

ALBERTO LUIZ CASADEI

ANÁLISE TÉRMICA DO COMBUSTÍVEL

DE UM REATOR DE POTÊNCIA



Dissertação de Mestrado
apresentada à
Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo

Orientador:- Dr. M. JOHN ROBINSON

Dezembro, 1970

AGRADECIMENTOS

Ao orientador, Dr. M. John Robinson meus sinceros agradecimentos pela efetiva orientação e colaboração no desenvolvimento do trabalho prôpriamente dito, como também, na redação dessas notas. Pela sua extrema boa vontade e paciência, superou a difícil barreira da compreensão de textos em português constituindo-se num apôio realmente extraordinário.

Ao Instituto de Energia Atômica, nas pessoas do Dr. Rômulo Ribeiro Pieroni, seu diretor e o Dr. Paulo Saraiva de Toledo, Chefe da Divisão de Física de Reatores.

Também aos bolsistas e analistas do SEMA do Instituto de Física da USP e em particular ao Eng. Wilson de Pádua Paula Filho pela inestimável colaboração prestada.

Finalmente, à Comissão Nacional de Energia Nuclear, pelo suporte financeiro dado.

NOMENCLATURA

A_{bc}	= área da secção transversal da barra de combustível	ft^2
A_c	= área da secção transversal da pastilha de combustível	ft^2
A_{cc}	= área da secção transversal do tubo guia para barra de controle	ft^2
A_f	= área transversal de escoamento do refrigerante	ft^2
A_r	= área transversal de escoamento do refrigerante associada a uma barra de combustível	ft^2
A_t	= área da secção transversal do elemento combustível	ft^2
c	= espessura da camisa de Zircaloy-4	ft
c_p	= calor específico do refrigerante	$BTU/hr/lbm/°F$
c_1	= raio externo da barra de combustível	ft
c_2	= raio interno da camisa	ft
d	= diâmetro da barra de combustível	ft
D_e	= diâmetro hidráulico do canal	ft
Δ_c	= espaçamento do reticulado na direcção radial da camisa	ft
Δ_r	= espaçamento do reticulado na direcção radial, no combustível	ft
Δ_z	= espaçamento do reticulado na direcção axial	ft
f	= fator de acomodação combustível-camisa	
g	= distância entre combustível e camisa	ft
h	= coeficiente de película ou de troca de calor por convecção entre fluido refrigerante e barra de combustível	$BTU/hr/ft^2/°F$

H	* comprimento ativo do combustível	ft
h_g	* condutância associada ao espaço combustível -camisa	BTU/hr/ft ² /°F
i	= contagem de incrementos na direção radial do reticulado	
j	= contagem de incrementos na direção axial do reticulado	
k_c	= condutibilidade térmica da camisa	BTU/hr/ft/°F
k_f	= condutibilidade térmica do refrigerante	BTU/hr/ft/°F
k_g	= condutibilidade térmica do gás entre combustível e camisa	BTU/hr/ft/°F
$k_{i,j}$	= condutibilidade térmica no ponto (i,j)	BTU/hr/ft/°F
L	= número de pontos no reticulado na direção radial, na camisa	
M	= número de pontos na direção radial, no combustível	
M_t	= vazão total nominal do reator	lbm/hr
MI	= número total de pontos no reticulado na direção radial	
n	= número total de barras de combustível	
N	= número de pontos do reticulado na direção axial	
Nu	= número de Nusselt	
p	* perímetro molhado do canal	ft
P	= pressão de contacto combustível-camisa	psi
Pr	= número de Prandtl	
$q_{i,j}$	= fluxo de calor no ponto i,j	BTU/hr/ft ²
q''_j	= geração térmica volumétrica na secção j da barra de combustível central	BTU/hr/ft ³

q_0'	= densidade linear de potência máxima	BTU/hr/ft
q_{co}'''	= geração térmica volumétrica máxima	BTU/hr/ft ³
Q_b	= potência térmica gerada por uma barra de combustível	BTU/hr
Q_T	= potência térmica total gerada no caroço	BTU/hr
R	= raio da pastilha de UO_2	ft
R_c	= raio do caroço	ft
RC	= relação $C_1/\Delta c$	
Re	= número de Reynolds	
RG	= relação $c_2/\Delta c$	
R_1	= relação $(\frac{\Delta r}{\Delta z})^2$	
R_2	= relação $(\frac{\Delta c}{\Delta z})^2$	
s	= distância entre tubos no arranjo do elemento combustível	ft
$T_{l,j}$	= temperatura na superfície externa da camisa na secção j	°F
$T_{i,j}$	= temperatura no ponto i,j	°F
$T_{L,j}$	= temperatura na superfície interna da camisa na secção j	°F
$T_{ML,j}$	= temperatura na superfície do combustível na secção j	°F
$T_{MT,j}$	= temperatura no centro do combustível na secção j	°F
T_{rf}	= temperatura de entrada do refrigerante	°F
T_1	= temperatura máxima do combustível calculada com condução unidimensional e a temperatura do refrigerante calculada usando-se a Lei de Fourier	°F
T_2	= temperatura máxima do combustível calculada com condução unidimensional e a temperatura do refrigerante calculada diretamente por meio da geração térmica volumétrica	°F

- T_3 = temperatura máxima do combustível calculada com condução bidimensional e a temperatura do refrigerante calculada usando-se a Lei de Fourier. °F
- V_f = velocidade do fluido refrigerante ft/hr
- V_f = volume de combustível no escoamento ft³
- z_m = cota onde ocorre temperatura máxima no combustível ft
- w = vazão por canal lbm/hr
- ρ = densidade do refrigerante lbm/ft³
- μ = viscosidade absoluta do refrigerante lbm/hr/ft

ÍNDICE

	<u>Pág.</u>
Nomenclatura	ii
<u>RESUMO</u>	1
<u>CAPÍTULO I</u>	
INTRODUÇÃO	2
<u>CAPÍTULO II</u>	
CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA ESTUDADO	8
II. 1 - Características gerais	8
II. 2 - Elemento combustível	9
II.3 - Distribuição de potência	9
II. 4 - Potência térmica gerada	12
II. 5 - Geração térmica volumétrica máxima	17
II.6 - Área de escoamento	18
II. 7 - Vazão de refrigerante	19
II. 8 - Velocidade do refrigerante	21
II. 9 - Diâmetro hidráulico	21
II.10 - Fluido de refrigerante e cálculo do coeficiente de película	22
II.11 - Condutância de contacto	25
II.12 - Condutibilidade térmica da pastilha de UO_2	26
II.13 - Camisa do combustível	29

CAPÍTULO III

DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NA BARRA DE COMBUSTÍVEL	31
III.1 - Método empregado	31
III.2 - Equações a diferenças finitas	38
III.3 - Temperatura do fluido refrigerante	48

CAPÍTULO IV

RESULTADOS E CONCLUSÕES	51
-------------------------------	----

<u>REFERÊNCIAS</u>	61
--------------------------	----

APÊNDICE I

Figuras

APÊNDICE II

Tabelas

APÊNDICE III

Gráficos

APÊNDICE IV

Programas em FORTRAN

RESUMO

Este trabalho apresenta como resultados principais, os valores da temperatura máxima do combustível da barra de combustível central de um reator de potência calculadas numericamente considerando-se condução unidimensional e bidimensional. Como se previu, a temperatura máxima obtida com condução bidimensional é ligeiramente menor que a obtida supondo regime unidimensional.

Como complemento existem informações sobre a convergência do processo e precisão que deve ser adotada na procura de uma solução satisfatória do problema.

Apresenta, além disso, breves considerações sobre os efeitos econômicos de pequenas variações de parâmetros de uma central nuclear.

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

A utilização, cada vez mais difundida da energia nuclear como fonte de potência, impõe ao projeto de sistemas nucleares o emprego de técnicas mais refinadas para que se possa assegurar um funcionamento eficiente e seguro. No entanto, para sua consolidação definitiva, os sistemas nucleares devem ser oferecidos em nível competitivo com as demais fontes de energia já existentes e provadas.

Este nível, somente é atingido e mantido com o contínuo aperfeiçoamento da tecnologia nuclear no desenvolvimento de novos materiais e um conhecimento mais rigoroso dos parâmetros de projeto. Com o emprego desses novos materiais que possibilitem operação em temperaturas mais elevadas conseguiremos um aumento na eficiência térmica do sistema, e assim diminuir o custo da energia produzida. Conhecendo-se mais precisamente os parâmetros de projeto, bem como as propriedades dos materiais empregados, diminuímos a faixa de incerteza de muitas variáveis do cálculo, sendo por esta razão reduzidos alguns dos coeficientes de se

gurança empregados. Estes coeficientes também poderão ser reduzidos com base na experiência adquirida nos primeiros projetos. Com isso, consegue-se um custo global menor, o que é evidentemente desejado em qualquer projeto e em particular de sistemas nucleares, dados os altos investimentos envolvidos.

Entre os parâmetros mais importantes quando do cálculo térmico, destaca-se particularmente, a densidade de potência que influencia diretamente a queda de temperatura entre o centro do combustível e a superfície da camisa em contacto com o fluido refrigerante. Outros fatores que também exercem influência são entre outros:

- condutibilidade térmica do combustível
- desvios dimensionais
- distribuição imperfeita de fluxo
- erro na determinação do coeficiente de película do fluido refrigerante

Alguns desses fatores são considerados quando da adoção dos coeficientes de segurança. Podemos então afirmar que a densidade de potência, praticamente, governa a diferença de temperatura entre o centro do combustível e a superfície da camisa.

Entretanto, a temperatura da superfície da camisa está limitada pelo fluxo térmico máximo com que se pode operar o elemento sem que haja perigo de fusão do combustível. Este fluxo térmico máximo

é chamado fluxo térmico de "burnout" e ainda não existe nenhum modelo físico que explique satisfatoriamente o fenômeno. Por isso mesmo, não existe nenhuma expressão analítica para previsão deste fluxo térmico de "burnout". É geralmente aceito, que um dos tipos de "burnout" acontece no ponto de DNB (departure from nucleate boiling) para escoamentos com título próximo de zero e fluxos térmicos elevados. Basicamente o que ocorre é a formação de uma camada estável de vapor em torno do elemento. A resistência térmica desta camada é tão elevada, que requer grandes diferenças de temperaturas para que haja troca de calor para o fluido refrigerante. Estas diferenças de temperatura sendo da ordem de milhares de graus centígrados, a temperatura da barra de combustível certamente excede a temperatura de fusão dos materiais e ocorre o "burnout". O fluxo térmico onde isto acontece é chamado de Fluxo térmico de DNB.

Portanto, considerando constantes outras condições, a temperatura máxima do combustível fica determinada pelo valor máximo da distribuição de densidade de potência no caroço e tem como limitante superior a temperatura de fusão do material. Esta temperatura máxima é calculada por meio de balanços térmicos convenientes computando-se todas as resistências térmicas introduzidas pelos diversos materiais componentes da barra de combustível. Foram assim calculadas as quedas de temperatura em cada região, ou seja, no combustível, no gás entre combustível e camisa, na camisa e no refrigerante.

Em cálculos normais de projeto e análise de segurança a distribuição de temperatura numa barra de combustível é calculada-

supondo-se regime unidimensional para o fluxo de calor. Esta simplificação é adotada, pois, o nº de variáveis que devem ser consideradas num cálculo desta natureza é muito grande, e uma análise mais complexa está sempre limitada pela capacidade de memória do computador disponível. Além disso, considerando-se o processo iterativo entre as várias soluções das diversas áreas envolvidas, os tempos de cálculo são fatores importantes que oneram diretamente o custo do projeto.

Assim, o objetivo deste trabalho é determinar a temperatura no centro do combustível da barra de combustível central, utilizando:

- 1 - condução de calor em regime unidimensional
- 2 - condução de calor em regime bidimensional

O caso de condução bidimensional se aproximando mais do fenômeno físico que está acontecendo, fornece para a distribuição de temperatura, valores mais realistas que os obtidos com o uso de condução unidimensional. Por outro lado, apresenta o inconveniente de tornar o trabalho mais complexo e demorado.

Podemos então verificar a diferença dos valores encontrados para a temperatura máxima no elemento combustível central nos dois casos mencionados. A verificação da discrepância nos dará uma indicação da validade de segurança da utilização do cálculo aproximado de

condução unidimensional para projeto, e mais, se esta discrepância é significativa de maneira a aumentar os valores de densidade de potência impostos. A perspectiva desse aumento apresenta inúmeras vantagens entre as quais, um caroço de volume menor para a mesma potência gerada, o que é economicamente favorável.

Também para efeito de comparação, no caso unidimensional, a temperatura do refrigerante foi calculada de duas maneiras diferentes:

- i) - potência térmica transferida ao fluido refrigerante calculada com a Lei de Fourier.
- ii) - potência transferida ao fluido refrigerante calculada diretamente pela geração térmica volumétrica.

Esses dois métodos foram utilizados somente para comparação dos resultados do caso de condução unidimensional, uma vez que o método ii) sendo um método direto calcula mais rapidamente a distribuição de temperatura do refrigerante ao longo do canal. O caso i) foi utilizado para que se pudesse comparar os resultados de condução unidimensional e condução bidimensional.

A fim de verificar se estas comparações são significativas ou não, é essencial termos os dados de um projeto real. Para tanto, foi analisado um reator tipo "água pressurizada", projeto da

COMBUSTION ENGINEERING, INC., de potência térmica nominal de 2825 MW e barras de combustível cilíndricas.

CAPÍTULO II

CARACTERÍSTICAS DO SISTEMA ESTUDADO

II.1 - Características gerais

O reator estudado foi do tipo "Água pressurizada", projeto da COMBUSTION ENGINEERING, INC., com potência nominal de 950 MW_e com as seguintes características^{(4), (5), (6)}:

Potência térmica (MW)	2825
Pressão de operação (psia)	2250
Nº de elementos combustíveis	217
Nº de barras de combustível por elemento	176
Massa de urânio enriquecido (ton)	87
Pastilhas em tubo de Zircaloy-4	UO ₂
Temperatura de entrada de refrigerante (ºF)	550
Temperatura de saída do refrigerante (ºF)	609
Vazão em massa (lbm/hr)	122.10 ⁶

II.2 - Elemento combustível

No reator estudado o elemento combustível é constituído de um arranjo quadrado de 14 por 14 barras de combustível com 5 tubos guia para as barras de controle (Fig.1). Cada barra de combustível é constituída de pastilhas de UO_2 caracterizadas, de baixo enriquecimento com camisa de Zircaloy-4.

Dimensões:

comprimento ativo (in)	150
espessura da camisa (in)	0,026
diâmetro da pastilha de UO_2	0,382
diâmetro externo da barra de combustível	0,440

II.3 - Distribuição de potência

Para que possamos calcular a distribuição de temperatura no caroço é necessário o conhecimento da potência gerada em cada ponto.

A distribuição de potência foi considerada como uma função de r e z , direções radial e axial pois no caso o caroço é de geo

metria cilíndrica. A origem do sistema de coordenadas está colocado no centro do caroço.

Na direção axial foi considerada uma função cosseno de tal maneira que o valor nos extremos é 1/3 do valor máximo. Da mesma maneira, na direção radial foi considerada uma função de Bessel de 1ª espécie de tal maneira que o valor nos extremos é 1/3 do valor máximo.

Considerando-se que a distribuição de potência pode ser representada por função analítica desse tipo, consegue-se uma grande simplificação nos cálculos. Além disso, essa função cortada nas extremidades se aproxima da distribuição real pois simula grosseiramente a existência do refletor. Em um cálculo mais rigoroso, a distribuição de potência é determinada de valores experimentais considerando-se várias posições das barras de controle.

Assim, num ponto qualquer do caroço,

$$q'''(r,z) = q'''_{CO} \cos(mz) \cdot J_0(nr) \quad (2.1)$$

Para o elemento central, ou seja, $r = 0$,

$$q'''(0,z) = q'''_{CO} \cos(mz) \quad (2.2)$$

quando $z = h/2$, $q'''(0, \frac{H}{2}) = \frac{q_{co}'''}{3}$

portanto

$$\cos(m \frac{H}{2}) = \frac{1}{3}$$

ou

$$m \frac{H}{2} = 1,231$$

$$m = \frac{2,462}{H}$$

Então, (2.2) fica

$$q'''(0, z) = q_{co}''' \cos(2,462 \frac{z}{H})$$

Para o plano $z = 0$, tem-se:

$$q'''(r, 0) = q_{co}''' J_0(n r) \tag{2.3}$$

quando $r = R_c$, $q'''(R_c, 0) = \frac{q_{co}'''}{3}$

portanto

$$J_0(n R_c) = \frac{1}{3}$$

$$n R_c = 1,81$$

$$n = \frac{1,81}{R_c}$$

./.

Então, (2.3) pode ser escrita:

$$q'''(r,0) = q'''_{CO} J_0\left(1,81 \frac{r}{R_c}\right)$$

Assim, num ponto qualquer (r,z) ,

$$q'''(r,z) = q'''_{CO} \cos\left(2,462 \frac{z}{H}\right) \cdot J_0\left(1,81 \frac{r}{R_c}\right) \quad (2.4)$$

onde,

$q'''(r,z)$ = geração térmica volumétrica no ponto (r,z) (BTU/hr/ft³)

q'''_{CO} = geração térmica volumétrica máxima (BTU/hr/ft³)

H = comprimento ativo do combustível (ft)

R_c = raio do caroço (ft)

II.4 - Potência térmica gerada

II.4.1 - Potência gerada por uma barra de combustível

Para o cálculo da potência total gerada no caroço, é necessário antes determinar a potência gerada por uma barra de combustível.

