105,9 = 626,3 \text{ °C}$$

F-12.11 Diferença média logarítmica de temperatura:

Aplicando a expressão (3), calculamos:

$$\bar{\Delta}_{\text{tmS}} = 240,7 \text{ °C}$$

F-12.12 Cálculos referentes à área de transmissão de calor:

$$A_S = \frac{Q_S}{U_e \cdot \bar{\Delta}_{\text{tmS}}} = \frac{82,49 \times 10^6}{648 \times 240,7} = 529 \text{ m}^2$$

$$\text{área média para cada tubo: } \bar{a}_t = \frac{529}{105} = 5,04 \text{ m}^2$$

$$\text{comprimento médio dos tubos: } \bar{L}_m = \frac{5,04}{\pi \cdot 0,0286} = 56,1 \text{ m}$$

F-12.13 Perda de carga no interior dos tubos:

a) Por atrito:

Sabendo que:

$$f = 0,01136$$

$$\bar{V}_{iS} = 673 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\bar{\rho} = 81,24 \text{ kg/m}^3$$

Aplicando a expressão (9), calculamos:

$$\Delta P_S = 69.919 \text{ kg/m}^2 = 6,99 \text{ kg/cm}^2$$

b) Correção devido à curvatura:

Aplicando a expressão (12), calculamos:

$$F_c = \left[ 1,67 \times 10^6 \times \left( \frac{2,54}{278} \right)^2 \right]^{1/20} = 1,28$$

Conseqüentemente, a perda de pressão por atrito corrigida será dada por:

$$\Delta P_c = 1,28 \times 6,99 = 8,95 \text{ kg/cm}^2 = 127,3 \text{ lb/in}^2 = 0,878 \times 10^6 \text{ Pa}$$

c) Perda de pressão por aceleração:

A perda de pressão por aceleração é a mesma calculada em E-14.13-c):

$$P_{ac} = 0,433 \text{ kg/cm}^2$$

A perda de pressão total no superaquecedor será dada por:

$$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_{ac} = 8,95 + 0,433 = 9,383 \text{ kg/cm}^2 = 133,4 \text{ lb/in}^2$$

F-13 Cálculo do evaporador:

Valem neste capítulo as mesmas considerações feitas em E-15.

F-13.1 Área de passagem da mistura:

Idem E-14.1  $a_t = 0,0532 \text{ m}^2$

F-13.2 Densidade de fluxo da mistura:

Idem E-14.2  $G_{agEv} = 6,86 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$

F-13.3 Velocidade média da mistura:

Idem E-15.3  $\bar{V}_{iEv} = 9,17 \text{ m/s}$

F-13.4 Área de passagem do hélio:

$$\text{Idem F-12.4} \quad A_{ef} = 3,6 \text{ m}^2$$

F-13.5 Densidade de fluxo de gás:

$$\text{Idem F-12.5} \quad G_{heEv} = 0,1739 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

F-13.6 Calor transferido no evaporador:

$$\text{Idem E-15.8} \quad Q_{Ev} = 43,8 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

F-13.7 Queda da temperatura do hélio no evaporador:

$$\Delta t_{heEv} = \frac{Q_{Ev}}{W_{he} \cdot C_p} = \frac{43,8 \times 10^6}{626 \times 10^3 \times 1,244} = 56,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

F-13.8 Temperatura do hélio na saída do evaporador:

$$t_{5C} = t_{5B} - \Delta t_{heEv} = 626,3 - 56,2 = 570,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

F-13.9 Velocidade média do gás:

No diagrama temperatura-entropia obtemos o volume específico do hélio para a temperatura média de  $(626,3 + 570,1)/2 = 598,2 \text{ } ^\circ\text{C} = 1.108,8 \text{ } ^\circ\text{F}$

$$\bar{v}_{heEv} = 6 \text{ ft}^3/\text{lb} = 0,375 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\bar{v}_{heEv} = G_{heEv} \cdot \bar{v}_{heEv} = 0,1739 \times 10^6 \times 0,375 = 6,51 \times 10^5 \text{ m}^3/\text{h} = 18,1 \text{ m/s}$$

F-13.10 Coeficiente global de transmissão de calor:

F-13.10.1 Coeficiente de película interno:

$$\text{Idem E-15.7.1} \quad h_{iEv} = 24.412 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

F-13.10.2 Diâmetro hidráulico:

$$\text{Idem F-12.7.2} \quad D_h = 0,1112 \text{ m}$$

F-13.10.3 Cálculo do coeficiente de película externo:

Sabendo que as condições médias do hélio no evaporador são as seguintes:

$$\bar{t}_{he} = 598,2 \text{ } ^\circ\text{C} = 1.108,8 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$p = 700 \text{ psia} = 49 \text{ kg/cm}^2$$

podemos calcular:

$$k_{heEv} = 0,2674 \text{ kcal/m.h.}^{\circ}\text{C} = 0,1797 \text{ Btu/ft.h.}^{\circ}\text{F}$$

$$\nu_{heEv} = 0,149 \text{ kg/m.h} = 0,1002 \text{ lb/ft.h}$$

e com isso aplicamos a expressão (7) para obtermos

$$h_e = 822 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^{\circ}\text{C}$$

Com os valores obtidos em F-13.10.1 e .....  
F-13.10.3, aplicamos a expressão (8) para calcular:

$$U_e = 681 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^{\circ}\text{C}$$

F-13.11 Diferença média logarítmica de temperatura:

Aplicando a expressão (3), calculamos:

$$\bar{\Delta}_{tmEv} = 231 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

F-13.12 Área de transferência de calor:

$$A_{Ev} = \frac{Q_{Ev}}{U_e \cdot \bar{\Delta}_{tmEv}} = \frac{43,8 \times 10^6}{681 \times 231} = 278,4 \text{ m}^2$$

$$\text{área média para cada tubo: } a_c = \frac{278,4}{105} = 2,65 \text{ m}^2$$

$$\text{comprimento médio dos tubos: } \bar{L}_m = \frac{265}{\pi \cdot 0,0286} = 29,5 \text{ m}$$

F-13.13 Perda de carga no interior dos tubos:

a) Por atrito:

Aplicando a expressão (9) para os dados conhecidos, calculamos:

$$\Delta P_{Ev} = 13126 \text{ kg/m}^2 = 1,31 \text{ kg/cm}^2$$

b) Correção devido à curvatura:

Vale aqui o mesmo fator de correção calculado para o superaquecedor:

$$F_c = 1,28$$

Logo, a perda de pressão por atrito corrigida será dada por:

$$\Delta P_c = 1,28 \times 1,31 = 1,68 \text{ kg/cm}^2 = 23,8 \text{ lb/in}^2 = 0,165 \times 10^6 \text{ Pa}$$

c) Perda de pressão por aceleração:

A perda de pressão por aceleração é a mesma

calculada em E-15.13:

$$\Delta P_{ac} = 0,159 \text{ kg/cm}^2$$

A perda de pressão total no evaporador será dada por:

$$\Delta P_t = 1,68 \times 0,159 = 1,84 \text{ kg/cm}^2 = 26,2 \text{ lb/in}^2 = 0,181 \times 10^6 \text{ Pa}$$

#### F-14 Cálculo do economizador:

Depois de passar pelo evaporador, o hélio atinge o economizador.

F-14.1 Área de passagem da água:

$$\text{Idem E-14.1 } a_t = 0,0532 \text{ m}^2$$

F-14.2 Densidade do fluxo da água:

$$\text{Idem E-14.2 } G_{agEc} = 6,86 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

F-14.3 Velocidade média da água:

$$\text{Idem E-16.3 } \bar{v}_{iEc} = 3,27 \text{ m/s}$$

F-14.4 Área de passagem do hélio:

$$\text{Idem F-12.4 } A_{ef} = 3,6 \text{ m}^2$$

F-14.5 Densidade do fluxo do gás:

$$\text{Idem F-12.5 } G_{heEc} = 0,1739 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

F-14.6 Calor transferido no economizador:

$$\begin{aligned} Q_{EC} &= W_{agEc} (h_{1A} - h_1) = 363 \times 10^3 (446 - 193) \\ &= 92,3 \times 10^6 \text{ kcal/h} \end{aligned}$$

F-14.7 Queda de temperatura do hélio no economizador:

$$\Delta t_{heEc} = \frac{Q_{EC}}{W_{he} \cdot C_p} = \frac{92,3 \times 10^6}{626 \times 10^3 \times 1,244} = 118,4^\circ\text{C}$$

F-14.8 Temperatura do hélio na saída do economizador:

$$t_5 = t_{5C} - \Delta t_{heEc} = 570,1 - 118,4 = 451,7^\circ\text{C}$$

valor que praticamente coincide com a temperatura apresentada no item 5, em D-2, Dados de entrada (452°C).



F-14.9 Velocidade média do gás:

Para a temperatura média de  $(570,1 + 451,7)/2 = 510,9$  °C calculamos no diagrama temperatura-entropia o volume específico do gás:

$$\bar{v}_{\text{heEc}} = 5,6 \text{ ft}^3/\text{lb} = 0,35 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\bar{V}_{\text{heEc}} = 0,1739 \times 10^6 \times 0,35 = 60,8 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{h} = 16,89 \text{ m}^3/\text{s}$$

F-14.10 Coeficiente global de transmissão de calor:

F-14.10.1 Coeficiente de película interno:

$$\text{Idem E-16.7.1} \quad h_i = 15.430 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

F-14.10.2 Diâmetro equivalente:

$$\text{Idem F-12.7.2} \quad D_h = 0,1112 \text{ m}$$

F-14.10.3 Coeficiente de película externo:

Sabendo que as condições médias do hélio no economizador são as seguintes:

$$\bar{t}_{\text{he}} = 511\text{°C} = 952\text{°F}$$

$$p = 700 \text{ psia} = 49 \text{ kg/cm}^2$$

podemos calcular:

$$k_{\text{heEc}} = 0,2494 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{°C} = 0,1676 \text{ Btu/ft} \cdot \text{h} \cdot \text{°F}$$

$$\rho_{\text{heEc}} = 0,1394 \text{ kg/m} \cdot \text{h} = 0,0937 \text{ lb/ft} \cdot \text{h}$$

Aplicamos a expressão (7) para encontrar:

$$h_e = 795 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

Com os valores obtidos em F-14.10.1 e F-14.10.3 aplicamos a expressão (8) para calcular:

$$U_e = 650 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

F-14.11 Diferença média logarítmica de temperatura:

Aplicando a expressão (3), calculamos:

$$\bar{\Delta}_{\text{tmEc}} = 232 \text{ °C}$$

F-14.12 Área de transferência de calor:

$$A_{\text{Ec}} = \frac{92,3 \times 10^6}{650 \times 232} = 612 \text{ m}^2$$

Área média para cada tubo:

$$a_t = \frac{612}{105} = 5,83 \text{ m}^2$$

comprimento médio dos tubos:

$$\bar{L}_m = \frac{5,83}{\pi \cdot 0,0286} = 64,9 \text{ m}$$

F-14.13 Perda de carga no interior dos tubos:

a) Por atrito:

Sabendo que:

$$f = 0,0146 \text{ (Idem E-16.10)}$$

$$\bar{\rho}_{Ec} = 610 \text{ kg/m}^3$$

$$\bar{V} = 3,27 \text{ m/s}$$

$$\bar{L}_m = 64,9$$

$$d_i = 0,0254$$

$$\text{calculamos: } \Delta P_{Ec} = 12,402 \text{ kg/m}^2 = 1,24 \text{ kg/cm}^2.$$

b) Correção devido à curvatura:

Vale aqui o mesmo fator de correção calculado para o superaquecedor e para o evaporador:

$$F_c = 1,28$$

Logo, a perda de pressão por atrito corrigida será dada por:

$$\Delta P_c = 1,28 \times 1,24 = 1,59 \text{ kg/cm}^2 = 22,6 \text{ lb/in}^2 = 0,156 \times 10^6 \text{ Pa}$$

c) Perda de pressão por aceleração:

A perda de pressão por aceleração é a mesma calculada em E-16.10:

$$\Delta P_{ac} = 0,0385 \text{ kg/cm}^2$$

A perda de pressão total no economizador será dada por:

$$\begin{aligned} \Delta P_t &= \Delta P_c + \Delta P_{ac} = 1,59 + 0,0385 = 1,63 \text{ kg/cm}^2 = 23,2 \text{ lb/in}^2 \\ &= 0,16 \times 10^6 \text{ Pa} \end{aligned}$$

F-15 Área total de transferência de calor do conjunto principal EES:

$$\begin{aligned}
 (a) \text{ Superaquecedor: } & A_s = 529 \text{ m}^2 \\
 (b) \text{ Evaporador: } & A_{Ev} = 278,4 \text{ m}^2 \\
 (c) \text{ Economizador: } & A_{Ec} = \frac{612 \text{ m}^2}{1419,4 \text{ m}^2} \\
 \text{total} & = 15.278 \text{ ft}^2
 \end{aligned}$$

o que corresponde a tubos com comprimento de:

$$\begin{aligned}
 (a) \text{ Superaquecedor: } & \bar{L}_m = 56,1 \text{ m} \\
 (b) \text{ Evaporador: } & \bar{L}_m = 29,5 \text{ m} \\
 (c) \text{ Economizador: } & \bar{L}_m = \frac{64,9 \text{ m}}{150,5 \text{ m}} \\
 \text{total} & = 494 \text{ ft}
 \end{aligned}$$

F-16 Altura do conjunto EES:

- altura ocupada pelo feixe:  $h_f = 10 \times 0,0476 = 0,476 \text{ m}$
- diâmetro médio da bobina:  $1,79 \text{ m}$  (F-12.4)
- número de espiras:  $150,5 / (\pi \times 1,79) = 26,8$  espiras

Considerando que as 26,8 espiras ocupam uma altura correspondente a 27,8 espiras devido aos arranjos das extremidades, calculamos:  $H = 27,8 \times 0,476 = 13,23 \text{ m}$ .

F-17 Perda de pressão total no conjunto EES:

Conforme calculamos anteriormente, as perdas de pressão encontradas em cada uma das partes do conjunto EES foram as seguintes:

$$\begin{aligned}
 (a) \text{ no superaquecedor: } & 9,383 \text{ kg/cm}^2 = 133,4 \text{ lb/in}^2 \\
 (b) \text{ no evaporador: } & 1,84 \text{ kg/cm}^2 = 26,2 \text{ lb/in}^2 \\
 (c) \text{ no economizador: } & \frac{1,63 \text{ kg/cm}^2}{12,853 \text{ kg/cm}^2} = \frac{23,2 \text{ lb/in}^2}{182,8 \text{ lb/in}^2} \\
 \text{Total: } & 12,853 \text{ kg/cm}^2 = 182,8 \text{ lb/in}^2
 \end{aligned}$$

Conforme adotamos em E-20, utilizaremos também aqui um acréscimo de 15% para as perdas de pressão na entrada, na

saída, nos acessórios, na tubulação complementar, etc.

Assim:

$$\Delta P_{TOT} = 12,853 \times 1,15 = 14,78 \text{ kg/cm}^2 = 210,2 \text{ lb/in}^2$$

Assim como ocorreu com o gerador de vapor com reaquecedor em paralelo, encontramos uma discrepância bastante acentuada entre a perda de pressão inicialmente arbitrada e a encontrada nos cálculos. Pelos mesmos motivos ali expostos, aceitamos os resultados para fins comparativos.

## G - GERADOR DE VAPOR SEM REAQUECEDOR

### G-1 Potência térmica de cada gerador de vapor:

Sabemos que um ciclo sem reaquecedor apresenta rendimento inferior a um ciclo com reaquecedor. Em virtude disso, temos duas alternativas para efeito comparativo desse gerador com outro tipo que possua reaquecedor.

A primeira delas consiste em adotarmos a mesma potência elétrica de saída e recalcularmos a potência térmica necessária para cada gerador de vapor. Com isso podemos avaliar os acréscimos necessários em toda a instalação e compará-los com a economia introduzida pela remoção do reaquecedor.

A segunda alternativa consiste em adotarmos a mesma potência térmica disponível e, em função da redução do rendimento, compararmos a economia introduzida pela ausência de reaquecedor com a perda de energia que deixará de ser gerada pela instalação.

Preferimos adotar a segunda alternativa.

Por isso:  $Q_g = 261 \times 10^6$  kcal/h

### G-2 Massa de hélio que circula por hora:

Idem E-2  $W_{he} = 626 \times 10^3$  kg/h

### G-3 Pontos característicos da água (líquida e vapor):

Vide E-3, exceto os pontos 3 e 4 que não existem.

### G-4 Massa de água que circula por hora:

Cada quilograma de água líquida ou vapor que passa pelo gerador recebe a seguinte quantidade de calor:

$$q = 792 - 193,2 = 598,8 \text{ kcal/kg} = \Delta h.$$

A massa de água que circula pelo gerador será dada por:

$$W_{ag} = \frac{Q_g}{\Delta h} = \frac{261 \times 10^6}{598,8} = 436 \times 10^3 \text{ kg/h}$$

G-5 Esquema e descrição inicial:

Como nos casos anteriores, com resquecedor, o gerador é formado por um feixe de tubos que se desenvolve em forma de bobina em torno de um cilindro central. A massa total de hélio proveniente do núcleo do reator passa perpendicularmente aos tubos, transferindo calor para o ciclo secundário, formado por água e vapor.

