

EURYALE JORGE GODOY DE JESUS ZERBINI  
ENG.MECÂNICO, ESCOLA POLITÉCNICA DA USP, 1978

UM ESTUDO ANALÍTICO - EXPERIMENTAL DE UM  
"HEAT PIPE" DE TEMPERATURA MODERADA

DISSERTAÇÃO APRESENTADA À ESCOLA  
POLITÉCNICA DA USP PARA A OBTENÇÃO  
DO TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA.

ORIENTADOR: PROF.DR.OTÁVIO DE MATTOS SILVARES  
PROFESSOR ASSISTENTE DOUTOR DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
DA EPUSP.

SÃO PAULO, 1984

CONSULTA  
FD-597

Ao meu pai(in memoriam)  
e minha mãe pelo exemplo  
de vida  
Ao Giap(in memoriam)  
pelo exemplo de amizade

AGRADECIMENTOS

Ao meu amigo e orientador Professor Otávio de Mattos Silveiras que soube, apesar dos nossos tempos, - orientar e estimular a conclusão deste trabalho.

Ao Professor Valter Francisco Arruda Alves pelas sugestões e apoio inestimável na parte experimental.

Ao Professor José Maria Saiz Jabardo por todas as discussões sobre transferência de calor com mudança de fase.

Aos Professores Marcos de Mattos Pimenta e - Clemente Greco pelas frutuosas discussões.

Aos Srs. Donato João Binelli e Laelcio Alves pela ajuda na construção do arranjo experimental.

Ao Sr. Abel Corino da Fonseca Filho pelo - apoio na parte administrativa da Escola Politécnica.

A Sra. Marlei Araujo Silva pelos desenhos e gráficos.

A Srta. Ivan Rocha Silva e Sr. Antonio Ferreira Filho que conseguiram transformar um conjunto de garanchos nesta dissertação.

A todos os colegas da Escola Politécnica, pelas sugestões e incentivos apresentados no decorrer deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho apresenta um modelo matemático que pode ser utilizado no projeto de "heat pipes", descreve a construção e os testes de um que opera na faixa de 353 a 523 K e que tem água como fluído de trabalho. O comprimento do "heat pipe" cilíndrico projetado é 700,0mm tem diâmetro externo de 25,4 mm e capacidade prevista de transferir 360 W a 433 K.

Os resultados experimentais obtidos mostram que o "heat pipe" operou convenientemente pois as distribuições de temperatura, na região adiabática do "heat pipe", são - bem distintas daquelas de uma barra maciça de cobre sujeita ao mesmo fluxo de calor e com paredes laterais adiabáticas.

A condutibilidade térmica equivalente do "heat pipe" projetado foi avaliada e variou de 4276 a 10233 W/mK. Comparando estes valores com o da condutibilidade térmica do cobre puro a 373K, pode-se dizer que a condutibilidade equivalente é no mínimo 11 e no máximo 27 vezes maior do que a do cobre a 373K.

ABSTRACT

This work contains a mathematical model for the design of heat pipes, describes the construction and tests of a water heat pipe designed to operate between 353 and - 523K. The designed cylindrical heat pipe, 700,0 mm long and 25,4 mm external diameter has the expected maximum capacity of 360 W at 433K.

The obtained experimental results show that the heat pipe operated conveniently, since the temperature distributions along the adiabatic section were distincts from those of a solid copper bar with insulated lateral surface, same dimensions and submitted to the same heat flux.

The heat pipe equivalent thermal conductivity was estimated and varied from 4276 to 10233 W/mK. These results are 11 and 27 times the value of the pure copper thermal conductivity at 373K.

ÍNDICE GERAL

	Pág.	
I	INTRODUÇÃO .....	1
	1.1- Preâmbulo.....	1
	1.2- Descrição e Tipos de "Heat Pipes".....	2
	1.3- Fenomenologia do "Heat Pipe".....	7
	1.4- Alguns Aspectos da Evolução Histórica .....	11
	1.5- Aplicações Tecnológicas.....	22
II	MODELAGEM MATEMÁTICA .....	25
	2.1- Condições Gerais.....	25
	2.2- Limites de Operação.....	36
	2.2.1- Limite Capilar.....	37
	2.2.2- Limite de Nucleação.....	46
	2.2.3- Limite Sônico.....	49
	2.2.4- Limite de Arrastamento.....	52
	2.2.5- Sumário do Modelo Matemático.....	54
III	PROJETO E CONSTRUÇÃO DO "HEAT PIPE".....	55
	3.1- Considerações Básicas.....	55
	3.2- Escolha dos Materiais, Características de Projeto e Operacionais do "Heat Pipe".....	56
	3.3- Construção do "Heat Pipe".....	63
IV	ARRANJO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAIS.....	69
	4.1- Arranjo Experimental.....	69
	4.2- Procedimento Experimental.....	73
V	RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	76
VI	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS...	92
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	95

NOMENCLATURA

- $A_V$  - área da secção transversal do duto de vapor  
 $A_W$  - área da secção transversal do canal capilar  
 $b$  - parâmetro adimensional que é função da natureza do meio poroso  
 $c_{p\ell}$  - calor específico a pressão constante do líquido  
 $c_V$  - velocidade do som no vapor  
 $D_V$  - parâmetro referente a efeitos dinâmicos  
 $f_V$  - adimensional de atrito  
 $F_V$  - parâmetro referente a efeitos viscosos  
 $g$  - aceleração da gravidade  
 $h_{(z,r)}$  - entalpia específica do fluído no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$   
 $h_\ell$  - entalpia específica do líquido  
 $\overline{h}_{\ell(z)}$  - entalpia específica média do líquido na secção de coordenada  $z$   
 $h_\ell^*$  - entalpia específica do líquido saturado na temperatura do vapor que escoar no duto  
 $h_{\ell v}$  - entalpia específica de vaporização  
 $h_{\ell v}^*$  - entalpia específica de vaporização na temperatura do vapor que escoar no duto  
 $h_V$  - entalpia específica do vapor  
 $k_{(z,r)}$  - condutibilidade térmica no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$   
 $K$  - permeabilidade do meio poroso que compõe o canal capilar  
 $k_\ell$  - condutibilidade térmica do líquido

$k_p$	- condutibilidade térmica do material que constitui o vaso continente
$l$	- comprimento total do canal capilar
$l_a$	- comprimento da secção adiabática
$l_c$	- comprimento do condensador
$l_e$	- comprimento do evaporador
$M$	- número de Mérito
$Ma$	- número de Mach
$\dot{m}_l$	- fluxo em massa de líquido
$\dot{m}_v$	- fluxo em massa de vapor
$\hat{n}$	- versor normal a superfície
$p_l$	- pressão do líquido
$p_v$	- pressão do vapor
$p_{le}$	- pressão do líquido no evaporador
$p_{ve}$	- pressão de vapor do líquido na temperatura da parede interna do vaso continente no evaporador
$\dot{q}_{(z,r)}$	- fluxo vetorial específico de energia no ponto de coordenadas $z$ e $r$
$\dot{Q}$	- taxa de transferência de calor
$\dot{Q}(z)$	- fluxo axial de calor na secção de coordenada axial $z$
$\dot{Q}_e$	- fluxo de calor transferido ao evaporador
$r$	- coordenada radial ou raio de curvatura
$r_b$	- raio crítico de bolha
$r_o$	- raio capilar efetivo
$r_p$	- raio externo do vaso continente
$r_v$	- raio interno do canal capilar
$Re$	- número de Reynolds axial

$Re_r$	- número de Reynolds radial
$R_v$	- constante universal dos gases particularizada ao vapor que escoia no duto
$r_w$	- raio externo do canal capilar
$t$	- dimensão característica associada aos poros do canal capilar
$T(z,r)$	- temperatura no ponto de coordenadas $z$ e $r$
$T_{sat}$	- temperatura de saturação
$T_{v,e}^*$	- temperatura do vapor na secção transversal final do evaporador
$\vec{v}(z,r)$	- velocidade vetorial do fluído no ponto de coordenadas $z$ e $r$
$v_r$	- velocidade radial do vapor
$v_v$	- volume específico do vapor
$\bar{v}_v(z)$	- velocidade média do vapor na secção de coordenada axial $z$
$We$	- número de Weber
$z$	- coordenada axial
$\alpha$	- ângulo de inclinação
$\beta$	- coeficiente da quantidade de movimento
$\gamma$	- razão entre os calores específicos
$\epsilon$	- porosidade
$\theta$	- ângulo de contato
$\mu_l$	- viscosidade do líquido
$\mu_v$	- viscosidade do vapor
$\rho(z,r)$	- densidade do fluído no ponto de coordenadas $z$ e $r$

- $\sigma$  - tensão superficial
- $\tau(z)$  - tensão de cisalhamento na interface do V.C. na coordenada axial  $z$
- $\dot{\phi}_{onb}$  - fluxo específico de calor necessário para dar origem a ebulição
- $\dot{\phi}_{r,crit}$  - fluxo radial específico crítico de calor

e os sub-índices adicionais se referem as seguintes condições:

- a - arrastamento
- c - capilar
- e - estática
- l - líquido
- max - máximo
- o - estagnação
- r - componente radial do vetor
- s - sônico
- som - som
- v - vapor
- z - componente axial do vetor

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Fig.1 - Componentes e Princípio de Operação de um "Heat Pipe".....	3
Fig.2 - "Heat Pipe".....	4
Fig.3 - "Heat Pipe" Cilíndrico.....	5
Fig.4 - Câmara de Vapor.....	6
Fig.5 - "Heat Pipe" Flexível.....	6
Fig.6 - Perfil das Interfaces Líquido-Vapor.....	7
Fig.7 - Limites de Operação para um "Heat Pipe"....	10
Fig.8 - "Heat Pipe" Cilíndrico.....	12
Fig.9 - Utilização de um "Heat Pipe"na Refrigeração de Componentes Eletrônicos.....	22
Fig.10 - Trocador de Calor Gás-Gás Utilizando "Heat Pipes".....	23
Fig.11 - Coletor Solar Parabólico.....	24
Fig.12 - "Heat Pipe" Cilíndrico.....	26
Fig.13 - Volume de Controle para o Escoamento de Vapor.....	39
Fig.14 - Comparação entre os Excessos de Temperatura da parede Interna do Vaso Contigente.....	47
Fig.15 - "Heat Pipe" Projetado.....	58
Fig.15A- Componentes do "Heat Pipe".....	59
Fig.16 - Limites de Operação do "Heat Pipe".....	61
Fig.17 - Componentes do "Heat Pipe" Projetado.....	62
Fig.18 - Esquema do Circuito para Carregamento do "Heat Pipe".....	65
Fig.19 - Esquema do Arranjo Experimental.....	69

Fig.20 - Localização dos Termopares na Superfície do "Heat Pipe".....	70
Fig.21 - Arranjo Utilizado na Avaliação do "Heat Pipe".....	72
Fig.22 - Perfil de Temperatura do "Heat Pipe" Correspondente a Dissipação de 24 W na Resistência Elétrica.....	79
Fig.23 - Perfil de Temperatura do "Heat Pipe" Correspondente a Dissipação de 31 W na Resistência Elétrica.....	80
Fig.24 - Perfil de Temperatura do "Heat Pipe" Correspondente a Dissipação de 37 W na Resistência Elétrica.....	81
Fig.25 - Perfil de Temperatura do "Heat Pipe" Correspondente a Dissipação de 40 W na Resistência Elétrica.....	82
Fig.26 - Perfil de Temperatura do "Heat Pipe" Correspondente a Dissipação de 49 W na Resistência Elétrica.....	83
Fig.27 - Comparação dos Perfis de Temperatura na Região Adiabática (A potência dissipada na resistência elétrica é 24 W).....	84
Fig.28 - Comparação dos Perfis de Temperatura na Região Adiabática (A potência dissipada na resistência elétrica é 31 W).....	85
Fig.29 - Comparação dos Perfis de Temperatura na Região Adiabática (A potência dissipada na resistência elétrica é 37 W).....	86

Fig.30 - Comparação dos Perfis de Temperatura na Região Adiabática (A potência dissipada na resistência elétrica é 40 W).....	87
Fig.31 - Comparação dos Perfis de Temperatura na Região Adiabática (A potência dissipada na resistência elétrica é 49 W).....	88
Fig.32 - Perfil de Temperatura do "Heat Pipe" - Correspondente a Dissipação de 280 W na Resistência Elétrica.....	89
Fig.33 - Comparação dos Perfis de Temperatura na Região Adiabática (A potência dissipada na resistência elétrica é 280 W).....	90
Fig.34 - Comparação dos Perfis de Temperatura - Obtidos.....	91

## ÍNDICE DE TABELAS

	Pág.
Tab. 1 - Expressões para os Parâmetros Referentes a Efeitos Viscosos e Dinâmicos (válidos para escoamentos incompressíveis e que apresentam viscosidade constante).....	44

## I. INTRODUÇÃO

### 1.1 Preâmbulo

A transferência de calor de um local a outro é um problema cotidiano e quase sempre limitante em grande parte das aplicações da engenharia. Devido a esta importância numerosas pesquisas foram e são feitas para que esta transferência se faça com a maior eficiência e com o menor custo possível, tanto o de investimento inicial como o de operação e manutenção.

Um método bem conhecido de se transferir uma grande quantidade de calor com uma pequena diferença de temperatura entre duas fontes distintas é o de Watt, que consiste em evaporar um líquido na fonte quente, transportar o vapor gerado através de um duto até a fonte fria e neste local condensar o vapor transportado. Se o objetivo básico for a transferência de calor em regime permanente e em ciclo fechado, o condensado precisa retornar ao evaporador e para que isto ocorra torna-se necessário o uso de uma instalação bombeadora ou da ação da gravidade.