Assim, a potência gerada num elemento de volume dV , de área A_c e altura dz é:

$$dQ = q'''(r,z)A_c dz$$

onde,

- dQ = potência térmica gerada (BTU/hr)
- $q'''(r,z)$ = geração térmica volumétrica (BTU/h/ft³)
- A_c = área da secção transversal do combustível (ft²)
- dz = altura do elemento de volume (ft)

A potência total gerada pela barra inteira é:

$$Q_b = \int_{-H/2}^{H/2} q'''(r,z)A_c dz$$

Considerando-se a equação (2.4), levando-se em conta que para uma barra q''' é função somente de z , ou seja,

$$Q_b = \int_{-H/2}^{H/2} q'''_{co} J_0\left(1,81 \frac{r}{R}\right) \cos 2,462 \frac{z}{H} dz = \int_{-H/2}^{H/2} q'''_{co} \cos\left(2,462 \frac{z}{H}\right) A_c dz$$

$$Q_b = \frac{A_c H}{2,462} \left[\sec 2,462 \frac{z}{H} \right]_{-H/2}^{H/2}$$

./.

Portanto

$$Q_b = 0,7662 \ q_o''' \ A_c \ H \quad (2.5)$$

onde

- Q_b = potência térmica gerada por uma barra na posição r (BTU/hr)
- q_o''' = geração térmica volumétrica máxima na posição r (BTU/hr/ft³)
- A_c = área da secção transversal da barra de combustível (ft²)
- H = comprimento ativo do combustível (ft)

II.4.2 - Potência total

Seja πR_c^2 a área da secção transversal do caroço.

Vamos associar a cada barra uma área A' de modo que

$$A' = \frac{\pi R_c^2}{n}$$

onde n é o número total de barras de combustível do caroço.

./.

Então a potência gerada por unidade de área é:

$$q_b = \frac{Q_b}{A} = \frac{0,7662 q_o''' A_c H}{\frac{\pi R^2}{n}}$$

ou

$$q_b = \frac{0,7662}{\pi} \frac{n}{R^2} q_o''' A_c H J_0 \left(1,81 \frac{r}{R_c} \right)$$

Tomando um elemento de área dA de raio r e espessura dr , a potência gerada nesse elemento de área é:

$$dQ_T = q_b 2\pi r dr$$

A potência total gerada no caroço é obtida integrando-se em toda área do caroço, ou seja,

$$Q_T = \int_0^{R_c} q_b 2\pi r dr$$

Esta consideração somente pode ser feita quando o número de barras de combustível é elevado, o que normalmente ocorre em reatores de potência.

Assim,

$$Q_T = 2\pi \frac{0,7662}{\sqrt{\kappa}} \frac{n}{R_c} A_c H q_{CO}^{'''} \int_0^{R_c} r J_0 \left(1,81 \frac{r}{R_c} \right) dr$$

$$Q_T = 2 \cdot 0,7662 \frac{n}{R_c} A_c H q_{CO}^{'''} \frac{R_c}{1,81} \left[r J_1 \left(1,81 \frac{r}{R_c} \right) \right]_0^{R_c}$$

$$Q_T = 0,4951 n A_c H q_{CO}^{'''}$$

Fazendo $VF = n A_c H$, volume do combustível resulta,

$$Q_T = 0,4951 (VF) q_{CO}^{'''} \quad (2.6)$$

ou

$$q_{CO}^{'''} = 2,02 \frac{Q_T}{(VF)} \quad (2.7)$$

onde

Q_T = potência térmica total (BTU/hr)

$q_{CO}^{'''}$ = geração térmica volumétrica máxima (BTU/hr/ft³)

VF = volume de combustível (ft³)

II.5 - Geração térmica volumétrica máxima

A geração térmica volumétrica máxima pode ser calculada da equação (2.7). Tem-se então,

$$q_{co}''' = 2,02 \frac{Q_T}{VF}$$

No reator analisado:

$$VF = n \cdot A_c \cdot H$$

$$VF = 176 \ 217 \ \pi \left(\frac{0,382}{2 \cdot 12} \right)^2 \frac{150}{12} = 3,800 \times 10^2 \ \text{ft}^3$$

$$Q_T = 2825 \ \text{MW} = 9,639 \times 10^9 \ \text{BTU/hr}$$

Então,

$$q_{co}''' = 2,02 \frac{9,639 \times 10^9}{3,800 \times 10^2}$$

$$q_{co}''' = 5,124 \times 10^7 \ \text{BTU/h/ft}^3 \quad (2.8)$$

II.6 - Área de escoamento

A área de escoamento é necessária para o cálculo da velocidade do refrigerante e influi também no coeficiente de película através do diâmetro hidráulico.

Da Figura 2, vemos que:

$$A_f = A_t - 5A_c - 176A_{bc}$$

onde:

- A_f = área para escoamento (ft²)
- A_t = área total do elemento combustível (ft²)
- A_c = área dos tubos guia para barras de controle (ft²)
- A_{bc} = área da barra de combustível

Substituindo os valores indicados em II.2,

$$A_f = (0,798 + 0,2)^2 - 5 \pi \left(\frac{1,1}{4} \right)^2 - 176 \frac{\pi (0,440)^2}{4}$$

ou

$$A_f = 35,399 \text{ in}^2 = 0,246 \text{ (ft}^2\text{)}$$

A área para escoamento associada a cada barra de combustível, num elemento combustível (A_f) é igual:

II.6 - Área de escoamento

A área de escoamento é necessária para o cálculo da velocidade do refrigerante e influi também no coeficiente de película através do diâmetro hidráulico.

Da Figura 2, vemos que:

$$A_f = A_t - 5A_c - 176A_{bc}$$

onde:

- A_f = área para escoamento (ft²)
- A_t = área total do elemento combustível (ft²)
- A_c = área dos tubos guia para barras de controle (ft²)
- A_{bc} = área da barra de combustível

Substituindo os valores indicados em II.2,

$$A_f = (0,798 + 0,2)^2 - 5 \pi \left(\frac{1,1}{4} \right)^2 - 176 \frac{\pi (0,440)^2}{4}$$

ou

$$A_f = 35,399 \text{ in}^2 = 0,246 \text{ (ft}^2\text{)}$$

A área para escoamento associada a cada barra de combustível, num elemento combustível (A_f) é igual:

$$A_r = \frac{0,246}{176} \qquad A_r = 1,397 \times 10^{-3} \quad (\text{ft}^2)$$

II.7 - Vazão de refrigerante

Neste trabalho foi empregada análise de vazão constante em cada canal, ou seja,

$$w = \frac{M_t}{n}$$

onde

- w = vazão por barra de combustível (lbm/hr)
- M_t = vazão total nominal (lbm/hr)
- n = número total de barras de combustível

Considerando-se que a distribuição de potência segue uma função de Bessel de 1ª espécie na direção r, a temperatura de saída do refrigerante terá uma variação semelhante. Assim, a temperatura de saída do refrigerante e também a temperatura na superfície da camisa do canal central serão maiores que as dos canais situados nas extremidades do caroço.

Em reatores de potência, onde os parâmetros críticos de projeto são os do canal central esta variação de temperaturas do centro para as extremidades é indesejável pois a temperatura média no caroço é inferior a do canal central. Estes efeitos são eliminados fazendo-se "orificing" que consiste em se distribuir convenientemente as vazões em cada canal do caroço. Com isso, em cada secção, todo o caroço opera à mesma temperatura aproximadamente obtendo assim melhor utilização do combustível e maior eficiência térmica. Em reatores tipo "água - pressurizada", onde o DNB é o parâmetro de projeto mais importante, o "orificing" é feito de tal maneira que se tenha temperatura na superfície da ~~casca~~ o mais constante possível para cada secção do caroço.

Consideramos também em nossa análise, que não há mistura de refrigerante de um canal para outro e que são desprezíveis os efeitos de outros canais, ou seja, a vazão de cada canal é independente dos demais.

Vazão total nominal : $M = 122.10^6$ lbm/hr

$$W = \frac{122 \times 10^6}{176 \times 217} \quad \text{ou} \quad w = 3,194.10^3 \text{ lbm/hr}$$

II.8 - Velocidade do refrigerante

Pela equação da continuidade,

$$w = \rho A_r V_f$$

onde

w = vazão do canal (lbm/hr)

ρ = densidade do refrigerante (lbm/ft³)

A_r = área de escoamento (ft²)

V_f = velocidade do fluido refrigerante (ft/hr)

Substituindo os valores já encontrados vem,

$$V_f = \frac{3,194 \times 10^3}{49,492 \times 1,397 \times 10^{-3}}$$

$$V_f = 5,140 \times 10^4 \text{ (ft/hr)}$$

II.9 - Diâmetro hidráulico

O diâmetro hidráulico, necessário ao cálculo do coeficiente de película é definido como sendo:

$$D_e = \frac{4 A_f}{P}$$

onde

$$A_f = \text{área de escoamento (ft}^2\text{)}$$

$$p = \text{perímetro molhado (ft)}$$

No caso estudado, onde um canal representativo é mostrado na Figura 3, tem-se:

$$A_f = 1,397 \cdot 10^{-3} \text{ (ft}^2\text{)}$$

$$p = \pi d = \pi \cdot 440/12$$

$$D_e = \frac{4 \times 1,397 \times 10^{-3}}{0,115}$$

$$D_e = 4,850 \cdot 10^{-2} \text{ (ft)}$$

II.10 - Fluido refrigerante e cálculo do coeficiente de película

O fluido refrigerante do reator estudado é água pressurizada à pressão de 2250 psia. Geralmente o aumento de temperatura do refrigerante de reatores tipo PWR é da ordem de dezenas de °F no caroço e portanto, as propriedades do refrigerante também variam pouco ao longo do caroço. Por isso, o coeficiente de película h , foi tomado como constante

./.

ao longo da barra de combustível. Além disso o interesse maior deste trabalho é o estudo comparativo das temperaturas máximas no combustível utilizando-se as duas técnicas mencionadas.

Assim as propriedades da água foram avaliadas à pressão de 2250 psia e à uma temperatura média constante de 580 °F (1), (7).

c_p	= calor específico (BTU/h/lbm/°F)	1,313
k_f	= condutibilidade térmica (BTU/h/ft/°F)	0,313
μ_f	= viscosidade absoluta (lbm/hr/ft)	0,223
ρ_f	= densidade (lbm/ft ³)	44,660

O coeficiente de película foi avaliado pela correlação de WEISMAN (9).

$$Nu = C (Re)^{0,8} (Pr)^{1/3}$$

onde

Nu = Número de Nusselt

Re = Número de Reynolds

Pr = Número de Prandtl

A constante C é função do arranjo geométrico das barras e para o caso de disposição de barras em quadrado, tem-se:

II.12 - Condutância de contacto

Nas barras de combustível de reatores de potência e xister um espaço livre entre a pastilha de combustível e a camisa. É nes te espaço que ficam retidos os gases de fissão produzidos e altamente ra dioativos. Além disso, essa folga assegura pequenas variações nas dimen sões da pastilha sem introduzir tensões na camisa o que poderia provo - car a ruptura do material da camisa.

Este espaço é inicialmente preenchido com He, em al guns casos, composição esta que se altera com o tempo pela produção de gases de fissão.

Existe portanto uma resistência térmica ao fluxo de calor que deverá ser considerada quando da análise térmica. A condutân - cia associada ao espaço entre pastilha de combustível e camisa é função da pressão de contacto combustível-camisa e da composição do gás exis - tente no espaço e pode ser calculada pela correlação (10), (11) (12).

$$h_g = 0,6P + \frac{k_g}{1,44 \times 10^{-5} f}$$

onde

./.

- h_g = condutância de contacto (BTU/h/ft²/°F)
 P = pressão de contacto (psia)
 k_g = condutibilidade térmica do gás (BTU/hr/ft/°F)
 f = fator de acomodação

Este procedimento, conforme indica (10), leva a uma condutância de aproximadamente 1000 BTU/hr/ft²/°F quando não há contacto entre a pastilha e a camisa e a composição do gás é de 75% de gás de fissão e 25% de ar.

Neste trabalho não foram levados em conta as alterações dimensionais provocadas pela radiação bem como as alterações da composição e pressão do gás no interior da barra de combustível.

Adotamos então, para o nosso problema uma condutância de 100 BTU/hr/ft²/°F pois, novamente, o interesse maior do trabalho é a comparação dos resultados nos dois casos de condução unidimensional e bidimensional.

II.12 - Condutibilidade térmica da pastilha de UO₂

A condutibilidade térmica é uma das propriedades mais importantes numa análise térmica porque a distribuição de tempera-

tura é função direta da condutibilidade do material. É portanto, necessário que se conheça com a maior precisão possível a variação da condutibilidade térmica com a temperatura.

Entretanto, apesar dos inúmeros trabalhos nessa área, o espalhamento dos resultados experimentais torna difícil a disponibilidade de valores exatos, o que pode ser verificado na Figura 5.

No nosso caso, a condutibilidade térmica da pastilha de UO_2 foi avaliada de resultados publicados pelo ORNL (13), Chalk River (14), e WAPD (15), (16).

A parte da curva para a condutibilidade térmica entre 0 e 3000°F é baseada em dados experimentais de Godfrey e outros (13). A parte da curva entre 3000°F e 5000°F é baseada em dois fatores:

(a) - Observações de fusão de combustível em reatores mostra um coeficiente positivo para a condutibilidade térmica acima de 3000°F aproximadamente. A dependência de temperatura nesta faixa deve aproximar-se de uma exponencial desde que reflète a interpretação física mais viável para aumentos de condutibilidade térmica em altas temperaturas.

(b) - A área sob a curva recomendada é tal que a $\int_0^T k dT$ é aproximadamente 97 W/cm como dada por Robertson e outros (14) e

./.

Duncan (15). Este valor é baseado na interpretação do "raio de fusão do combustível" determinado em Hanford (17) e Chalk River(18).

A condutibilidade térmica da pastilha de UO_2 pode então ser representada pelas seguintes correlações (10):

para $0 < T \leq 1650^{\circ}C$

$$k = \frac{40,4}{464 + T} + 0,000132 e^{0,00188T}$$

para $1650 < T < 2800^{\circ}C$

$$k = 0,019 + 0,000132 e^{0,00188T}$$

onde

k = condutibilidade térmica do combustível (W/cm/°C)

T = temperatura (°C)

Para pastilha de UO_2 com 95% da densidade teórica.

II.13 - Camisa do combustível

Quando da análise térmica da barra de combustível de veremos considerar a resistência térmica introduzida pelo material da ca misa, o que influi diretamente na temperatura máxima do combustível.

O material da camisa mais empregado em reatores a á gua é normalmente Zircaloy-4 ou Zircaloy-2. Esses materiais são usados pois possuem baixa secção de choque de absorção para neutrons, excelente resistência à corrosão e boa estabilidade estrutural nas temperaturas normais de operação de reatores deste tipo.

No caso estudado, o encamisamento é feito com Zirca loy-4, liga de Zircônio com a seguinte composição:

estanho,	1,2 a 1,7%
Ferro	0,18 a 0,24%
chromo	0,07 a 0,13%
níquel	-
total Ferro+níquel+	
+chromo	0,28 a 0,38%

A condutibilidade térmica do Zircaloy-4 foi avaliada pela correção (19):

$$k_c = 0,00316T + 7,97$$

onde

k_c = condutibilidade térmica (BTU/h/ft/°F)

T = temperatura (°F)

CAPÍTULO III

DISTRIBUIÇÃO DE TEMPERATURA NA BARRA DE COMBUSTÍVEL

III.1 - Método empregado

A distribuição de temperatura na barra de combustível cilíndrica é dada por:

no combustível

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{q'''_c}{k} = 0$$

na camisa

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0$$

onde

$$T = t(r, z)$$

r = direção radial

z = direção axial

k = condutividade térmica do material

q''' = geração térmica volumétrica

com as seguintes hipóteses:

- regime permanente
- condutividade térmica constante
- simetria angular

Além disso deve ser considerada a queda de temperatura devido a resistência térmica do espaço entre a pastilha de combustível e a camisa.

Como se pode verificar a determinação de uma solução exata é extremamente complexa devido as condições particulares da barra de combustível e as condições de contorno do problema. No nosso caso, no entanto, a condutividade térmica varia muito e a hipótese de condutividade térmica constante não pode ser adotada. Com isso, o problema torna-se mais difícil pois, envolve a resolução de equações diferenciais a derivadas parciais mais gerais, ou seja,

no combustível

$$\nabla \cdot (k \nabla T) + q''' = 0$$

na camisa

$$\nabla \cdot (k \nabla T) = 0$$

Foi então adotado um método numérico para a determi
nação da distribuição de temperatura na barra de combustível.

Para a obtenção das equações à diferenças finitas
foi suposto um reticulado na barra de combustível considerando-se:

- M - 1 intervalos na direção radial, no combustível
- L - 1 intervalos na direção radial, na camisa
- N - 1 intervalos na direção axial

onde

- M : nº de pontos na direção radial, no combustível
- L : nº de pontos na direção radial, na camisa
- N : nº de pontos na direção axial.

O passo ou incremento fica então determinado em cada região:

- (a) - direção radial
- no combustível

$$\Delta r = \frac{R}{M - 1}$$

onde

- Δr = incremento na direção radial
R = raio da pastilha de combustível
M = nº de pontos no combustível

- na camisa

$$\Delta c = \frac{c}{L - 1}$$

onde

- Δc = incremento na direção radial
c = espessura da camisa
L = nº de pontos na camisa

(b) - direção axial

$$\Delta z = \frac{H}{N - 1}$$

onde

Δz = incremento na direção axial

H = comprimento ativo do combustível

N = nº de pontos nessa direção

No caso da barra de combustível estudada, onde o diâmetro é pequeno e a variação de temperatura entre o centro e a superfície é muito grande, o passo na direção radial deve ser cuidadosamente escolhido.