Na figura nº 16. é representado um esquema geral.

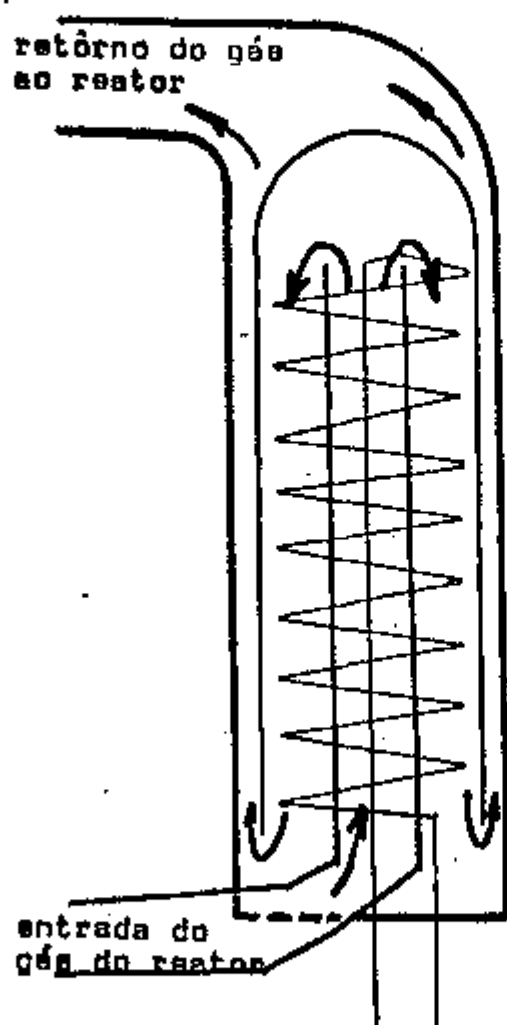


Fig. 16 - Esquema do gerador sem resquecedor

No gráfico seguinte estão representados os pontos importantes do gerador. Seus valores são os mesmos dos mesmos pontos dados em E-3.

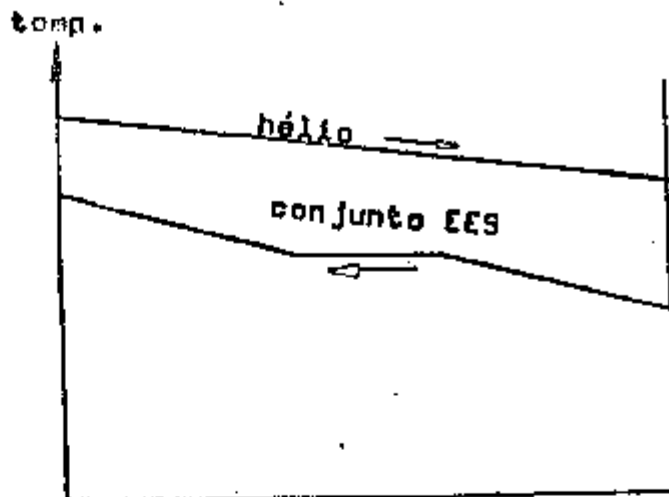


Fig. 17 - Diagrama do gerador com superaquecedor

#### G-6 Distribuição dos tubos:

Adotamos 115 tubos com diâmetro interno de 1" (2,54 cm) e diâmetro externo de 1,25" (3,175 cm) assim distribuídos: 5 fileiras com 12 tubos cada intercaladas com outras 5 fileiras com 11 tubos cada. Os tubos de uma mesma fileira estão distanciados 8,25 cm entre si, enquanto que, a distância entre duas fileiras sucessivas é de 4,76 cm. Deste modo, os espaçamentos relativos serão:

$$S_T/d_e = 8,25/3,175 = 2,6 \quad e,$$

$$S_L/d_e = 4,76/3,175 = 1,5$$

#### G-7 Divisão da bobina principal:

Pelos motivos expostos em E-13, também aqui adotamos a divisão da bobina principal em 3 partes. As características dos pontos de entrada, saída e mudança de fase são as mesmas do referido capítulo.

#### G-8 Cálculo do superaquecedor:

##### G-8.1 Área para a passagem do vapor superaquecido:

- área interna de cada tubo:  $a = \pi \cdot d_1^2 / 4 = 5,07 \text{ cm}^2$

$$\begin{aligned}
 - \text{Área total dos 115 tubos: } a_t &= 115 \times 5,07 = \\
 &= 583 \text{ cm}^2 \\
 a_t &= 0,0583 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

G-8.2 Fluxo do vapor superaquecido:

$$G_{\text{agS}} = \frac{W_{\text{agS}}}{a_t} = \frac{436 \times 10^3}{0,0583} = 7,48 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

G-8.3 Velocidade média do vapor superaquecido:

Adotando o mesmo volume específico médio quadrático calculado em E-14.3 podemos escrever:

$$\bar{V}_{iS}^2 = G_{\text{agS}}^2 \cdot \bar{V}_S^2 = (7,48 \times 10^6)^2 \times 0,01363^2 = 10,39 \times 10^9 \text{ m}^2/\text{h}^2$$

$$\bar{V}_{iS}^2 = 801,7 \text{ m}^2/\text{s}^2 \quad \text{logo: } \bar{V}_{iS} = 28,3 \text{ m/s}$$

G-8.4 Área para a passagem do hélio:

- Largura ocupada por 12 tubos:

$$L_{oc} = 12 \times 0,0825 = 0,99 \text{ m}$$

- Largura livre para o gás:

$$L_{li} = L_{oc} - (12 \times 0,03175) = 0,609 \text{ m}$$

- Diâmetro externo da bobina:

$$D_e = D_i + 2 L_{oc} = 2,78 \text{ m}$$

- Diâmetro médio da bobina:

$$D_m = (D_e + D_i)/2 = 1,79 \text{ m}$$

- Área efetiva para a passagem do gás:

$$A_{ef} = \pi \cdot D_m \cdot L_{li} = \pi \times 1,79 \times 0,609 = 3,42 \text{ m}^2$$

G-8.5 Fluxo do gás:

$$G_{\text{heS}} = W_{\text{heS}}/A_{ef} = 626 \times 10^3/3,42 = 0,183 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

G-8.6 Velocidade média do gás:

Com o volume específico médio do gás calculado em E-14.6, calculamos:

$$\bar{V}_{\text{heS}} = 0,183 \times 10^6 \times 0,437 = 80 \times 10^3 \text{ m/h} = 22,2 \text{ m/s}$$



G-8.7 Coeficiente global de transmissão de calor:

G-8.7.1 Coeficiente da película interno:

Sabendo que:

$$d_i = 0,0254 \text{ m}$$

$$N_{Pr} = 1,29$$

$$k_{iS} = 0,0757 \text{ kcal/m.h.}^{\circ}\text{C} = 0,0509 \text{ Btu/ft.h.}^{\circ}\text{F}$$

$$\mu_{iS} = 0,1042 \text{ kg/m.h} = 0,07 \text{ lb/ft.h} \text{ (valores de } N_{Pr}, k_{iS} \text{ e}$$

$$\mu_{iS} \text{ calculados em E-14.7.1)}$$

$$G_{agS} = 7,48 \times 10^6 \text{ kg/m}^2\text{.h}$$

Aplicando a expressão de Mac Adams e resolven  
do, achamos:

$$h_{iS} = 7.293 \text{ kcal/m}^2\text{.h.}^{\circ}\text{C}$$

G-8.7.2 Cálculo de diâmetro hidráulico:

$$L = 2 \times 0,0476 = 0,0952 \text{ m}$$

$$A_c = 0,0825 - 0,0318 = 0,0507 \text{ m}$$

$$\Delta = 2 \cdot \pi \cdot d_e = 0,1995 \text{ m}$$

$$D_h = 4 \times 0,0952 \times 0,0507 / 0,1995 = 0,0967 \text{ m}$$

G-8.7.3 Coeficiente de película externo:

Adotando os valores já calculados em E-14.7.3  
para  $k_{heS}$  e  $\mu_{heS}$  e considerando os valores de  $G_{heS}$  e  $D_h$  cal  
culados acima, encontramos:

$$h_{eS} = 929 \text{ kcal/m}^2\text{.h.}^{\circ}\text{C}$$

Com os valores obtidos em G-8.7.1 e G-8.7.3,  
aplicamos a expressão (8) para calcular:  $U_e = 692 \text{ kcal/m}^2\text{.}^{\circ}\text{C}$

G-8.8 Calor transferido no superaquecedor:

A quantidade de calor a ser transferida no su-  
peraquecedor é dada por:

$$Q_S = W_{agS} \cdot \Delta h_S$$

$$\text{mas } \Delta h_S = 792 - 566 = 226 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_S = 436 \times 10^3 \times 226 = 98,5 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

G-8.9 Queda de temperatura do hélio no superaquecedor:

A variação de temperatura que o hélio sofre ao passar pelo superaquecedor é dada por:

$$\Delta_{\text{theS}} = \frac{Q_S}{W_{\text{he}} \cdot C_p} = \frac{98,5 \times 10^6}{626 \times 10^3 \times 1,244} = 127 \text{ } ^\circ\text{C}$$

G-8.10 Temperatura do hélio na saída do superaquecedor:

$$t_{5B} = t_6 - \Delta_{\text{theS}} = 787 - 127 = 660 \text{ } ^\circ\text{C}$$

G-8.11 Diferença média logarítmica de temperatura:

Aplicando a expressão (3), calculamos:

$$\bar{\Delta}_{\text{tmS}} = 286 \text{ } ^\circ\text{C}$$

G-8.12 Área de transferência de calor:

$$A_S = \frac{Q_S}{U_e \cdot \bar{\Delta}_{\text{tmS}}} = \frac{98,5 \times 10^6}{692 \times 286} = 498 \text{ m}^2$$

área média para cada tubo:  $\bar{a}_t = \frac{498}{115} = 4,33 \text{ m}^2$

comprimento médio dos tubos:  $\bar{L}_m = \frac{4,33}{\pi \cdot 0,0286} = 48,2 \text{ m}$

G-8.13 Perda de carga no interior dos tubos:

a) Por atrito:

Sabendo que:

$$f = \frac{0,2}{(1,823 \times 10^6)^{0,2}} = 0,0118$$

$$\bar{v}_{1S}^2 = 801,7 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\rho = 81,24 \text{ kg/m}^3$$

aplicando a expressão (9), calculamos:

$$\Delta P_S = 70,43 \times 10^3 \text{ kg/m}^2 = 7,043 \text{ kg/cm}^2$$

b) Correção devido à curvatura:

Aplicando a expressão (12), calculamos:

$$r_c = \left[ 1,823 \times 10^6 \left( \frac{2,54}{278} \right)^2 \right]^{1/20} = 1,284$$

Conseqüentemente, a perda de pressão por atrito será dada por:

$$\begin{aligned}\Delta P_c &= 1,284 \times 7,043 = 9,043 \text{ kg/cm}^2 = 128,6 \text{ lb/in}^2 = \\ &= 0,887 \times 10^6 \text{ Pa}\end{aligned}$$

a) Perda de pressão por aceleração:

Aplicamos novamente a expressão (10) e encontramos:

$$\begin{aligned}\Delta P_{ac} &= \frac{(7,48 \times 10^6)^2}{9,81 \times 3600^2} \left[ \frac{0,01816}{0,00646} - 1 \right] \times 0,00646 = 5148 \text{ kg/m}^2 \\ &= 0,51 \text{ kg/cm}^2 = 7,25 \text{ lb/in}^2\end{aligned}$$

A perda de pressão total no superaquecedor será dada por:

$$\Delta P_t = \Delta P_c + \Delta P_{ac} = 9,043 + 0,51 = 9,553 \text{ kg/cm}^2 = 135,8 \text{ lb/in}^2$$

#### G-9 Cálculo do Evaporador:

Consideramos válidos os comentários feitos em E-15 adotando-os aqui:

G-9.1 Área de passagem da mistura:

$$\text{Idem G-8.1} \quad a_t = 0,0583 \text{ m}^2$$

G-9.2 Fluxo da mistura:

$$\text{Idem G-8.2} \quad G_{agEv} = 7,48 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

G-9.3 Velocidade média da mistura:

Adotando o mesmo volume específico médio quadrático calculado em E-15.3 podemos escrever:

$$\bar{V}_{iEv}^2 = (7,48 \times 10^6)^2 \times 23,2 \times 10^{-6} = 1,298 \times 10^9 \text{ m}^2/\text{h}^2$$

$$\bar{V}_{iEv}^2 = 100,2 \text{ m}^2/\text{h}^2 \quad \text{logo, } \bar{V}_{iEv} = 10 \text{ m/s}$$

G-9.4 Área para a passagem do hélio:

$$\text{Idem G-8.4} \quad A_{eF} = 3,42 \text{ m}^2$$

G-9.6 Densidade de fluxo do gás:

$$\text{Idem G-8.5} \quad G_{heS} = 0,183 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

G-9.6 Velocidade média do gás:

Com o volume específico médio calculado em ...

E-15.6, podemos escrever:

$$\bar{V}_{\text{heEv}} = 0,183 \times 10^6 \times 0,387 = 70,8 \times 10^3 \text{ m/h} = 19,7 \text{ m/s}$$

G-9.7 Coeficiente global de transmissão de calor:

G-9.7.1 Coeficiente de película interno:

$$\text{Idem E-15.7.1. } h_{i\text{Ev}} = 24.412 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

G-9.7.2 Diâmetro hidráulico:

$$\text{Idem G-9.7.2 } D_h = 0,0967 \text{ m}$$

G-9.7.3 Coeficiente de película externo:

Em E-15.7.3 calculamos:

$$k_{\text{heKv}} = 0,2646 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{°C} = 0,1778 \text{ Btu/ft} \cdot \text{h} \cdot \text{°F}$$

$$\rho_{\text{heEv}} = 0,1479 \text{ kg/m} \cdot \text{h} = 0,0994 \text{ lb/ft} \cdot \text{h}$$

e sabendo-se que:

$$D_h = 0,0967 \text{ m}$$

$$G_{\text{heEv}} = 0,183 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$\text{calculamos } h_e = 904 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

Com os valores obtidos em G-9.7.1 e G-9.7.3 aplicamos a expressão (8) para calcular:

$$U_e = 737 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

G-9.8 Calor transferido no evaporador:

O fluxo de calor a ser transferido no evaporador é dado por:

$$Q_{\text{Ev}} = 436 \times 10^3 \times (566 - 446) = 52,3 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

G-9.9 Queda de temperatura do hélio no evaporador:

A variação de temperatura que o hélio sofre ao passar pelo evaporador é dada por:

$$\Delta t_{\text{heEv}} = \frac{Q_{\text{Ev}}}{W_{\text{he}} \cdot C_p} = \frac{52,3 \times 10^6}{626 \times 10^3 \times 1,244} = 67 \text{ °C}$$

G-9.10 Temperatura do hélio na saída do evaporador:

$$t_{5A} = t_{5B} - \Delta t_{heEv} = 660 - 67 = 593 \text{ } ^\circ\text{C}$$

G-9.11 Diferença média logarítmica de temperatura:

Aplicando a expressão (3), calculamos:

$$\bar{\Delta} t_{mEv} = 260 \text{ } ^\circ\text{C}$$

G-9.12 Área de transferência de calor:

$$A_{Ev} = \frac{Q_{Ev}}{U_e \cdot \bar{\Delta} t_{mEv}} = \frac{52,3 \times 10^6}{737 \times 260} = 237 \text{ m}^2$$

área média para cada tubo:  $\bar{a}_t = \frac{237}{115} = 2,37 \text{ m}^2$

comprimento médio dos tubos:  $\bar{L}_m = \frac{2,37}{\pi \cdot 0,0286} = 26,4 \text{ m}$

G-9.13 Perda de carga no interior dos tubos:

a) Por atrito:

Adotando as considerações feitas em E-15.13 e

os valores abaixo:

$$f = 0,01118$$

$$\bar{V}_{iEv} = 100,2 \text{ m}^2/\text{s}^2$$

$$\rho_{Ev} = 232 \text{ kg/m}^3$$

$$L = 26,4 \text{ m}$$

$$d_i = 0,0254 \text{ m}$$

aplicamos a expressão (10) e calculamos:

$$\Delta P_{Ev} = 13.776 \text{ kg/m}^2 = 1,38 \text{ kg/cm}^2$$

b) Correção devido à curvatura:

O fator de correção é o mesmo calculado anteriormente para o superaquecedor:  $F_c = 1,284$

Conseqüentemente, a perda de pressão por atrito corrigida será dada por:

$$\Delta P_c = 1,284 \times 1,38 = 1,77 \text{ kg/cm}^2 = 25,2 \text{ lb/in}^2 = 0,174 \times 10^6 \text{ Pa}$$

c) Perda de pressão por aceleração:

Aplicando a expressão (10), calculamos:

$$\Delta P_{ac} = 1892 \text{ kg/m}^2 = 0,189 \text{ kg/cm}^2 = 2,69 \text{ lb/in}^2$$

A perda de pressão total no evaporador será da da por:

$$\Delta P_c = 1,77 + 0,189 = 1,96 \text{ kg/cm}^2 = 27,9 \text{ lb/in}^2 = 0,192 \times 10^6 \text{ Pa}$$