Em 1964 Grover et al. [1] propôs um novo arranjo físico para o método de Watt onde a instalação bombeadora ou a ação da gravidade eram substituídas por um bombeamento produzido pela tensão superficial da fase líquida do fluido de trabalho, tensão esta criada num meio poroso com uma estrutura capilar conveniente. O canal formado por esta estrutura capilar foi chamado de canal capilar e utilizado para transportar o condensado para o evaporador. Particularmente neste arranjo o canal capilar foi colocado contiguamente ao duto destinado ao escoamento de vapor, formando assim um sistema simples e compacto que recebeu o nome de "heat pipe".

Como a variação da pressão dentro do duto onde o vapor escoar é normalmente baixa, o "heat pipe" opera quase isotermicamente e com uma temperatura próxima a de saturação

correspondente a pressão de trabalho. Nestas condições a taxa de calor transferida será igual ao produto da entalpia específica de vaporização pelo máximo fluxo em massa de vapor através do duto, ou seja:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{v,m\acute{a}x} h_{\ell v} \quad (1)$$

onde:

$\dot{Q}$  taxa de transferência de calor  
 $\dot{m}_{v,m\acute{a}x}$  fluxo em massa máximo de vapor  
 $h_{\ell v}$  entalpia específica de vaporização.

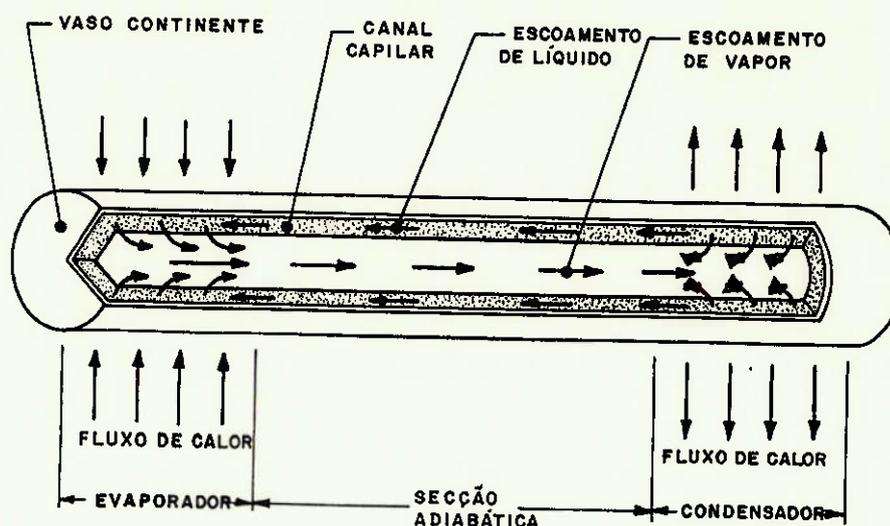
A capacidade de transportar grandes quantidades de calor entre duas regiões distintas com uma pequena diferença de temperatura, de acordo com a lei de Fourier, é equivalente a se ter uma condutibilidade térmica muito alta, ou ainda, é como se tivéssemos um super condutor no sentido térmico.

Neste trabalho não se modificará a denominação dada por Grover a este arranjo, pois o nome "heat pipe" está consagrado na bibliografia internacional e mesmo naquela proveniente de países de língua latina.

## 1.2 Descrição e Tipos de "Heat Pipes"

Se definirmos o "heat pipe" como uma estrutura fechada contendo fluido de trabalho que transfere energia térmica de uma parte da estrutura a outra por meio de vaporização de fase líquida, transporte, condensação do vapor e retorno do condensado ao evaporador por bombeamento capilar; é evidente que todos os "heat pipes" apresentem componentes em comum, como por exemplo o evaporador e o condensador (Fig.1). Muitos deles contam também com uma secção adiabática localizada entre o condensador e o evaporador, que além de prover um caminho de retorno ao condensado serve também como separador entre a fonte quente e a fria,

tornando assim a estrutura compatível com qualquer exigência geométrica externa.



**Fig. 1 - Componentes e princípio de operação de um "heat pipe"**

Além das divisões longitudinais, isto é, evaporador, condensador e seção adiabática, o "heat pipe" pode também ser dividido em três componentes transversais. A parte externa é usualmente denominada como vaso continente, cujas funções básicas são a de conferir rigidez estrutural e acomodar os componentes constituintes do "heat pipe". O componente intermediário é referido como canal capilar e pode ser descrito como uma região preenchida por um meio poroso onde escoo o condensado. O componente transversal interno é o duto ocupado pelo vapor gerado e que escoo do evaporador para o condensador.

Devido a generalidade da definição usada e da simplicidade dos componentes constituintes fica claro que não temos restrições geométricas para a configuração do "heat pipe".

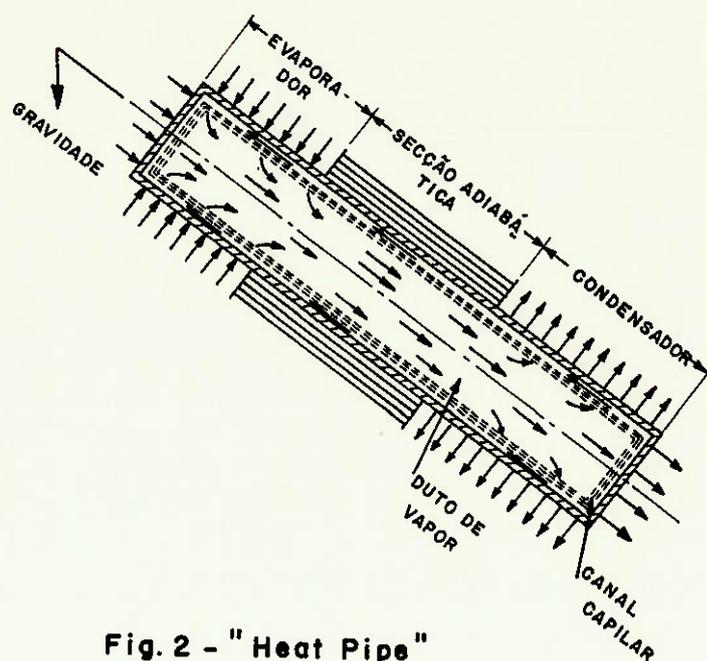


Fig. 2 - "Heat Pipe"

A configuração concebida por Grover et al. [1] é esquematicamente mostrada na Fig.2. Esta exibe três fatores muito comuns entre os "heat pipes" desenvolvidos posteriormente, que são:

- a) o vaso continente é cilíndrico devido a facilidade construtiva e bom comportamento desta forma geométrica quando sujeita a pressões internas.
- b) a relação entre comprimento e diâmetro é relativamente grande.
- c) o canal capilar está localizado sobre a superfície interna do vaso continente e é constituído por uma manta de telas de pequena abertura.

Já a Fig.3 ilustra outra configuração que também utiliza uma relação entre comprimento e diâmetro relativamente grande, mas o canal capilar é constituído de pequenos rasgos longitudinais produzidos por usinagem ou soldagem de filetes na

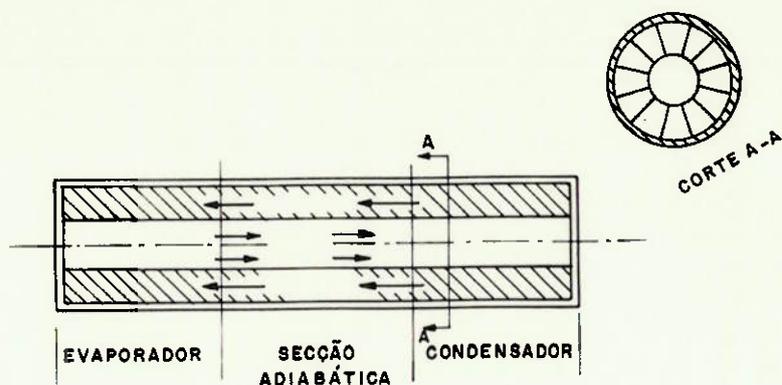


Fig.3 - "Heat Pipe" cilíndrico

superfície interna do vaso continente e foram utilizadas por Parker et al. [2] e Silvares [3].

Outra configuração para o "heat pipe" é a da Fig. 4 que apresenta uma relação entre comprimento e diâmetro relativamente pequena e por isto chamada de câmara de vapor por Winter [4]. Como última configuração apresentaremos a representada pela Fig.5 que é a do "heat pipe" com geometria variável cujo vaso continente e canal capilar são construídos de tal modo a constituir um sistema deformável e então utilizável em diferentes exigências geométricas externas, configuração esta proposta por Bliss et al. [5].

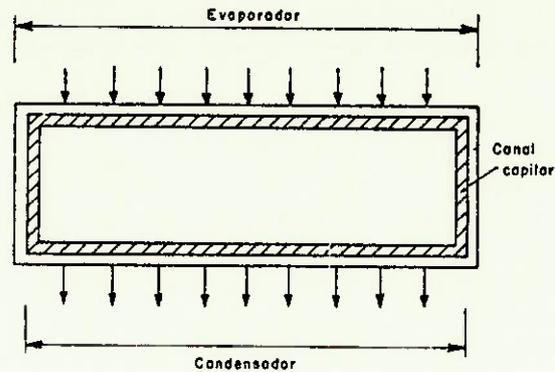


Fig. 4 - Câmara de vapor

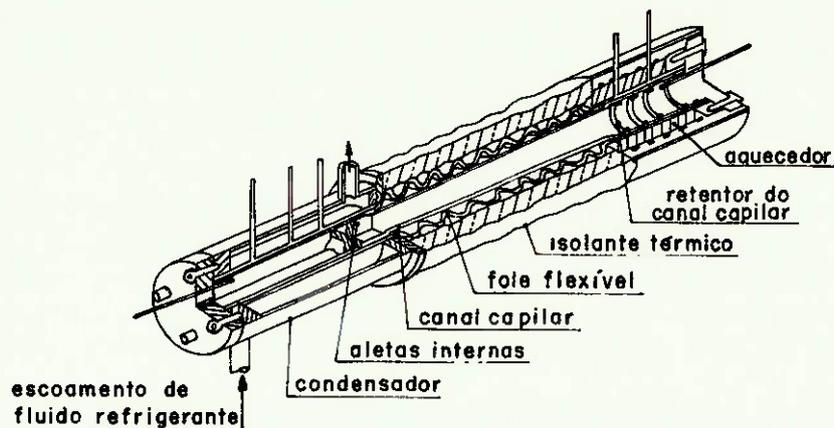
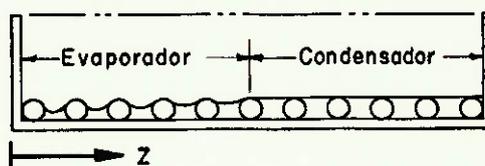


Fig. 5 - "Heat Pipe" flexível

As configurações geométricas apresentadas não são as únicas mas demonstram a extrema versatilidade dos "heat pipes" para a solução de problemas de transferência de calor.

### 1.3 Fenomenologia do "Heat Pipe"

Para a operação do "heat pipe" é necessária a introdução de uma quantidade de líquido suficiente para a saturação do meio poroso que constitui o canal capilar. Na região do evaporador, calor é transferido da fonte quente para o fluido de trabalho através da parede do vaso continente e do conjunto deste com o material que constitui o meio poroso. O resultado desta transferência de calor é a evaporação superficial do fluido de trabalho.



**Fig. 6 - Perfil das interfaces líquido-vapor**

Com esta vaporização o fluxo líquido de massa para um volume de controle que inclui o meio poroso na região do evaporador é negativo, obrigando então uma mudança na geometria da interface que retrai para dentro do canal capilar (Fig. 6). Um simples equilíbrio de forças num único póro mostra que a pressão do vapor excede a pressão do líquido de um valor igual ao dobro da tensão superficial dividida pelo raio de curvatura do menisco, ou seja:

$$p_v(z) - p_\ell(z) = \frac{2\sigma}{r(z)} \quad (2)$$

onde:

$p_v(z)$  pressão do vapor na posição axial  $z$

$p_\ell(z)$  pressão do líquido na posição axial  $z$   
 $r(z)$  raio de curvatura do menisco na posição axial  $z$   
 $\sigma$  tensão superficial.

Esta forma côncava do menisco é responsável pelo funcionamento do "heat pipe", pois pode causar uma diferença de pressão suficiente para provocar o escoamento do líquido do condensador para o evaporador no canal capilar e do vapor desde o evaporador até o condensador pelo duto, na presença ou não de um campo gravitacional.

A pressão do vapor no evaporador aumenta e este é forçado a escoar para o outro extremo do duto através da secção adiabática. Nesta extremidade está localizado o condensador onde ocorre a transferência de calor para a fonte fria.

Para que a evaporação ocorra em regime permanente no evaporador, a pressão do vapor neste local é um pouco menor que a pressão de vapor do líquido na temperatura da interface líquido-vapor. Pela mesma razão temos que para a condensação ocorra em regime permanente no condensador, a pressão do vapor neste local é ligeiramente maior que a pressão de vapor do líquido nas condições da interface. Assim a diferença de pressão responsável pelo escoamento de vapor é menor que a diferença das pressões de vapor entre o evaporador e o condensador.

O escoamento de vapor no evaporador e no condensador de um "heat pipe" é dinamicamente semelhante a um escoamento em tubo com injeção e sucção respectivamente. O escoamento ainda poderá ser laminar ou turbulento, dependendo das condições de operação impostas ao "heat pipe".

Com a condensação de vapor na interface vapor-líquido do condensador, calor pode ser transferido à fonte fria por condução através da matriz líquido-material poroso do canal capilar e da parede do vaso continente. Devido a condensação do vapor na interface, o raio de curvatura da superfície torna-se muito grande e praticamente pode ser considerado infinito (Fig. 6). Como os raios de curvatura das interfaces líquido-vapor do

evaporador e condensador são distintos, e a variação de pressão do vapor no duto é geralmente pequena, a pressão do líquido no condensador se torna maior que a do líquido no evaporador. Se esta diferença de pressão for igual a soma das perdas de pressão correspondentes aos escoamentos de líquido e vapor com a perda de pressão associada aos escoamentos com mudança de altura num campo gravitacional, o condensado escoará do condensador ao evaporador e o "heat pipe" entrará em operação.