O número de pontos na camisa também deve ser escolhido com cuidado pois a temperatura do fluido refrigerante em cada ponto é avaliada utilizando-se do gradiente de temperatura calculado na superfície da camisa. O erro nessa avaliação é tanto menor quanto menor for o espaçamento do reticulado naquela região.

A escolha do número de pontos do reticulado, por sua vez, envolve um compromisso entre o tempo de cálculo, problemas de convergência e erro nos valores obtidos.

No caso, nos parecer razoável adotar $M = 50$, $L = 10$ e $N = 60$ pois, assim obtivemos espaçamentos da mesma ordem de grandeza na camisa, no combustível e o espaço entre combustível e camisa.

O método adotado foi o do balanço térmico num elemento de volume associado ao ponto considerado (2).

Para exemplificar a sistemática do método empregado vamos deduzir a expressão para a temperatura num ponto situado no combustível, para o caso de geometria cilíndrica.

Considerando-se pela figura 4, um ponto interior situado no combustível. Pela 1ª Lei da Termodinâmica aplicada ao elemento de volume associado ao ponto e em regime permanente tem-se:

$$q_{i+1} + q_{i-1} + q_{j+1} + q_{j-1} + q_g = 0 \quad (3.1)$$

Expressando esses fluxos térmicos pela Lei de Fourier da condução,

$$q_{i+1, j} = 2\pi \left(R_m + \frac{\Delta r}{2} \right) \Delta z k_{ij} \frac{T_{i+1, j} - T_{i, j}}{\Delta r}$$

$$q_{i-1, j} = 2\pi \left(R_m - \frac{\Delta r}{2} \right) \Delta z k_{ij} \frac{T_{i-1, j} - T_{i, j}}{\Delta r}$$

$$q_{i,j-1} = 2\tilde{h} R_m \Delta r k_{ij} \frac{T_{i,j-1} - T_{ij}}{\Delta z}$$

$$q_{i,j+1} = 2\tilde{h} R_m \Delta r k_{ij} \frac{T_{i,j+1} - T_{ij}}{\Delta z}$$

onde R_m é o raio da circunferência que passa por (i,j)

A potência térmica gerada é:

$$q_g = q'''_j dv = q'''_j 2\tilde{h} R_m \Delta r \Delta z$$

Substituindo esses valores em (3.1), vem

$$\begin{aligned} & 2\tilde{h} \left(R_m - \frac{\Delta r}{2} \right) \Delta z k_{ij} \frac{T_{i-1,j} - T_{ij}}{\Delta z} + 2\tilde{h} \left(R_m + \frac{\Delta r}{2} \right) \Delta z k_{ij} \frac{T_{i+1,j} - T_{ij}}{\Delta z} \\ & + 2\tilde{h} R_m \Delta r k_{ij} \frac{T_{i,j-1} - T_{ij}}{\Delta z} + 2\tilde{h} R_m \Delta r k_{ij} \frac{T_{i,j+1} - T_{ij}}{\Delta z} \\ & + q'''_j 2\tilde{h} R_m \Delta r \Delta z = 0 \end{aligned}$$

Transformando convenientemente a expressão acima ,
tem-se finalmente para o ponto (i,j):

$$\frac{(R_m + \frac{\Delta r}{2}) T_{i+1,j} + (R_m - \frac{\Delta r}{2}) T_{i-1,j} + R_m \left(\frac{\Delta r}{\Delta z} \right)^2 (T_{i,j} + T_{i,j-1}) + \frac{q'''_j R_m \Delta r^2}{k_{ij}}}{2 R_m \left[1 + \left(\frac{\Delta r}{\Delta z} \right)^2 \right]} \quad ./.$$

De maneira análoga foram deduzidas as equações para os demais pontos da barra de combustível. Essas equações são apresentadas em III.2 já modificadas para facilidade de programação em FORTRAN e utilização em computador.

Assim naquelas equações, a contagem dos incrementos na direção radial são feitos a partir da superfície da camisa pois o valor de início é a temperatura do fluido na entrada.

III.2 - Equações a diferenças finitas

Da mesma maneira como mostrado em III.1 e conforme a figura 4, foram deduzidas todas as equações a diferenças finitas necessárias para a determinação da distribuição de temperatura na barra de combustível.

III.2.1 - Condução unidimensional

Supondo-se regime unidimensional para o fluxo de calor temos as equações

i - secção de entrada

(a) - temperatura na superfície da camisa

$$T_{1,1} = \frac{c_1 \cdot \Delta c \cdot h \cdot T_{+1} + (c_1 - \frac{\Delta c}{2}) k_{11} \cdot T_{21}}{c_1 \Delta c h + (c_1 - \frac{\Delta c}{2}) k_{11}}$$

(b) - temperatura para ponto no interior da camisa

$$T_{i,1} = \frac{(c_1 - (i-1,5) \Delta c) T_{i-1,1} + (c_1 - (i-0,5) \Delta c) T_{i+1,1}}{2(c_1 - (i-1) \Delta c)}$$

(c) - temperatura na superfície interna da camisa

$$T_{L,1} = \frac{(\epsilon_3 + \frac{\Delta c}{2}) k_{2,1} T_{L-1,1} + \epsilon_3 \Delta c \cdot h g T_{ML,1}}{(\epsilon_3 + \frac{\Delta c}{2}) k_{L,1} + c_3 \Delta c \cdot h g}$$

(d) - temperatura na superfície do combustível

$$T_{ML,1} = \frac{R \Delta r \cdot h g T_{L,1} + (R - \frac{\Delta r}{2}) k_{ML,1} T_{ML+1,1} + (R - \frac{\Delta r}{4}) \epsilon^2 q'''(1)/2}{R \cdot \Delta r \cdot h g + (R - \frac{\Delta r}{2}) k_{ML,1}}$$

(e) - temperatura para ponto no interior do combustível

$$T_{i,1} = \frac{(c_4 - 0,5) T_{i+1,1} + (c_4 + 0,5) T_{i-1,1} + c_4 \Delta r^2 q''' / k_{i,1}}{2 c_4}$$

(f) - temperatura no centro do combustível

$$T_{MT,1} = T_{MT-1,1} + \frac{\Delta r^2 q_1'''}{4 \cdot k_{MT,1}}$$

ii - secção genérica j

(a) - temperatura na superfície da camisa

$$T_{1j} = \frac{c_1 \Delta c h q_{f,j} + (c_1 - \frac{\Delta c}{2}) k_{ij} T_{2j}}{c_1 \Delta c h + (c_1 - \frac{\Delta c}{2}) k_{1j}}$$

(b) - temperatura para ponto no interior da camisa

$$T_{ij} = \frac{(c_1 - (i-1,5) \Delta c) T_{i-1,j} + (c_1 - (1-0,5) \Delta c) T_{i+1,5}}{2 (c_1 - (i-1) \Delta c)}$$

(c) - temperatura na superfície interna da camisa

$$T_{L,j} = \frac{(c_3 + \frac{\Delta c}{2}) k_{L,j} + c_3 \Delta c h q_{T_{ML,j}}}{(c_3 + \frac{\Delta c}{2}) k_{L,j} + c_3 \Delta c h q}$$

(d) - temperatura na superfície do combustível

$$T_{ML,j} = \frac{R \Delta r h g T_{L,j} + (R - \frac{\Delta r}{2}) k_{ML,j} T_{ML+1,j} + (R - \frac{\Delta r}{4}) \Delta r^2 q_j''' / 2}{R \Delta r h g + (R - \frac{\Delta r}{2}) k_{ML,j}}$$

(e) - temperatura para ponto no interior do combustível

$$T_{E,j} = \frac{(c_4 - 0,5) T_{i+1,j} + (c_4 + 0,5) T_{i-1,j} + c_4 \Delta r^2 q_j''' / k_{i,j}}{2 c_4}$$

(f) - temperatura no centro do combustível

$$T_{MT,j} = T_{MT-1} + \frac{\Delta r^2 q_j'''}{4 k_{MT,j}}$$

iii - secção da saída

(a) - temperatura na superfície externa da camisa

$$T_{1,N} = \frac{c_1 \Delta c h T_{EN} + (c_1 - \frac{\Delta c}{2}) k_{1N} T_{2N}}{c_1 \Delta c h + (c_1 - \frac{\Delta c}{2}) k_{1N}}$$

(b) - temperatura para ponto no interior da camisa

$$T_{i,N} = \frac{(c_1 - (i-1,5) \Delta c) T_{i-1,N} + (c_1 - (i-0,5) \Delta c) T_{i+1,N}}{2(c_1 - (i-1) \Delta c)}$$

(c) - temperatura na superfície interna da camisa

$$T_{L,N} = \frac{(c_3 + \frac{\Delta c}{2}) k_{L,N} T_{L-1,N} + c_3 \Delta c h g T_{ML,N}}{(c_3 + \frac{\Delta c}{2}) k_{L,N} + c_3 \Delta c h g}$$

(d) - temperatura na superfície do combustível

$$T_{ML,N} = \frac{R \Delta r h g T_{L,N} + (R - \frac{\Delta r}{2}) k_{ML,N} T_{ML+1,N} + (R - \frac{\Delta r}{4}) \Delta r^2 q_N'' / 2}{R \Delta r h g + (R - \frac{\Delta r}{2}) k_{ML,N}}$$

(e) - temperatura para ponto no interior do combustível

$$T_{i,N} = \frac{(c_4 - 0,5) T_{i+1,1} + (c_4 + 0,5) T_{i-1,1} + c_4 \Delta r^2 q_N'' / k_{i,N}}{2 c_4}$$

(f) - temperatura no centro do combustível

$$T_{MT,N} = T_{MT-1,N} + \frac{\Delta r^2 q_N''}{4 k_{MT,N}}$$

III.2.2 - Condução bidimensional

Supondo-se regime bidimensional para o fluxo de calor, as equações para cada ponto ficam:

i - secção de entrada

(a) - temperatura na superfície da camisa

$$T_{11} = \frac{\frac{c_1 h T_{f1}}{k_{11}} + (Rc-0,25)R_2 T_{11} + (Rc-0,5)T_{21}}{c_1 h/k_{11} + (Rc-0,25)R_2 + (Rc-0,5)}$$

(b) - temperatura para ponto no interior da camisa

$$T_{i,1} = \frac{(Rc-i+1,5)T_{i-1,1} + (Rc-i+0,5)T_{i+1,1} + 2(Rc-i+1)R_2 T_{i,2}}{2 \cdot (Rc-i+1) (1+R_2)}$$

(c) - temperatura na superfície interna da camisa

$$T_{L,1} = \frac{\frac{c_2 h_g T_{f1}}{k_{L,1}} + (RG+0,5)T_{L-1,1} + (RG+0,25)R_2 T_{L,2}}{(RG+0,5) + (RG+0,25)R_2 + \frac{c_2 h_g}{k_{L,1}}}$$

(d) - temperatura na superfície do combustível

$$T_{ML,1} = \frac{R \Delta r h g T_{L,1} + (R - \frac{\Delta r}{4}) R_1 k_{ML,1} T_{ML,2} + (R - \frac{\Delta r}{2}) k_{ML+1,1} + (R - \frac{\Delta r}{4}) \Delta r^2 q_1''' / 2}{R \Delta r h g + (R - \frac{\Delta r}{2}) k_{ML,1} + (R - \frac{\Delta r}{4}) R_1 k_{ML,1}}$$

(e) - temperatura para ponto no interior do combustível

$$T_{i,1} = \frac{(MT-i+0,5)T_{i-1,1} + (MT-i-0,5)T_{i+1} + 2(MT-i)R_1 T_{i,2} + \frac{(MT-i) \Delta r^2 q_1'''}{k_{ML,1}}}{2(MT-i)(1+R_1)}$$

(f) - temperatura no centro do combustível

$$T_{MT,1} = \frac{4 T_{MT-1,1} + 2 R_1 T_{MT,2} + \frac{\Delta r^2 q_1'''}{k_{MT,1}}}{(4 + 2 R_1)}$$

ii - secção genérica

(a) - temperatura na superfície externa da camisa

$$T_{1,j} = \frac{\frac{c_1 h T_{fj}}{k_{1,j}} + (Rc-0,25)R_2 (T_{1,j+1} + T_{1,j-1}) + Rc-0,5)T_{2j}}{\frac{c_1 h}{k_{1,j}} + (Rc-0,25)R_2 + (Rc-0,5)}$$

(b) - temperatura para ponto no interior da camisa

$$T_{i,j} = \frac{(Rc-i+1,5)T_{i-1,j} + (Rc-i+0,5)T_{i+1,j} + (Rc-i+1)R_2 \frac{T_{i,j+1} + T_{i,j-1}}{2}}{2(Rc-i+1)(1+R_2)}$$

(c) - temperatura na superfície interna da camisa

$$T_{L,j} = \frac{(RG+0,5)T_{L-1,j} + (RG+0,25)R_2 \frac{T_{L,j+1} + T_{L,j-1}}{2} + \frac{c_2 hg T_{ML,j}}{k_{ML,j}}}{(RG + 0,5) + (RG + 0,25)R_2 + \frac{c_2 hg}{k_{ML,j}}}$$

(d) - temperatura na superfície do combustível

$$T_{ML,j} = \frac{R \Delta r hg T_{L,j} + (R - \frac{\Delta r}{4})R_1 k_{ML,j} (\frac{T_{ML,j+1} + T_{ML,j-1}}{2})}{R \Delta r hg + (R - \frac{\Delta r}{4})R_1 k_{ML,j} + (R - \frac{\Delta r}{2})k_{ML,j}} + \frac{(R - \frac{\Delta r}{2})k_{ML,j} T_{ML+1,j} + (R - \frac{\Delta r}{4}) \frac{\Delta r^2 q'''_j}{2}}{R \Delta r hg + (R - \frac{\Delta r}{4})R_1 k_{ML,j} + (R - \frac{\Delta r}{2})k_{ML,j}}$$

(e) - temperatura para ponto no interior do combustível

$$T_{i,j} = \frac{(MT-i+0,5)T_{i-1,j} + (MT-i-0,5)T_{i+1,j} + (MT-i)R_1(T_{i,j+1} + T_{i,j-1}) + \frac{(MT-i)\Delta r^2 q_j^{nr}}{k_{i,j}}}{2(MT-i)(1+R_1)}$$

(f) - temperatura no centro do combustível

$$T_{MT,j} = \frac{4 T_{MT-1,j} + R_1(T_{MT,j+1} + T_{MT,j-1}) + \frac{\Delta r^2 q_j^{nr}}{k_{MT,j}}}{(4 + 2 R_1)}$$

iii - secção de saída

(a) - temperatura na superfície externa da camisa

$$T_{1,N} = \frac{\frac{c_1 h T_{fN}}{k_{1N}} + (R_c-0,25)R_2 T_{1,n-1} + (R_c-0,5)T_{2N}}{\frac{c_1 h}{k_{1N}} + (R_c-0,25)R_2 + (R_c-0,5)}$$

(b) - temperatura para ponto no interior da camisa

$$T_{i,N} = \frac{(R_c-i+1,5)T_{i-1,N} + (R_c-i+0,5)T_{i+1,N} + 2(R_c-i+1)R_2 T_{1,N-1}}{2(R_c-i+1)(1+R_2)}$$

(c) - temperatura na superfície interna da camisa

$$T_{L,N} = \frac{\frac{c_2 h g T_{ML,N}}{k_{L,N}} + (RG+0,5)T_{L-1,N} + (RG+0,25)R_2 T_{L,N-1}}{\frac{c_2 h g}{k_{L,N}} + (RG+0,5) + (RG+0,25)R_2}$$

(d) - temperatura na superfície do combustível

$$T_{ML,N} = \frac{R \Delta r h g T_{L,N} + (R - \frac{\Delta r}{2})k_{ML,N} T_{ML+1,N}}{R \Delta r h g + (R - \frac{\Delta r}{2})k_{ML,N} + (R - \frac{\Delta r}{4})R_1 k_{ML,N}} + \frac{(R - \frac{\Delta r}{4})R_1 k_{ML,N} T_{ML,N-1} + (R - \frac{\Delta r}{4}) \frac{\Delta r^2 q_N'''}{2}}{R \Delta r h g + (R - \frac{\Delta r}{2})k_{ML,N} + (R - \frac{\Delta r}{4})R_1 k_{ML,N}}$$

(e) - temperatura para ponto no interior do combustível

$$T_{i,N} = \frac{(MT-i+0,5)T_{i-1,N} + (MT-i-0,5)T_{i+1,N} + 2(MT-i)R_1 T_{i,N-1} + \frac{(MT-i) \Delta r^2 q_N'''}{k_{i,N}}}{2(MT-i)(1+R_1)}$$

(f) - temperatura no centro do combustível

$$T_{MT,N} = \frac{4 \cdot T_{MT-1,N} + 2 \cdot R_1 T_{MT,N-1} + \frac{\Delta r^2 q_N'''}{k_{MT,N}}}{4 + 2 R_1}$$

III.3 - Temperatura do fluido refrigerante

O cálculo da temperatura do refrigerante foi feito de duas maneiras diferentes. Uma utilizando a Lei de Fourier e outro supondo que toda a potência gerada transferida diretamente ao fluido. Para o caso de condução unidimensional ambos foram aplicados para efeito de comparação. No caso bidimensional, no entanto, somente o primeiro pode ser aplicado pela limitação implícita do método direto.