G-10 Cálculo do economizador:

G-10.1 Área de passagem da água:

$$\text{Idem G-8.1} \quad a_c = 0,0583 \text{ m}^2$$

G-10.2 Fluxo de água:

$$\text{Idem G-8.2} \quad G_{agEc} = 7,48 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

G-10.3 Velocidade média da água:

Adotando o mesmo volume específico médio quadrático calculado em E-16.3, podemos escrever:

$$\bar{V}_{iEc}^2 = (7,48 \times 10^6)^2 \times (1,72 \times 10^{-3})^2 = 0,1655 \times 10^9 \text{ m}^2/\text{h}^2$$

$$\bar{V}_{iEc}^2 = 12,77 \text{ m}^2/\text{s}^2 \quad \text{logo: } \bar{V}_{iEc} = 3,57 \text{ m/s}$$

G-10.4 Área para a passagem do hélio:

$$\text{Idem G-8.4} \quad A_{ef} = 3,42 \text{ m}^2$$

G-10.5 Fluxo do gás:

$$\text{Idem G-8.5} \quad G_{heEc} = 0,183 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

G-10.6 Velocidade média do gás:

Com o volume específico médio do gás calculado em E-16.6, podemos escrever:

$$\bar{V}_{heEc} = 0,183 \times 10^6 \times 0,343 = 62,8 \times 10^3 \text{ m/h} = 17,4 \text{ m/s}$$

G-10.7 Coeficiente global de transmissão de calor:

G-10.7.1 Coeficiente de película interno:

Sabendo que:

$$d_i = 0,0254$$

$$G_{heEc} = 7,48 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

e adotamos os valores abaixo já calculados em E-16.7.1:

$$k_{iEc} = 0,522 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C} = 0,351 \text{ Btu/ft.h.}^\circ\text{F}$$

$$v_{iEc} = 0,359 \text{ kg/m.h} = 0,241 \text{ lb/ft.h}$$

$$N_{Pr} = 0,82$$

Calculamos pela expressão de Mac Adams:

$$h_i = 16.643 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

G-10.7.2 Diâmetro hidráulico:

$$\text{Idem G-8.7.2 } D_h = 0,0967 \text{ m}$$

G-10.7.3 Coeficiente de película externo:

Adotamos os valores já adotados em E-16.7.3:

$$k_{heEc} = 0,251 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} = 0,1686 \text{ Btu/ft} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}$$

$$\rho_{heEc} = 0,1409 \text{ kg/m} \cdot \text{h} = 0,0947 \text{ lb/ft} \cdot \text{h}$$

e considerando os valores de  $G_{heEc}$  e  $D_h$  calculados acima, encontramos:

$$h_e = 882 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Com os valores obtidos em G-10.7.1 e G-10.7.3 aplicamos a expressão (8) para calcular:

$$U_e = 710 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

G-10.8 Calor transferido no economizador:

O fluxo de calor transferido no economizador é dado por:

$$Q_{Ec} = 436 \times 10^3 (446 - 193) = 110,3 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

Como verificação, somamos as quantidades de calor transferidas no superaquecedor, no evaporador e no economizador e comparamos com o valor total a ser transferido, calculado em G-1:

$$Q_g = 261 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

$$Q_S = 98,5 \times 10^6 \text{ kcal/h} \quad (\text{G-8.8})$$

$$Q_{Ev} = 52,30 \times 10^6 \text{ kcal/h} \quad (\text{G-9.8})$$

$$Q_{Ec} = \underline{110,30 \times 10^6 \text{ kcal/h}} \quad (\text{G-10.8})$$

$$\text{total } 261,10 \times 10^6 \text{ kcal/h}$$

Diferença que pode ser desprezada neste cálculo.

G-10.9 Queda de temperatura do hélio no economizador:

A variação de temperatura que o hélio sofre ao passar pelo evaporador é dada por:

$$\Delta_{cheEc} = \frac{Q_{Ec}}{W_{he} \cdot C_p} = \frac{110,3 \times 10^6}{626 \times 10^3 \times 1,244} = 141 \text{ } ^\circ\text{C}$$

G-10.10 Temperatura do hélio na saída do economizador:

$$t_5 = t_{5A} - \Delta_{cheEc} = 593 - 141 = 452 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Valor esse que confere com o valor de 452 °C apresentado como dado de entrada em D-2.

G-10.11 Diferença média logarítmica de temperatura:

Aplicando a expressão (3), calculamos:

$$\bar{\Delta}_{tmEc} = 245 \text{ } ^\circ\text{C}$$

G-10.12 Área de transferência de calor:

$$A_{Ec} = \frac{Q_{Ec}}{U_e \cdot \bar{\Delta}_{tmEc}} = \frac{110,3 \times 10^6}{710 \times 245} = 634 \text{ m}^2$$

área média para cada tubo:  $\bar{a}_t = \frac{634}{115} = 5,51 \text{ m}^2$

comprimento médio dos tubos:  $\bar{L}_m = \frac{5,51}{\pi \cdot 0,0286} = 61,4 \text{ m}$

G-10.13 Perda de carga no interior dos tubos:

a) Por atrito:

Sabendo que:

$$f = \frac{0,2}{(0,529 \times 10^6)^2} = 0,01428$$

$$\bar{\rho}_{Ec} = 610 \text{ kg/m}^3 \text{ (vide E-16.10)}$$

$$\bar{V}_{iEc} = 3,57 \text{ m/s}$$

$$L = 61,4 \text{ m}$$

$$d_i = 0,0254 \text{ m}$$

Aplicando a expressão (10), calculamos:

$$\Delta P_{Ec} = 13.678 \text{ kg/m}^2 = 1,37 \text{ kg/cm}^2$$



b) Correção devido à curvatura:

Devido à continuidade física entre o economizador com o superaquecedor e o evaporador, utilizamos o mesmo fator de correção já calculado anteriormente:  $F_c = 1,284$

Logo, a perda de pressão por atrito corrigida será dada por:

$$\Delta P_c = 1,284 \times 1,37 = 1,76 \text{ kg/cm}^2 = 25 \text{ lb/in}^2 = 0,173 \times 10^6 \text{ Pa}$$

c) Perda de pressão por aceleração:

Aplicando a expressão (10), calculamos:

$$\Delta P_{ac} = 457 \text{ kg/m}^2 = 0,0457 \text{ kg/cm}^2 = 0,65 \text{ lb/in}^2$$

A perda de pressão total no economizador será dada por:

$$\Delta P_t = 1,76 + 0,0457 = 1,81 \text{ kg/cm}^2 = 25,7 \text{ lb/in}^2 = 0,178 \times 10^6 \text{ Pa}$$

G-11 Área total da transferência de calor do gerador:

(a) Superaquecedor:  $A_S = 498 \text{ m}^2$

(b) Evaporador:  $A_{Ev} = 273 \text{ m}^2$

(c) Economizador:  $A_{Ec} = \frac{634 \text{ m}^2}{1405 \text{ m}^2} = 15.118 \text{ ft}^2$

o que corresponde a tubos com comprimento médio de:

(a) Superaquecedor:  $\bar{L}_m = 48,2 \text{ m}$

(b) Evaporador:  $\bar{L}_m = 26,4 \text{ m}$

(c) Economizador:  $\bar{L}_m = \frac{61,4 \text{ m}}{136,0 \text{ m}}$

G-12 Altura do Gerador:

- altura ocupada pelo feixe:  $10 \times 0,0476 = 0,476 \text{ m}$

- diâmetro médio da bobina:  $1,79 \text{ m}$

- número de espiras:  $136/\pi \times 1,79 = 25,5 \text{ espiras}$

Supondo que as 25,5 espiras ocupam uma altura correspondente a 26,5 espiras devido aos arranjos das extremidades, calculamos:

$$H = 26,5 \times 0,476 = 12,6 \text{ m}$$

G-13 Perda de pressão total:

A perda de pressão total no conjunto principal EES é a soma das perdas calculadas em cada uma das partes e os valores calculados foram os seguintes:

(a) No superaquecedor:	9,553 kg/cm <sup>2</sup>	=	135,8 lb/in <sup>2</sup>
(b) No evaporador:	1,96 kg/cm <sup>2</sup>	=	27,9 lb/in <sup>2</sup>
(c) No economizador:	<u>1,81 kg/cm<sup>2</sup></u>	=	<u>25,7 lb/in<sup>2</sup></u>
Total:	13,323 kg/cm <sup>2</sup>	=	189,4 lb/in <sup>2</sup>

Conforme adotamos nos outros geradores de vapor, utilizaremos também aqui um acréscimo de 15% para as perdas de pressão adicionais.

Assim:

$$\Delta P_{TOT} = 13,323 \times 1,15 = 15,32 \text{ kg/cm}^2 = 217,9 \text{ lb/in}^2$$

Verificamos também a grande discrepância entre a perda de pressão inicialmente arbitrada e a efetivamente calculada. Pelos motivos já expostos adotamos esses valores para fins comparativos.

## H - COMPARAÇÃO E AVALIAÇÃO DOS GERADORES

Da exposição dos capítulos anteriores podemos analisar e comparar os geradores ali descritos. Entre os geradores com reaquecedor a opção é imediata.

Uma vez que a potência térmica requerida é a mesma e as características do vapor de saída também são as mesmas, a menos de considerações construtivas, escolhemos aquela que apresenta a menor área de transmissão de calor.

Já calculamos:

I - Com reaquecedor em paralelo:

$$(a) \text{ Conjunto principal EES: } 1.314 \text{ m}^2 = 14.144 \text{ ft}^2$$

$$(b) \text{ No reaquecedor: } \frac{511 \text{ m}^2}{\text{Total: } 1.825 \text{ m}^2} = \frac{5.498 \text{ ft}^2}{19.642 \text{ ft}^2}$$

II - Com reaquecedor em série:

$$(a) \text{ Conjunto principal EES: } 1.419,4 \text{ m}^2 = 15.278 \text{ ft}^2$$

$$(b) \text{ No reaquecedor: } \frac{193,2 \text{ m}^2}{\text{Total: } 1.612,6 \text{ m}^2} = \frac{2.079 \text{ ft}^2}{17.357 \text{ ft}^2}$$

Da diferença obtida já temos motivos suficientes para optar pelo gerador de vapor com reaquecedor em série em comparação com o de reaquecedor em paralelo. A comparação do segundo acima com o gerador de vapor sem reaquecedor não é assim imediata.

Señõ vejamos a sua área de transmissão de calor:

$$\text{Calculamos: } \text{área total} = 1.405 \text{ m}^2 = 15.118 \text{ ft}^2$$

Fraas e Ozisik, Ref. <sup>B</sup>, pág. 111, dizem que a presença de um reaquecedor altera em pelo menos 2% o rendimento global da instalação.

Para manter coerência com o exposto em G-1 (Potência térmica de cada gerador de vapor), adotamos a mesma potência térmica dos outros casos e vamos calcular a perda de energia que deixará de ser gerada pela instalação.

Optando pelo valor mais conservativo adotamos um rendimento global de 37,6%.

A potência elétrica total da instalação será dada por:

$$P(\text{MWe}) = \frac{303 \times 6 \times 0,376}{1,2} = 570 \text{ MWe}$$

Energia atual perdida =  $(600 - 570) \times 24 \times 365 \times 0,85 = 223,4 \text{ GWh}$ , onde 0,85 = fator de capacidade da usina.

Considerando o preço da energia produzida sendo Cr\$ 0,05/kWh podemos calcular a perda de receita:

$$R_p = 223,4 \times 10^6 \times 0,05 = 11,17 \times 10^6 \text{ cruzeiros/ano.}$$

Por outro lado, temos uma economia de  $(17.357 - 15.118 = 2.239 \text{ ft}^2)$  na área de transmissão de calor de cada gerador.

A economia total na área de transferência de calor é dada por:

$$6 \times 2.239 = 13.434 \text{ ft}^2 \text{ (6 = número de geradores)}$$

Na referência<sup>(2)</sup> (WASH 1085), pág. 154, considera-se, como primeira aproximação, o preço de US\$ 70,00/ft<sup>2</sup> para a área de transferência de calor do gerador de vapor.

A economia na instalação será dada por:

$$AG = 13.434 \times 70 = \text{US\$ } 940.380,00$$

Transformando em cruzeiros à taxa de câmbio de Cr\$ 6,00 o dólar, temos:

$$AG = 940.380,00 \times 6 = \text{Cr\$ } 5.642.280,00$$

Podemos inclusive ter uma idéia da variação do volume do concreto utilizado no vaso de pressão pela variação no diâmetro do gerador. Assumindo que um acréscimo no diâmetro do gerador de vapor corresponde a um igual acréscimo no raio do vaso podemos facilmente calcular essa variação de volume.

Os diversos casos examinados no computador forneceram gerado

res cujas dimensões nos diâmetros variam até aproximadamente 50 cm.

Sabendo que o diâmetro interno do vaso é de 9,74 m (para núcleo com 5 camadas) e adotando uma parede com espessura de 7 m para que o gerador de menor diâmetro fôsse embutido, teríamos uma parede de 7,5 m para que o gerador de maior diâmetro fôsse embutido..

Supondo que o vaso tenha uma forma cilíndrica e que sua altura seja de 18 m, vejamos qual a variação de volume entre os dois casos limites:

Sabemos que  $R_1 = 9,74/2 = 4,87$  m

$$V_1 = H \cdot \pi \cdot R_1^2 = 18 \times 3,1416 \times (4,87 + 7)^2 = 7968 \text{ m}^3$$

$$V_2 = H \cdot \pi \cdot R_2^2 = 18 \times 3,1416 \times (4,87 + 7,5)^2 = 8653 \text{ m}^3$$

$$\Delta V = V_2 - V_1 = 8.653 - 7.968 = 685 \text{ m}^3 = \\ = 24,2 \times 10^3 \text{ .ft}^3 = 896 \text{ jd}^3$$

Um custo aproximado de US\$ 390,00/jd<sup>3</sup> é apresentado na referência<sup>(2)</sup> (WASH 1085).

A variação no custo do vaso de concreto protendido é dada por:

$$\Delta C = 896 \times 390,00 = \text{US\$ } 349.440,00$$

Convertendo em cruzeiros à mesma taxa já utilizada:

$$\Delta C = 349.440,00 \times 6 = \text{Cr\$ } 2.096.640,00$$

Até aqui somente consideramos a economia introduzida nos geradores e no vaso de concreto protendido pela ausência de reauecedor. Entretanto outros fatores também contribuem para o aumento dessa economia como: tubulações adicionais, penetrações, isolamento, bombas, etc. Como primeira idéia adicionaremos 20% para esses outros fatores:

$$\Delta C_c = 1,2 (5,642 + 2,097) \times 10^6 = \text{Cr\$ } 9.286.800,00$$

Diante do exposto, fica perfeitamente comprovado que a introdução de reauecedor no gerador de vapor é altamente compen

sável, sendo que, em período inferior a um ano o acréscimo no investimento já é recuperado. Neste caso fica escolhido o gerador de vapor com resquecedor em série para ser mais detalhado no capítulo seguinte.

## I - PROGRAMA PARA ESTUDO DO EFEITO NA VARIAÇÃO DOS PARÂMETROS

Complementando a seleção do tipo de gerador mais adequado a uma central nuclear é de mais alto interesse saber como influem as variações dos parâmetros no dimensionamento geral do gerador e na potência de bombeamento do hélio.

Esse trabalho é por demais prolongado e capcioso. São inúmeros os parâmetros e cada um deles pode assumir vários valores. Por outro lado, nos capítulos anteriores adotamos valores médios para cada um dos blocos e já verificamos que encontraríamos valores bastante discrepantes entre os valores inicialmente adotados para as perdas de pressão e os valores calculados. O método mais correto é fazer o cálculo passo a passo calculando todos os valores que interessam. Isto também torna o trabalho bastante mais prolongado. É um trabalho típico a ser realizado por um computador.

Ao prepararmos um programa para computador alteramos consideravelmente a sequência de cálculos já que assim poderíamos obter resultados mais precisos além de que todos os resultados podem ser obtidos em um período de tempo bastante mais curto.

A partir do conhecimento das características nos pontos de saída do superaquecedor e reaquecedor podemos calcular cada uma das partes a partir dos pontos de saída, deslocando-se passo a passo, considerando como constantes todas as características ao longo de cada passo.

O maior problema consiste nas tabelas que o computador deve consultar. Além disso, o processo é iterativo. Conforme foi feito nos exemplos anteriores, deve-se arbitrar uma pressão na entrada do conjunto principal e uma pressão na entrada do reaquecedor. No final, em caso de discrepância deve-se reconsiderar as pressões nas entradas e recalcular novamente. Nos exemplos dos capítulos anteriores não fizemos os novos cálculos porque a finalidade principal do trabalho era

um estudo comparativo mas no programa a iteração será automática.

Representa também uma dificuldade o fato de que as características da água e vapor dependem da temperatura e da pressão o que torna mais complicado o emprêgo de tabelas no computador. Paralelamente é difícil levar em conta a mudança de fase no conjunto principal.

Entretanto, uma análise mais cuidadosa nas tabelas de água e vapor levou-nos a uma aproximação muito boa nos resultados com uma grande simplificação nas tabelas. Observa-se que as características da água em altas pressões pouco variam com a variação da pressão, sendo que, se, apenas para cálculo das características adotássemos uma trajetória isobárica, o erro introduzido seria inferior a 0,5%. No caso do reaquecedor temos apenas vapor e se não levássemos em conta a variação de pressão introduziríamos um erro de 2 a 3% o que não é aceitável.