O funcionamento do "heat pipe" depende da recirculação contínua do fluido de trabalho, conseqüentemente não é surpreendente que todas as limitações para a operação eficiente do "heat pipe" estejam associadas de alguma maneira com a limitação da circulação de fluido.

O limite de operação discutido e analisado mais freqüentemente na literatura é chamado limite capilar (wicking limit). Esta condição é atingida quando o fluxo de calor a ser transferido evapora mais fluido de trabalho do que a quantidade que pode ser fornecida por bombeamento capilar no meio poroso. Quando esta condição é atingida o menisco da interface líquido-vapor no evaporador se retrai seguidamente para dentro do canal capilar até que não haja mais líquido neste local, provocando assim a interrupção definitiva da recirculação de fluido de trabalho.

O segundo limite é o de nucleação (boiling limit) que está associado ao processo de transferência de calor no evaporador. Como o líquido no evaporador está superaquecido e o fluxo de calor nesta região pode ser alto, pode-se chegar à condição em que a densidade de bolhas dentro do meio poroso seja suficientemente grande para diminuir significativamente a condutância térmica da região ou até tornar uma zona do evaporador inoperante devido a presença destas bolhas.

Dois outros limites são comumente associados ao início de operação dos "heat pipes". Um deles é chamado limite sônico (sonic limit) e é encontrado em "heat pipes" que operam

com fluídos de trabalho cujo vapor apresenta uma densidade relativamente baixa.

O escoamento do vapor num "heat pipe" de secção transversal constante apresenta uma zona com injeção e outra com sucção de fluído e por estas características é equivalente ao escoamento com fluxo de massa constante num bocal convergente-divergente, onde a secção transversal final do evaporador do "heat pipe" corresponde a garganta do bocal. Devido a validade desta equivalência e a alta velocidade do vapor provocada pela sua baixa densidade, poderemos em certas condições ter a blocagem do escoamento e, conseqüentemente, um limite na circulação do fluído de trabalho.

O outro limite é o limite de arrastamento (entrainment limit) que é alcançado quando a velocidade do vapor é suficiente alta para arrancar gotas de líquido da interface líquido vapor e levá-las novamente para o condensador. A retirada prematura do condensado do canal capilar significa que menos líquido chega ao evaporador diminuindo assim a circulação do fluído de trabalho.

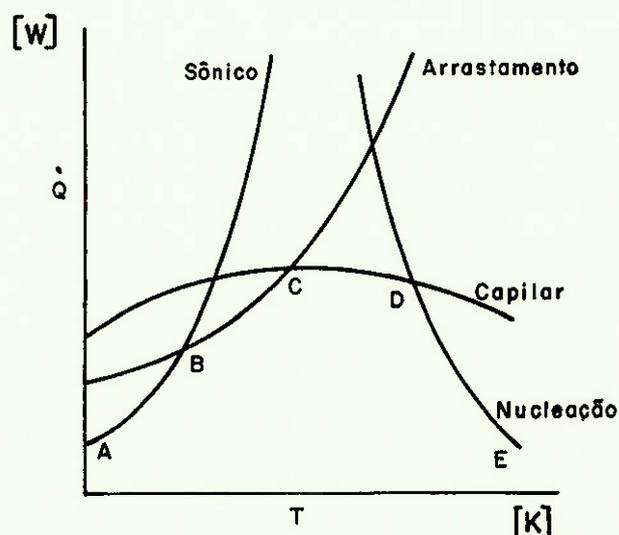


Fig. 7 - Limites de operação para um "heat pipe"

A posição relativa dos limites de operação é mostrada na Fig.7 que é um gráfico da taxa de transferência de calor ( $\dot{Q}$ ) versus temperatura média do "heat pipe" ( $T$ ). Uma operação eficiente do "heat pipe" só é possível para as condições existentes abaixo da curva ABCDE. Esta é uma curva genérica e por isto a forma da área sobre a curva pode variar muito, dependendo dos materiais, tipo, dimensões escolhidas no projeto e também do fluido de trabalho utilizado.

#### 1.4 Alguns Aspectos da Evolução Histórica

Logo após a publicação do trabalho de Grover et al. [1], Cotter [6] publicou a primeira teoria quantitativa do "heat pipe". Neste trabalho ele apresenta um modelo matemático dos processos que ocorrem num "heat pipe" cilíndrico que não apresenta uma região adiabática, operando em regime permanente e também aponta a existência de dois limites de operação que são o capilar e o de nucleação.

A seguir vamos apresentar uma sinótese do modelo de Cotter, pois todo o desenvolvimento teórico posterior do "heat pipe" é baseado nele ou então é uma modificação das equações constituintes, modificações estas necessárias para a adequação do modelo as novas hipóteses de trabalho.

Primeiramente Cotter aplicou os princípios de conservação de massa e energia a um sistema cuja fronteira era constituída pela superfície externa do vaso continente do "heat pipe". Admitindo que ocorre escoamento do líquido no canal capilar e de vapor no duto, Cotter aplicou o princípio de conservação de massa e chegou ao seguinte resultado:

$$\dot{m}_\ell(z) + \dot{m}_v(z) = 0 \quad (3)$$

onde:  $\dot{m}_\ell(z)$  fluxo axial em massa de líquido na secção de coordenada axial  $z$

$\dot{m}_v(z)$  fluxo axial em massa de vapor na secção de coordenada axial  $z$ .

Por convenção tem-se que os dois fluxos são positivos no sentido positivo do eixo  $z$  (Fig.8).

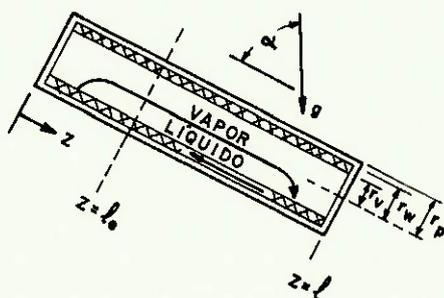


Fig.8 - "Heat Pipe" cilíndrico

Na aplicação do princípio de conservação de energia, Cotter fez as hipóteses de que o transporte de calor por condução axial e por radiação eram desprezíveis e chegou a expressão:

$$\dot{Q}(z) = \dot{m}_v(z) h_{\ell v} \quad (4)$$

onde:

- $\dot{Q}(z)$  fluxo axial de calor na secção de coordenada axial  $z$
- $\dot{m}_v(z)$  fluxo axial em massa de vapor na secção de coordenada axial  $z$
- $h_{\ell v}$  entalpia específica de vaporização.

Após esta visão global, Cotter estudou particularmente os processos envolvidos no funcionamento do "heat pipe". Para um dado fluxo em massa de condensado o bombeamento capilar deverá fornecer uma variação de pressão igual a soma das perdas

de pressão associadas aos escoamentos de líquido e de vapor mais a perda de pressão devida ao escoamento do líquido com mudança de cota na presença de um campo gravitacional, ou seja:

$$\Delta p_c = \Delta p_\ell + \Delta p_v + \Delta p_g \quad (5)$$

onde:

- $\Delta p_c$  diferença de pressão associada ao bombeamento capilar
- $\Delta p_\ell$  perda de pressão no escoamento do líquido
- $\Delta p_v$  perda de pressão no escoamento de vapor
- $\Delta p_g$  perda de pressão no líquido devida a mudança de cota na presença de um campo gravitacional.

Os valores para a perda de pressão para os escoamentos de líquido e vapor foram obtidos integrando-se o gradiente axial de pressão fornecidos pela aplicação da equação de Navier-Stokes.

Para o escoamento do líquido no canal capilar o termo inercial da equação de Navier-Stokes pode ser desprezado em relação ao termo viscoso. Fazendo-se ainda as hipóteses de que o fluído é incompressível, de viscosidade constante e introduzindo um parâmetro adimensional que é função da tortuosidade e interconexidade dos canais que compõe o meio poroso, o gradiente total de pressão do líquido, que é a soma do gradiente devido as forças viscosas com aquele devido a mudança de cota na presença de um campo gravitacional, pode ser expresso por:

$$\frac{dp_\ell(z)}{dz} = \frac{-b \mu_\ell \dot{m}_\ell(z)}{\pi(r_w^2 - r_v^2) \rho_\ell \epsilon r_c^2} + \rho_\ell g \cos \alpha \quad (6)$$

onde:

$\frac{dp_{\ell}(z)}{dz}$	gradiente total de pressão no escoamento de líquido no canal capilar na posição axial $z$
$b$	parâmetro adimensional que é função da natureza do meio poroso
$\mu_{\ell}$	viscosidade do líquido
$\dot{m}_{\ell}(z)$	fluxo axial em massa de líquido na secção de coordenada axial $z$
$r_w$	raio externo do canal capilar
$r_v$	raio interno do canal capilar
$\rho_{\ell}$	densidade do líquido
$\epsilon$	porosidade
$r_c$	raio dos poros da estrutura capilar
$g$	aceleração da gravidade
$\alpha$	ângulo de inclinação.

Já a dinâmica do escoamento de vapor é muito mais complexa pois geralmente o termo inercial da equação de Navier-Stokes não é desprezível em relação ao termo viscoso. Para o cálculo do gradiente de pressão no escoamento de vapor foram utilizados os resultados de Yuan e Finkelstein [7] e Knigh e McInteer [8]. Estes autores resolveram analiticamente as equações de Navier Stokes utilizando as hipóteses de que o escoamento é laminar com injeção e sucção uniformes nas fronteiras do duto de escoamento de vapor. A aplicação destes resultados é baseada nos valores dos números de Reynolds axial ( $Re(z)$ ) e radial ( $Re_r$ ) que são definidos por:

$$Re(z) = \frac{\dot{m}_v(z)}{\pi r_v \mu_v} \quad (7)$$

onde:

$\dot{m}_V(z)$  fluxo axial em massa de vapor na secção de coordenada axial  $z$

$r_V$  raio interno do canal capilar

$\mu_V$  viscosidade do vapor

$$e \quad Re_r = \left( \frac{-\rho_V r_V v_r}{\mu_V} \right) = \frac{1}{2\pi \mu_V} \frac{d\dot{m}_V}{dz} \quad (8)$$

onde:

$\rho_V$  densidade do vapor

$r_V$  raio interno do canal capilar

$v_r$  velocidade radial do vapor

$\mu_V$  viscosidade do vapor

$\frac{d\dot{m}_V}{dz}$  gradiente axial do fluxo em massa de vapor

Nota-se que  $Re_r$  é positivo para a evaporação e negativo para a condensação. Cotter propôs ainda que o escoamento seria laminar se o número de Reynolds axial máximo fosse menor do que 1000, mas indicou que esta posição era bastante questionável devido ao desconhecimento das condições de estabilidade deste tipo de escoamento.

Para a condição em que  $|Re_r| \ll 1$  o escoamento de vapor é dominado pelas forças viscosas e o perfil de velocidade se aproxima do de Poiseuille [7]. Para este caso o gradiente de pressão no escoamento é dado por:

$$\frac{d p_V(z)}{dz} = - \left( \frac{8 \mu_V \dot{m}_V(z)}{\pi \rho_V r_V^4} \right) \left( 1 + \left( \frac{3}{4} \right) Re_r - \left( \frac{11}{270} \right) Re_r^2 + \dots \right) \quad (9)$$

onde:

$\frac{dp_v(z)}{dz}$	gradiente de pressão no escoamento de vapor na posição axial $z$
$\mu_v$	viscosidade do vapor
$\dot{m}_v(z)$	fluxo axial em massa de vapor na secção de coordenada axial $z$
$\rho_v$	densidade do vapor
$r_v$	raio interno do canal capilar
$Re_r$	número de Reynolds radial

Já para  $|Re_r| \gg 1$  existe uma diferença qualitativa entre o escoamento de vapor no evaporador e no condensador [8]. Para altas taxas de evaporação o perfil de velocidade não é mais parabólico mas é proporcional a

$\cos \left[ \frac{\pi}{2} \left( \frac{r}{r_v} \right)^2 \right]$  e a pressão decresce na direção do escoamento.

Para altas taxas de condensação o perfil de velocidade é praticamente uniforme no duto e com a transição para velocidade axial nula ocorrendo numa região muito fina e próxima da parede. Para  $|Re_r| \rightarrow \infty$  o gradiente de pressão é dado por:

$$\frac{dp_v(z)}{dz} = - \left( \frac{S \dot{m}_v(z)}{4 \rho_v r_v^4} \right) \left( \frac{d \dot{m}_v(z)}{dz} \right) \quad (10)$$

onde:

$\dot{m}_v(z)$	fluxo axial em massa de vapor na secção de coordenada axial $z$
$\rho_v$	densidade do vapor
$r_v$	raio interno do canal capilar

$$\frac{d\dot{m}_v(z)}{dz} \quad \text{gradiente do fluxo em massa de vapor na posição axial } z$$

e  $S=1$  para evaporação

$$S = \frac{4}{\pi^2} \quad \text{para condensação.}$$

A máxima pressão de bombeamento capilar é obtida quando o raio de curvatura do menisco é mínimo no evaporador e máximo no condensador. Se o raio do poro da estrutura capilar é  $r_o$ , o menor raio de curvatura que pode ser conseguido no menisco é  $r_o \sec \theta$  onde  $\theta$  é o ângulo de contato entre o líquido e o material que constitui a estrutura capilar. Como o raio de curvatura do menisco no condensador pode ser considerado muito grande, o máximo valor para a pressão de bombeamento capilar é dada por:

$$\Delta p_{c, \max} = \frac{2 \sigma \cos \theta}{r_o} \quad (11)$$

onde:

- $\Delta p_{c, \max}$  diferença de pressão máxima associada ao bombeamento capilar
- $\sigma$  tensão superficial
- $\theta$  ângulo de contato
- $r_o$  raio capilar efetivo

Esta diferença de pressão deve ser suficiente para suprir o evaporador com a quantidade de líquido necessário para mantê-lo saturado nas condições de transporte axial máximo de calor. Se esta diferença de pressão não for suficiente, teremos então o limite capilar.