III.3.1 - Potência transferida ao fluido refrigerante calculada pela Lei de Fourier

Neste método, utilizado nos dois casos de condução a potência fornecida ao refrigerante entre j e $j+1$ é dada pela Lei de Fourier, ou seja,

$$q_f = -k_c A \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_s$$

onde

k_c = condutividade térmica da camisa (BTU/hr/ft/°F)

" = área lateral da secção (ft²)

$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_s$ = gradiente de temperatura na superfície da camisa (ft/°F)

Esta potência também pode ser escrita como:

$$q_f = w c_p (T_{fj+1} - T_{fj})$$

Então

$$w c_p (T_{fj+1} - T_{fj}) = - k A \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_s$$

Na forma de diferenças finitas fica:

$$T_{fj+1} = T_{fj} + \frac{2 \left\{ k_c \Delta z \right.}{w c_p} \cdot \frac{R + g + c}{\Delta c} (T_{2j} - T_{1j})$$

onde:

- T_{fj} = temperatura do refrigerante no ponto j (°F)
- T_f = temperatura do refrigerante no ponto j+1 (°F)
- W = vazão (lbm/hr)
- k_c = condutividade térmica da camisa (BTU/h/ft/°F)
- Δz = espaçamento do reticulado na direção axial
- Δc = espaçamento do reticulado na direção radial na camisa (ft)
- c_p = calor específico do fluido refrigerante (BTU/h/lbm/°F)
- $R+g+c$ = raio externo da barra de combustível (ft)
- T_{1j}, T_{2j} = temperaturas no ponto 1 e 2, na camisa na seção j (°F)

III.3.2 - Potência fornecida ao fluido refrigerante calculada -
diretamente pela geração térmica volumétrica

Este método somente foi empregado no caso de condução unidimensional pois considera que toda a potência gerada numa secção é transferida diretamente ao fluido, o que não pode ser considerado no caso de condução bidimensional. Neste caso, a potência transferida ao refrigerante entre j e $j+1$ é:

$$\dot{q}_f = q_j''' A_c dz$$

ou então

$$\dot{q}_f = w c_p (T_{fj+1} - T_{fj})$$

Portanto

$$T_{fj+1} = T_{fj} + \frac{q_j''' A_c dz}{w c_p}$$

onde

q_j''' = geração térmica volumétrica na secção j (BTU/h/ft³)

A_c = área da secção transversal do combustível (ft²)

CAPÍTULO IV

RESULTADOS E CONCLUSÕES

Os resultados apresentados nas Tabelas 1, 2 e 3 do Apêndice II e nos gráficos do Apêndice III, mostram que a temperatura máxima do combustível calculada com condução bidimensional é realmente menor que a obtida com condução unidimensional. Como já era previsto, essa diferença encontrada é pequena em virtude das características especiais das barras de combustível do reator estudado, onde o comprimento é muito maior que o diâmetro e portanto pode ser aproximado ao caso ideal de cilindro infinito. No entanto, essa diferença pode ser significativa em reatores onde as barras de combustível tem relação comprimento/diâmetro menor.

Definindo:

T_1 = temperatura máxima do combustível da barra central calculada através da análise de condução unidimensional e a temperatura do fluido refrigerante calculada utilizando a Lei de Fourier.

T_2 = temperatura máxima do combustível da barra central calculada com emprêgo de condução unidimensional e a temperatura do refrigerante calculada diretamente por meio da geração térmica volumétrica.

T_3 = temperatura máxima do combustível da barra central calculada com emprêgo de condução bidimensional e a temperatura do refrigerante calculada utilizando a Lei de Fourier.

Pelos Apêndice II e Apêndice III, verifica-se que :

$$T_1 - T_3 \approx 4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_2 - T_3 \approx 8 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Antes de considerarmos as conseqüências dessa diminuição na temperatura máxima do combustível, conseguida com a análise de condução bidimensional, vamos considerar alguns aspectos importantes que devem ser mencionados:

(a) - Erros do método numérico

O erro de truncamento de um método numérico é diminuído escolhendo-se reticulados cada vez menos espaçados. Por outro lado, quanto menor o espaçamento, maior é o número de equações e, do ponto de vista de simplicidade, é preferível um reticulado com o maior es-

paçamento possível. Assim, o melhor espaçamento é um compromisso e não existe nenhuma regra que possa determinar esse espaçamento ótimo. A única maneira de julgar o erro introduzido por um reticulado é verificar a mudança nos valores calculados se for adotado um reticulado mais fino. No nosso problema, foi considerado um reticulado 60x60 em virtude de não haver mudança sensível na distribuição de temperatura comparada com a de outro reticulado mais fino.

Portanto, os resultados dos dois casos analisados estão afetados pelo mesmo erro decorrente do método numérico adotado.

(b) - Fatores de canal quente ou fatores de segurança

No cálculo de um reator deve ser verificada a influência das incertezas dos parâmetros utilizados nos fatores limitantes de projeto. A temperatura máxima do combustível é um desses fatores limitantes. Como o objetivo desse trabalho é comparar os resultados encontrados para essa temperatura máxima nos dois casos de condução usados, vamos considerar que as incertezas afetam igualmente os dois casos estudados. Poderemos, então, com esta hipótese, verificar a influência da análise adotada, neste importante parâmetro de projeto.

Para verificar a influência dessa diferença encontrada nos valores da temperatura máxima do combustível vamos considerar uma discrepância intermediária e igual a 6 °F, entre as obtidas nos ca-

tos de condução unidimensional e bidimensional estudados. Para nossas considerações consideramos também, uma central nuclear de 1000 MWe.

Para efeito de uma análise econômica vamos considerar e pode-se demonstrar que a temperatura máxima do combustível em função da temperatura de entrada do refrigerante no canal central é dada por:

$$T_o = T_{rf} + q''_{co} \left\{ R^2 \left[\frac{1}{4k} + \frac{1}{2k} \ln \frac{R+g}{R} + \frac{1}{2k_c} \ln \frac{R+g+C}{R+g} + \frac{1}{2h(R+g+C)} \right] \cos 2,46 \frac{z_m}{H} + \frac{A_c H}{2,46 W_c p} \left[\sin 2,46 \frac{z_m}{H} - 0,943 \right] \right\} \quad (4.1)$$

onde

- z_m = cota de temperatura máxima do combustível
- T_o = temperatura máxima no combustível
- T_{rf} = temperatura do refrigerante na entrada
- q''_{co} = geração térmica volumétrica máxima

Nessa consideração, existem algumas restrições tais

como:

- fluxo de calor em regime unidimensional
- condutibilidade térmica do combustível constante
- condutibilidade térmica da camisa constante

Essas restrições não podem ser feitas normalmente e serão consideradas somente por ser nosso interesse fazer uma análise econômica breve e simplificada. Assim, se houver necessidade de análise mais profunda e detalhada estas hipóteses não poderão ser adotadas e haverá necessidade da aplicação de método numérico.

Como o coeficiente de transmissão de calor por convecção (h) e a vazão são constantes, o ponto onde ocorre temperatura máxima no combustível também é constante, ou seja, z_m é constante. Portanto (4.1) fica:

$$T_o - T_{rf} = A' q''_{co} \quad (4.2)$$

onde A' é constante ($9F \text{ ft}^3 \text{ hr/BTU}$)

Relacionando (4.2) com a densidade de potência linear, resulta:

$$T_o - T_{rf} = A q'_o \quad (4.3)$$

onde

A = constante ($9F \text{ ft hr/BTU}$)

q'_o = máxima densidade linear de potência (BTU/h/ft)

Pode-se considerar, de maneira geral, que a diferença entre a temperatura máxima do combustível e a temperatura de entrada

do refrigerante é proporcional à densidade linear de potência, ou seja,

$$T_o - T_{rf} \propto q'_o$$

Nas análises feitas de condução unidimensional e bidimensional foi usada a mesma densidade linear de potência e resultou uma temperatura máxima do combustível maior para o caso de condução unidimensional. Vamos, então, verificar qual o aumento na densidade de potência necessário para que a temperatura máxima do combustível calculada com condução bidimensional seja igual à temperatura máxima calculada com condução unidimensional calculada anteriormente com a densidade linear de potência inicial. Pode-se assim, ter uma comparação dos desempenhos nos dois casos uni e bidimensional referidos à mesma temperatura máxima do combustível.

Para o caso de condução bidimensional, com a densidade de potência inicial temos:

$$T_3 - T_{rf} = Bq'_o \quad (4.4)$$

onde

A = constante de proporcionalidade (9F ft hr/BTU)

q'_o = densidade linear de potência usada inicialmente (BTU/hr/ft)

Após o aumento teremos:

$$T_3' - T_{rf} = q_{om}' = \bar{T}_1 - T_{rf} \quad (4.5)$$

onde:

q_{om}' = é a densidade de potência modificada

T_3' = nova temperatura máxima do combustível com condução bidimensional

\bar{T}_1 = valor intermediário da temperatura máxima do combustível no caso de condução unidimensional.

Subtraindo membro a membro as equações (4.4) e (4.5)

temos:

$$\bar{T}_1 - T_3 = B(q_{om}' - q_o') \quad (4.6)$$

Transformando convenientemente (4.6) levando em conta (4.4) resulta:

$$\frac{q_{om}'}{q_o'} = 1 + \frac{\bar{T}_1 - T_3}{T_3 - T_{rf}} \quad (4.7)$$

A variação relativa da densidade linear de potência é:

$$\frac{\Delta q'_o}{q'_o} = \frac{\bar{T}_1 - T_3}{T_3 - T_{rf}} \quad (4.8)$$

No caso estudado tem-se (vide Apêndices II e III):

$$\begin{aligned} \bar{T}_1 &= 3686 \text{ } \text{°F} \\ T_3 &= 3680 \text{ } \text{°F} \\ T_{rf} &= 550 \text{ } \text{°F} \end{aligned}$$

então

$$\begin{aligned} \bar{T}_1 - T_3 &= 6 \text{ } \text{°F} \\ T_3 - T_{rf} &= 3160 \text{ } \text{°F} \end{aligned}$$

A variação percentual $\bar{\alpha}$, portanto:

$$\Delta q'_o = \frac{6}{3160} = 0,192 \%$$

Se houver o aumento de 0,00192 na densidade linear de potência, haverá um aumento na potência líquida produzida pelo reator dada por:

$$(0,00192) 1000 = 1,92 \text{ MWe}$$

Com esse aumento de potência, supondo-se um custo unitário de instalação igual a 220 US\$/kWe, tem-se uma economia no capital de instalação dada por: ./.

$$1920 \text{ kWe} \times 220 \text{ US\$/kWe} = \text{US\$ } 4,22 \times 10^5$$

Essa economia é aumentada pelos juros desse capital economizado e para efeito de comparação tôdas as quantias em jôgo devem ser referidas ao fim da vida útil do reator, o que torna mais signifi - cante essa quantidade economizada aparentemente desprezível em vista do alto custo de uma central nuclear.

Estas breves e simplificadas considerações econômi - cas não têm a pretensão de uma justificativa, mas de enfatizar novamen - te, o fato de que pequenas variações em grandezas de desempenho podem - ter um efeito final muito maior, pois os investimentos envolvidos numa central nuclear são bastantes elevados.

Conforme é mostrado no Apêndice III, o número de i - terações requeridas para a obtenção de um valor estável da temperatura - máxima do combustível da barra central, é aproximadamente o mesmo nos três casos considerados. O caso de condução bidimensional, por apresen - tar equações mais complexas, requer maior tempo por iteração e portanto, o tempo global de cálculo é maior. No entanto, este custo de cálculo com parado com a economia que pode proporcionar é perfeitamente desprezível.

Como se pode verificar nas tabelas do Apêndice II , as temperaturas de saída do fluido refrigerante calculadas nos três ca -

soos são aproximadamente iguais, o que dá outra indicação quanto à validade dos cálculos. Comparando-se esses valores com a temperatura de saída do refrigerante do reator estudado, verifica-se que são maiores, o que justifica-se plenamente, pois a análise feita foi de vazão constante em todos os canais do caroço e foi analisado o canal central.

Portanto, pode-se dizer que com uma análise mais completa para a determinação da distribuição de temperatura no combustível, obtêm-se resultados menos aproximados e com consequências econômicas que não podem ser ignoradas. Tendo-se em vista o grande número de variáveis envolvidas num projeto dessa natureza, pequenas variações dessas, deverão ser cuidadosamente analisadas pois poderão acarretar efeitos econômicos surpreendentes.

REFERÊNCIAS

- 1) - EL WAKIL, M.M. "Nuclear Power Engineering". McGraw Hill Book Company, Inc., New York, 1962.
- 2) - ARPACI, V.W. "Conduction Heat Transfer". Addison-Wesley Publishing Company, 1966.
- 3) - ROBINSON, M.J. "Notas de aula do curso de Térmica de Reatores" . Instituto de Energia Atômica, 1970.
- 4) - ZINN, W.H. e Dietrich, J.R. "Progress in Nuclear Steam Generating Systems employing pressurized water reactors". Combustion Engineering, Inc., junho, 1967.
- 5) - "Nuclear Steam Supply System". Combustion Engineering, Inc. , Utility Division.
- 6) - ABBOTT, W.E. "New design features for large PWR". Combustion Engineering, Inc. Outubro, 1969.
- 7) - KERNAN, J.H. e Keyes, F.G. "Thermodynamic properties of steam" . John Wiley and Sons, Inc. 1947.

- 8) - DEISSLER, R.G. e Taylor, M.F. "Analysis of axial turbulent flow and heat transfer through banks of rods or tubes". Reactor Heat Transfer Conference of 1956, TID-7529, vol 2, pg. 416, 1957.
- 9) - WEISMAN, J. "Heat transfer to water flowing parallel to tube bundles". Letter to the Editor. Nuclear Science and Engineering, vol.6, nº 1, pg. 78, julho 1959.
- 10) - R.E. Ginna Safety Analysis Report. Westinghouse Electric Corporation. Power Systems.
- 11) - DEAN, R.A. "Thermal Contact Conductance Between UO_2 and Zircaloy-2". CVNA-127, maio 1962.
- 12) - ROSS, A.M., Stoute, R.D., "Heat Transfer Coefficient Between UO_2 and Zircaloy-2". AECL-1552, junho 1962.
- 13) - GODFREY, T.C. e outros. "Thermal Conductivity of Uranium Dioxide and Armco Iron by an Improved Radial Heat Flow Technique". - ORNL-3556, Junho 1964.
- 14) - ROBERTSON, J.A.L. e outros. "Temperature Distribution of UO_2 Fuel Elements". Journal of Nuclear Materials, vol.7, nº 3, pg.255, 1962

- 15) - DUNCAN, R.N. "Rabbit Irradiation of UO_2 ", CVNA-142, Junho 1962.
- 16) - CHRISTENSEN, J.A. "Thermal Conductivity of Nearly Stoichiometric UO_2 - Temperature and Composition Effects". WCAP - 2531, Novembro 1963.
- 17) - HORN, G.R. and Christensen, J.A., "Identification of the Molten Zone in Irradiated UO_2 ". ANS Winter Meeting Transactions, 1963.
- 18) - CHRISTENSEN, J.A., Allio, R.J. e Biancheria, A. "Melting Point of Irradiated Uranium Dioxide". WCAP-6065, Fevereiro 1965.
- 19) - SCOTT, D.B. "Physical and Mechanical Properties of Zircaloy-2 and Zircaloy-4". WCAP-3269-41, Maio 1965.
- 20) - "Current Status & Future Technical & Economic Potential of Light Water Reactors". WASH-1082, Março 1968.
- 21) - "Nuclear Energy Costs and Economic Development". Proceedings of a Symposium in Istanbul, 1969. International Atomic Energy Agency, Vienna, 1970.