Entretanto, como primeira aproximação já podemos ter uma idéia da variação de pressão que ocorre dentro dos tubos por outros cálculos semelhantes e com isso podemos preparar as tabelas seguindo a trajetória imaginada.

Neste caso, nunca teremos erros superiores a 0,2%. O grande inconveniente desse método é que ele não é geral. Só se aplica quando as condições de saída do vapor superaquecido e reaquecido forem as adotadas neste ante-projeto.



## J - ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os resultados fornecidos pelo computador através do programa específico estão apresentados no Apêndice A a partir da página 92 e seguintes. Foram analisadas 132 variantes, sendo 66 para reaquecedoras e 66 para o conjunto principal.

Cada linha mostra um resumo dos principais dados de entrada e dos resultados mais importantes que foram calculados. As 6 primeiras colunas referem-se a dados de entrada enquanto que, as outras 7 colunas foram calculadas pelo computador. O diâmetro e a altura do conjunto principal servem para orientar no dimensionamento geral do gerador de vapor, verificar a influência desse dimensionamento sobre a espessura da parede do vaso de pressão e avaliar a compatibilidade entre a altura do gerador de vapor e a altura do núcleo (C-1 Fluxo de Hélio, pág. 11). O comprimento dos tubos está diretamente ligado à área de transmissão de calor pelo número e diâmetro dos tubos, e a área de transmissão de calor é que influencia diretamente no investimento do gerador de calor propriamente dito.

Em função da variação dos parâmetros de entrada, transferimos os valores da área de transmissão de calor, da potência de bombeamento e da potência de circulação do hélio, para os gráficos apresentados à página 97 e seguintes. Esses gráficos nos dão imediatamente uma idéia do comportamento dos valores dessas três variáveis; esses valores são os mais importantes para o gerador de vapor, quer do ponto de vista de investimento, como do ponto de vista de operação. Embora o custo da área de transmissão de calor afete o custo do gerador de vapor apenas como investimento, os diferentes valores para as potências de bombeamento e circulação do hélio, além de afetar o investimento de uma instalação mais ou menos potente também influem no consumo de energia durante a operação.

Da análise dos gráficos mostrados conclui-se que o aumento

da distância entre filas faz aumentar todos os três grupos de valores de saída analisados. Isto evidentemente nos levaria a reduzir, tanto quanto possível, a distância entre filas. Essa redução tem um limite: é aquela que faz com que a área transversal para a passagem do fluxo do hélio, entre os tubos de duas filas consecutivas, seja igual à área transversal entre os tubos da mesma fila. Caso contrário, se o limite fosse ultrapassado, o valor da densidade de fluxo calculado nos diversos capítulos anteriores deveria ser recalculado.

Por outro lado, quando variamos ou a distância entre os tubos de uma mesma fila, ou o diâmetro dos tubos, ou o número e arranjo dos mesmos, a potência de bombeamento aumenta, se a potência de circulação do hélio diminui, e vice-versa. Por isso, uma análise mais conclusiva só se poderia obter se todas essas variações fossem transformadas em uma base comum de valores, para que se pudesse atingir o valor mínimo da soma dos três valores. Conforme previsão já referida na introdução deste trabalho, somente num ante projeto global é que todos os fatores poderiam ser devidamente considerados. Entretanto, a soma de resultados a que chegamos e os comentários que sobre os mesmos fizemos, autorizam concluir que a meta, a que se propõe este trabalho, foi razoavelmente atingida.

APÊNDICE A

## DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

ASPECTOS TÉCNICO-ECONÔMICOS DE GERADORES DE VAPOR  
EM SISTEMAS NUCLEARES HTR.

AUTOR- LEAO SZPICZKOWSKI  
PROF. ORIENTADOR- DR. LUIZ CINTRA DO PRADO

TRABALHO APRESENTADO A ESCOLA POLITECNICA  
DA UNIVERSIDADE DE SAO PAULO, PARA OBTENÇÃO DO  
MESTRADO NA AREA DE CIENCIA E TECNOLOGIA  
NUCLEARES DO INSTITUTO DE ENERGIA ATOMICA.

SÃO PAULO - 1972

## DADOS DE ENTRADA DO ANTE-PROJETO

POTENCIA ELETRICA DA USINA	600.00 MEGAWATTS
RENDIMENTO GLOBAL DA INSTALACAO	39.60 POR CENTO
NUMERO DE GERADORES DE VAPOR	6
TEMPERATURA DE ENTRADA DO HELIO	787.22 GRAUS CENTIG
TEMPERATURA DE SAIDA DO HELIO	452.22 GRAUS CENTIG
PRESSAO DE OPERACAO DO HELIO	49.23 KG/CM2
TEMP SAIDA DO VAPOR SUPERAQUECIDO	512.78 GRAUS CENTIG
TEMP ENTRADA AGUA DE ALIMENTACAO	187.78 GRAUS CENTIG
PRES SAIDA DO VAPOR SUPERAQUECIDO	176.86 KG/CM2
TEMP ENTRADA DO VAPOR REAQUECIDO	333.89 GRAUS CENTIG
TEMPER DE SAIDA VAPOR REAQUECIDO	538.89 GRAUS CENTIG
PRESSAD SAIDA DO VAPOR REAQUECTDO	41.49 KG/CM2

C A L C U L O   D O S   R E A Q U E C E D O R E S

NUMERO TUBOS	NUMERO FILAS	TUBOS P/FILA	DIST. ENTRE TUB. (CM)	DISTAN. ENT.FIL (CM)	DIAM. INTERNO (CM)	DIAM. BOBINA (CM)	ALTURA BOBINA (CM)	COMPRIM. TUBOS (M)	AREA TRANSF. (M2)	PRESSAD ENTRADA (KG/CM2)	POTENCIA BOMBEAM. (KW)	POTENCIA CIRC. HE. (KW)
150	12	13	6.71	4.75	3.18	254.20	168.41	10.26	168.98	43.43	1450.93	1661.49
150	12	13	7.01	4.75	3.18	262.13	172.30	10.87	179.02	43.52	1518.70	1231.72
150	12	13	7.32	4.75	3.18	270.05	174.95	11.38	187.39	43.60	1578.10	930.97
150	12	13	7.62	4.75	3.18	277.98	178.52	11.99	197.42	43.69	1646.23	721.60
150	12	13	7.92	4.75	3.18	285.90	181.93	12.60	207.46	43.78	1714.53	569.02
150	12	13	8.23	4.75	3.18	293.83	185.20	13.21	217.50	43.87	1783.03	455.38
150	12	13	8.53	4.75	3.18	301.75	188.33	13.82	227.54	43.96	1851.76	369.16
150	12	13	7.62	3.53	3.18	277.98	127.33	11.28	185.71	43.58	1561.14	642.97
150	12	13	7.62	3.83	3.18	277.98	139.98	11.48	189.06	43.61	1584.98	664.21
150	12	13	7.62	4.14	3.18	277.98	152.91	11.68	192.41	43.64	1608.47	684.90
150	12	13	7.62	4.44	3.18	277.98	165.13	11.78	194.08	43.66	1623.27	701.84
150	12	13	7.62	5.05	3.18	277.98	192.17	12.19	200.77	43.72	1668.92	741.02
150	12	13	7.62	5.36	3.18	277.98	204.92	12.29	202.44	43.74	1683.06	756.67
150	12	13	7.62	5.66	3.18	277.98	219.03	12.50	205.79	43.77	1705.34	775.45
150	12	13	7.62	4.75	3.08	277.98	182.64	12.39	198.24	44.08	1940.13	670.54
150	12	13	7.62	4.75	3.12	277.98	180.58	12.19	196.92	43.93	1829.82	684.95
150	12	13	7.62	4.75	3.15	277.98	179.55	12.09	197.19	43.81	1735.18	702.99
150	12	13	7.62	4.75	3.21	277.98	177.49	11.89	197.63	43.58	1562.57	740.85
150	12	13	7.62	4.75	3.24	277.98	176.46	11.78	197.81	43.47	1483.87	760.76
150	12	13	7.62	4.75	3.27	277.98	175.43	11.68	197.95	43.37	1409.75	781.34
150	12	13	7.62	4.75	3.30	277.98	174.40	11.58	198.06	43.28	1339.93	802.63
135	10	14	6.71	4.75	3.18	267.61	146.48	11.38	168.65	44.06	1923.55	1171.74
135	10	14	7.32	4.75	3.18	284.68	153.64	12.80	189.73	44.32	2116.56	660.33
135	10	14	7.92	4.75	3.18	301.75	160.16	14.22	210.81	44.58	2310.67	403.66
135	10	14	8.53	4.75	3.18	318.82	166.12	15.64	231.89	44.84	2506.23	261.84
135	10	14	7.62	3.53	3.18	293.22	111.17	12.60	186.72	44.27	2084.31	453.18
135	10	14	7.62	4.14	3.18	293.22	133.95	13.11	194.25	44.37	2154.77	484.24
135	10	14	7.62	5.05	3.18	293.22	167.93	13.61	201.78	44.47	2232.32	523.10
135	10	14	7.62	5.66	3.18	293.22	192.11	14.02	207.80	44.55	2289.01	549.19
135	10	14	7.62	4.75	3.12	293.22	158.62	13.71	199.38	44.77	2459.80	485.63
135	10	14	7.62	4.75	3.15	293.22	157.80	13.61	199.84	44.61	2332.81	498.54
135	10	14	7.62	4.75	3.24	293.22	154.51	13.21	199.51	44.15	1986.55	537.64
135	10	14	7.62	4.75	3.27	293.22	153.68	13.11	199.84	44.01	1887.54	552.32

C A L C U L O D O S R E A Q U E C E D O R E S

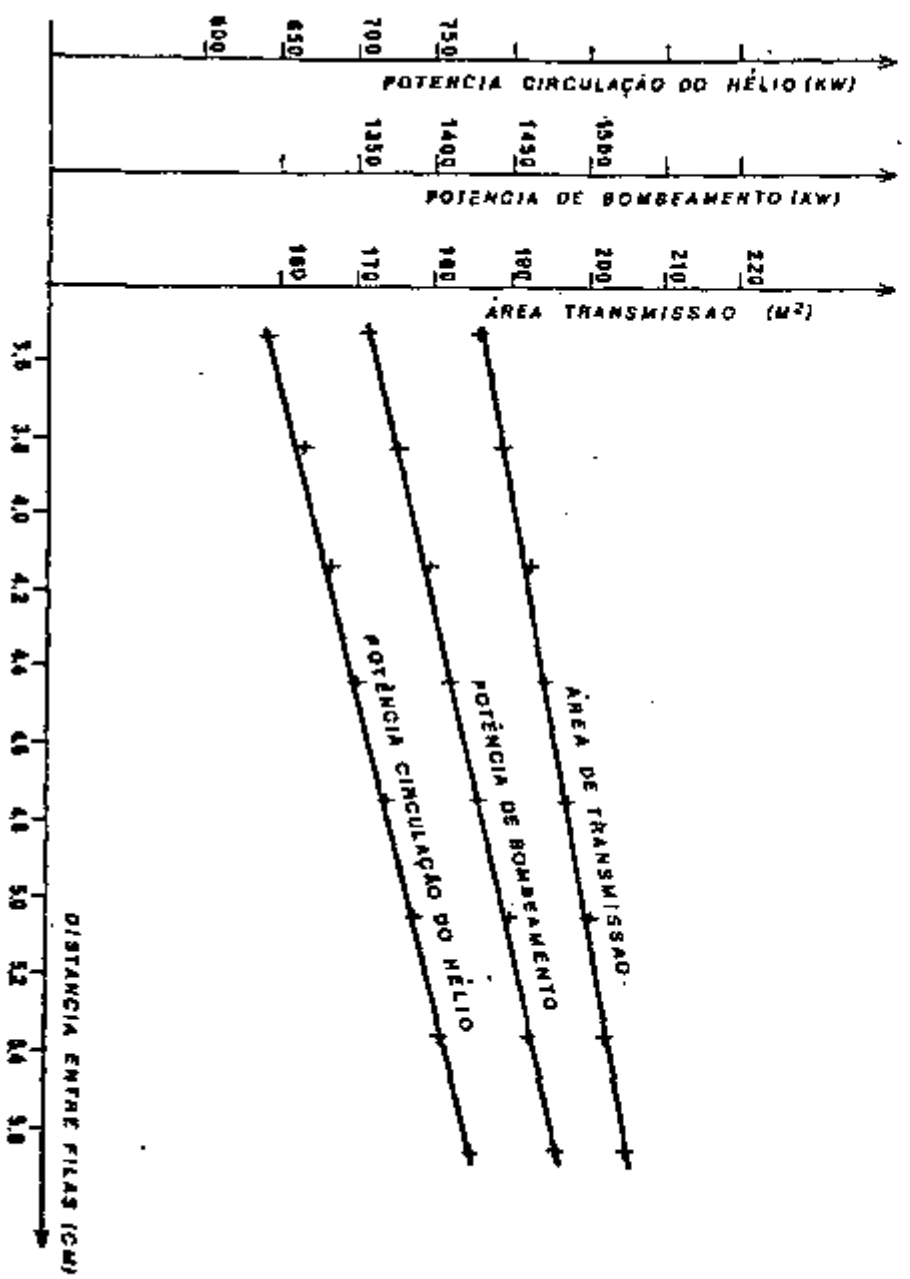
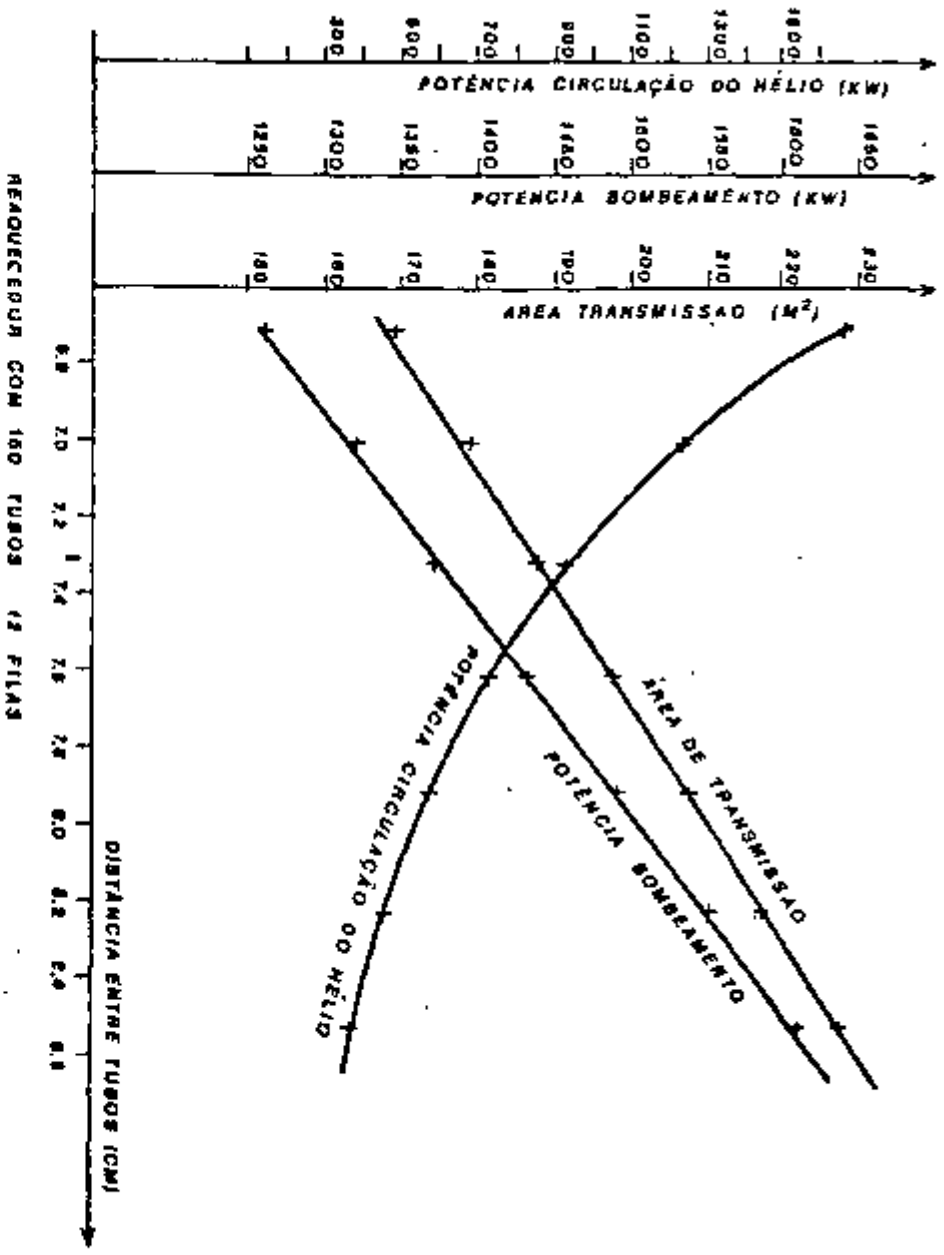
NUMERO TUBOS	NUMERO FITAS	TUBOS P/FILA	DIST. EN-TRE TUB. (CM)	DISTAN. ENT. FIL (CM)	DIAM. INTERNO (CM)	DIAM. BOBINA (CM)	ALTURA BOBINA (CM)	COMPRIM. TUBOS (M)	AREA TRANSF. (M2)	PRESSAO ENTRADA (KG/CM2)	POTENCIA BOMBEAM. (KW)	POTENCIA CIRC. HE. (KW)
116	8	15	5.49	4.84	3.18	244.45	115.17	10.06	128.09	44.59	2315.32	4077.11
116	8	15	5.79	4.84	3.18	253.59	118.33	10.77	137.15	44.76	2448.67	2522.58
116	8	15	6.10	4.84	3.18	262.74	122.05	11.58	147.50	44.96	2596.52	1670.22
116	8	15	6.40	4.84	3.18	271.88	125.58	12.39	157.85	45.16	2744.77	1158.88
116	8	15	6.71	4.84	3.18	281.03	128.93	13.21	168.20	45.36	2893.55	833.97
116	8	15	7.01	4.84	3.18	290.17	132.12	14.02	178.55	45.55	3042.95	617.98
116	8	15	7.32	4.84	3.18	299.31	135.81	14.93	190.20	45.78	3206.04	470.94
116	8	15	7.62	4.84	3.18	308.46	138.68	15.75	200.55	45.97	3356.77	364.66
116	8	15	7.92	4.84	3.18	317.60	142.05	16.66	212.19	46.19	3520.97	288.28
116	8	15	8.23	4.84	3.18	326.75	145.27	17.57	223.84	46.41	3685.77	231.22
116	8	15	8.53	4.84	3.18	335.89	148.95	18.59	236.78	46.65	3863.69	188.42
116	8	15	7.62	3.22	3.18	308.46	86.38	14.32	182.43	45.61	3085.71	308.03
116	8	15	7.62	3.53	3.18	308.46	95.96	14.63	186.32	45.69	3143.27	319.73
116	8	15	7.62	3.83	3.18	308.46	105.78	14.93	190.20	45.76	3199.88	331.15
116	8	15	7.62	4.14	3.18	308.46	115.84	15.24	194.08	45.84	3255.66	342.32
116	8	15	7.62	4.44	3.18	308.46	125.55	15.44	196.67	45.89	3297.79	351.94
116	8	15	7.62	5.05	3.18	308.46	146.14	15.95	203.14	46.02	3393.03	371.92
116	8	15	7.62	5.36	3.18	308.46	156.38	16.15	205.72	46.08	3433.38	380.96
116	8	15	7.62	5.66	3.18	308.46	167.54	16.46	209.60	46.15	3486.02	391.29
116	8	15	7.62	5.97	3.18	308.46	178.15	16.66	212.19	46.20	3525.43	400.05
116	8	15	7.62	6.27	3.18	308.46	188.92	16.86	214.78	46.25	3564.43	408.70
116	8	15	7.62	6.58	3.18	308.46	199.85	17.07	217.37	46.31	3603.02	417.23
116	8	15	7.62	4.75	3.02	308.46	142.39	16.76	203.24	47.45	4460.88	323.78
116	8	15	7.62	4.75	3.05	308.46	140.49	16.46	201.56	47.09	4193.88	329.92
116	8	15	7.62	4.75	3.08	308.46	139.23	16.25	201.06	46.78	3958.94	337.44
116	8	15	7.62	4.75	3.12	308.46	138.59	16.15	201.78	46.51	3752.91	346.47
116	8	15	7.62	4.75	3.15	308.46	137.33	15.95	201.19	46.23	3546.08	354.47
116	8	15	7.62	4.75	3.21	308.46	134.80	15.54	199.86	45.73	3170.11	371.18
116	8	15	7.62	4.75	3.24	308.46	133.53	15.34	199.12	45.50	2999.25	379.89
116	8	15	7.62	4.75	3.27	308.46	132.90	15.24	199.67	45.30	2849.98	390.39
116	8	15	7.62	4.75	3.30	308.46	131.63	15.04	198.84	45.10	2698.63	399.69
116	8	15	7.62	4.75	3.33	308.46	130.37	14.83	197.97	44.90	2556.25	409.28
116	9	15	7.62	4.75	3.36	308.46	129.74	14.73	193.41	44.74	2432.28	420.82