Finalmente para a integração das equações (6), (9) ou (10) e seu uso nas equações (4), (5) e (11), Cotter admitiu que

os fluxos específicos de calor transversais no evaporador e condensador são constantes e deste modo a equação que envolve o máximo transporte de calor, tendo em vista somente o limite capilar, é dado por:

Para  $|Re_r| \ll 1$  e  $Re < 1000$

$$\frac{2 \sigma \cos \theta}{r_o} = \rho_l g \ell \cos \alpha + \frac{b \mu_l \dot{Q}_{max,c} \ell}{2\pi h_{lv} \epsilon r_c^2 (r_w^2 - r_v^2) \rho_l} + \frac{4\mu_v \dot{Q}_{max,c} \ell}{\pi \rho_v h_{lv} r_v^4} \quad (12)$$

onde:

- $Re_r$  número de Reynolds radial
- $Re$  número de Reynolds axial máximo
- $\sigma$  tensão superficial
- $\theta$  ângulo de contato
- $r_o$  raio capilar efetivo
- $\rho_l$  densidade do líquido
- $g$  aceleração da gravidade
- $\ell$  comprimento total do canal capilar
- $\alpha$  ângulo de inclinação
- $b$  parâmetro adimensional que é função de natureza do meio poroso
- $\mu_l$  viscosidade do líquido
- $\dot{Q}_{max,c}$  fluxo axial de calor máximo que define o limite capilar
- $h_{lv}$  entalpia específica de vaporização
- $\epsilon$  porosidade
- $r_w$  raio externo do canal capilar

$r_v$  raio interno do canal capilar  
 $\mu_v$  viscosidade do vapor  
 $\rho_v$  densidade do vapor.

Para o caso limite em que  $|Re_r| \rightarrow \infty$  o terceiro termo do lado direito da equação (12) passa a ser:

$$\frac{\dot{Q}_{\max,c}^2}{8\rho_v r_v^4 h_{\ell v}^2} \left(1 - \frac{4}{\pi^2}\right) \quad (13)$$

onde:

$\dot{Q}_{\max,c}$  fluxo axial de calor máximo que define o limite capilar  
 $\rho_v$  densidade do vapor  
 $r_v$  raio interno do canal capilar  
 $h_{\ell v}$  entalpia específica de vaporização.

O segundo limite apontado por Cotter foi o de nucleação e é baseado no fato de que o líquido que satura o canal capilar na região do evaporador se encontra superaquecido e dependendo deste excesso de temperatura poderíamos ter a formação de bolhas de vapor. Para que uma bolha de vapor se forme, cresça e se separe de uma superfície, a pressão do vapor dentro da bolha deverá exceder a do líquido de um valor maior que  $2\sigma/r_b$  onde  $\sigma$  é a tensão superficial e  $r_b$  é o raio crítico da bolha que depende das características da interface sólido-líquido e das propriedades do líquido. Assim para evitar o início de nucleação deve ser satisfeita a desigualdade:

$$P_{ve} - P_{\ell e} < \frac{2\sigma}{r_b} \quad (14)$$

onde:

- $p_{ve}$  pressão de vapor do líquido na temperatura da parede interna do vaso continente no evaporador
- $p_{le}$  pressão do líquido no evaporador
- $\sigma$  tensão superficial
- $r_b$  raio crítico da bolha.

Este critério é conservativo porque condições mais severas podem existir sem que ocorra nucleação.

Após a publicação do trabalho de Cotter, os outros dois limites de operação foram apontados por Dzakowic et al. [9] e por Kemme citado por Winter et al. [4]. Dzakowic estudou experimentalmente o escoamento de vapor de sódio num "heat pipe" e chegou a conclusão que existe uma limitação na operação do "heat pipe" quando a velocidade do vapor se iguala a velocidade do som na saída do evaporador. Kemme detetou experimentalmente o limite de arrastamento pela presença de ruídos produzidos por gotas que se chocavam na tampa do vaso continente localizado no fim do condensador e também pelo aumento abrupto de temperatura no evaporador.

Lyman e Huang [10] apresentaram uma análise da distribuição de temperatura no meio poroso do "heat pipe" e mostraram que se a condutibilidade térmica do fluido de trabalho tivesse um baixo valor, haveria um grande gradiente axial de temperatura. Isto explicou a deterioração das condições de operação isotérmica observada em alguns "heat pipes" operando com água em relação as condições isotérmicas de operação de "heat pipes" que operavam com metais líquidos.

Já Tien e Sun [11] apresentaram um estudo analítico-experimental para a distribuição bi-dimensional de temperatura que considera as conduções radiais e axiais de calor pela parede do vaso continente e meio poroso. Os resultados obtidos corroboram os de Lyman e Huang e mostram que o gradiente axial de temperatura se torna mais abrupto nas vizinhanças da entrada do

condensador.

Corman et al. [12] estudaram o fenômeno de ebulição em superfícies cobertas por uma camada de meio poroso para várias pressões de saturação e foi verificado experimentalmente que o coeficiente de transferência de calor nesta situação é sempre maior que aquele da ebulição em vaso para superfícies lisas nas mesmas condições. Posteriormente Chun [13] estudou a influência do fluxo de calor transferido ao evaporador sobre a recessão da interface líquido-vapor e também concluiu que a nucleação de bolhas no evaporador não se dá necessariamente na parede do vaso continente, apesar de este local apresentar o maior superaquecimento.

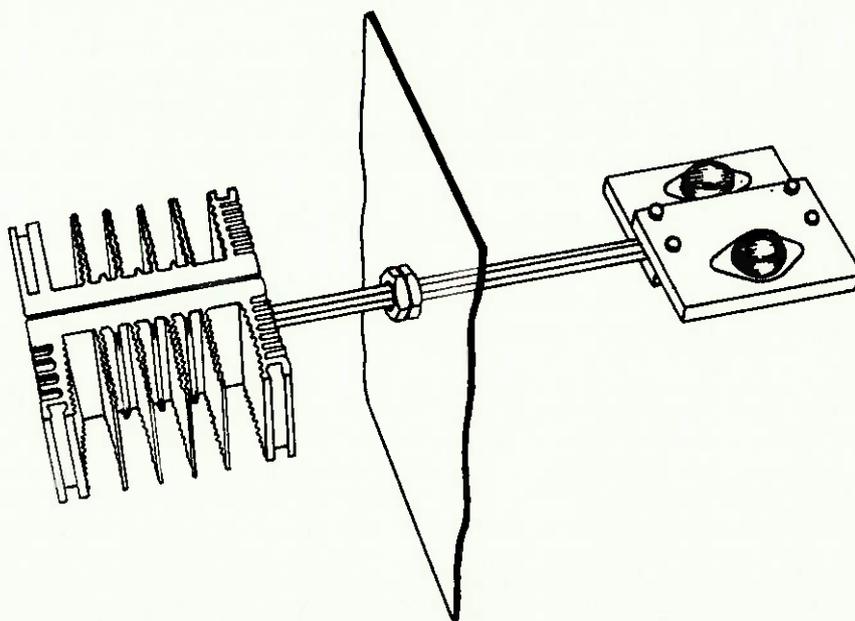
Atualmente a bibliografia sobre "heat-pipes" é bastante extensa e por este motivo apresentar-se-á uma série de referências que são uma revisão ou uma compilação dos trabalhos anteriores. Winter et al. [4] apresentou uma revisão quase completa dos trabalhos publicados nos Estados Unidos e Europa de 1964 até a metade de 1970, mostrando desde os primeiros modelos teóricos até aplicações tecnológicas do "heat pipe". Tien [14] mostra uma revisão dos modelos teóricos de escoamento de vapor e do limite sônico e questiona os modelos que descrevem o estado termodinâmico do fluido de trabalho do "heat pipe" sem considerar as condições de equilíbrio. Hoogendoorn [15] discute os modelos de evaporação e limite de nucleação no evaporador de heat pipes. Além disso faz uma comparação entre os resultados teóricos e experimentais, concluindo que ainda é necessário um estudo intensivo no assunto para um melhor conhecimento do fenômeno.

Dunn e Reay [16] apresentam uma revisão dos modelos teóricos e uma visão ampla das aplicações e patentes requeridas de "heat pipes" na Europa e Estados Unidos até meados de 1975. Além disso fornecem procedimentos de construção e avaliação da vida útil do equipamento por meio de testes acelerados. Já Chi [17] apresenta um modelo matemático bastante simples que permite o projeto de "heat pipes" por meio de gráficos, sistematiza

os vários procedimentos de fabricação e apresenta várias aplicações industriais já feitas nos Estados Unidos até 1976.

### 1.5 Aplicações Tecnológicas

O desenvolvimento inicial da tecnologia dos "heat pipes" foi estimulado pela possibilidade de sua aplicação em conversores termo-iônicos de alta potência, mas devido a baixa relação entre a massa do "heat pipe" e a taxa de transferência de calor possível de ser transferida, um grande impulso foi dado a aplicações em engenharia espacial. Em 1968 foi lançado pela NASA um satélite equipado com um sistema de equalização de temperatura constituído por "heat pipes" que minimizam os gradientes térmicos criados pela distribuição não uniforme de radiação solar sobre a superfície do satélite.



**Fig.9 - Utilização de um heat pipe na refrigeração de componentes eletrônicos**

Após a aplicação bem sucedida desta tecnologia nestes dois campos, surgiram as primeiras aplicações industriais em média escala. Destas, a mais difundida é a utilização de "heat pipes" na refrigeração de componentes eletrônicos (Fig.9). Com a miniaturização constante destes componentes acentuou-se o problema da dissipação de calor devido a diminuição da área disponível para a troca de calor e também de volume disponível para a instalação de dissipadores tradicionais. Nestes casos onde o espaço é um fator limitante, o "heat pipe" fornece uma boa solução pois consegue transportar com alta eficiência o calor gerado no componente eletrônico até um local onde se torna possível a instalação de dissipadores.

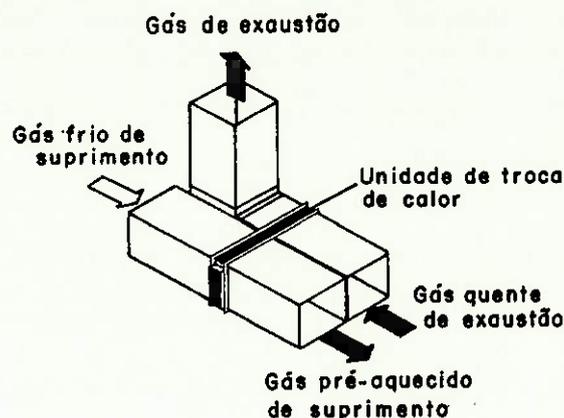
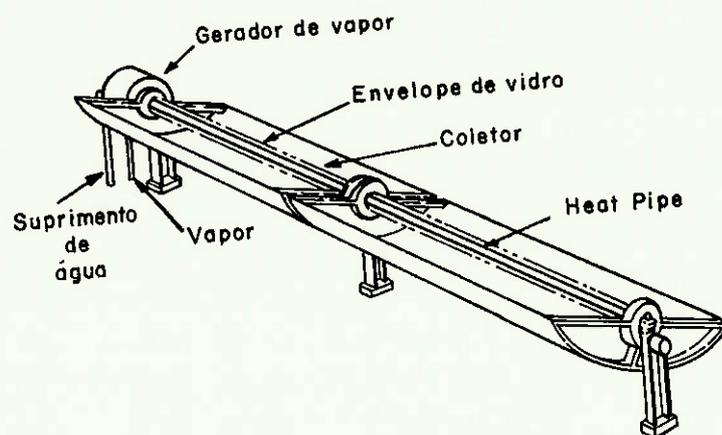


Fig.10 - Trocador de calor gás-gás utilizando "heat pipes"

Uma outra aplicação que tem obtido uma importância crescente é o uso de "heat pipes" na construção de trocadores de calor destinados a instalações de ar condicionado para inverno e de pré-aquecedores de ar de combustão para caldeiras de médio porte (Fig.10). Apesar das críticas iniciais sobre os custos envolvidos na fabricação e sobre a vida útil deste tipo de trocador, existem hoje pelo menos 5 fabricantes deste tipo de equipamento nos Estados Unidos e seus preços são competitivos

com aqueles dos equipamentos de concepção já consagrada.



**Fig.11 - Coletor Solar Parabólico**

Além destas aplicações existem muitas outras como a de se construir um coletor solar concentrador de alta temperatura, utilizando um "heat pipe" com o evaporador localizado no foco da superfície do concentrador (Fig.11) e na construção de um bisturis criogênicos.

Nota-se que a gama das possíveis aplicações desta tecnologia é bastante vasta e sua implantação em maior escala depende de uma maior divulgação e de um melhor estudo de viabilidade econômica.

## II. MODELAGEM MATEMÁTICA

### 2.1 Condições Gerais

Considere um "heat pipe" cilíndrico, representado pela Fig.12, que opera sob determinadas condições de contorno térmicas e em regime permanente. Para a obtenção dos campos de temperatura e pressão e dos fluxos de massa e energia serão utilizadas as equações gerais de conservação.

Primeiramente admitir-se-á que o fluxo de líquido ocorra unicamente pelo canal capilar e que o fluxo de vapor pelo duto. A aplicação da equação de conservação de massa para o escoamento com velocidade  $\vec{v}(z,r)$  resulta em:

$$\nabla \cdot \rho(z,r) \vec{v}(z,r) = 0 \quad (15)$$

onde

$\rho(z,r)$  densidade do fluido no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$   
 $\vec{v}(z,r)$  velocidade vetorial do fluido no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$

Como não há escoamento através do vaso continente, as componentes do vetor velocidade devem satisfazer as seguintes condições de contorno:

$$v_z(0,r) = v_z(l,r) = v_r(z,r_w) = 0$$

onde

$v_z(0,r)$  componente axial da velocidade vetorial do fluido nos pontos de coordenadas  $0$  e  $r$   
 $v_z(l,r)$  componente axial da velocidade vetorial do fluido nos pontos de coordenadas  $l$  e  $r$ .  
 $v_r(z,r_w)$  componente radial da velocidade vetorial do fluido nos pontos de coordenadas  $z$  e  $r_w$ .