APENDICE I

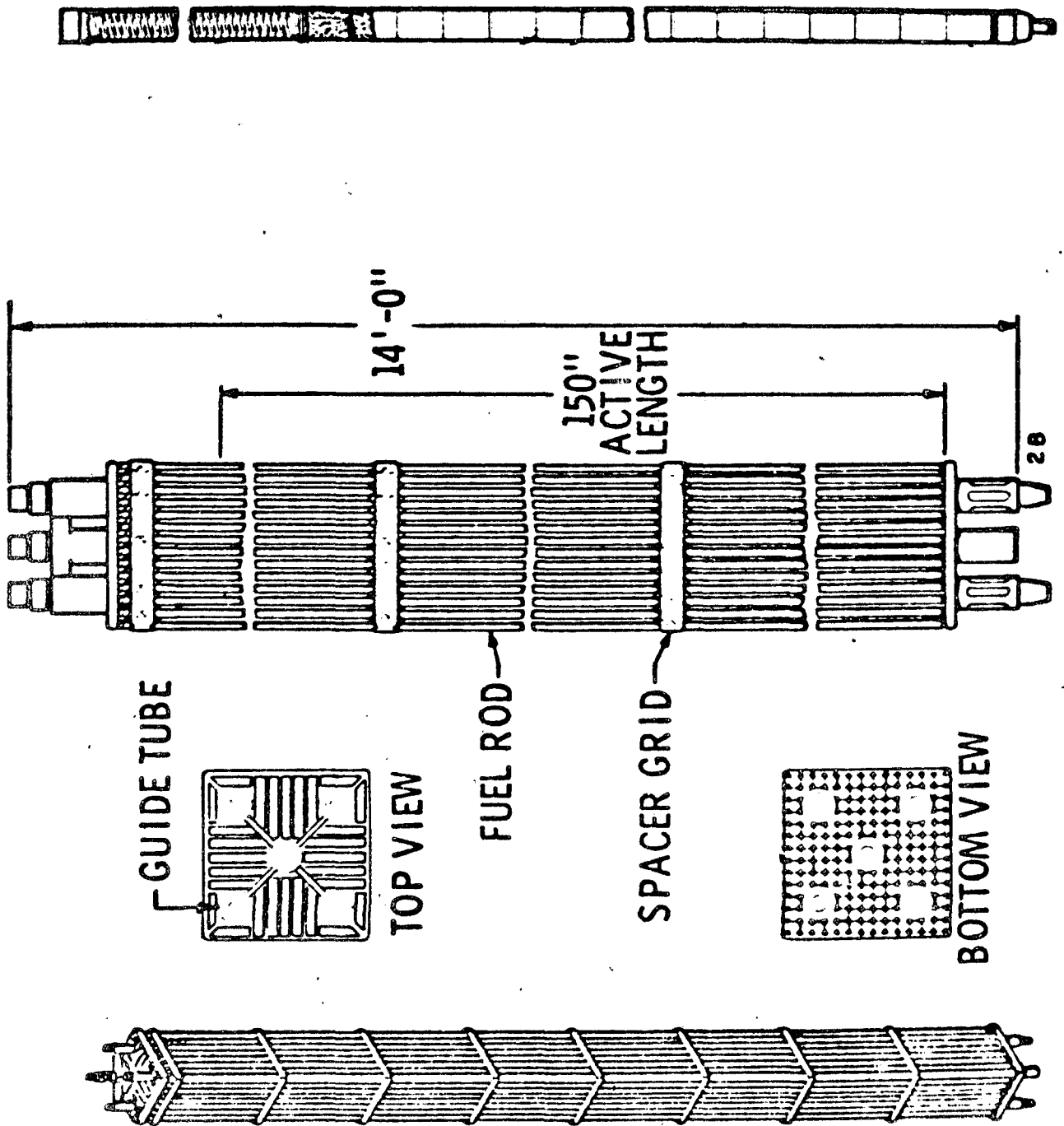


Figura 1 : O Elemento Combustível

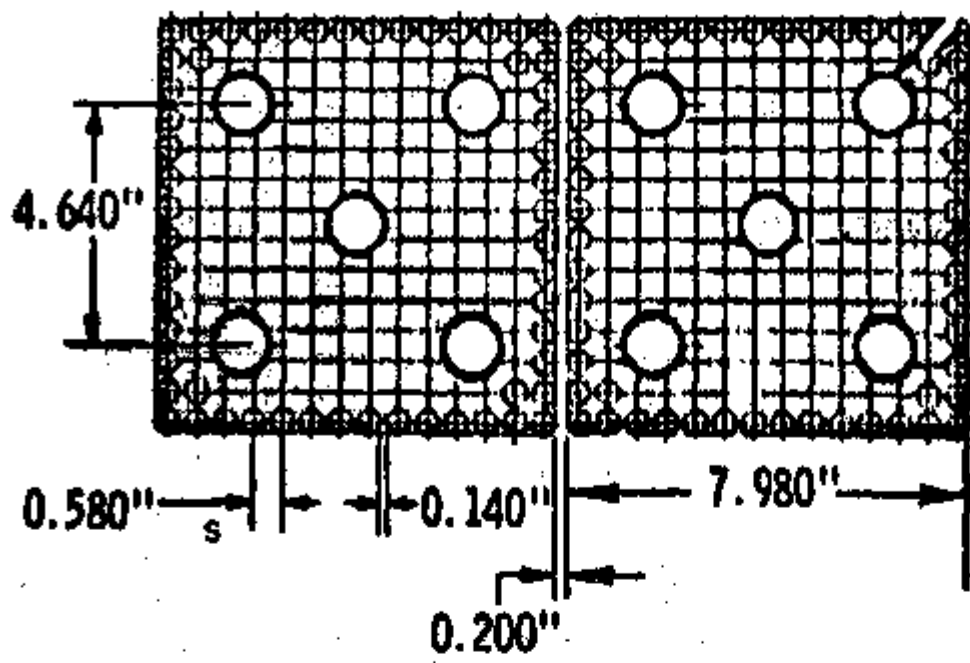


Figura 2 - Arranjo no casco.

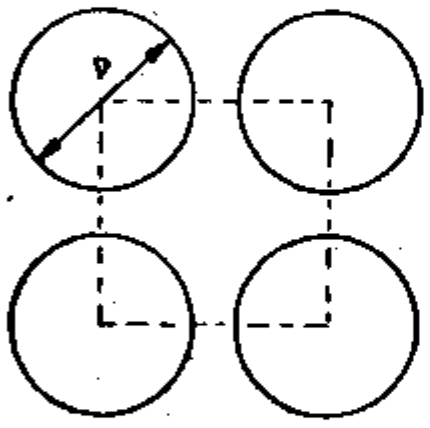


Figura 3 = Arranjo no elemento

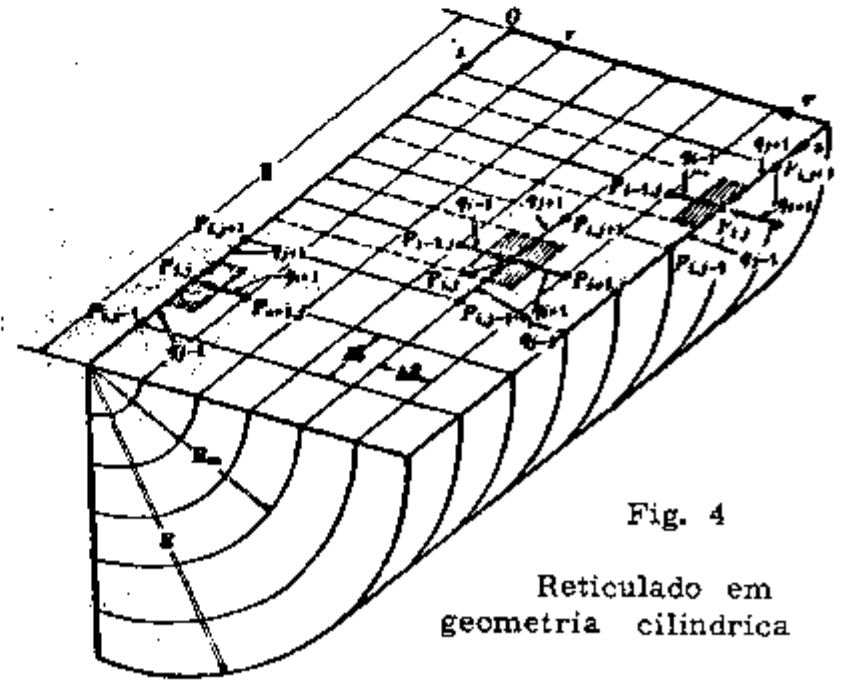


Fig. 4

Reticulado em geometria cilíndrica

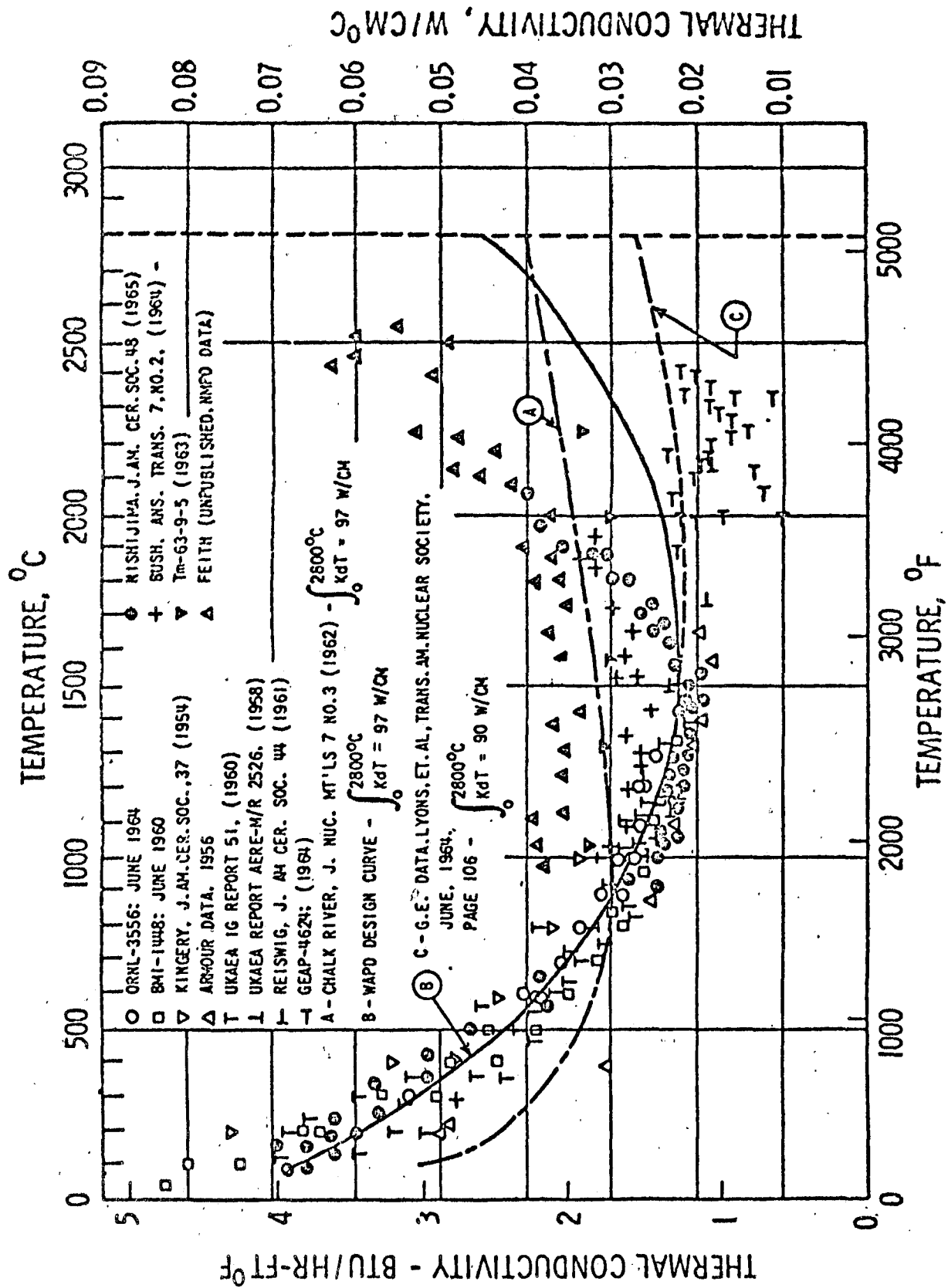


Figura 5 : Condutibilidade Térmica do UO_2 com 95% da densidade teórica

APÊNDICE II

CONDUÇÃO UNIDIMENSIONAL

TABELA I

Temperatura do refrigerante calculada com o uso da Lei de Fourier.

PREC	IT	TEMPERATURA DE SAÍDA DO REFRIGERANTE (°F)	TEMPERATURA MÁXIMA NO COMBUSTÍVEL (°F)
0,200	1	629,7	703,2
0,100	2	639,2	705,8
0,050	4	642,5	710,6
0,025	5	642,4	713,0
0,0125	7	641,6	717,5
0,0062	9	640,4	722,0
0,0031	13	637,8	730,9
0,0016	328	584,6	1455,9
0,0008	734	599,0	2277,3
0,0004	1210	612,9	2976,3
0,0002	1708	621,8	3386,6
-	2200	630,5	3614,8
-	2400	631,2	3640,2
-	2600	631,5	3657,8
-	3000	631,7	3675,1
-	3200	631,7	3678,6
-	3400	631,7	3681,1

CONDUÇÃO UNIDIMENSIONAL

TABELA II

Temperatura do refrigerante calculada diretamente

PREC	IT	TEMPERATURA DE SAÍDA DO REFRIGERANTE (°F)	TEMPERATURA MÁXIMA NO COMBUSTÍVEL (°F)
0,200	1	634,2	703,2
0,100	2	634,2	705,8
0,050	4	634,2	710,6
0,025	5	634,2	713,0
0,0125	7	634,2	717,5
0,0062	9	634,2	722,0
0,0031	13	634,2	730,9
0,0016	331	634,2	1461,7
0,008	741	634,2	2303,0
0,004	1207	634,2	2993,0
-	2200	634,2	3605,8
-	2400	634,2	3640,6
-	2600	634,2	3658,3
-	2800	634,2	3670,3
-	3000	634,2	3678,5
-	3200	634,2	3683,8
-	3400	634,2	3686,7

CONDUÇÃO BIDIMENSIONAL

TABELA III

Temperatura do refrigerante calculada com o uso da Lei de Fourier

PREC	IT	TEMPERATURA DE SAÍDA DO REFRIGERANTE (°F)	TEMPERATURA MÁXIMA NO COMBUSTÍVEL (°F)
0,200	1	630,7	703,2
0,100	2	639,8	705,8
0,050	4	643,1	710,6
0,025	5	643,0	713,0
0,0125	7	642,2	717,5
0,0062	9	641,0	722,0
0,0031	12	639,1	728,7
0,0016	329	587,8	1456,8
0,0008	735	602,5	2281,4
0,0004	1211	616,4	2981,1
0,0002	1707	625,3	3389,7
0,0001	2262	630,6	3563,9
0,00005	2856	633,3	3654,5
-	3056	633,8	3665,5
-	3256	634,1	3673,0
-	3456	634,4	3678,0

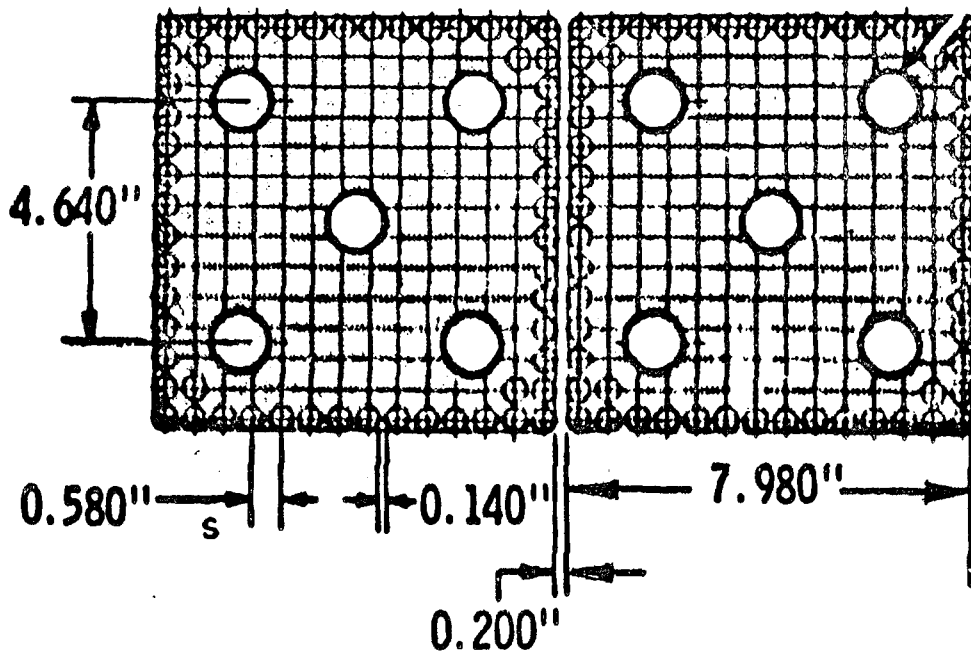


Figura 2 - Arranjo no caroço

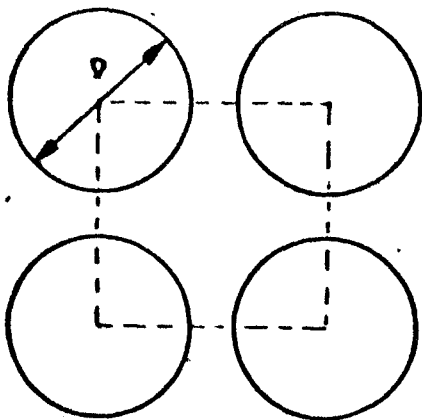


Figura 3 = Arranjo no elemento

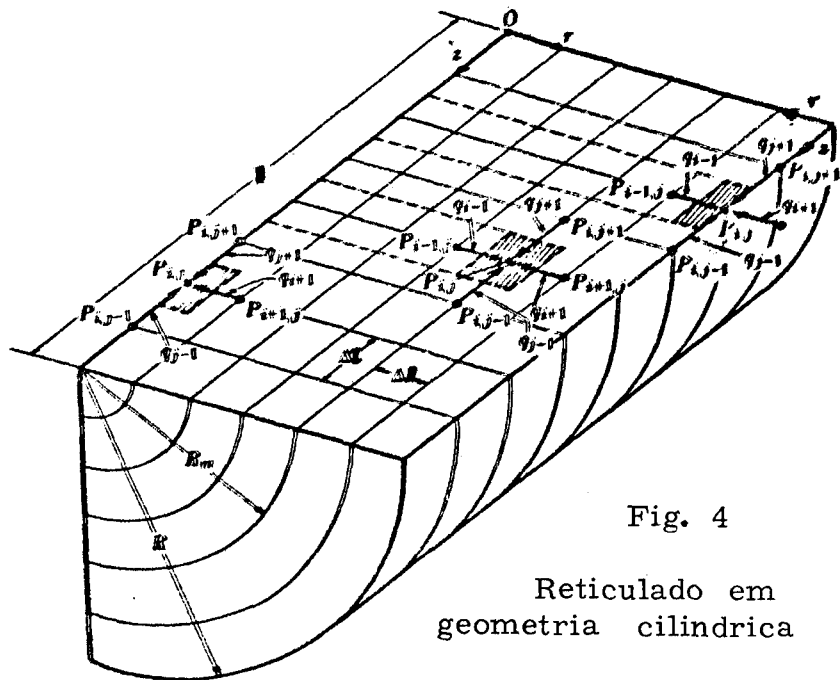


Fig. 4

Reticulado em geometria cilíndrica

TABELA IV

Distribuição axial da temperatura no centro
do combustível da barra central (9F)