CALCULO DOS CONJUNTOS ECONOMIZADOR-EVAPORADOR-SUPERAQUECEDOR

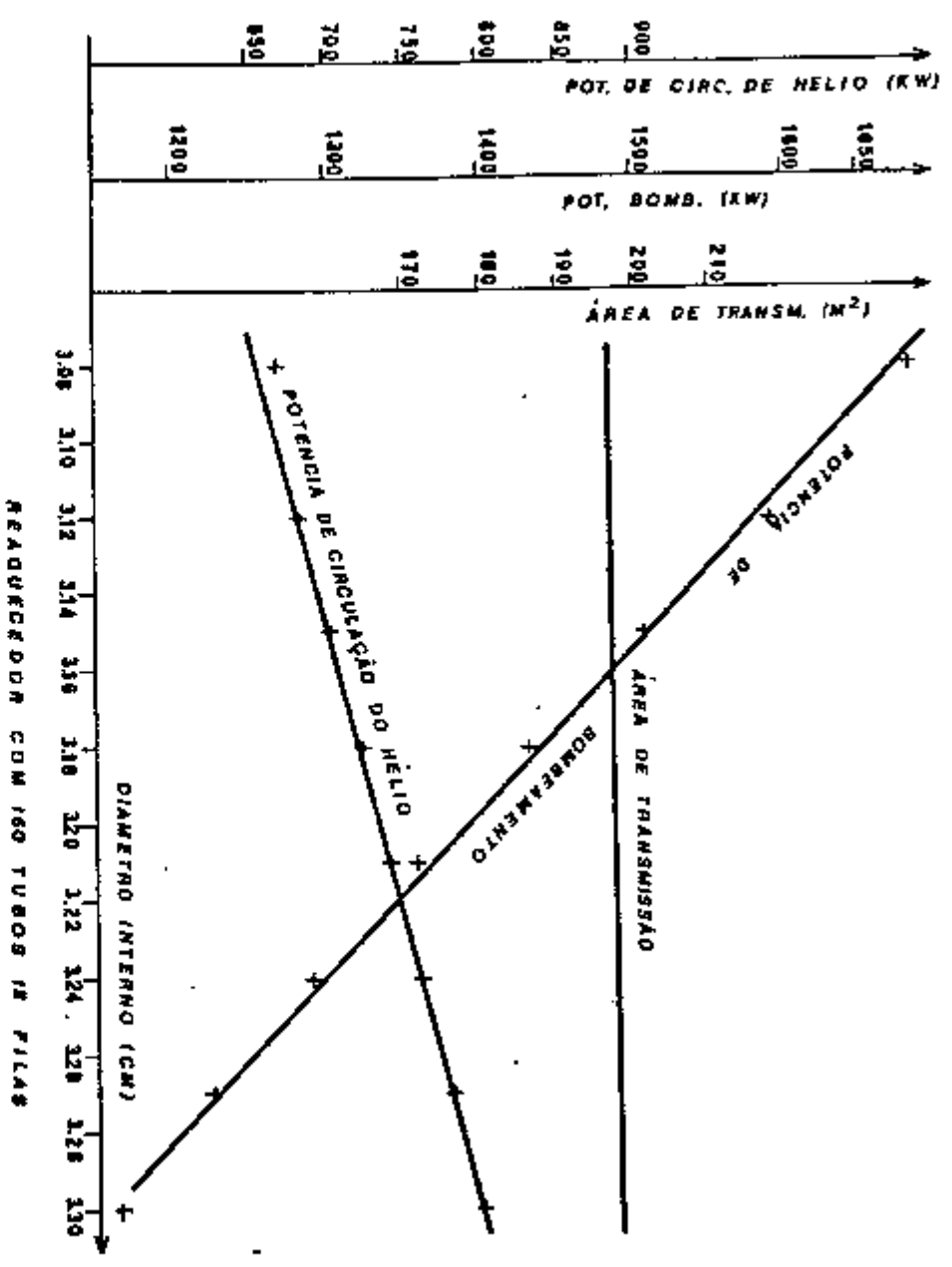
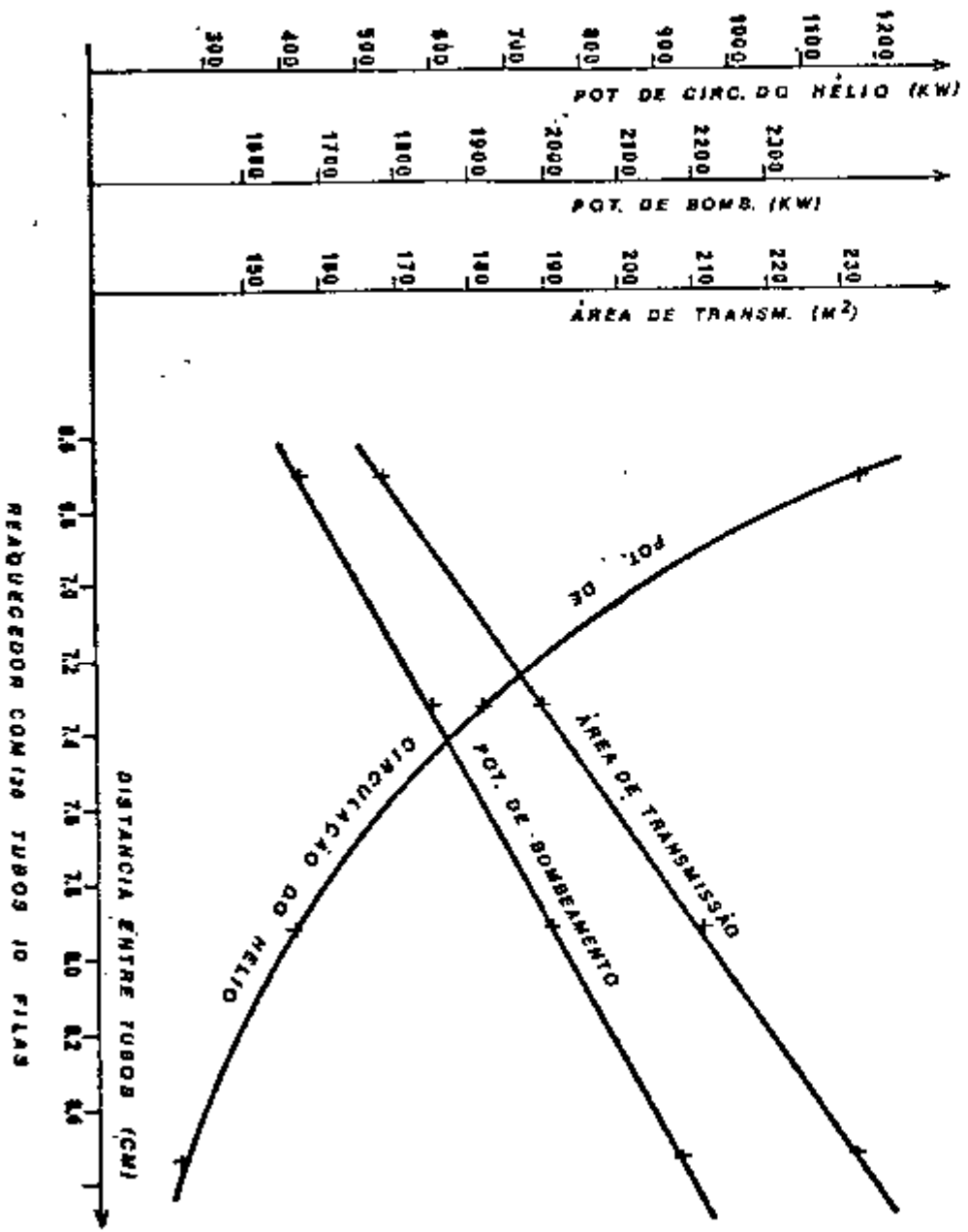
NUMERO TUBOS	NUMERO FILAS	TUBOS P/FILA	DIST. EN-TRE TUB. (CM)	DISTAN. ENT.FIL (CM)	DIAM. INTERNO (CM)	DIAM. BOBINA (CM)	ALTURA BOBINA (CM)	COMPRIM. TUBOS (M)	AREA TRANSF. (M2)	PRESSAO ENTRADA (KG/CM2)	POTENCIA BOMBEAM. (KW)	POTENCIA CIRC. HE. (KW)
105	10	11	8.09	4.75	2.54	257.76	1147.41	122.83	1158.15	184.95	797.58	1779.40
105	10	11	8.39	4.75	2.54	264.46	1190.21	130.15	1227.13	185.35	836.73	1499.67
105	10	11	8.70	4.75	2.54	271.17	1234.01	137.77	1298.97	185.77	876.35	1275.38
105	10	11	9.00	4.75	2.54	277.87	1276.17	145.39	1370.81	186.19	917.89	1092.32
105	10	11	9.31	4.75	2.54	284.58	1316.77	153.01	1442.66	186.62	958.27	941.51
105	10	11	9.61	4.75	2.54	291.28	1358.39	160.93	1517.38	187.05	1000.65	817.01
105	10	11	9.92	4.75	2.54	297.99	1398.53	168.86	1592.10	187.49	1041.91	712.69
105	10	11	9.00	3.53	2.54	277.87	864.28	131.98	1244.37	185.42	842.91	923.82
105	10	11	9.00	3.83	2.54	277.87	961.80	135.33	1275.98	185.62	863.01	967.02
105	10	11	9.00	4.14	2.54	277.87	1065.19	138.99	1310.46	185.82	880.88	1010.51
105	10	11	9.00	4.44	2.54	277.87	1170.15	142.34	1342.08	186.01	899.67	1052.27
105	10	11	9.00	5.05	2.54	277.87	1385.49	148.44	1399.55	186.37	934.05	1131.81
105	10	11	9.00	5.36	2.54	277.87	1498.12	151.49	1428.29	186.54	951.32	1170.82
105	10	11	9.00	5.66	2.54	277.87	1610.98	154.23	1454.15	186.70	966.57	1208.19
105	10	11	9.00	4.75	2.45	277.87	1348.29	153.92	1399.03	188.53	1146.39	1067.68
105	10	11	9.00	4.75	2.48	277.87	1322.53	150.88	1388.40	187.68	1062.44	1075.19
105	10	11	9.00	4.75	2.51	277.87	1299.35	148.13	1379.92	186.90	987.08	1083.75
105	10	11	9.00	4.75	2.57	277.87	1252.98	142.65	1361.09	185.54	854.27	1100.92
105	10	11	9.00	4.75	2.60	277.87	1229.80	139.90	1350.75	184.93	794.26	1109.49
105	10	11	9.00	4.75	2.63	277.87	1209.19	137.46	1342.76	184.38	740.38	1119.30
105	10	11	9.00	4.75	2.66	277.87	1188.59	135.03	1334.22	183.88	690.70	1129.18
95	10	10	8.09	4.75	2.54	241.58	1234.28	126.19	1076.45	186.90	990.09	2498.55
95	10	10	8.70	4.75	2.54	253.78	1326.24	141.12	1203.85	187.90	1085.87	1795.59
95	10	10	9.31	4.75	2.54	265.97	1414.39	156.36	1333.85	188.93	1185.49	1329.00
95	10	10	9.92	4.75	2.54	278.16	1504.25	172.52	1471.66	189.99	1287.20	1009.48
95	10	10	9.00	3.53	2.54	259.87	928.37	135.03	1151.85	187.45	1042.72	1302.68
95	10	10	9.00	4.14	2.54	259.87	1143.09	142.04	1211.65	187.95	1091.09	1423.94
95	10	10	9.00	5.05	2.54	259.87	1487.97	151.79	1294.85	188.63	1156.17	1595.12
95	10	10	9.00	5.66	2.54	259.87	1728.92	157.58	1344.25	189.04	1195.91	1701.92
95	10	10	9.00	4.75	2.45	259.87	1447.05	157.28	1293.33	191.30	1418.45	1504.01
95	10	10	9.00	4.75	2.51	259.87	1395.52	151.49	1276.74	189.29	1221.83	1527.40
95	10	10	9.00	4.75	2.60	259.87	1322.28	143.26	1251.39	186.86	983.77	1564.92
95	10	10	9.00	4.75	2.66	259.87	1276.17	138.07	1234.41	185.55	855.80	1591.75