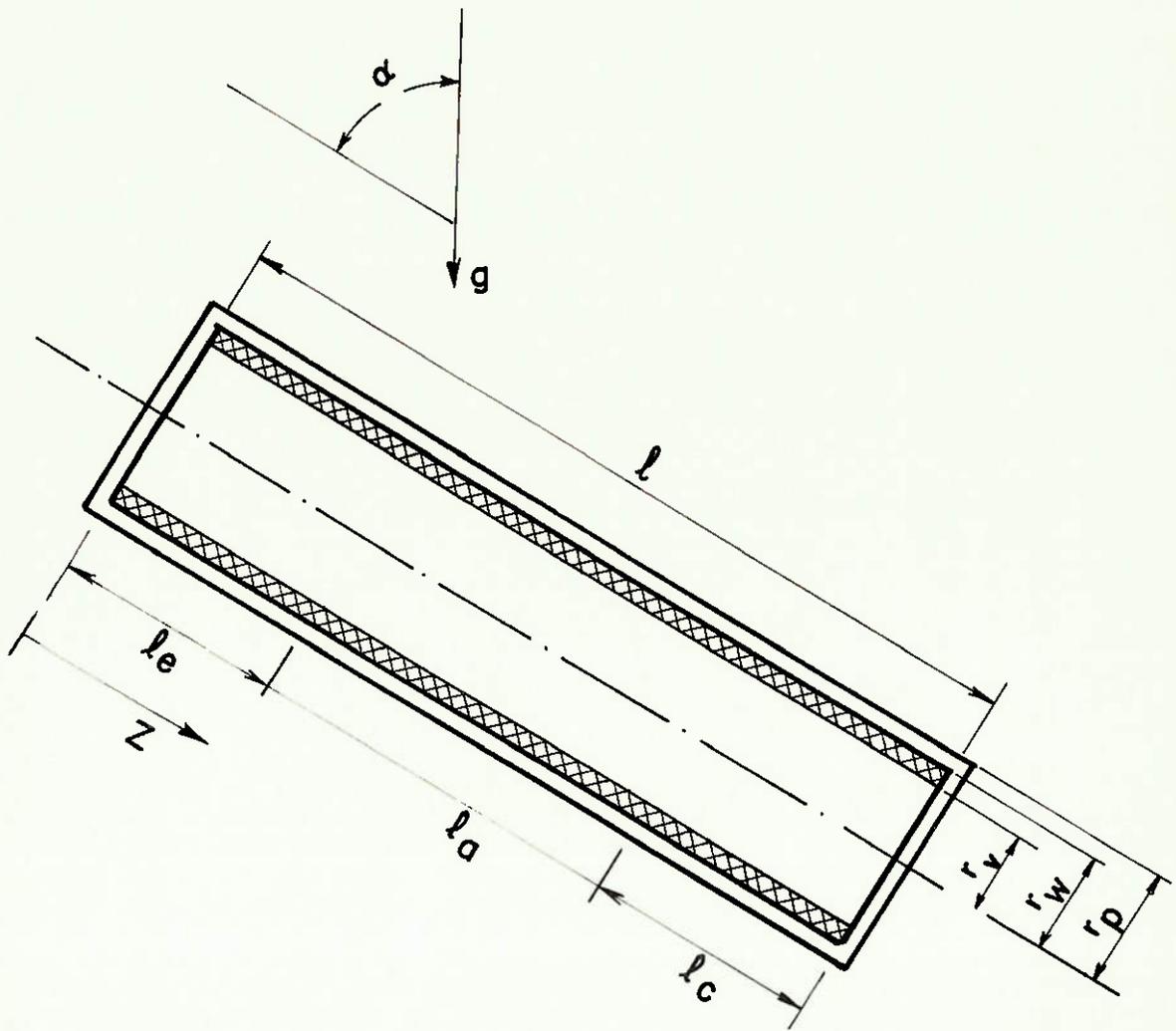


Fig.12 - "Heat Pipe" Cilíndrico

Aplicando o Teorema de Gauss a equação (15) para uma região cilíndrica limitada pelo raio externo do vaso contenedo e de comprimento arbitrário  $z$ , juntamente com as condições de contorno propostos acima, chega-se a:

$$\begin{aligned} \iiint \nabla \cdot \rho(z,r) \vec{v}(z,r) dv &= \iint \rho(z,r) \vec{v}(z,r) \cdot \hat{n} dS \\ &= \int_0^{r_v} \rho_v(z,r) v_z(z,r) 2\pi r dr \\ &+ \int_{r_v}^{r_w} \rho_\ell(z,r) v_z(z,r) 2\pi r dr \end{aligned}$$

ou

$$\dot{m}_v(z) + \dot{m}_\ell(z) = 0 \quad (16)$$

onde:

$\rho(z,r)$  densidade do fluido no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$   
 $\vec{v}(z,r)$  velocidade vetorial do fluido no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$

$\hat{n}$  versor normal a superfície

$\rho_v(z,r)$  densidade do vapor no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$

$\rho_\ell(z,r)$  densidade do líquido no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$

$v_z(z,r)$  componente axial da velocidade vetorial do fluido no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$

$r$  coordenada radial

$r_v$  raio interno do canal capilar

$r_w$  raio externo do canal capilar

$\dot{m}_v(z)$  fluxo axial em massa de vapor na seção de coordenada axial  $z$

$\dot{m}_\ell(z)$  fluxo axial em massa de líquido na seção de coordenada axial  $z$

A equação da conservação de energia para o fenômeno em regime permanente requer que o divergente do fluxo vetorial específico de energia seja nulo, ou seja:

$$\nabla \cdot \vec{q}(z,r) = 0 \quad (17)$$

onde

$\vec{q}(z,r)$  fluxo vetorial específico de energia no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$ .

Considerando que não há transferência de calor por radiação, o fluxo vetorial específico de energia,  $\vec{q}(z,r)$  pode ser expresso por:

$$\vec{q}(z,r) = h(z,r) \rho(z,r) \vec{v}(z,r) - k(z,r) \nabla T(z,r)$$

onde

$h(z,r)$  entalpia específica do fluido no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$

$\rho(z,r)$  densidade do fluido no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$

$\vec{v}(z,r)$  velocidade vetorial do fluido no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$

$k(z,r)$  condutibilidade térmica no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$

$T(z,r)$  temperatura no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$ .

O fluxo de calor transmitido axialmente,  $\dot{Q}(z)$ , pode ser determinado por:

$$\dot{Q}(z) = \int_0^r \dot{q}_z(z,r) 2\pi r dr \quad (18)$$

onde

- $\dot{Q}(z)$  fluxo axial de calor na secção de coordenada axial  $z$   
 $q_z(z,r)$  componente axial do fluxo vetorial específico de energia  
 $r$  coordenada radial  
 $r_p$  raio externo do vaso continente

Admitindo agora a hipótese de que o gradiente axial de temperatura é muito pequeno nas condições de operação, pode-se reescrever a equação (18) na seguinte forma:

$$\dot{Q}(z) = \int_0^{r_v} h_v(z,r) \rho_v(z,r) v_z(z,r) 2\pi r dr + \int_{r_v}^{r_w} h_\ell(z,r) \rho_\ell(z,r) v_z(z,r) 2\pi r dr \quad (19)$$

onde

- $\dot{Q}(z)$  fluxo axial de calor na secção de coordenada axial  $z$   
 $h_v(z,r)$  entalpia específica do vapor no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$   
 $h_\ell(z,r)$  entalpia específica do líquido no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$   
 $\rho_v(z,r)$  densidade do vapor no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$   
 $\rho_\ell(z,r)$  densidade do líquido no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$

Admitindo que o escoamento de vapor é isotérmico ( $h_v(z,r) = h_v$ ) e definindo a entalpia específica média do líquido na secção radial de coordenada axial  $z$  como:

$$\bar{h}_\ell(z) = \frac{\int_{r_v}^{r_w} h_\ell(z,r) \rho_\ell(z,r) v_z(z,r) 2\pi r \, dr}{\int_{r_v}^{r_w} \rho_\ell(z,r) v_z(z,r) 2\pi r \, dr}$$

onde

$\bar{h}_\ell(z)$  entalpia específica média do líquido na secção de coordenada  $z$

$h_\ell(z,r)$  entalpia específica do líquido no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$

$\rho_\ell(z,r)$  densidade do líquido no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$

$v_z(z,r)$  componente axial da velocidade vetorial do fluido no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$

$r$  coordenada radial

$r_w$  raio externo do canal capilar

$r_v$  raio interno do canal capilar

pode-se reescrever a equação (19) na seguinte forma:

$$\dot{Q}(z) = h_v \dot{m}_v(z) + \bar{h}_\ell(z) \dot{m}_\ell(z) \quad (20)$$

onde

$\dot{Q}(z)$  fluxo axial de calor na secção de coordenada axial  $z$

$h_v$  entalpia específica do vapor

$\bar{h}_\ell(z)$  entalpia específica média do líquido na secção de coordenada  $z$

$\dot{m}_v(z)$  fluxo axial em massa de vapor na secção de coordenada axial  $z$

$\dot{m}_\ell(z)$  fluxo axial em massa de líquido na secção de coordenada  $z$

Considerando que as entalpias específicas do vapor e do líquido saturados são funções da temperatura e relacionados por:

$$h_v(T) = h_\ell(T) + h_{\ell v}(T) \quad (21)$$

onde

$h_v(T)$  entalpia específica do vapor saturado a temperatura  $T$

$h_\ell(T)$  entalpia específica do líquido saturado a temperatura  $T$

$h_{\ell v}(T)$  entalpia específica de vaporização a temperatura  $T$

e usando a equação (16), pode-se reescrever a equação (20) na forma:

$$\dot{Q}(z) = \dot{m}_v(z) h_{\ell v}^* \left| 1 + \frac{h_\ell^* - \bar{h}_\ell(z)}{h_{\ell v}^*} \right| \quad (22)$$

onde

$\dot{Q}(z)$  fluxo axial de calor na secção de coordenada axial  $z$

$\dot{m}_v(z)$  fluxo axial em massa de vapor na secção de coordenada  $z$

$h_{\ell v}^*$  entalpia específica de vaporização na temperatura do vapor que escoia no duto

$h_\ell^*$  entalpia específica do líquido saturado na temperatura do vapor que escoia no duto

$\bar{h}_\ell(z)$  entalpia específica média do líquido na secção de coordenada axial  $z$

Como a fase líquida pode ser considerada como incompressível e desde que o gradiente radial de pressão na região ocupada pelo líquido seja pequeno, a variação máxima de entalpia do líquido numa secção transversal de coordenada axial  $z$  é dada por

$$\Delta h_{\ell, \max}(z) = C_{p\ell} \Delta T_{\ell, \max}(z) \quad (23)$$

onde

$\Delta h_{\ell, \max}(z)$  variação máxima de entalpia específica do líquido na secção de coordenada axial  $z$

$C_{p\ell}$  calor específico a pressão constante do líquido

$\Delta T_{\ell, \max}(z)$  variação máxima de temperatura do líquido na secção de coordenada axial  $z$

Assim a equação (23) é um limite superior para a diferença entre  $h_{\ell}^*$  e  $\bar{h}_{\ell}(z)$ , ou ainda

$$\frac{|h_{\ell}^* - \bar{h}_{\ell}(z)|}{h_{\ell v}^*} \leq \frac{C_{p\ell} \Delta T_{\ell, \max}(z)}{h_{\ell v}^*}$$

onde

$h_{\ell}^*$  entalpia específica do líquido saturado na temperatura do vapor que escoar no duto

$\bar{h}_{\ell}(z)$  entalpia específica média do líquido na secção de coordenada axial  $z$

$h_{\ell v}^*$  entalpia específica de vaporização na temperatura do vapor que escoar no duto

$C_{p\ell}$  calor específico a pressão constante do líquido

$\Delta T_{\ell, \max}(z)$  variação máxima de temperatura do líquido numa secção de coordenada axial  $z$ .