POSIÇÃO j	CONDUÇÃO UNIDIMENSIONAL	CONDUÇÃO BIDIMENSIONAL
1	898,0	900,0
3	1118,0	1116,0
5	1368,0	1361,0
7	1647,0	1633,0
9	1950,0	1928,0
11	2266,0	2239,0
13	2579,0	2550,0
15	2870,0	2844,0
17	3122,0	3103,0
19	3306,0	3296,0
21	3442,0	3437,0
23	3544,0	3540,0
25	3616,0	3613,0
27	3661,0	3659,0
29	3681,0	3680,0
31	3678,0	3677,0
33	3651,0	3650,0
35	3600,0	3597,0
37	3521,0	3517,0
39	3411,0	3404,0
41	3265,0	3252,0
43	3067,0	3045,0
45	2805,0	2778,0
47	2511,0	2483,0
49	2201,0	2176,0
51	1894,0	1874,0
53	1602,0	1589,0
55	1335,0	1328,0
57	1097,0	1094,0
59		

TABELA V

Distribuição radial de temperatura na secção de temperatura
máxima da barra de combustível central (°F)

POSIÇÃO	CONDUÇÃO UNIDIMENSIONAL	CONDUÇÃO BIDIMENSIONAL
1	658,0	661,0
3	681,0	684,0
5	705,0	708,0
7	729,0	732,0
9	754,0	757,0
11	1325,0	1327,0
13	1505,0	1506,0
15	1680,0	1681,0
17	1850,0	1852,0
19	2015,0	2016,0
21	2174,0	2175,0
23	2327,0	2327,0
25	2472,0	2473,0
27	2610,0	2610,0
29	2740,0	2740,0
31	2861,0	2861,0
33	2974,0	2974,0
35	3078,0	3078,0
37	3174,0	3173,0
39	3260,0	3260,0
41	3338,0	3338,0
43	3408,0	3407,0
45	3470,0	3469,0
47	3523,0	3522,0
49	3569,0	3568,0
51	3607,0	3605,0
53	3637,0	3636,0
55	3659,0	3658,0
57	3674,0	3673,0
59	3682,0	3681,0

TABELA VI

Variacão da temperatura do refrigerante ao longo do canal central

POSIÇÃO j	TEMPERATURA DO REFRIGERANTE (°F)
1	550
3	551
5	551
7	553
9	554
11	556
13	559
15	562
17	565
19	566
21	568
23	572
25	575
27	579
29	583
31	587
33	591
35	595
37	599
39	603
41	607
43	611
45	614
47	618
49	621
51	623
53	626
55	628
57	629
59	631
61	631

APÊNDICE III

Fig. 1 : distribuição axial da temperatura máxima do combustível na barra central

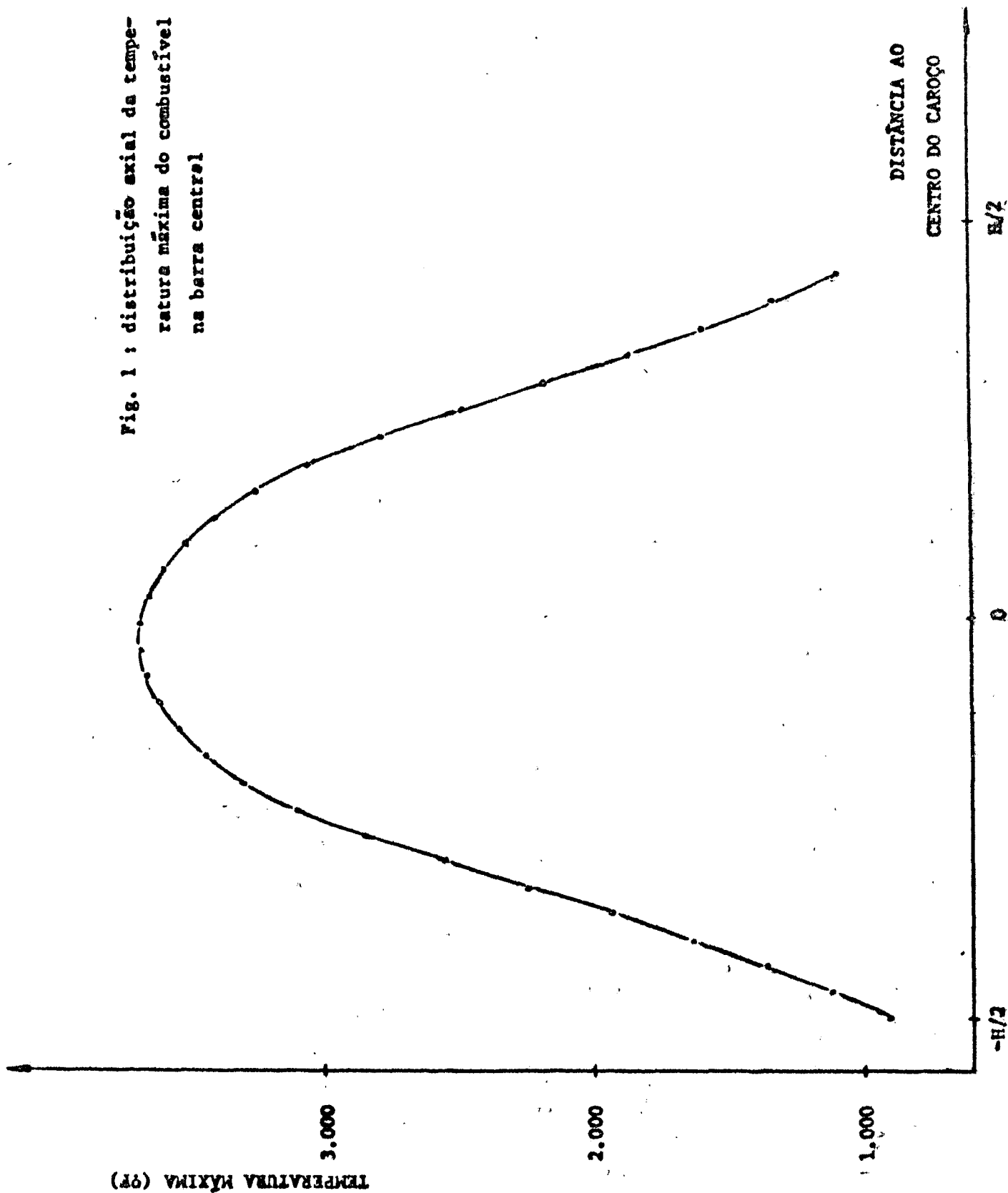


Fig. 2 : Distribuição radial de temperatura na secção de temperatura máxima da barra de combustível central.

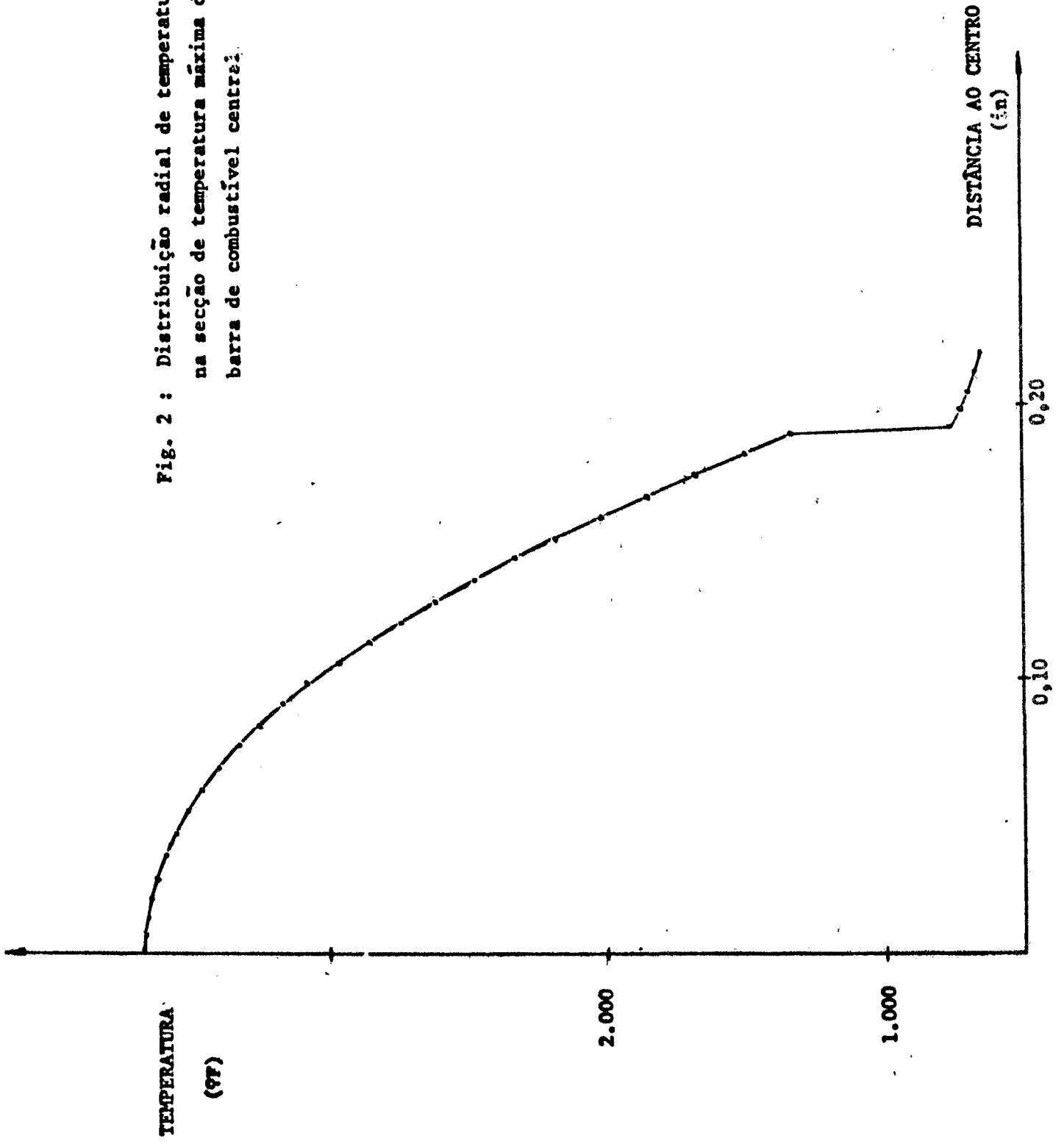


Fig. 3 : Temperatura do refrigerante ao longo do canal central

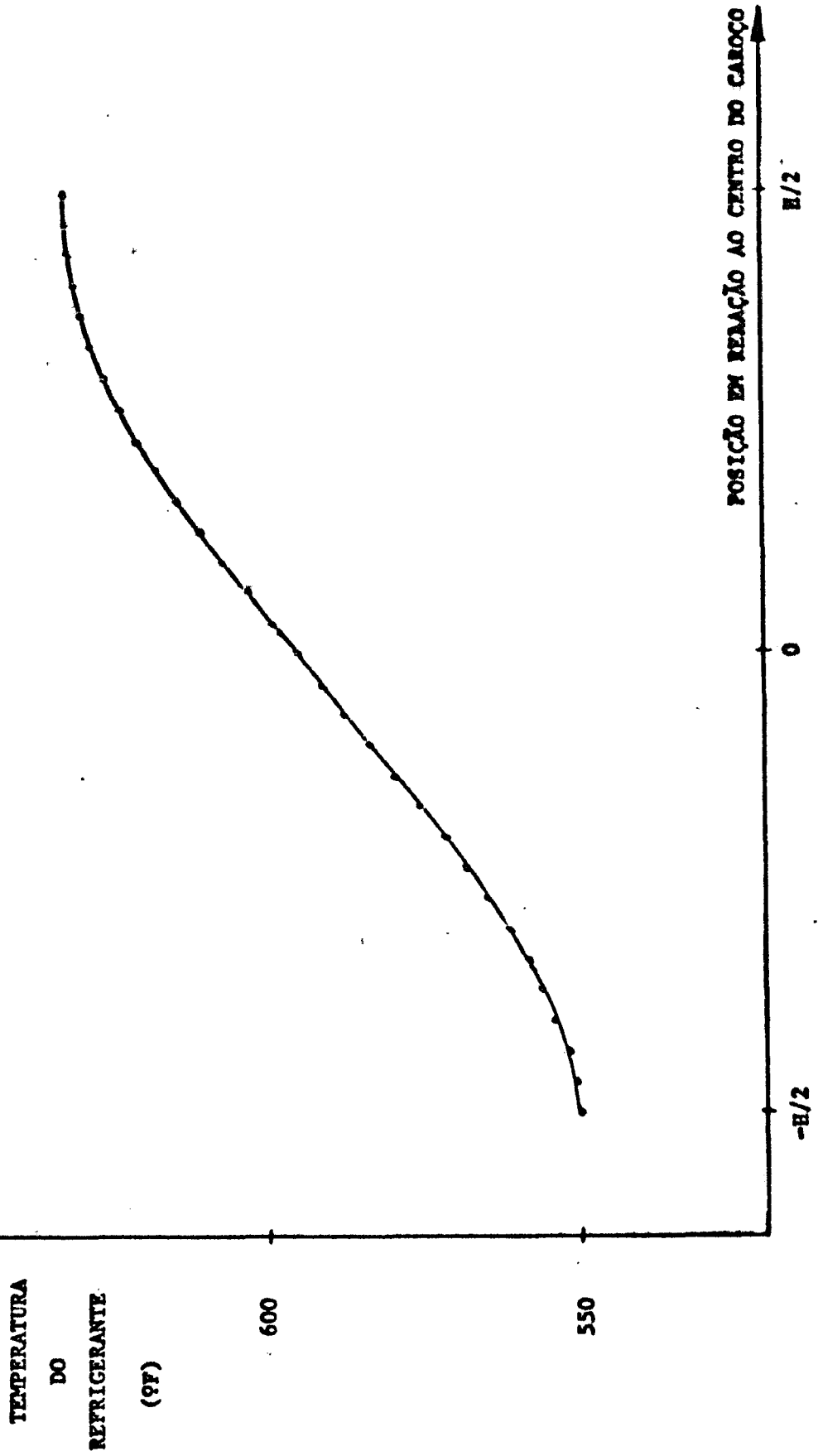
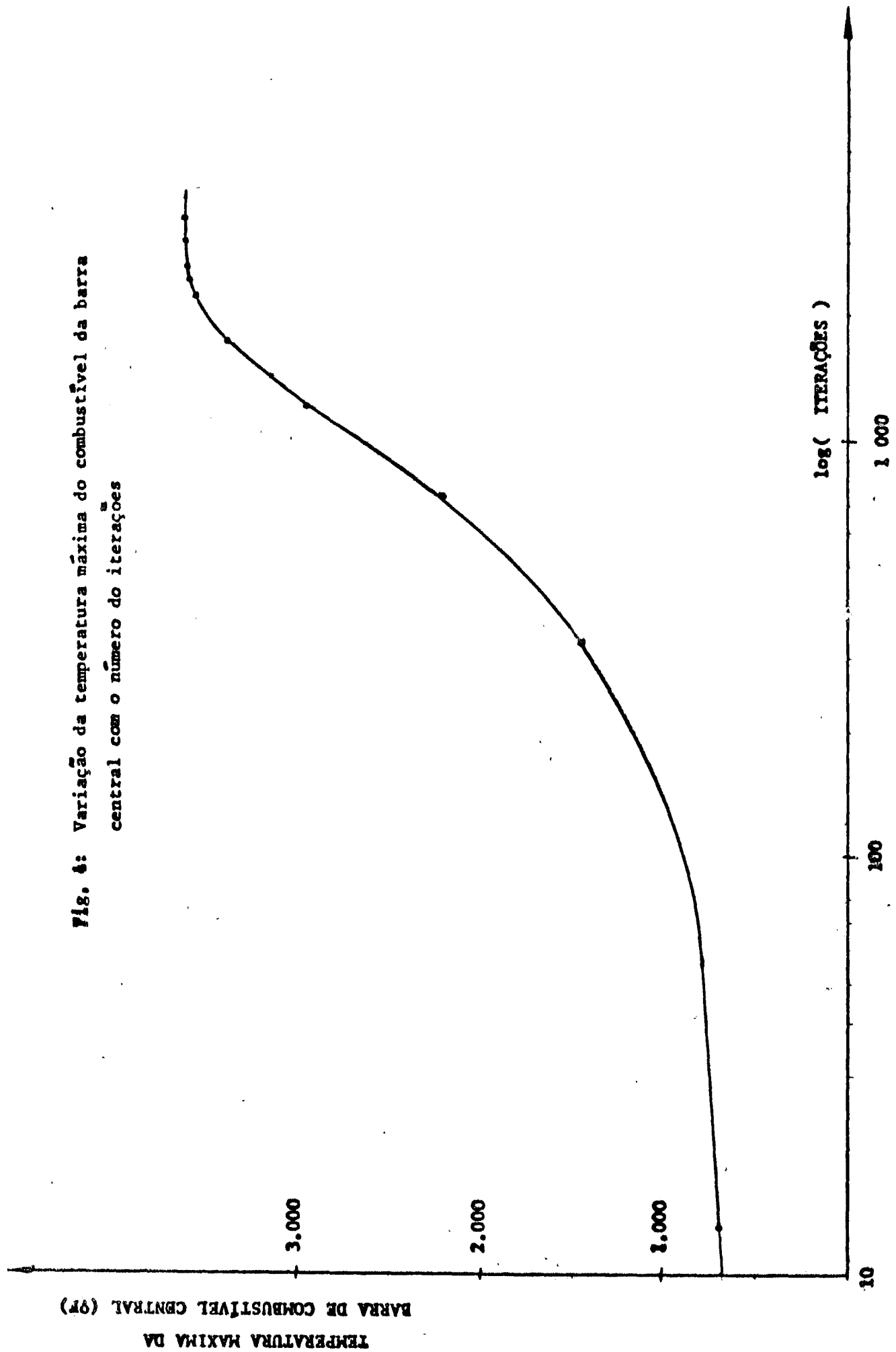