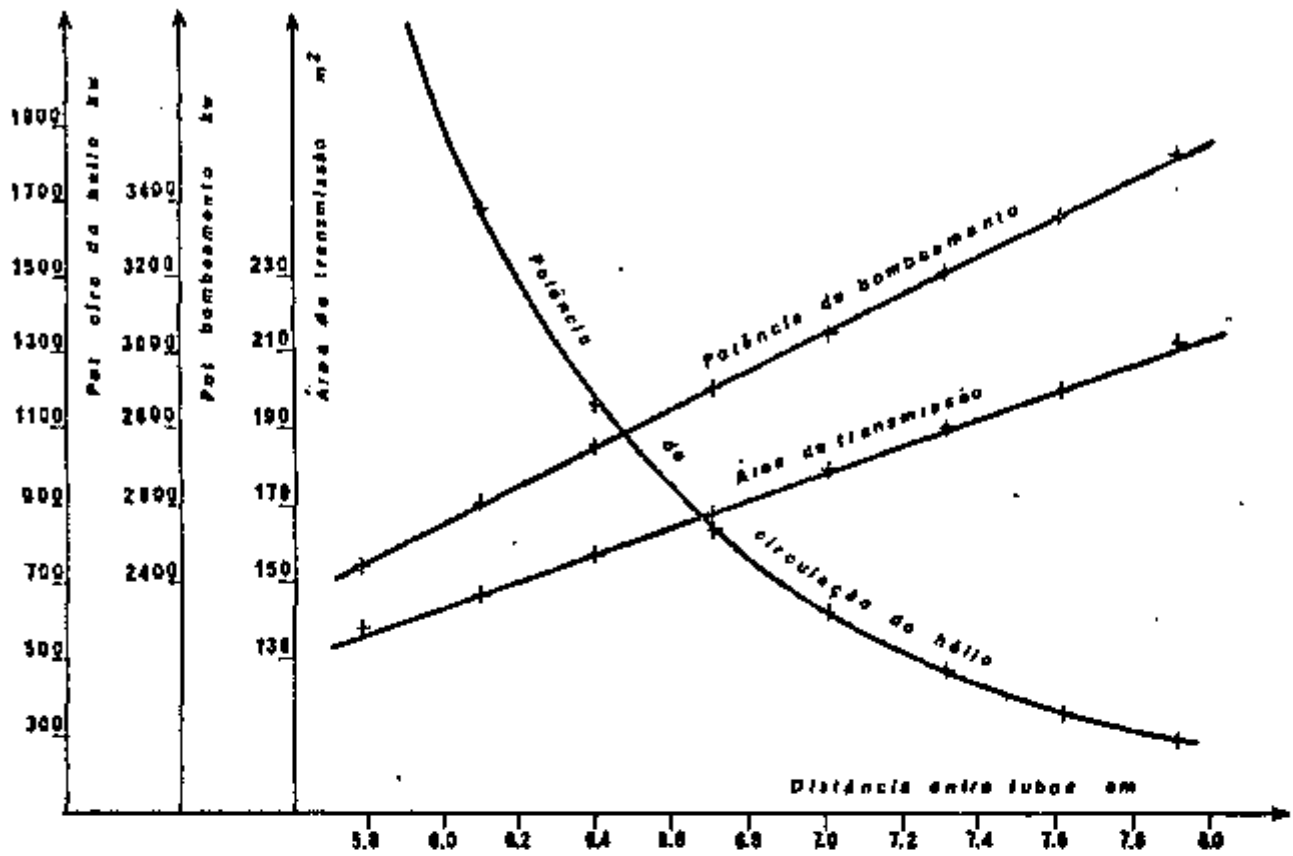
CALCULO DOS CONJUNTOS ECONOMIZADOR-EVAPORADOR-SUPERAQUECEDOR

NUMERO TUBOS	NUMERO FILAS	TUBOS P/FILA	DIST. EN- TRE TUB. (CM)	DISTAN. ENT. FIL (CM)	DIAM. INTERNO (CM)	DIAM. BOBINA (CM)	ALTURA BOBINA (CM)	COMPRIM. TUBOS (M)	AREA TRANSF. (M2)	PRESSAO ENTRADA (KG/CM2)	POTENCIA BOMBEAM. (KW)	POTENCIA CIRC. HE. (KW)
84	8	11	7.48	4.75	2.54	244.35	1038.45	134.11	1011.61	190.19	1314.13	2060.74
84	8	11	7.78	4.75	2.54	251.05	1082.79	142.95	1078.29	190.93	1385.23	1704.06
84	8	11	8.09	4.75	2.54	257.76	1125.35	151.79	1144.96	191.70	1459.49	1423.45
84	8	11	8.39	4.75	2.54	264.46	1168.41	160.93	1213.93	192.46	1532.19	1200.78
84	8	11	8.70	4.75	2.54	271.17	1211.91	170.38	1285.21	193.25	1608.10	1021.83
84	8	11	9.00	4.75	2.54	277.87	1253.79	179.83	1356.48	194.04	1684.97	875.67
84	8	11	9.31	4.75	2.54	284.58	1296.15	189.59	1430.05	194.85	1762.43	755.77
84	8	11	9.61	4.75	2.54	291.28	1336.97	199.34	1503.62	195.66	1840.86	656.01
84	8	11	9.92	4.75	2.54	297.99	1378.30	209.40	1579.49	196.49	1920.14	572.80
84	8	11	10.22	4.75	2.54	304.70	1420.11	219.76	1657.66	197.34	2002.18	502.86
84	8	11	10.52	4.75	2.54	311.40	1458.60	229.82	1733.53	198.18	2082.96	443.09
84	8	11	9.00	2.92	2.54	277.87	660.71	153.31	1156.46	191.71	1460.49	664.23
84	8	11	9.00	3.22	2.54	277.87	752.06	158.19	1193.24	192.15	1502.38	702.17
84	8	11	9.00	3.53	2.54	277.87	847.65	163.07	1230.03	192.57	1542.64	739.30
84	8	11	9.00	3.83	2.54	277.87	945.81	167.64	1264.51	192.97	1581.34	775.10
84	8	11	9.00	4.14	2.54	277.87	1046.14	171.91	1296.70	193.34	1616.25	809.61
84	8	11	9.00	4.44	2.54	277.87	1148.25	175.87	1326.59	193.70	1652.31	842.90
84	8	11	9.00	5.05	2.54	277.87	1362.77	183.79	1386.37	194.38	1716.70	908.00
84	8	11	9.00	5.36	2.54	277.87	1472.87	187.45	1413.96	194.70	1747.53	939.21
84	8	11	9.00	5.66	2.54	277.87	1583.68	190.80	1439.25	195.00	1777.50	969.32
84	8	11	9.00	5.97	2.54	277.87	1699.99	194.46	1466.83	195.31	1806.84	999.80
84	8	11	9.00	6.27	2.54	277.87	1816.76	197.82	1492.13	195.61	1835.48	1029.23
84	8	11	9.00	4.75	2.39	277.87	1379.49	198.42	1406.92	202.01	2461.12	845.98
84	8	11	9.00	4.75	2.42	277.87	1352.70	194.46	1396.42	200.12	2277.44	851.43
84	8	11	9.00	4.75	2.45	277.87	1327.97	190.80	1387.43	198.40	2109.47	857.49
84	8	11	9.00	4.75	2.48	277.87	1303.24	187.15	1377.78	196.82	1955.57	863.57
84	8	11	9.00	4.75	2.51	277.87	1278.52	183.49	1367.46	195.37	1814.47	869.63
84	8	11	9.00	4.75	2.57	277.87	1231.12	176.48	1347.16	192.83	1565.89	882.42
84	8	11	9.00	4.75	2.60	277.87	1208.45	173.13	1337.24	191.71	1456.63	889.17
84	8	11	9.00	4.75	2.63	277.87	1187.65	170.08	1329.09	190.69	1358.05	896.70
84	8	11	9.00	4.75	2.66	277.87	1167.24	167.03	1320.39	189.74	1265.12	904.27
84	8	11	9.00	4.75	2.69	277.87	1146.63	163.98	1311.14	188.88	1181.17	911.88
84	8	11	9.00	4.75	2.72	277.87	1126.03	160.93	1301.34	188.07	1101.91	919.53