Para a maioria dos líquidos o quociente entre  $h_{\ell v}$  e  $C_{p\ell}$  é maior que 100 o que implica em

$$\frac{\Delta T_{\ell, \max}(z)}{\frac{h_{\ell v}}{C_{p\ell}}} \ll 1$$

Aplicando este resultado na equação (22) tem-se que:

$$\dot{Q}(z) = \dot{m}_v(z) h_{\ell v}^* \quad (24)$$

onde

$\dot{Q}(z)$  fluxo axial de calor na secção de coordenada axial  $z$

$\dot{m}_v(z)$  fluxo axial em massa de vapor na secção de coordenada axial  $z$

$h_{\ell v}^*$  entalpia específica de vaporização na temperatura do vapor que escoia no duto

Admitindo agora que a condutibilidade térmica do material que constitui o vaso continente seja constante e que a transferência de calor da fonte quente para a parede do vaso continente, na região do evaporador, ocorre com um fluxo específico constante, a aplicação do Teorema de Gauss para a equação (17) numa região cilíndrica de raio  $r_p$  e comprimento  $dz$  resulta em:

$$-k_p \left. \frac{\partial T(z, r)}{\partial r} \right|_{r=r_p} 2\pi r_p dz + \int_0^{r_p} \dot{q}_z(z+dz, r) 2\pi r dr + \int_0^{r_p} \dot{q}_z(z, r) 2\pi r dr = 0 \quad (25)$$

onde

$k_p$  condutibilidade térmica do material que constitui o vaso continente

$T(z,r)$  temperatura no ponto de coordenadas  $z$  e  $r$

$r_p$  raio externo do vaso continente

$r$  coordenada radial

$\dot{q}_z(z,r)$  componente axial do fluxo vetorial específico de energia

O primeiro termo da equação (25) é justamente o fluxo de calor transferido para a área elementar do evaporador, ou seja:

$$-k_p \left. \frac{\partial T(z,r)}{\partial r} \right|_{r=r_p} 2\pi r_p dz = \frac{\dot{Q}_e}{\ell_e} dz$$

onde

$k_p$  condutibilidade térmica do material que constitui o vaso continente

$T(z,r)$  temperatura do ponto de coordenadas  $z$  e  $r$

$r_p$  raio externo do vaso continente

$r$  coordenada radial

$\dot{Q}_e$  fluxo de calor transferido ao evaporador

$\ell_e$  comprimento do evaporador

Deste modo a equação (25) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{\dot{Q}_e}{\ell_e} = \frac{d}{dz} \dot{Q}(z)$$

onde

- $\dot{Q}_e$       fluxo de calor transferido ao evaporador  
 $l_e$         comprimento do evaporador  
 $\dot{Q}(z)$     fluxo axial de calor

e deve respeitar a condição de contorno de que o fluxo de calor transmitido axialmente,  $\dot{Q}(z)$ , é nulo para  $z = 0$ . Utilizando argumentos similares para o caso do condensador e notando que o fluxo de calor transmitido axialmente,  $\dot{Q}(z)$ , também é nulo para  $z = l$ , obtem-se:

no evaporador  
 $(0 \leq z \leq l_e)$

$$\dot{Q}(z) = \frac{\dot{Q}_e}{l_e} z \quad (26)$$

no condensador  
 $(l_e + l_a \leq z \leq l)$

$$\dot{Q}(z) = \frac{\dot{Q}_e}{l_c} (l - z)$$

onde

- $\dot{Q}(z)$     fluxo axial de calor  
 $\dot{Q}_e$       fluxo de calor transferido ao evaporador  
 $z$         coordenada axial  
 $l$         comprimento do "heat pipe"  
 $l_e$       comprimento do evaporador  
 $l_a$       comprimento da secção adiabática  
 $l_c$       comprimento do condensador

Para a obtenção dos fluxos em massa basta aplicar a equação (24) no conjunto de equações (26), assim:

no evaporador

$$(0 \leq z \leq l_e) \quad \dot{m}_V(z) = \frac{\dot{Q}_e}{l_e h_{\ell V}^*} z$$

no condensador

$$(l_a + l_e \leq z \leq l) \quad \dot{m}_V(z) = \frac{\dot{Q}_e}{l_c h_{\ell V}^*} (l - z) \quad (27)$$

onde

$\dot{m}_V(z)$  fluxo axial em massa de vapor na secção de coordenada axial  $z$

$\dot{Q}_e$  fluxo de calor transferido ao evaporador

$h_{\ell V}^*$  entalpia específica de vaporização na temperatura do vapor que escoo no duto

$z$  coordenada axial

$l$  comprimento total do canal capilar

$l_e$  comprimento do evaporador

$l_a$  comprimento da secção adiabática

$l_c$  comprimento do condensador

## 2.2 Limites de Operação

Os limites de operação a serem analisados são: o capilar, o de nucleação, o sônico e o de arrastamento. O primeiro pode ser atingido quando o fluxo de calor a ser transferido evapora mais fluído do trabalho do que a quantidade que pode ser fornecida por bombeamento capilar no meio poroso.

O limite de nucleação é aquele associado ao processo de transferência de calor no evaporador e que pode ser caracterizado pela densidade de bolhas dentro do meio poroso. Quando esta densidade for alta, a condutância térmica da região

do evaporador se torna muito baixa ou pode ocorrer ainda uma má alimentação de uma zona do evaporador devido a presença destas bolhas.

O limite sônico é atingido quando a velocidade do escoamento de vapor na secção final do evaporador se iguala a velocidade do som no meio.

O limite de arrastamento é alcançado quando a velocidade do vapor é suficientemente alta para arrancar gotas do líquido da interface líquido-vapor e levá-las novamente para o condensador.

### 2.2.1 Limite Capilar

Desconsiderando a ação da gravidade sobre o escoamento de vapor, para que ocorra a recirculação contínua de fluído de trabalho no "heat pipe" é necessário que:

$$\Delta p_c = \Delta p_\ell + \Delta p_v + \Delta p_g$$

onde

- $\Delta p_c$  diferença de pressão associada ao bombeamento capilar
- $\Delta p_\ell$  perda de pressão no escoamento do líquido causada por efeitos viscosos
- $\Delta p_v$  perda de pressão no escoamento de vapor
- $\Delta p_g$  perda de pressão no líquido associada a mudança de cota na presença de um campo gravitacional

O limite capilar pode ser definido na condição em que a diferença de pressão associada ao bombeamento capilar é máxima. Fazendo as hipóteses de que o meio poroso que compõe o canal capilar tem poros com raios efetivos  $r_c$ , que o canal capilar está saturado de líquido e que o raio de curvatura do menisco no -

condensador seja muito grande; a equação que caracteriza este limite pode ser expressa por:

$$\frac{2 \sigma \cos \theta}{r_o} = \Delta p_\ell + \Delta p_v + \Delta p_g \quad (28)$$

onde

$\sigma$  tensão superficial

$\theta$  ângulo de contato entre o líquido e o material que constitui o canal capilar

$r_o$  raio capilar efetivo

$\Delta p_\ell$  perda de pressão no escoamento de líquido causada por efeitos viscosos

$\Delta p_v$  perda de pressão no escoamento de vapor

$\Delta p_g$  perda de pressão no líquido associada a mudança de cota na presença de um campo gravitacional.

A perda total de pressão no escoamento de líquido ( $\Delta p_\ell + \Delta p_g$ ) pode ser obtida integrando-se o gradiente de pressão fornecido pela equação de Darcy modificada:

$$\frac{dp_\ell(z)}{dz} = \frac{-\mu_\ell}{K A_w \rho_\ell} \dot{m}_\ell(z) + \rho_\ell g \cos \alpha \quad (29)$$

onde

$\frac{dp_\ell(z)}{dz}$  gradiente total de pressão no escoamento do líquido na posição axial  $z$  do canal capilar

$\mu_\ell$  viscosidade do líquido

$K$  permeabilidade do meio poroso que compõe o canal capilar

$A_w$  área da secção transversal do canal capilar

$\rho_\ell$  densidade do líquido

$\dot{m}_\ell(z)$  fluxo axial em massa de líquido na secção de coordenada axial  $z$

$g$  aceleração da gravidade

$\alpha$  ângulo de inclinação.

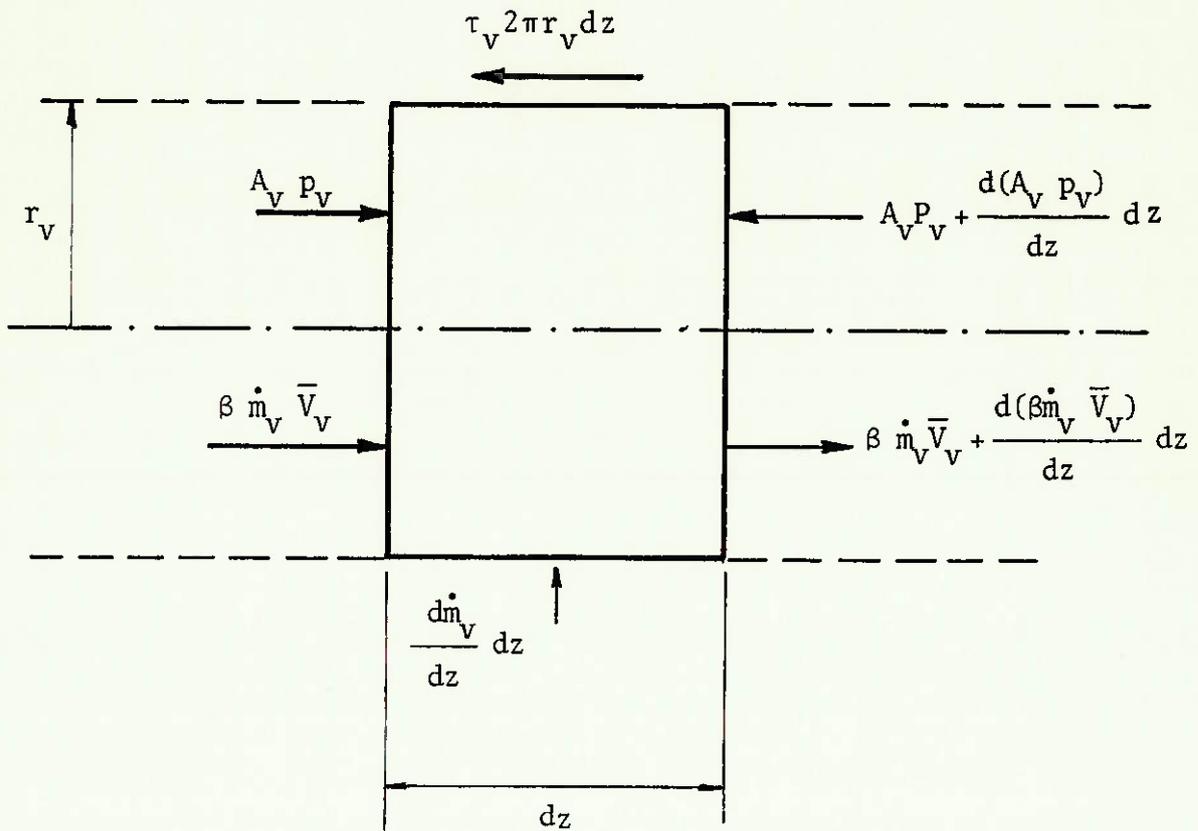


Fig.13 - Volume de Controle para o escoamento de Vapor.

A perda de pressão no escoamento de vapor pode ser estimada utilizando as hipóteses de que a densidade e a viscosidade são constantes numa secção. Aplicando o princípio de conservação da quantidade de movimento ao volume de controle fixo representado pela Fig.13, com secção transversal circular de raio  $r_v$ , comprimento  $dz$  e com injeção de massa constante por unidade de comprimento  $\dot{m}_v/dz$ .

O resultado da aplicação do princípio de conservação da quantidade de movimento para a componente axial do escoamento é:

$$\frac{dp_v}{dz} = \frac{-2\pi r_v \tau(z)}{A_v} - \frac{2\beta(z)\dot{m}_v(z)}{\rho_v(z) A_v^2} - \frac{\dot{m}_v(z)}{dz} \quad (30)$$

com

$$\beta(z) = \frac{1}{A_v} \int \frac{v_v^2(r,z)}{\bar{v}_v^2(z)} dA$$

e

- $\frac{dp(v)}{dz}$  gradiente de pressão no escoamento de vapor na secção de coordenada axial  $z$
- $r_v$  raio interno do canal capilar
- $\tau(z)$  tensão de cisalhamento na interface do V.C. na coordenada axial  $z$
- $A_v$  área da secção transversal do duto de vapor
- $\beta(z)$  coeficiente de quantidade de movimento na secção de coordenada axial  $z$
- $\dot{m}_v(z)$  fluxo axial em massa de vapor na secção de coordenada axial  $z$
- $\rho_v(z)$  densidade do vapor na secção de coordenada axial  $z$
- $v_v(r,z)$  velocidade do vapor no ponto de coordenadas  $r$  e  $z$

$\bar{v}_V(z)$  velocidade média do vapor na secção de coordenada axial  $z$ .

Definindo o número de Reynolds axial para o escoamento de vapor como:

$$Re_V(z) = \frac{\bar{v}_V(z) r_V \rho_V(z)}{\mu_V(z)}$$

onde

$\bar{v}_V(z)$  velocidade média do vapor na secção de coordenada axial  $z$

$r_V$  raio interno do canal capilar

$\rho_V(z)$  densidade do vapor na secção de coordenada axial  $z$

$\mu_V$  viscosidade do vapor na secção de coordenada axial  $z$

o número de Mach como:

$$Ma_V(z) = \frac{\bar{v}_V(z)}{c_V(z)}$$

onde

$\bar{v}_V(z)$  velocidade média do vapor na secção de coordenada axial  $z$

$c_V(z)$  velocidade do som no vapor na secção de coordenada axial  $z$

e o adimensional de atrito como:

$$f_V(z) = \frac{2 \tau(z)}{\rho_V(z) \bar{v}_V^2(z)}$$

onde

$\tau(z)$  tensão de cisalhamento na interface do V.C. na coordenada axial  $z$

$\rho_V(z)$  densidade do vapor na secção de coordenada axial  $z$   
 $\bar{v}_V(z)$  velocidade média do vapor na secção de coordenada axial  $z$

pode-se reescrever a equação (30) da seguinte forma:

$$\frac{dp_V(z)}{dz} = - \frac{(Re_V(z) f_V(z)) \mu_V(z)}{A_V \rho_V(z) r_V^2} \dot{m}_V(z) - \frac{\beta(z)}{\rho_V(z) A_V^2} \frac{d \dot{m}_V^2(z)}{dz}$$

ou ainda

$$\frac{dp(z)}{dz} = - F_V(z) \dot{m}_V(z) - D_V(z) \frac{d \dot{m}_V^2(z)}{dz} \quad (31)$$

onde

$\frac{dp_V(z)}{dz}$	gradiente de pressão no escoamento de vapor na secção de coordenada axial $z$
$Re_V(z)$	número de Reynolds axial na secção de coordenada axial $z$
$f_V(z)$	adimensional de atrito na secção de coordenada axial $z$
$\mu_V(z)$	viscosidade do vapor na secção de coordenada axial $z$
$\dot{m}_V(z)$	fluxo axial em massa de vapor na secção de coordenada axial $z$
$A_V$	área de secção transversal do duto de vapor
$\rho_V(z)$	densidade do vapor na secção de coordenada axial $z$
$r_V$	raio interno do canal capilar
$\beta(z)$	coeficiente de quantidade de movimento na secção de coordenada axial $z$
$F_V(z)$	parâmetro referente a efeitos viscosos na secção de coordenada axial $z$
$D_V(z)$	parâmetro referente a efeitos dinâmicos na secção de coordenada axial $z$ .