Fig. 4: Variação da temperatura máxima do combustível da barra central com o número de iterações



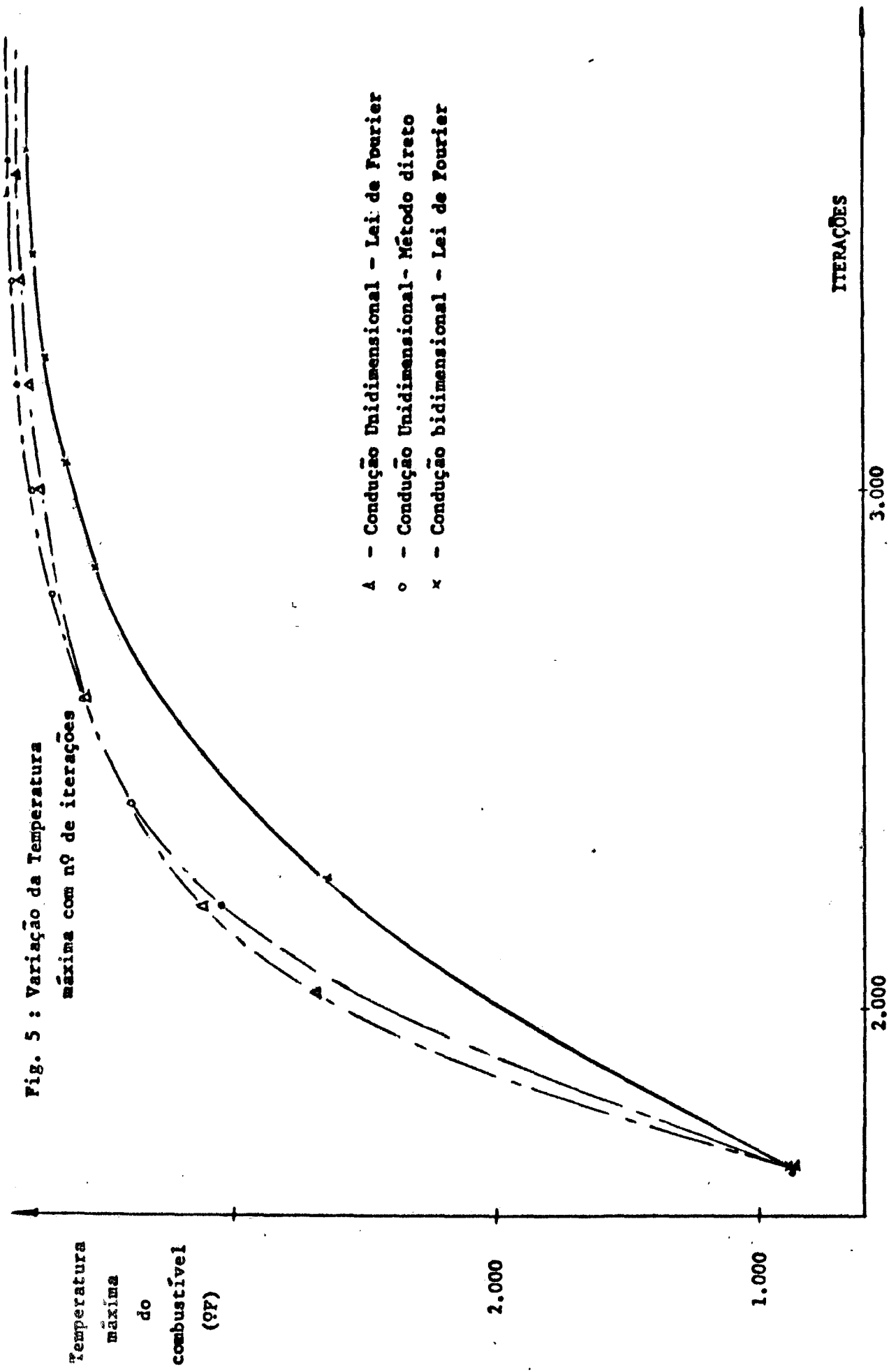


Fig. 5 : Variação da Temperatura máxima com nº de iterações

temperatura máxima do combustível (°F)

- Δ - Condução Unidimensional - Lei de Fourier
- o - Condução Unidimensional - Método direto
- x - Condução bidimensional - Lei de Fourier

ITERAÇÕES

APÊNDICE IV

```
C      *****CONDUCAO UNIDIMENSIONAL*****
C*****TEMP DO REFRIG CALCULADA DIRETAMENTE

C      DIMENSION XK(M+L,N),T(M+L,N),TA(M+L,N),S(N),TF(N)

C      *****DADOS DE ENTRADA*****

C      M - NUMERO DE PONTOS NA DIRECAO RADIAL NO COMBUSTIVEL
C      L - NUMERO DE PONTOS NA DIRECAO RADIAL NA CAMISA
C      N - NUMERO DE PONTOS NA DIRECAO AXIAL
C      R - RAIO DA PASTILHA DE UD2
C      G - DISTANCIA ENTRE COMBUSTIVEL E CAMISA (GAP)
C      C - ESPESSURA DA CAMISA DE ZIRCALOY
C      HT - COMPRIMENTO ATIVO DO COMBUSTIVEL
C      A - VALORES INICIAIS DA CONDUTIBILIDADE TERMICA DO
C          COMBUSTIVEL
C      CTI - VALORES INICIAIS DA TEMP NA BARRA DE COMB.
C      PREC - PRECISAO
C      RO - DENSIDADE DO REFRIGERANTE
C      XKF - CONDUTIBILIDADE TERMICA DO REFRIGERANTE
C      XMI - VISCOSIDADE ABSOLUTA DO REFRIGERANTE
C      SH - CALOR ESPECIFICO DO REFRIGERANTE
C      VF - VELOCIDADE DO REFRIGERANTE
C      VM - VAZAO EM MASSA DE REFRIGERANTE
C      DE - DIAMETRO HIDRAULICO
C      T(1) - TEMPERATURA DE ENTRADA DO REFRIGERANTE
C      HG - CONDUTANCIA DO GAP
C      SO - VALOR MAXIMO DA GERACAO TERMICA VOLUMETRICA
```

```
      READ10,M,N,L,A,CTI,PREC
10  FORMAT(3I4,F4.1,F5.0,F5.3)
      READ20,R,G,C,HT
20  FORMAT(4E11.5)
      READ30,XKF,RO,XMI,SH,DE,VF
30  FORMAT(4F8.4,2E11.5)
      READ40,HG,SO,VM
40  FORMAT(3E11.5)
      XM=M
      XN=N
      XL=L
      DR=R/(XM-1.)
      DZ=HT/(XN-1.)
      DC=C/(XL-1.)
      MT=M+L
      XMT=MT
      ML=L+1
      DR2=DR**2.
      C1=R+G+C
```

```

C3=R+G
IT=0
H=.03136*XKF*((RO*VF*DE/XMI)**.8)*((XMI*SH/XKF)
***.3333)/DE
DD=3.1416*DZ*R**2./(VM*SH)

```

C*****CALCULA A DISTRIBUICAO AXIAL DA GERACAO TERMICA VOL.

```

DO 50 J=1,N
XJ=J
50 S(J)=S0*COS(1.43*(2.*XJ-XN-1.)/(XN-1.))

```

C*****DISTRIBUICAO INICIAL DE TEMPERATURA

```

DO 51 J=1,N
DO 51 I=1,MT
T(I,J)=CTI
51 TA(I,J)=T(I,J)
GO TO 411

```

C*****SECCAO DE ENTRADA

```

55 DO 150 I=1,MT
B=I
C4=XM-B+XL
IF(I-1)90,90,60
60 IF(I-L)100,110,70
70 IF(I-ML)110,120,80
80 IF(I-MT)130,140,140
90 T(1,1)=(C1*DC*H*TF(1)+(C1-DC/2.)*XK(1,1)*T(2,1))/(C1*
**DC*H+(C1-DC/2.)*XK(1,1))
GO TO 150
100 T(I,1)=((C1-(B-1.5)*DC)*T(I-1,1)+(C1-(B-.5)*DC)*
**T(I+1,1))/(2.*(C1-(B-1.)*DC))
GO TO 150
110 T(L,1)=((C3+DC/2.)*XK(L,1)*T(L-1,1)+C3*DC*HG*T(ML,1))
*/((C3+DC/2.)*XK(L,1)+C3*DC*HG)
GO TO 150
120 T(ML,1)=((XM-1.)*DR*HG*T(L,1)+(XM-1.5)*XK(ML,1)*
*T(ML+1,1)+DR2*(XM-1.25)*S(1)/2.)/((XM-1.)*DR*HG+(XM-
*1.5)*XK(ML,1))
GO TO 150
130 T(I,1)=T(I+1,1)*(C4-.5)/(2.*C4)+T(I-1,1)*(C4+.5)/(2.*
*C4)+S(1)*DR2/(2.*XK(I,1))
GO TO 150
140 T(MT,1)=T(MT-1,1)+S(1)*DR2/(4.*XK(MT,1))
T(MT,N)=T(MT-1,N)+S(N)*DR2/(4.*XK(MT,N))
150 CONTINUE

```

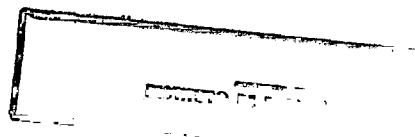
C*****CALCULA A TEMPERATURA DO FLUIDO NO PONTO 2
TF(2)=TF(1)+DD*S(1)

C*****SECCAO GENERICA J

```

JK=N-1
DO 260 J=2,JK
DO 250 I=1,MT
B=I

```




```

      C4=XM-B+XL
      IF(I-1)190,190,160
160  IF(I-L)200,210,170
170  IF(I-ML)220,220,180
180  IF(I-MT)230,240,240
190  T(1,J)=(C1*DC*H*TF(J)+(C1-DC/2.)*XK(1,J)*T(2,J))/(C1*
      *DC*H+(C1-DC/2.)*XK(1,J))
      GO TO 250
200  T(I,J)=((C1-(B-1.5)*DC)*T(I-1,J)+(C1-(B-.5)*DC)*
      *T(I+1,J))/(2.*(C1-(B-1.)*DC))
      GO TO 250
210  T(L,J)=((C3+DC/2.)*XK(L,J)*T(L-1,J)+C3*DC*HG*T(ML,J))
      *(((C3+DC/2.)*XK(L,J)+C3*DC*HG)
      GO TO 250
220  T(ML,J)=((XM-1.)*DR*HG*T(L,J)+(XM-1.5)*XK(ML,J)*
      *T(ML,J)+DR2*(XM-1.25)*S(J)/2.)/((XM-1.)*DR*HG+(XM-
      *1.5)*XK(ML,J))
      GO TO 250
230  T(I,J)=T(I+1,J)*(C4-.5)/(2.*C4)+T(I-1,J)*(C4+.5)/(2.*
      *C4)+S(J)*DR2/(2.*XK(I,J))
      GO TO 250
240  T(MT,J)=T(MT-1,J)+S(J)*DR2/(4.*XK(MT,J))
250  CONTINUE

```

C*****CALCULA A TEMPERATURA DO REFRIGERANTE NO PTO J+1

```

260  TF(J+1)=TF(J)+DD*S(J)

```

C*****SECCAO DE SAIDA

```

      DO 350 I=1,MT
      B=I
      C4=XM-B+XL
      IF(I-1)295,295,270
270  IF(I-L)300,310,280
280  IF(I-ML)320,320,290
290  IF(I-MT)330,340,340
295  T(1,N)=(C1*DC*H*TF(N)+(C1-DC/2.)*XK(1,N)*T(2,N))/(C1*
      *DC*H+(C1-DC/2.)*XK(1,N))
      GO TO 350
300  T(I,N)=((C1-(B-1.5)*DC)*T(I-1,N)+(C1-(B-.5)*DC)*
      *T(I+1,N))/(2.*(C1-(B-1.)*DC))
      GO TO 350
310  T(L,N)=((C3+DC/2.)*XK(L,N)*T(L-1,N)+C3*DC*HG*T(ML,N))
      *(((C3+DC/2.)*XK(L,N)+C3*DC*HG)
      GO TO 350
320  T(ML,N)=((XM-1.)*DR*HG*T(L,N)+(XM-1.5)*XK(ML,N)*
      *T(ML+1,N)+DR2*(XM-1.25)*S(N)/2.)/((XM-1.)*DR*HG+(XM-
      *1.5)*XK(ML,N))
      GO TO 350
330  T(I,N)=T(I+1,N)*(C4-.5)/(2.*C4)+T(I-1,N)*(C4+.5)/(2.*
      *C4)+S(N)*DR2/(2.*XK(I,N))
      GO TO 350
340  T(MT,N)=T(MT-1,N)+S(N)*DR2/(4.*XK(MT,N))
350  CONTINUE
      IT=IT+1
351  LC=0
      DO 370 J=1,N
      DO 370 I=1,MT

```

```

      E=ABS((T(I,J)-TA(I,J))/T(I,J))
      IF(E-PREC)370,370,360
360  LC=LC+1
370  CONTINUE
      IF(LC)440,440,380
380  IF(IT-200)390,440,440
390  DO 400 J=1,N
      DO 400 I=1,MT
400  TA(I,J)=T(I,J)

```

C*****NOVOS VALORES DE CONDUTIBILIDADE TERMICA

```

411  DO 430 J=1,N
      DO 430 I=1,MT
      IF(I-ML)401,402,402
401  XK(I,J)=.00316*T(I,J)+7.97
      GO TO 430
402  TO=(T(I,J)-32.)/1.8
      IF(TO-1650.)410,410,420
410  XK(I,J)=40.4/(464.+TO)+.000132*EXP(.00188*TO)
      GO TO 425
420  XK(I,J)=.019+.000132*EXP(.00188*TO)
425  XK(I,J)=57.803*XK(I,J)
430  CONTINUE
      GO TO 55
440  PRINT450,PREC,IT
450  FORMAT(10X,5HPREC=,F7.4,20X,3HIT=,I5,///)
      PRINT460,(TF(J),T(MT,J),J=1,N)
460  FORMAT(30X,F6.1,15X,F7.1)
470  PUNCH480,(TF(J),J=1,N)
480  FORMAT(16F5.0)
      PUNCH 490,((T(I,J),I=1,MT),J=1,N)
490  FORMAT(13F6.0)
      STOP
      END

```

```

C      *****CONDUCAO UNIDIMENSIONAL*****
C*****TEMPERATURA DO REFRIG.CALCULADA COM A LEI DE FOURIER

C      DIMENSION XK(M+L,N),T(M+L,N),TA(M+L,N),S(N),TF(N)

C      *****DADOS DE ENTRADA*****

C      M - NUMERO DE PONTOS NA DIRECAO RADIAL NO COMBUSTIVEL
C      L - NUMERO DE PONTOS NA DIRECAO RADIAL NA CAMISA
C      N - NUMERO DE PONTOS NA DIRECAO AXIAL
C      R - RAO DA PASTILHA DE UO2
C      G - DISTANCIA ENTRE COMBUSTIVEL E CAMISA (GAP)
C      C - ESPESSURA DA CAMISA DE ZIRCALOY
C      HT - COMPRIMENTO ATIVO DO COMBUSTIVEL
C      A - VALORES INICIAIS DA CONDUTIBILIDADE TERMICA DO
C          COMBUSTIVEL
C      CTI - VALORES INICIAIS DA TEMP NA BARRA DE COMB.
C      PREC - PRECISAO
C      RO - DENSIDADE DO REFRIGERANTE
C      XKF - CONDUTIBILIDADE TERMICA DO REFRIGERANTE
C      XMI - VISCOSIDADE ABSOLUTA DO REFRIGERANTE
C      SH - CALOR ESPECIFICO DO REFRIGERANTE
C      VF - VELOCIDADE DO REFRIGERANTE
C      VM - VAZAO EM MASSA DE REFRIGERANTE
C      DE - DIAMETRO HIDRAULICO
C      T(1) - TEMPERATURA DE ENTRADA DO REFRIGERANTE
C      HG - CONDUTANCIA DO GAP
C      SO - VALOR MAXIMO DA GERACAO TERMICA VOLUMETRICA