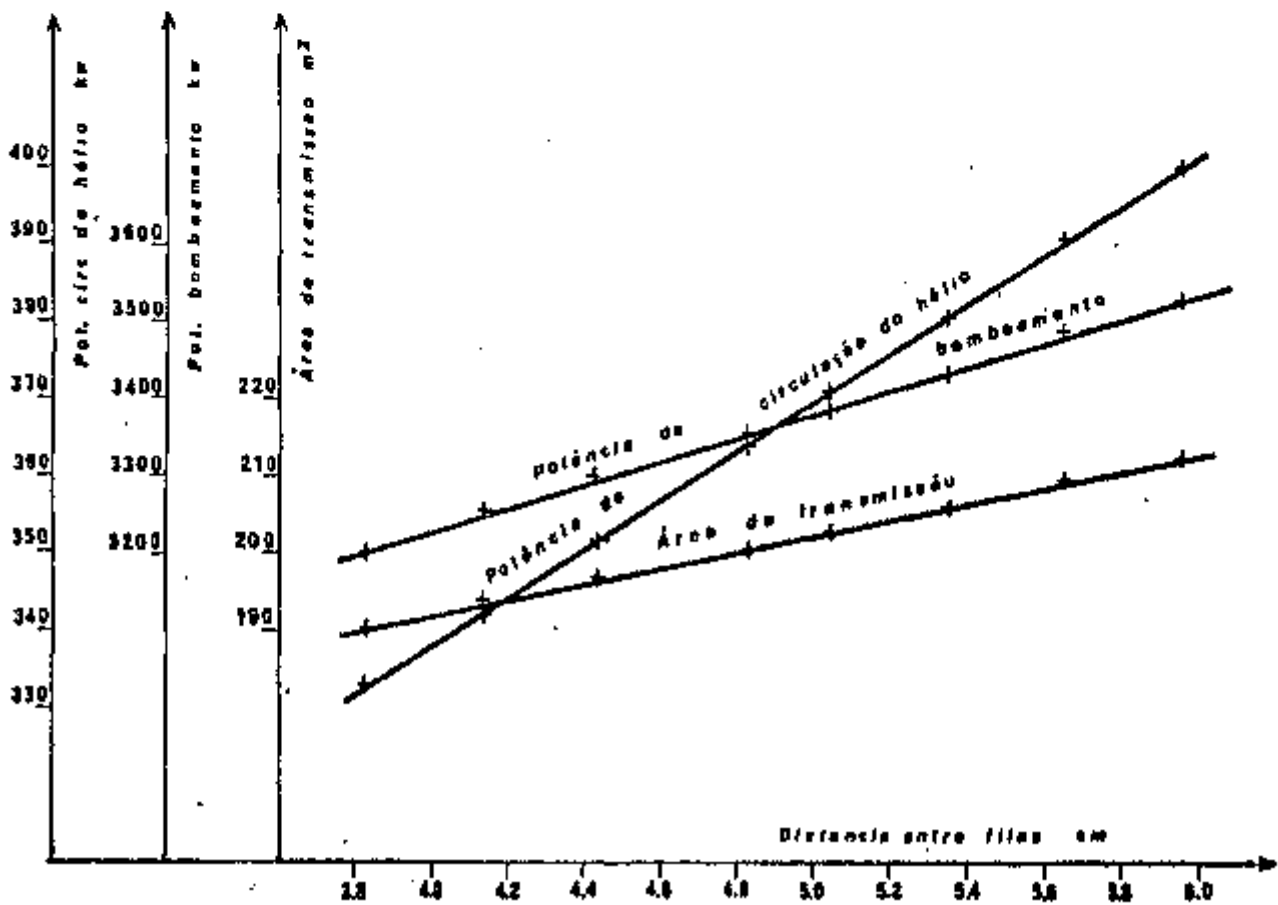




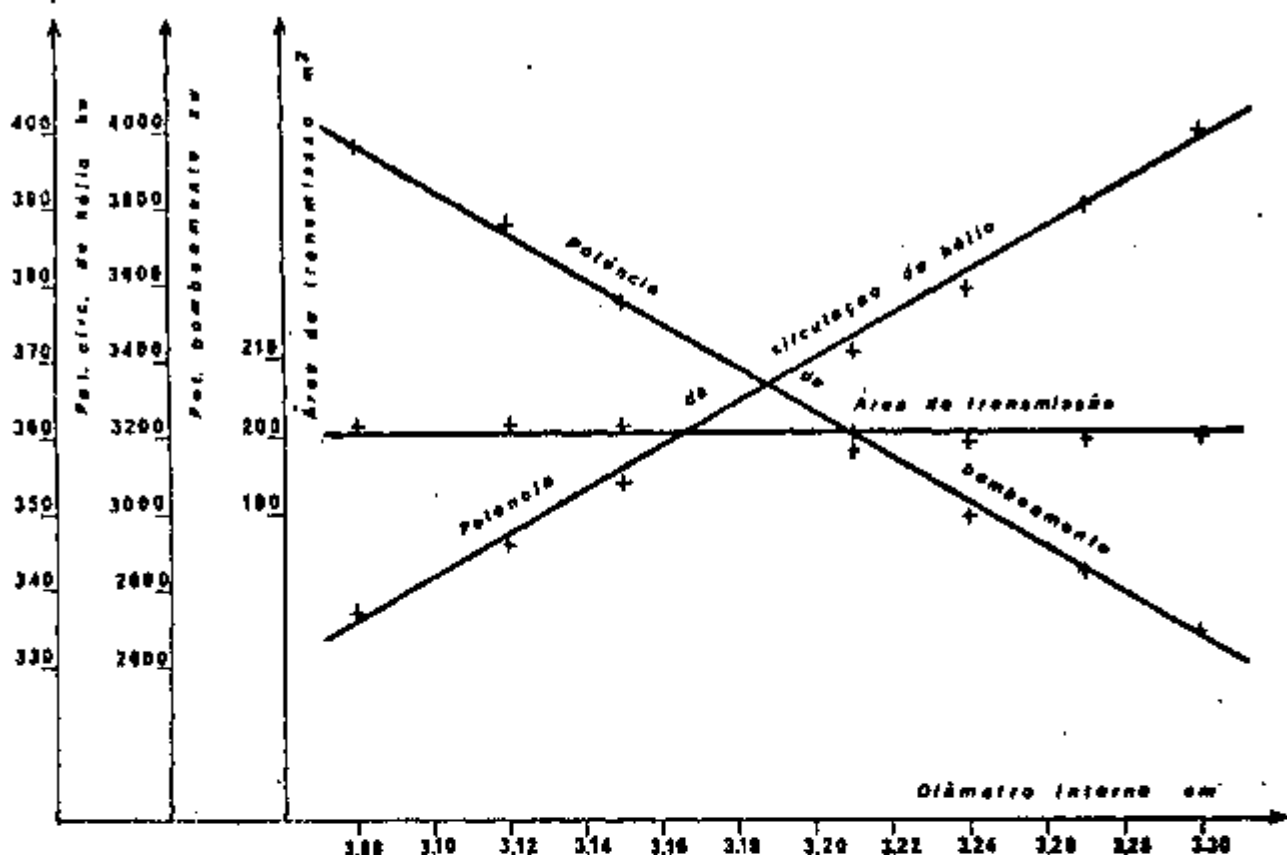




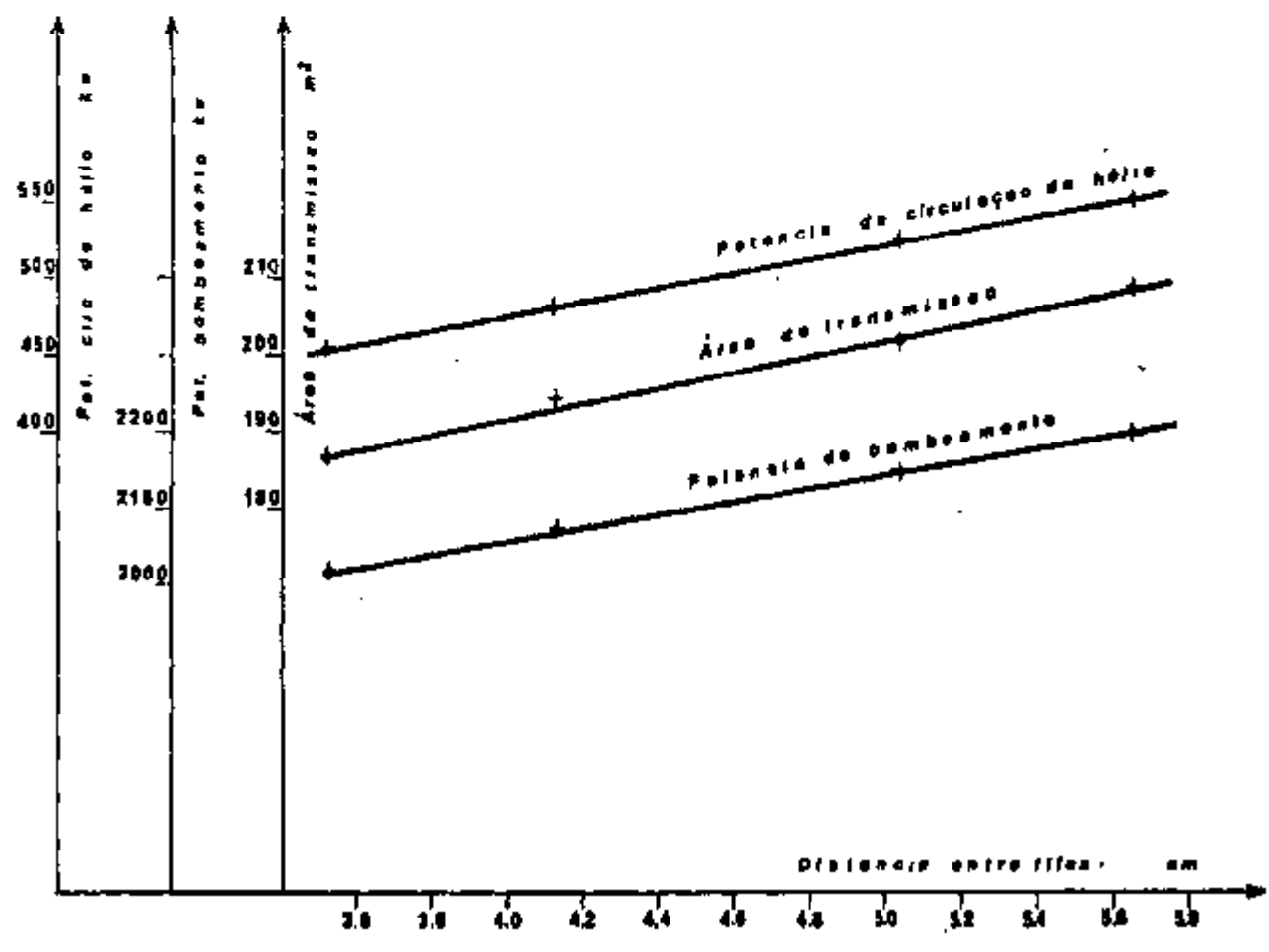
REQUECEDOR COM 118 TUBOS E FILAS



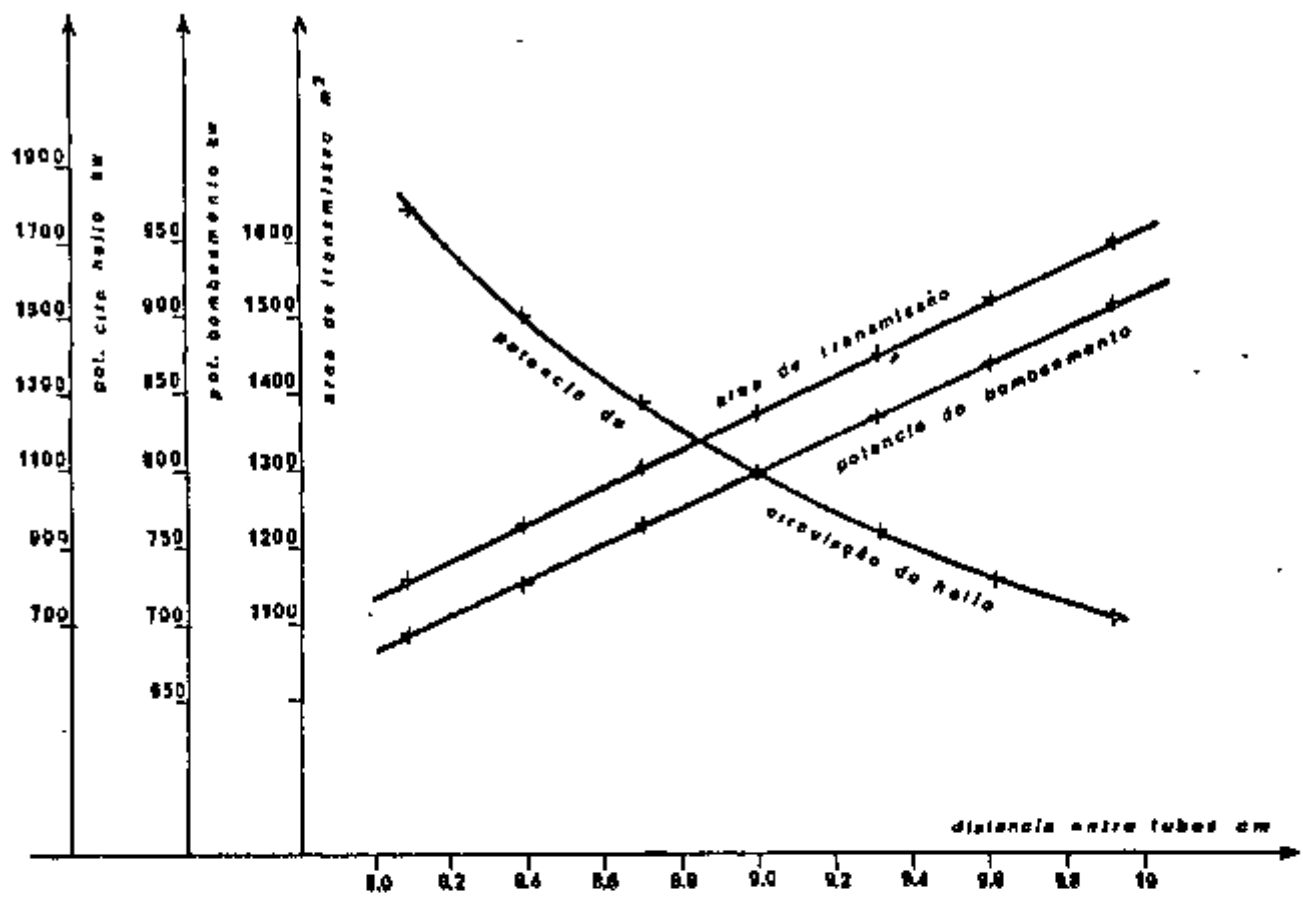
REQUECEDOR COM 118 TUBOS E FILAS



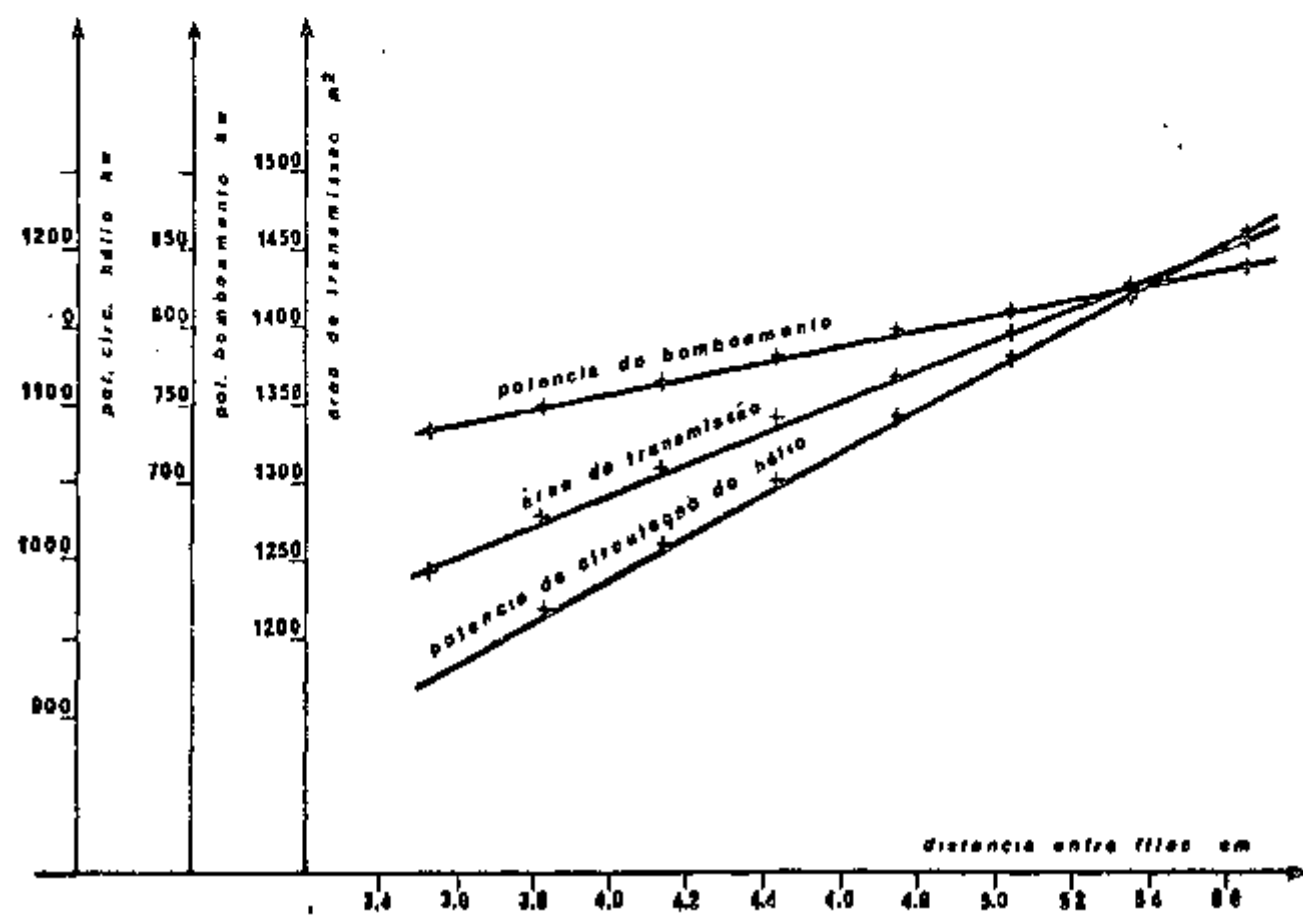
REaquecedor COM 116 TUBOS 2 FILAS



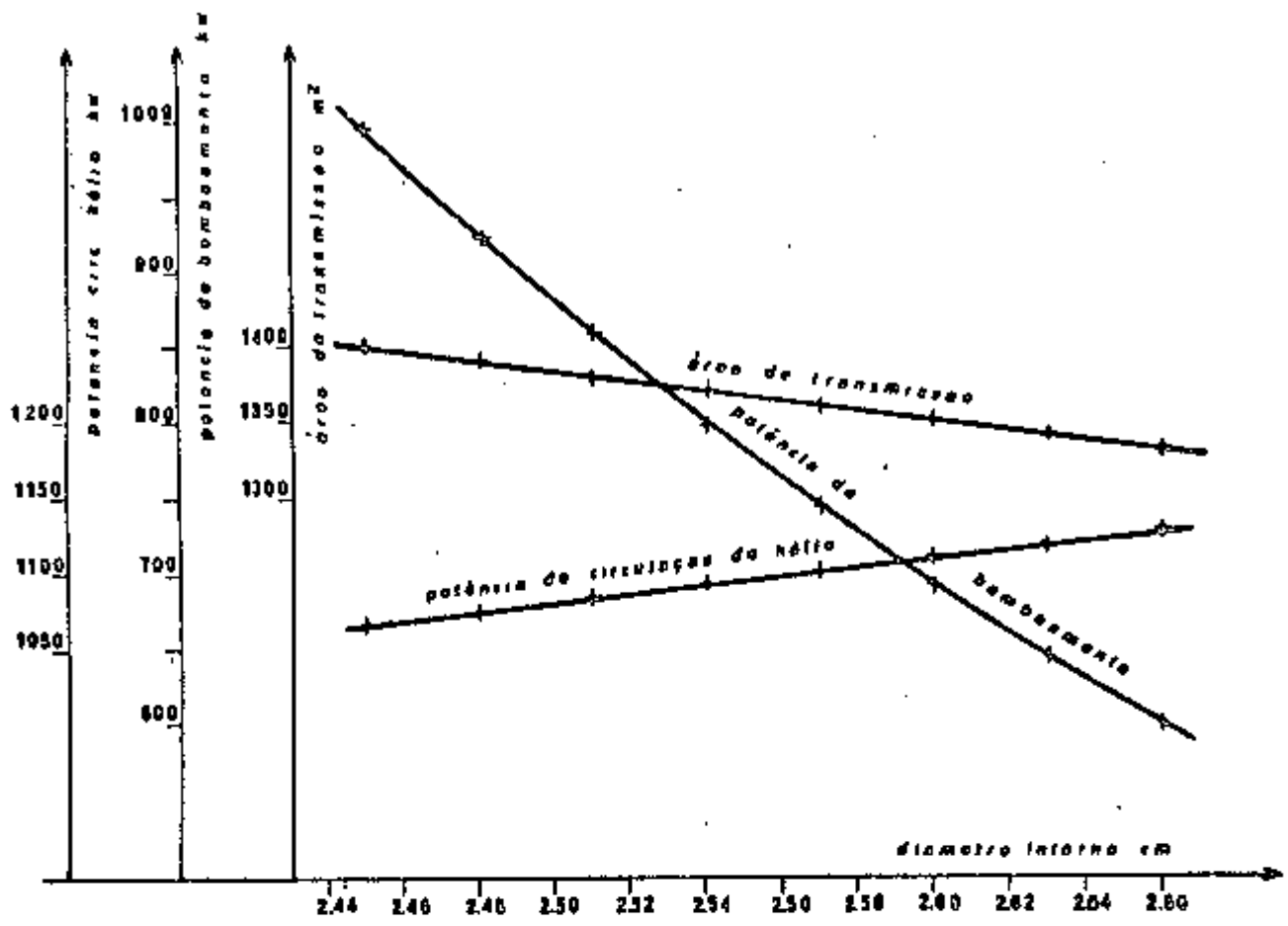
REaquecedor COM 138 TUBOS 10 FILAS



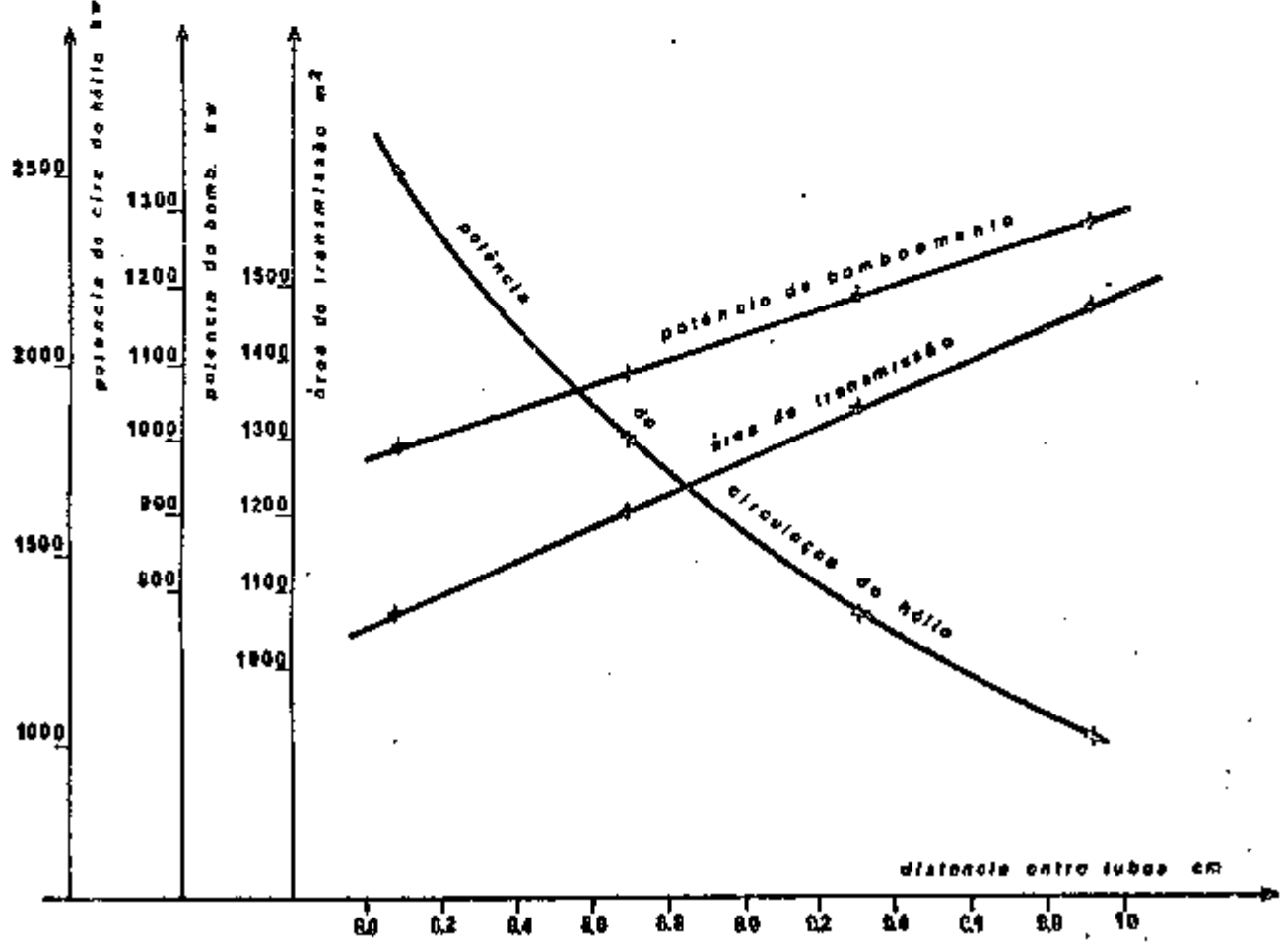
conjunto principal com 100 tubos 10 files