Para a avaliação dos parâmetros  $F_v(z)$  e  $D_v(z)$ , os valores de  $f_v(z)$  e  $\beta(z)$  que são dependentes das condições de escoamento necessitam ser determinados. Para o caso de escoamento laminar incompressível (número de Reynolds axial máximo menor que 1000 e número de Mach máximo menor que 0,3), utilizam-se as hipóteses de que o perfil de velocidade é parabólico e que o adimensional de atrito é igual a  $8/Re_v(z)$ . Para o caso de escoamento turbulento incompressível (número de Reynolds axial máximo maior que 1000 e número de Mach máximo menor que 0,3) utilizam-se as hipóteses de que o perfil de velocidade pode ser representado por um de sétima potência e que o adimensional de atrito é dado pela expressão empírica de Blasius, ou seja:

$$f_v(z) = \frac{0,0665}{Re_v(z)^{1/4}}$$

onde

$f_v(z)$  adimensional de atrito na secção de coordenada axial  $z$

$Re_v(z)$  número de Reynolds na secção de coordenada axial  $z$

Para as condições de operação em que o escoamento de vapor apresenta um número de Mach máximo maior que 0,3, as equações anteriores se invalidam pois não levam em conta os efeitos de compressibilidade do fluido de trabalho. Nestes casos não existe solução analítica disponível e a determinação da perda de pressão total do vapor é feita resolvendo-se numericamente o conjunto das equações de conservação de massa, quantidade de movimento, de energia e de uma equação de estado para o fluido em questão. Esta determinação pode ser vista no trabalho de Levy [18] que modelou o escoamento como unidimensional e o fluido de trabalho como gás perfeito.

Utilizando os resultados anteriores dos adimensionais de atrito e dos coeficientes da quantidade de movimento, pode-se construir a Tabela 1 que fornece os parâmetros referentes a efeitos viscosos e dinâmicos que podem ser utilizados diretamente na equação (31) se o escoamento puder ser modelado como incompressível com viscosidade dinâmica constante.

TABELA 1

Expressões para os parâmetros referentes a efeitos viscosos e dinâmicos, válidas para escoamentos incompressíveis e que apresentam viscosidade dinâmica constante.

Condições de escoamento	$F_V(z)$	$D_V(z)$
$Re_V(z) \leq 1000$ $Ma_V(z) \leq 0,3$	$\frac{8 \mu_V}{A_V r_V^2 \rho_V}$	$\frac{1,33}{A_V^2 \rho_V}$
$Re_V(z) \geq 1000$ $Ma_V(z) \leq 0,3$	$\frac{0,0665 \mu_V}{A_V r_V^2 \rho_V}$	$\left  \frac{\dot{m}_V(z) r_V}{A_V \mu_V} \right ^{3/4} \frac{1,02}{A_V^2 \rho_V}$

Para a determinação do fluxo axial de calor máximo associado ao limite capilar, utilizando as condições de contorno propostas pelo conjunto de equações (27), basta integrar os gradientes de pressão do líquido e do vapor, relacionando-se os fluxos de massa de líquido e de vapor pela equação (16) e utilizar a equação (28) que é a definição do limite capilar.

No caso particular em que o escoamento de vapor é laminar, incompressível e com viscosidade constante, a equação que caracteriza o limite capilar é da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{\max,c} = \left| \frac{2 \sigma \cos \theta}{r_o} - \rho_l g l \cos \alpha \right| \left| \frac{l_e}{2} + l_a + \frac{l_c}{2} \right|^{-1} \left| \frac{\mu_l}{K A_w \rho_l h_{lv}^*} + \frac{8 \mu_v}{r_v^2 A_v \rho_v h_{lv}^*} \right|^{-1} \quad (32)$$

onde

$\dot{Q}_{\max,c}$	fluxo de calor axial máximo que define o limite capilar
$\sigma$	tensão superficial
$\theta$	ângulo de contato entre o líquido e o material que constitui o canal capilar
$r_o$	raio capilar efetivo
$\rho_l$	densidade do líquido
$g$	aceleração da gravidade
$\alpha$	ângulo de inclinação
$l$	comprimento do "heat pipe"
$l_e$	comprimento do evaporador
$l_a$	comprimento da secção adiabática
$l_c$	comprimento do condensador
$\mu_l$	viscosidade do líquido
$K$	permeabilidade do meio poroso que compõe o canal capilar
$A_w$	área da secção transversal do canal capilar
$\rho_l$	densidade do líquido
$h_{lv}^*$	entalpia específica da vaporização na temperatura do vapor que escoia no duto
$\mu_v$	viscosidade do vapor
$r_v$	raio interno do canal capilar
$A_v$	área da secção transversal do duto de vapor

### 2.2.2 Limite de Nucleação

Cotter [6] caracterizou o processo de ebulição no evaporador dos "heat pipes" como sendo condutivo, ou seja, calor era transferido da fonte quente à interface líquido-vapor por condução através da parede do vaso continente e da matriz líquido-material poroso que constitui o canal capilar. A partir desta hipótese propôs que o limite de nucleação fosse definida pela ebulição incipiente (onset of boiling) caracterizada por um raio crítico de bolha de vapor, que é função da natureza e geometria da interface onde as bolhas se formam. Além de não especificar um método para a avaliação do raio crítico destas bolhas, este modelo se mostra bastante falho pois os resultados experimentais de Tien [11] e os apresentados por Hoogendorn [15] evidenciam que os valores medidos dos fluxos radiais de calor nos evaporadores de "heat pipes" são bem superiores àqueles previstos pelo modelo condutivo.

Para verificar teoricamente a validade ou não do modelo condutivo propõe-se, para um dado fluxo de calor radial no evaporador, comparar o excesso de temperatura na parede interna do vaso continente (temperatura da superfície interna do vaso menos a temperatura de saturação na pressão de operação) previsto pelo modelo condutivo com o excesso de temperatura necessário para dar origem a ebulição prevista pelo modelo de Davis e Anderson [19], expresso pela equação:

$$\dot{\phi}_{\text{onb}} = \frac{k_L h_{\ell v}}{8\sigma T_{\text{sat}} v_v} (\Delta T_{\text{sat}})_{\text{onb}}^2 \quad (33)$$

onde

$\dot{\phi}_{\text{onb}}$  fluxo específico de calor necessário para dar origem a ebulição

$k_L$  condutibilidade térmica do líquido

- $h_{\ell v}$  entalpia específica de vaporização  
 $\sigma$  tensão superficial  
 $T_{\text{sat}}$  temperatura de saturação  
 $v_v$  volume específico do vapor  
 $(\Delta T_{\text{sat}})_{\text{onb}}$  excesso de temperatura que caracteriza a origem da ebulição.

Para a aplicação do modelo condutivo foram feitas as hipóteses de que a condutibilidade térmica efetiva do meio poroso saturado de líquido é constante e que a temperatura da interface líquido-vapor é igual a temperatura de saturação para a pressão de saturação. Já para a utilização do modelo de Davis e Anderson foi feita a hipótese de que a superfície interna do vaso continente apresenta uma distribuição infinita de raios das cavidades responsáveis pela nucleação.

A relação entre os fluxos radiais específicos de calor e os excessos de temperatura previstos pelo modelo de Davis e Anderson e pelo modelo condutivo é mostrada na Fig.14.

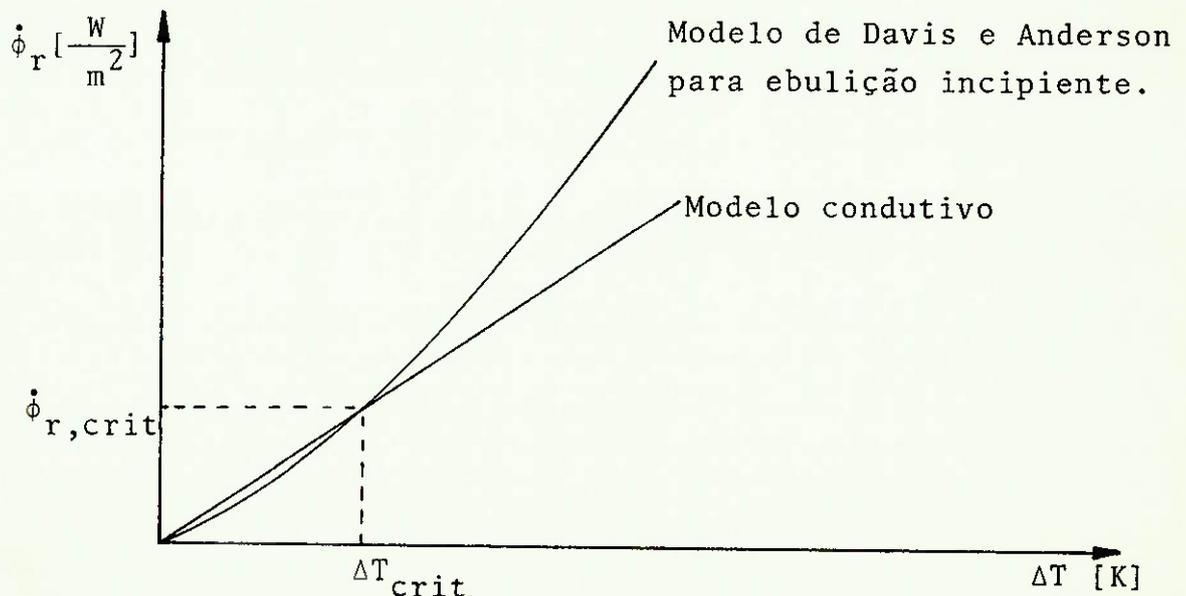


Fig. 14 - Comparação entre os excessos de temperatura da parede interna do vaso continente.

A interpretação física da Fig.14 é que para fluxos radiais específicos abaixo daquele que é caracterizado pela intersecção das duas curvas não haverá influência significativa da ebulição sobre o processo condutivo, pois o excesso de temperatura é suficientemente baixo para que existam condições para o crescimento de bolhas. Apesar das restrições para a aplicação do modelo de início da ebulição utilizado e acrescentando as observações experimentais de Chun [13] que mostram a possibilidade de que as primeiras bolhas podem se formar no seio do meio poroso, ainda que esta região apresente um excesso de temperatura mais baixo que aquele da parede interna do vaso continente, este modelo sugere que o excesso de temperatura para o início da ebulição é muito pequeno (da ordem de 2 K para "heat pipes" de geometria usual e operando com água como fluido de trabalho). Este resultado é compatível com os dados experimentados por Bau e Torrenci [20].

Deste modo fica evidente que o limite de nucleação não pode ser caracterizado pela ebulição incipiente mas - sim por uma densidade excessiva de bolhas de vapor no meio poroso que provoque um aumento da resistência térmica do evaporador e também prejudique a recirculação de condensado no evaporador.

Devido a dificuldade de se modelar o fenômeno - Hoogendorn [15] propõe que um procedimento seguro seria adotar como fluxo específico máximo no evaporador aquele previsto pela equação de fluxo específico crítico de Rohsenow e Griffith que é mostrado a seguir:

$$\dot{\phi}_{r,crit} = 0,012 \rho_v h_{\ell v} \left( \frac{\rho_\ell - \rho_v}{\rho_v} \right)^{0,6} \quad (34)$$

onde

$\dot{\phi}_{r,crit}$     fluxo radial específico crítico de calor  
 $\rho_v$          densidade do vapor

$\rho_l$  densidade do líquido

$h_{lv}$  entalpia específica de vaporização.

Por outro lado, os valores calculados pela equação anterior representam um limite superior quando comparados com os resultados experimentais, os quais predizem um fluxo calor limite menor que o previsto pela equação acima.

Concluindo, percebe-se que o limite de operação deve ficar entre os valores previstos pelos modelos acima, isto é, o modelo de início de ebulição (ebulição incipiente) e o modelo do fluxo de calor crítico. Assim, um modelo mais elaborado, que leve em conta a interrelação entre a população de bolhas e a porosidade, deveria ser desenvolvido para prever analiticamente este limite de operação do "heat pipe".

### 2.2.3 Limite Sônico

O limite sônico pode ser definido na condição em que o vapor atinge a velocidade do som na secção final do evaporador. Para a avaliação do valor do fluxo axial de calor que define o limite sônico serão utilizadas as hipóteses de que o escoamento de vapor é unidimensional reversível, que não existem variações de energia potencial, que a velocidade radial do vapor na entrada do V.C. é muito pequena e que o vapor se comporta como um gás perfeito com calores específicos constantes. Estas hipóteses são razoáveis porque o limite sônico geralmente ocorre quando o "heat pipe" opera com um escoamento de vapor que apresenta baixa densidade e alta velocidade.