```

```

      READ10,M,N,L,A,CTI,PREC
10  FORMAT(3I4,F4.1,F5.0,F5.3)
      READ20,R,G,C,HT
20  FORMAT(4E11.5)
      READ30,XKF,RO,XMI,SH,DE,VF
30  FORMAT(4F8.4,2E11.5)
      READ40,HG,SO,VM
40  FORMAT(3E11.5)
      XM=M
      XN=N
      XL=L
      DR=R/(XM-1.)
      DZ=HT/(XN-1.)
      DC=C/(XL-1.)
      MT=M+L
      XMT=MT
      ML=L+1
      DR2=DR**2.
      C1=R+G+C
      C3=R+G
      IT=0
      H=.03136*XKF*((RO*VF*DE/XMI)**.8)*((XMI*SH/XKF)
***.3333)/DE
      CF=6.2832*DZ*C1*XKC/(VM*SH*DC)

```

C*****CALCULA A DISTRIBUICAO AXIAL DA GERACAO TERMICA VOL.

```
DO 50 J=1,N
XJ=J
50 S(J)=S0*COS(1.43*(2.*XJ-XN-1.)/(XN-1.))
```

C*****DISTRIBUICAO INICIAL DE TEMPERATURA

```
DO 51 J=1,N
DO 51 I=1,MT
T(I,J)=CTI
51 TA(I,J)=T(I,J)
GO TO 411
```

C*****SECCAO DE ENTRADA

```
55 DO 150 I=1,MT
B=I
C4=XM-B+XL
IF(I-1)90,90,60
60 IF(I-L)100,110,70
70 IF(I-ML)110,120,80
80 IF(I-MT)130,140,140
90 T(1,1)=(C1*DC*H*TF(1)+(C1-DC/2.)*XK(1,1)*T(2,1))/(C1*
**DC*H+(C1-DC/2.)*XK(1,1))
GO TO 150
100 T(I,1)=((C1-(B-1.5)*DC)*T(I-1,1)+(C1-(B-.5)*DC)*
**T(I+1,1))/(2.*(C1-(B-1.)*DC))
GO TO 150
110 T(L,1)=((C3+DC/2.)*XK(L,1)*T(L-1,1)+C3*DC*HG*T(ML,1))
*/((C3+DC/2.)*XK(L,1)+C3*DC*HG)
GO TO 150
120 T(ML,1)=((XM-1.)*DR*HG*T(L,1)+(XM-1.5)*XK(ML,1)*
*T(ML+1,1)+DR2*(XM-1.25)*S(1)/2.)/((XM-1.)*DR*HG+(XM-
*1.5)*XK(ML,1))
GO TO 150
130 T(I,1)=T(I+1,1)*(C4-.5)/(2.*C4)+T(I-1,1)*(C4+.5)/(2.*
*C4)+S(1)*DR2/(2.*XK(I,1))
GO TO 150
140 T(MT,1)=T(MT-1,1)+S(1)*DR2/(4.*XK(MT,1))
T(MT,N)=T(MT-1,N)+S(N)*DR2/(4.*XK(MT,N))
150 CONTINUE
```

C*****CALCULA A TEMPERATURA DO FLUIDO NO PONTO 2

```
TF(2)=TF(1)+CF*(T(2,1)-T(1,1))
TF(2)=TF(1)+DD*S(1)
```

C*****SECCAO GENERICA J

```
JK=N-1
DO 260 J=2,JK
DO 250 I=1,MT
B=I
C4=XM-B+XL
IF(I-1)190,190,160
160 IF(I-L)200,210,170
170 IF(I-ML)220,220,180
180 IF(I-MT)230,240,240
```

```

190 T(1,J)=(C1*DC*H*TF(J)+(C1-DC/2.)*XK(1,J)*T(2,J))/(C1*
   *DC*H+(C1-DC/2.)*XK(1,J))
   GO TO 250
200 T(I,J)=((C1-(B-1.5)*DC)*T(I-1,J)+(C1-(B-.5)*DC)*
   *T(I+1,J))/(2.*(C1-(B-1.)*DC))
   GO TO 250
210 T(L,J)=((C3+DC/2.)*XK(L,J)*T(L-1,J)+C3*DC*HG*T(ML,J))
   */((C3+DC/2.)*XK(L,J)+C3*DC*HG)
   GO TO 250
220 T(ML,J)=((XM-1.)*DR*HG*T(L,J)+(XM-1.5)*XK(ML,J)*
   *T(ML,J)+DR2*(XM-1.25)*S(J)/2.)/((XM-1.)*DR*HG+(XM-
   *1.5)*XK(ML,J))
   GO TO 250
230 T(I,J)=T(I+1,J)*(C4-.5)/(2.*C4)+T(I-1,J)*(C4+.5)/(2.*
   *C4)+S(J)*DR2/(2.*XK(I,J))
   GO TO 250
240 T(MT,J)=T(MT-1,J)+S(J)*DR2/(4.*XK(MT,J))
250 CONTINUE

```

C*****CALCULA A TEMPERATURA DO REFRIGERANTE NO PTO J+1

```

260 TF(J+1)=TF(J)+CF*(T(2,J)-T(1,J))-

```

C*****SECCAO DE SAIDA

```

DO 350 I=1,MT
  B=I
  C4=XM-B+XL
  IF(I-1)295,295,270
270 IF(I-L)300,310,280
280 IF(I-ML)320,320,290
290 IF(I-MT)330,340,340
295 T(1,N)=(C1*DC*H*TF(N)+(C1-DC/2.)*XK(1,N)*T(2,N))/(C1*
   *DC*H+(C1-DC/2.)*XK(1,N))
   GO TO 350
300 T(I,N)=((C1-(B-1.5)*DC)*T(I-1,N)+(C1-(B-.5)*DC)*
   **T(I+1,N))/(2.*(C1-(B-1.)*DC))
   GO TO 350
310 T(L,N)=((C3+DC/2.)*XK(L,N)*T(L-1,N)+C3*DC*HG*T(ML,N))
   */((C3+DC/2.)*XK(L,N)+C3*DC*HG)
   GO TO 350
320 T(ML,N)=((XM-1.)*DR*HG*T(L,N)+(XM-1.5)*XK(ML,N)*
   *T(ML+1,N)+DR2*(XM-1.25)*S(N)/2.)/((XM-1.)*DR*HG+(XM-
   *1.5)*XK(ML,N))
   GO TO 350
330 T(I,N)=T(I+1,N)*(C4-.5)/(2.*C4)+T(I-1,N)*(C4+.5)/(2.*
   *C4)+S(N)*DR2/(2.*XK(I,N))
   GO TO 350
340 T(MT,N)=T(MT-1,N)+S(N)*DR2/(4.*XK(MT,N))
350 CONTINUE
  IT=IT+1
351 LC=0
  DO 370 J=1,N
  DO 370 I=1,MT
  E=ABS((T(I,J)-TA(I,J))/T(I,J))
  IF(E-PREC)370,370,360
360 LC=LC+1
370 CONTINUE
  IF(LC)440,440,380

```

```
380 IF(IT-200)390,440,440
390 DO 400 J=1,N
      DO 400 I=1,MT
400 TA(I,J)=T(I,J)
```

C**** *NOVOS VALORES DE CONDUTIBILIDADE TERMICA

```
411 DO 430 J=1,N
      DO 430 I=1,MT
      IF(I-ML)401,402,402
401 XK(I,J)=.00316*T(I,J)+7.97
      GO TO 430
402 TO=(T(I,J)-32.)/1.8
      IF(TO-1650.)410,410,420
410 XK(I,J)=40.4/(464.+TO)+.000132*EXP(.00188*TO)
      GO TO 425
420 XK(I,J)=.019+.000132*EXP(.00188*TO)
425 XK(I,J)=57.803*XK(I,J)
430 CONTINUE
      GO TO 55
440 PRINT450,PREC,IT
450 FORMAT(10X,5HPREC=,F7.4,20X,3HIT=,I5,///)
      PRINT460,(TF(J),T(MT,J),J=1,N)
460 FORMAT(30X,F6.1,15X,F7.1)
470 PUNCH480,(TF(J),J=1,N)
480 FORMAT(16F5.0)
      PUNCH 490,((T(I,J),I=1,MT),J=1,N)
490 FORMAT(13F6.0)
      STOP
      END
```

```

C      *****CONDUCAO BIDIMENSIONAL*****
C*****TEMPERATURA DO REFRIG.CALCULADA COM A LEI DE FOURIER

C      DIMENSION XK(M+L,N),T(M+L,N),TA(M+L,N),S(N),TF(N)

C      *****DADOS DE ENTRADA*****

C      M - NUMERO DE PONTOS NA DIRECAO RADIAL NO COMBUSTIVEL
C      L - NUMERO DE PONTOS NA DIRECAO RADIAL NA CAMISA
C      N - NUMERO DE PONTOS NA DIRECAO AXIAL
C      R - RAI0 DA PASTILHA DE UO2
C      G - DISTANCIA ENTRE COMBUSTIVEL E CAMISA (GAP)
C      C - ESPESSURA DA CAMISA DE ZIRCALOY
C      HT - COMPRIMENTO ATIVO DO COMBUSTIVEL
C      A - VALORES INICIAIS DA CONDUTIBILIDADE TERMICA DO
C          COMBUSTIVEL
C      CTI - VALORES INICIAIS DA TEMP NA BARRA DE COMB.
C      PREC - PRECISAO
C      RO - DENSIDADE DO REFRIGERANTE
C      XKF - CONDUTIBILIDADE TERMICA DO REFRIGERANTE
C      XMI - VISCOSIDADE ABSOLUTA DO REFRIGERANTE
C      SH - CALOR ESPECIFICO DO REFRIGERANTE
C      VF - VELOCIDADE DO REFRIGERANTE
C      VM - VAZAO EM MASSA DE REFRIGERANTE
C      DE - DIAMETRO HIDRAULICO
C      T(1) - TEMPERATURA DE ENTRADA DO REFRIGERANTE
C      HG - CONDUTANCIA DO GAP
C      SO - VALOR MAXIMO DA GERACAO TERMICA VOLUMETRICA

```

```

      READ10,M,N,L,A,CTI,PREC
10  FORMAT(3I4,F4.1,F5.0,F5.3)
      READ20,R,G,C,HT
20  FORMAT(4E11.5)
      READ30,XKF,RO,XMI,SH,DE,VF
30  FORMAT(4F8.4,2E11.5)
      READ40,HG,SO,VM
40  FORMAT(3E11.5)
      XM=M
      XN=N
      XL=L
      DR=R/(XM-1.)
      DZ=HT/(XN-1.)
      DC=C/(XL-1.)
      MT=M+L
      XMT=MT
      ML=L+1
      C1=R+G+C
      C2=R+G
      DR2=DR**2.
      R1=(DR/DZ)**2.
      R2=(DC/DZ)**2.
      RC=C1/DC
      RG=C2/DC

```

```

H=.03136*XKF*((RO*VF*DE/XMI)**.8)*((XMI*SH/XKF)**
*.3333)/DE
IT=0
CF=6.2832*DZ*C1/(VM*SH*DC)

```

C*****CALCULA A DISTRIBUICAO AXIAL DA GERACAO TERMICA VOL.

```

DO 50 J=1,N
XJ=J
50 S(J)=S0*COS(1.43*(2.*XJ-XN-1.)/(XN-1.))

```

C*****DISTRIBUICAO INICIAL DE TEMPERATURA

```

DO 51 J=1,N
DO 51 I=1,MT
T(I,J)=CTI
51 TA(I,J)=T(I,J)
GO TO 411

```

C*****SECCAO DE ENTRADA

```

55 DO 140 I=1,MT
B=I
IF(I-1)90,90,60
60 IF(I-L)100,100,70
70 IF(I-ML)110,120,80
80 IF(I-MT)130,140,140
90 T(1,1)=(C1*H*TF(1)/XK(1,1)+(RC-.25)*R2*T(1,2)+(RC-.5)
**T(2,1))/(C1*H/XK(1,1)+(RC-.25)*R2+(RC-.5))
GO TO 150
100 T(I,1)=((RC-B+1.5)*T(I-1,1)+(RC-B+.5)*T(I+1,1)+2.*(RC
*-B+1.)*R2*T(2,2))/(2.*(RC-B+1.)*(1.+R2))
GO TO 150
110 T(L,1)=((RG+.5)*T(L-1,1)+(RG+.25)*R2*T(L,2)+C2*HG*
*T(ML,1)/XK(L,1))/((RG+.5)+(RG+.25)*R2+C2*HG/XK(L,1))
GO TO 150
120 T(ML,1)=((XM-1.)*DR*HG*T(L,1)+(XM-1.25)*R1*XK(ML,1)*
*T(ML,2)+(XM-1.5)*XK(ML,1)*T(ML+1,1)+(XM-1.25)*DR2*
*S(1)/2.)/((XM-1.)*DR*HG+(XM-1.25)*R1*XK(ML,1)+(XM-1.5
)*XK(ML,1))
GO TO 150
130 T(I,1)=((XMT-B+.5)*T(I-1,1)+(XMT-B-.5)*T(I+1,1)+2.*
*(XMT-B)*R1*T(2,2)+(XMT-B)*DR2*S(1)/XK(I,1))/(2.*(XMT-
*B)*(1.+R1))
GO TO 150
140 T(MT,1)=(4.*T(MT-1,1)+2.*R1*T(MT,2)+DR2*S(1)/XK(MT,1)
*)/(4.+2.*R1)
150 CONTINUE

```

C*****CALCULA A TEMPERATURA DO FLUIDO NO PONTO 2
TF(2)=TF(1)+CF*XK(1,1)*(T(2,1)-T(1,1))

C*****SECCAO GENERICA J

```

JK=N-1
DO 260 J=2,JK
DO 250 I=1,MT
B=I

```



```

      IF(I-1)190,190,160
160  IF(I-L)200,210,170
170  IF(I-ML)220,220,180
180  IF(I-MT)230,240,240
190  T(1,J)=(C1*H*TF(J)/XK(1,J)+(RC-.25)*R2*(T(1,J+1)+
      *T(1,J-1))/2.+(RC-.5)*T(2,J))/(C1*H/XK(1,J)+(RC-.25)*
      *R2+(RC-.5))
      GO TO 250
200  T(I,J)=((RC-B+1.5)*T(I-1,J)+(RC-B+.5)*T(I+1,J)+(RC-B+
      *1.)*R2*(T(I,J+1)+T(I,J-1)))/(2.*(RC-B+1.)*(1.+R2))
      GO TO 250
210  T(L,J)=((RG+.5)*T(L-1,J)+(RG+.25)*R2*(T(L,J+1)+
      *T(L,J-1))/2.+C2*HG*T(ML,J)/XK(L,J))/((RG+.5)+(RG+.25)
      **R2+C2*HG/XK(L,J))
      GO TO 250
220  T(ML,J)=((XM-1.)*DR*HG*T(L,J)+(XM-1.25)*R1*XK(ML,J)*
      *(T(ML,J+1)+T(ML,J-1))/2.+(XM-1.5)*XK(ML,J)*T(ML+1,J)+
      *(XM-1.25)*DR2*S(J)/2.)/((XM-1.)*DR*HG+(XM-1.25)*R1*
      *XK(ML,J)+(XM-1.5)*XK(ML,J))
      GO TO 250
230  T(I,J)=((XMT-B+.5)*T(I-1,J)+(XMT-B-.5)*T(I+1,J)+(XMT-
      *B)*R1*(T(I,J+1)+T(I,J-1))+(XMT-B)*DR2*S(J)/XK(I,J))/
      *(2.*(XMT-B)*(1.+R1))
      GO TO 250
240  T(MT,J)=(4.*T(MT-1,J)+R1*(T(MT,J+1)+T(MT,J-1))+DR2*
      *S(J)/XK(MT,J))/(4.+2.*R1)
250  CONTINUE

```

C*****CALCULA A TEMPERATURA DO REFRIGERANTE NO PTO J+1

```

260  TF(J+1)=TF(J)+CF*XK(1,J)*(T(2,J)-T(1,J))

```

C*****SECCAO DE SAIDA

```

      DO 350 I=1,MT
      B=I
      IF(I-1)295,295,270
270  IF(I-L)300,310,280
280  IF(I-ML)320,320,290
290  IF(I-MT)330,340,340
295  T(1,N)=(C1*H*TF(N)/XK(1,N)+(RC-.25)*R2*T(1,N-1)+(RC-
      *.5)*T(2,N))/(C1*H/XK(1,N)+(RC-.25)*R2+(RC-.5))
      GO TO 350
300  T(I,N)=((RC-B+1.5)*T(I-1,N)+(RC-B+.5)*T(I+1,N)+2.*(RC
      *-B+1.)*R2*T(I,N-1))/(2.*(RC-B+1.)*(1.+R2))
      GO TO 350
310  T(L,N)=((RG+.5)*T(L-1,N)+(RG+.25)*R2*T(L,N-1)+C2*HG*
      *T(ML,N)/XK(L,N))/((RG+.5)+(RG+.25)*R2+C2*HG/XK(L,N))
      GO TO 350
320  T(ML,N)=((XM-1.)*DR*HG*T(L,N)+(XM-1.5)*XK(ML,N)*
      *T(ML+1,N)+(XM-1.25)*R1*XK(ML,N)*T(ML,N-1)+(XM-1.25)*
      *DR*HG+(XM-1.5)*XK(ML,N)+(XM-1.25)*R1*XK(ML,N))
      GO TO 350
330  T(I,N)=((XMT-B+.5)*T(I-1,N)+(XMT-B-.5)*T(I+1,N)+2.*
      *(XMT-B)*R1*T(I,N-1)+(XMT-B)*DR2*S(N)/XK(I,N))/(2.*
      *(XMT-B)*(1.+R1))
      GO TO 350
340  T(MT,N)=(4.*T(MT-1,N)+2.*R1*T(MT,N-1)+DR2*S(N)/
      *XK(MT,N))/(4.+2.*R1)

```