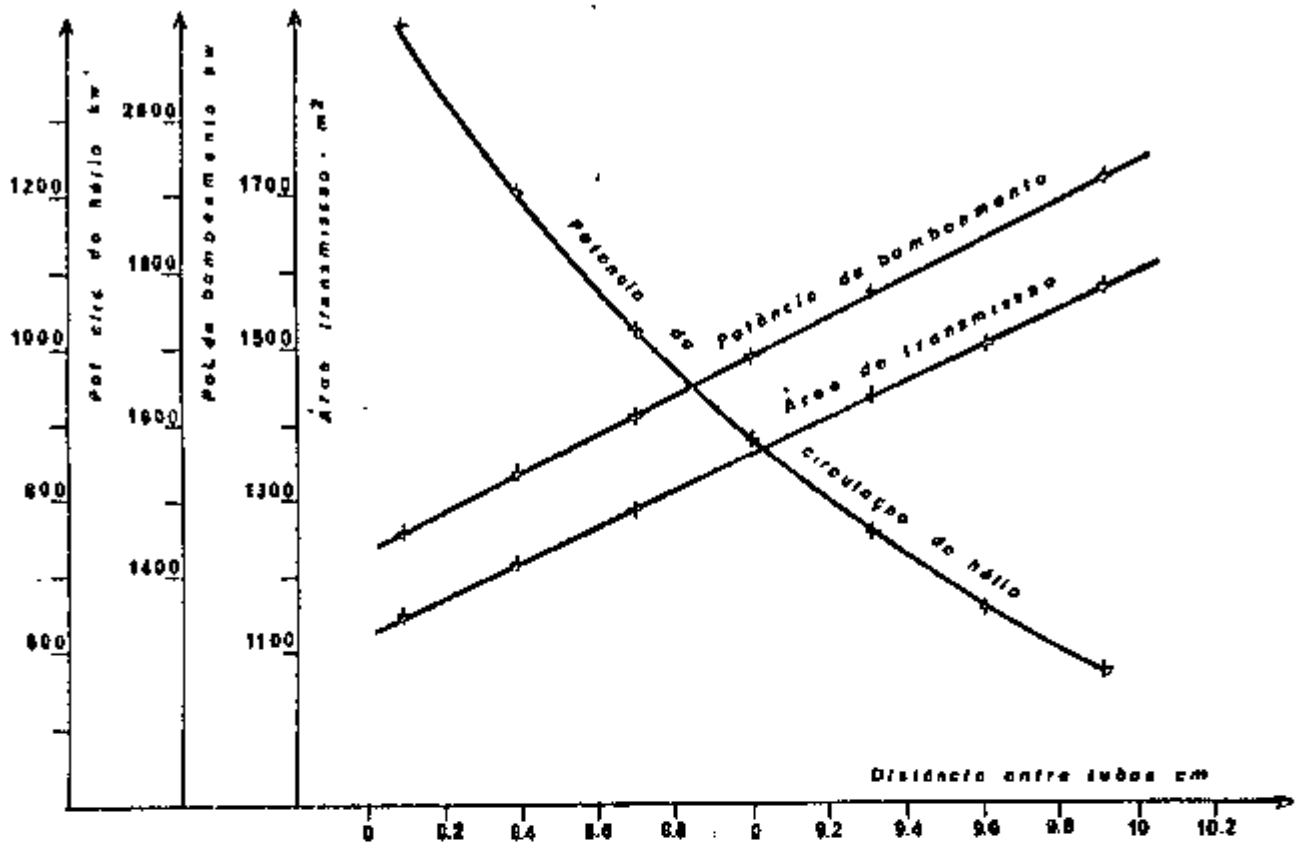
conjunto principal com 100 tubos 10 files



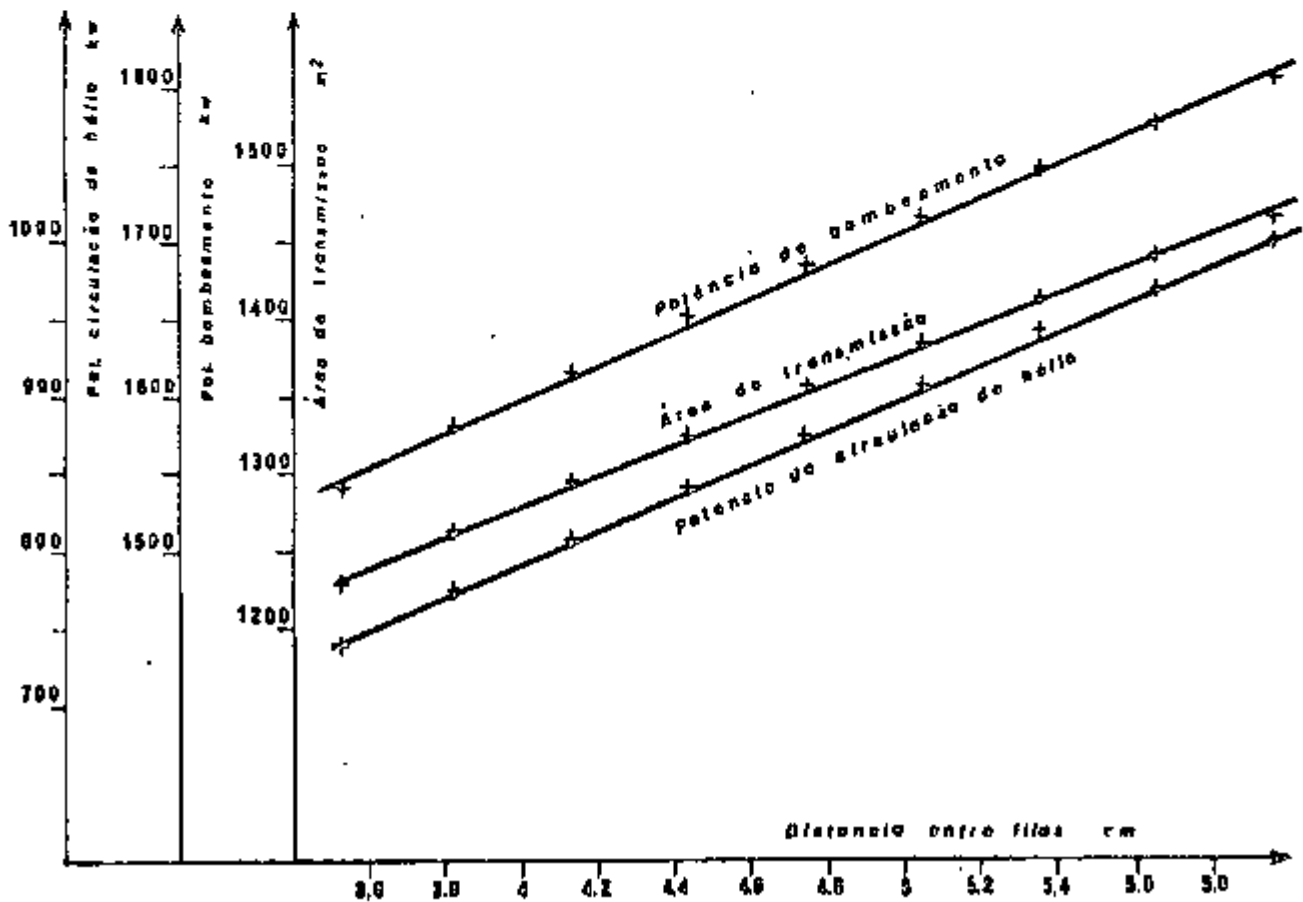
CONJUNTO PRINCIPAL COM 100 TUBOS 10 FILAS



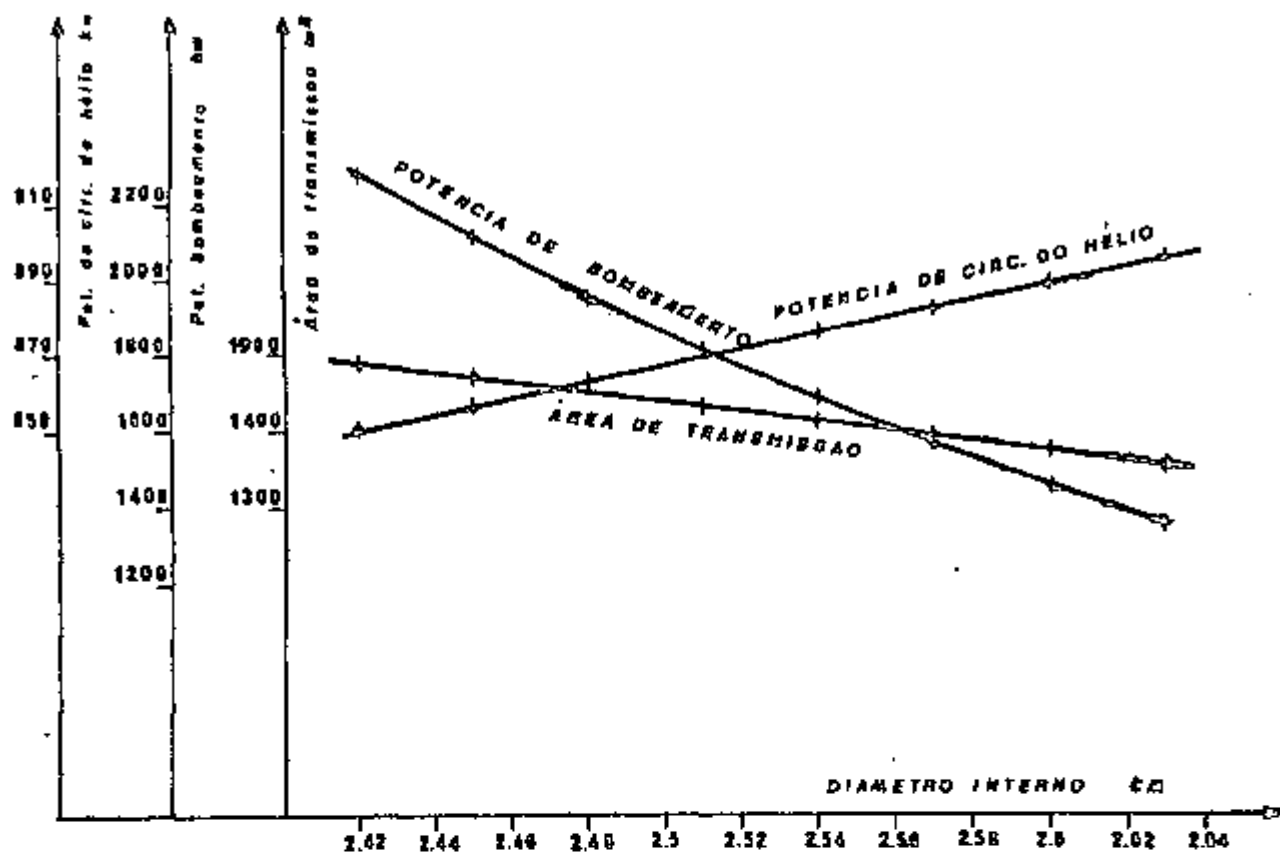
CONJUNTO PRINCIPAL COM 99 TUBOS 10 FILAS



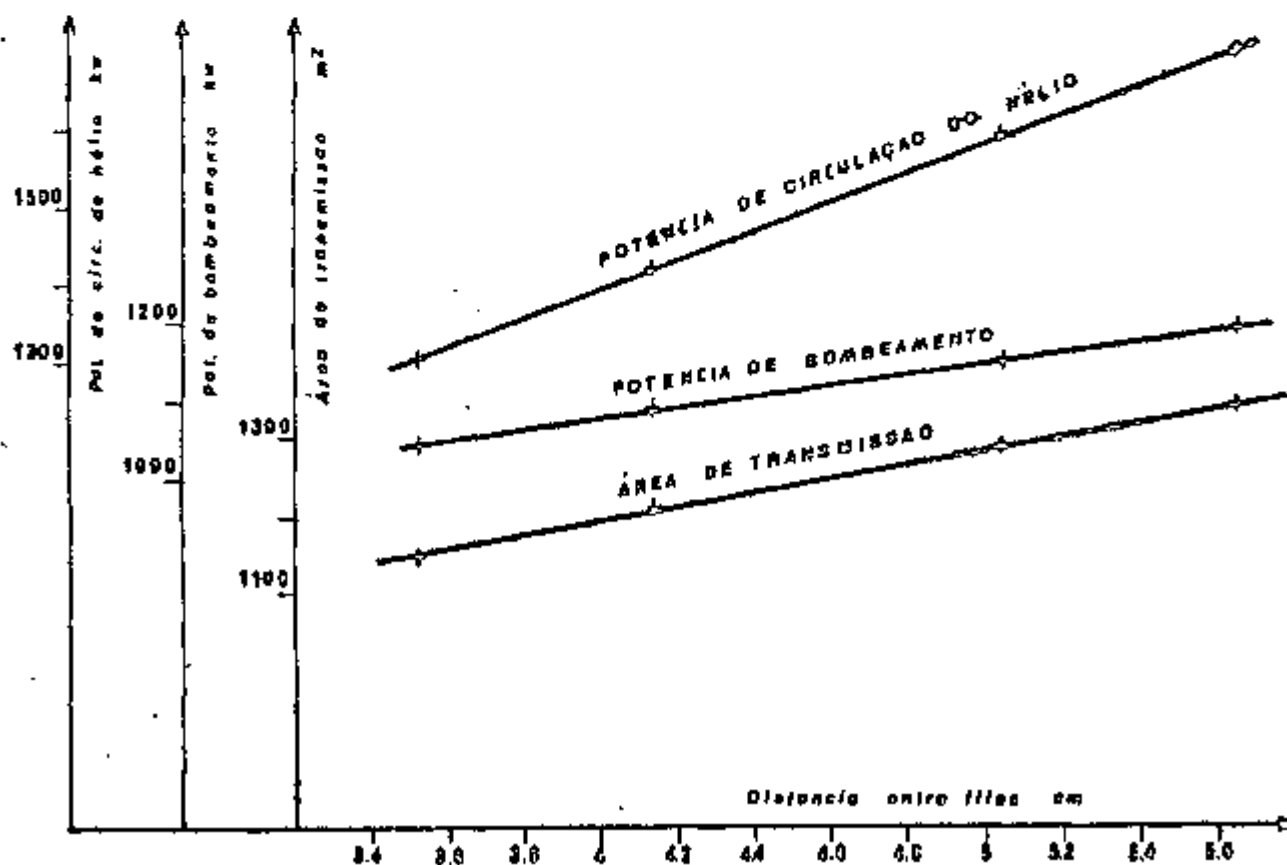
CONJUNTO PRINCIPAL COM 04 TUBOS E FILAS



CONJUNTO PRINCIPAL COM 04 TUBOS E FILAS



CONJUNTO PRINCIPAL COM 04 TUBOS O PILAR



CONJUNTO PRINCIPAL COM 08 TUBOS O PILAR

## B I B L I O G R A F I A

- (1) Comentários da Redação "Prospects of Large Markets for HTR and Sodium Cooled Fast Breeder Reactors". Electrical Review - London - 24 September 1971.
- (2) U.S. Atomic Energy Commission - "An Evaluation of High Temperature Gas Cooled Reactors" - WASH 1085 - U. S. Government Printing Office, 1969.
- (3) Diaz Diégues, J.A. - "Otimização do Núcleo de um Reator HTGR de 600 MW(e)". São Paulo, Instituto de Energia Atômica, 1971. Dissertação de Mestrado.
- (4) Mackenzie, S.J. - "Nuclear Power for Utilities" - Supplement to lecture on HTGR Generators - San Diego, Gulf General Atomic, 1970 e 1971.
- (5) Silva, Remi B. - "Manual de Termodinâmica - Transmissão de Calor". São Paulo, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 1970.
- (6) Dias Diégues, J.A. - "Alguns Problemas de Hidrodinâmica e Convecção de Calor em Reatores de Potência, segundo aulas do Dr. W. R. Gambill" - São Paulo, Instituto de Energia Atômica - Informação IEA Nº 12 - 1969.
- (7) Jakob, M. - "Heat Transfer" - New York, John Wiley & Sons, 1958.
- (8) Fraas, A.P., e Ozisik M.N. - "Steam Generators for High-Temperature Gas-Cooled Reactors" - ORNL 3208, Oak Ridge, 1963.
- (9) Babcock & Wilcox Company (The), editores. "Steam, Its Generation and Use" - New York, B & W, 1960.
- (10) Fraas A.P., e Ozisik M.N. - "Heat Exchanger Design" - New York, John Wiley & Sons.



- (11) Electrical Research Association (The) - " 1967 Steam Tables". London, Edward Arnold Publishers Ltd., 1967.
- (12) Kays W.M. and London A.L. "Compact Heat Exchangers"- New York, McGraw Hill Book Company,
- (13) El Waquil M.N. - " Nuclear Heat Transport" - New York , International Textbook Company.
- (14) Wilson Jr., M.P. "Thermodynamic and Transport Properties of Helium". (GA-1355) - San Diego, Califõrnia, Gulf General Atomic - 1960.
- (15) Rocchiccioli, Carlos - "Trocadores de calor" - Departamento de Energia, ITA - IDM - 1970.
- (16) Mackenzie, S.J. - Comunicaõão escrita ao autor desta Dissertaõão - San Diego, Foster Wheeler Corporation, 12 - junho - 1972

- (11) Electrical Research Association (The) - " 1967 Steam Tables". London, Edward Arnold Publishers Ltd., 1967.
- (12) Kays W.M. and London A.L. "Compact Heat Exchangers"- New York, McGraw Hill Book Company,
- (13) El Waquil M.N. - " Nuclear Heat Transport" - New York , International Textbook Company.
- (14) Wilson Jr., M.P. "Thermodynamic and Transport Properties of Helium". (GA-1355) - San Diego, California, Gulf General Atomic - 1960.
- (15) Rocchiccioli, Carlos - "Trocadores de calor" - Departamento de Energia, ITA - EDM - 1970.
- (16) Mackenzie, S.J. - Comunicação escrita ao autor desta Dissertação - San Diego, Foster Wheeler Corporation, 12 - junho - 1972