A equação de estado para um gás perfeito é da seguinte forma:

$$\frac{p_{v,o}}{\rho_{v,o} T_{v,o}} = \frac{p_{v,e}}{\rho_{v,e} T_{v,e}} \quad (35)$$

onde

$p_v$  pressão do vapor

$\rho_v$  densidade do vapor

$T_v$  temperatura do vapor

e os sub-índices adicionais se referem as seguintes condições

o estagnação

e estática

Já as equações da primeira lei da Termodinâmica e a da conservação da quantidade de movimento para um volume de controle cuja fronteira é definida pela superfície do duto de vapor e com comprimento variável são do seguinte modo:

$$\frac{T_{v,o}}{T_{v,e}} = 1 + \frac{v_v^2}{2c_{pv} T_{v,e}} = 1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} Ma_v^2 \quad (36)$$

e

$$\frac{p_{v,o}}{p_{v,e}} = 1 + \frac{\rho_v v_v^2}{p_{v,e}} = 1 + \gamma_v Ma_v^2 \quad (37)$$

onde

$T_v$  temperatura do vapor

$v_v$  velocidade do vapor

$c_{pv}$  calor específico a pressão constante do vapor

$\gamma_v$  razão entre os calores específicos para o vapor

$p_v$  pressão do vapor  
 $\rho_v$  densidade do vapor  
 $Ma_v$  número de Mach

e os sub-índices adicionais se referem as seguintes condições

o estagnação  
 e estática

Segundo a definição proposta para o limite sônico, o fluxo axial de calor que define este limite é dado por:

$$\dot{Q}_{\max,s} = \rho_v A_v h_{\ell v,o} V_{v,som} = \rho_v A_v h_{\ell v,o} \sqrt{\gamma_v R_v T_{v,e}^*} \quad (38)$$

onde

$\rho_v$  densidade do vapor  
 $A_v$  área da secção transversal do duto de vapor  
 $h_{\ell v,o}$  entalpia específica de vaporização  
 $V_{v,som}$  velocidade do som no vapor  
 $\gamma_v$  razão entre os calores específicos para o gás  
 $R_v$  constante universal dos gases particularizado ao vapor que escoo no duto  
 $T_{v,e}^*$  temperatura do vapor na secção transversal final do evaporador

e os sub-índices adicionais se referem as seguintes condições

o estagnação  
 e estática

Utilizando as equações (35), (36), (37) e (38) pode-se chegar a uma expressão mais conveniente que quantifica o fluxo axial de calor que define o limite sônico. Esta é mostrada a seguir:

$$\dot{Q}_{\max,s} = A_v \rho_{v,o} h_{\ell v,o} \left| \frac{\gamma_v R_v T_{v,o}}{2(\gamma_v + 1)} \right|^{1/2} \quad (39)$$

onde

$\dot{Q}_{\max,s}$	fluxo de calor axial máximo que define o limite sônico
$A_v$	área da secção transversal do duto de vapor
$\rho_v$	densidade do vapor
$h_{\ell v,o}$	entalpia específica de vaporização
$\gamma_v$	razão entre os calores específicos para o gás
$R_v$	constante universal dos gases particularizado ao vapor que escoar no duto
$T_v$	temperatura do vapor

e o sub-índice adicional, o , se refere a condição de estagnação.

#### 2.2.4 Limite de Arrastamento

O limite de arrastamento pode ser associado a condição de operação na qual a velocidade do vapor é suficientemente alta para arrancar gotas de líquido da superfície interna do canal capilar. Kemme citado por Winter [4] propôs, a partir de resultados experimentais, que a possibilidade deste fenômeno acontecer se torna significativa quando o número de Weber definido do modo a seguir é unitário

$$We(z) = \frac{\rho_v(z) v_v(z)^2 t}{\sigma}$$

onde

- $\rho_v(z)$  densidade do vapor na secção transversal de coordenada axial  $z$
- $\bar{V}_v(z)$  velocidade média do vapor na secção transversal de coordenada axial  $z$
- $\sigma$  tensão superficial
- $t$  dimensão característica associada aos poros do canal capilar

Como a velocidade máxima do escoamento de vapor ocorre na zona adiabática, utilizando a proposição de Kemme e a equação (24), pode-se quantificar o fluxo axial de calor - que define o limite de arrastamento pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_{\max,a} = A_v h_{\ell v}^* \left( \frac{\sigma \rho_{v,a}}{t} \right)^{1/2} \quad (40)$$

onde

- $\dot{Q}_{\max,a}$  fluxo de calor axial máximo que define o limite de arrastamento
- $A_v$  área da secção transversal do duto de vapor
- $h_{\ell v}^*$  entalpia específica de vaporização na temperatura do vapor que escoar no duto
- $\sigma$  tensão superficial
- $\rho_{v,a}$  densidade do vapor na zona adiabática
- $t$  dimensão característica associada aos poros do canal capilar

### 2.2.5 Sumário do Modelo Matemático

Para as condições de contorno térmicas propostas no conjunto de equações (26) ou seja a transferência de calor no evaporador e no condensador ocorre com fluxos específicos constantes, as equações que definem os limites de operação, de acordo com o modelo utilizado, serão:

- limite capilar (no caso específico que o escoamento de vapor é laminar e incompressível)

$$\dot{Q}_{\max,c} = \left| \frac{2\sigma \cos\theta}{r_o} - \rho_l g l \cos\alpha \right| \left| \frac{l_e}{2} + l_a + \frac{l_c}{2} \right|^{-1} \left| \frac{\mu_l}{K A_w \rho_l h_{lv}^*} + \frac{8 \mu_v}{r_v^2 A_v \rho_v h_{lv}^*} \right|^{-1} \quad (32)$$

- limite de nucleação

$$\dot{\phi}_{r,crit} = 0,012 \rho_v h_{lv} \left( \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right)^{0,6} \quad (34)$$

- limite sônico

$$\dot{Q}_{\max,s} = A_v \rho_{v,o} h_{lv,o} \left| \frac{\gamma_v R_v T_{v,o}}{2(\gamma_v + 1)} \right|^{1/2} \quad (39)$$

- limite de arrastamento

$$\dot{Q}_{\max,a} = A_v h_{lv}^* \left( \frac{\sigma \rho_{v,a}}{t} \right)^{1/2} \quad (40)$$

### III. PROJETO E CONSTRUÇÃO DO "HEAT PIPE"

#### 3.1 Considerações Básicas

Apresenta-se a seguir o projeto e a execução de um "heat pipe" para operar em temperaturas moderadas. Diz-se que um "heat pipe" opera numa temperatura moderada quando funciona num intervalo de temperatura entre  $80^{\circ}\text{C}$  e  $250^{\circ}\text{C}$ . Esta faixa é interessante pois existem várias possibilidades de aplicação - destes equipamentos em processos industriais.

Para o projeto do "heat pipe" foram utilizadas as condições térmicas de contorno descritas pelo conjunto de equações (26) e as equações (32) ou outra similar compatível com as condições de escoamento do vapor, (34), (39) e (40) que definem respectivamente os limites capilar, de nucleação, sônico e de arrastamento.

A escolha do fluido de trabalho e dos materiais - que constituem o canal capilar e o vaso contentor devem satisfazer alguns requisitos importantes. O primeiro requisito é que a interação do fluido de trabalho com estes materiais não prejudique a operação do "heat pipe" devido a danos nos materiais que constituem o canal capilar e/ou o vaso contentor, reduzindo a vazão de líquido ou alterando as propriedades do fluido de trabalho. Além disso é desejável que a fase líquida do fluido de trabalho molhe o sólido que compõe o canal capilar para que se obtenha um bombeamento capilar satisfatório.

Outros pré-requisitos para os materiais sólidos utilizados na construção do meio poroso e do vaso contentor são que a condutibilidade térmica e a resistência mecânica devem apresentar valores razoavelmente altos. Utilizar um meio poroso formado por material sólido com alta condutibilidade térmica, rigidamente ligado a um vaso contentor que apresente uma pequena espessura de parede mas que seja estável segundo a norma técni-

ca utilizada em projetos de vasos de pressão, significa que os gradientes radiais de temperatura no evaporador e no condensador serão menores que aqueles que ocorreriam se fossem utilizados materiais menos resistentes e com menor valor de condutibilidade térmica.

Os pré-requisitos principais para o fluído de trabalho são que os valores da viscosidade cinemática e da densidade da fase líquida do fluído sejam baixos para que a perda total de pressão no escoamento de líquido seja pequena e que os valores da tensão superficial e da entalpia de vaporização sejam altos para que se tenha um bombeamento capilar razoável e um alto fluxo axial de calor. É claro que alguns desses pré-requisitos para as propriedades do fluído de trabalho podem ser conflitantes, em algumas situações, tornando-se necessário estabelecer um critério de escolha para o fluído de trabalho.

### 3.2 Escolha dos Materiais, Características de Projeto e Operacionais do "Heat Pipe".

Para a faixa de temperatura de operação proposta os fluídos que mais se adaptariam são a água, metanol, o etanol, um fluído térmico (mistura eutética de difenil com óxido de difenil) e o Flutec PP9. Foi escolhida a água pelos seguintes motivos:

- os valores das entalpias de vaporização e de tensão superficial, nas diversas temperaturas de operação, são bastante superiores aos dos outros fluídos considerando-se as mesmas temperaturas na comparação. As outras propriedades como a viscosidade cinemática e a densidade da fase líquida são da mesma ordem de grandeza, mas mesmo que outro fluído apresente um valor mais adequado de uma dessas propriedades, o efeito dos altos valores da entalpia de vaporização e da tensão superficial sobre o comportamento do "heat pipe" compensam esta di-

erência. Esta escolha foi corroborada utilizando o método apresentado por Dunn e Reay [16]. Este método consiste na análise do número de mérito dos diversos fluídos e para uma dada temperatura de operação, o melhor fluído que pode ser utilizado é aquele que apresenta o maior número de mérito, que é definido do seguinte modo:

$$M = \frac{\rho_{\ell} \sigma h_{\ell v}}{\mu_{\ell}}$$

onde

M número de mérito

$\rho_{\ell}$  densidade do líquido

$\sigma$  tensão superficial

$h_{\ell v}$  entalpia específica de vaporização

$\mu_{\ell}$  viscosidade do líquido

- é bastante fácil encontrar água com alto grau de pureza e esta é bastante estável quanto ao seu comportamento em alta temperatura.

A partir da definição do fluído de trabalho que seria utilizado foram escolhidos os materiais com os quais seria construído o "heat pipe". Para a manufatura do vaso contido foi escolhido o cobre porque apresenta alta condutibilidade térmica, é compatível com o fluído de trabalho escolhido, apesar de apresentar uma baixa tensão de ruptura por tração. Para a confecção do canal capilar foram utilizadas telas de malha fabricadas em bronze. Esta última escolha foi baseada no fato de que as malhas estão disponíveis no mercado em diversas aberturas e que a combinação água-cobre-bronze já foi utilizada anteriormente em "heat pipes", como pode ser visto em - Dunn e Reay [16].

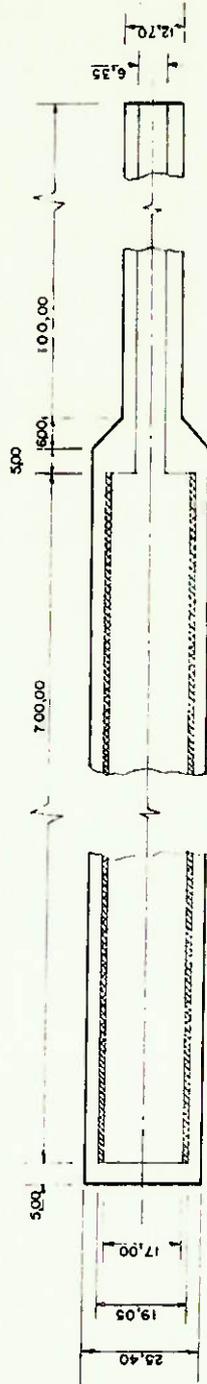


Fig. 15 - Heat Pipe Projetado (todas as medidas em mm)

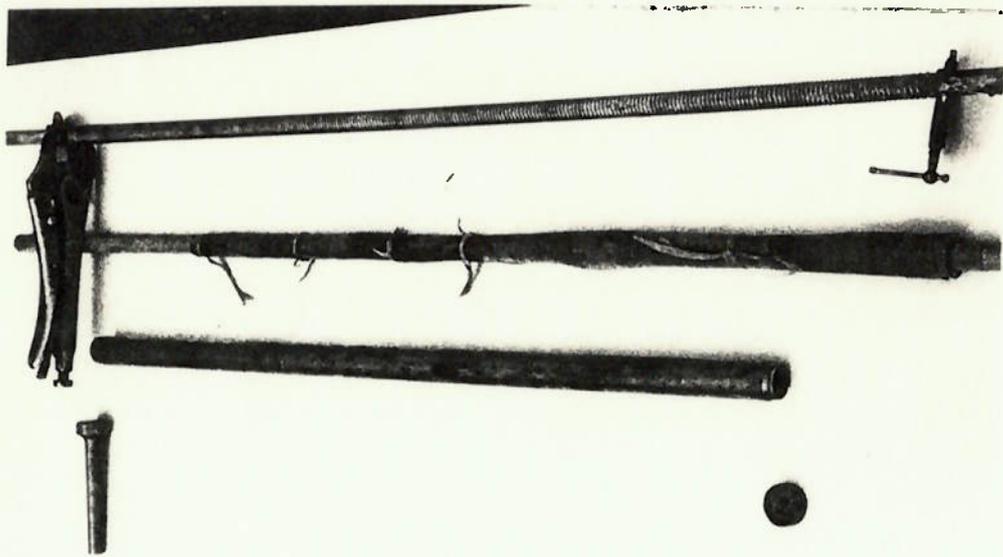


Fig.15A - Componentes do "Heat Pipe"

O "heat pipe" projetado (Figs. 15 e 15A) tem formato cilíndrico, diâmetro externo de 25,4 mm e comprimento total de 700mm que foi dividido em três seções bem definidas, ou seja, o evaporador com 100mm, e seção adiabática com 500mm e o condensador com 100mm. A integridade do vaso contentor foi verificada segundo a norma ASME [21] e é seguro na faixa de temperatura de operação proposta. O meio poroso é constituído por telas de malha quadrada enroladas e pressionadas sobre a superfície interna do vaso contentor pela ação de uma mola de torção construída a partir de um fio de liga níquel-cromo. A função desta mola é diminuir a resistência térmica de contato entre o material que constitui o meio poroso e a superfície interna do vaso contentor e deste modo minimizando o gradiente radial de temperatura no evaporador e no condensador. Foram utilizados dois tipos de telas, uma com abertura de 0,140 mm, diâmetro do fio de 0,114mm (Mesh 100) e outra com abertura de 0,065 mm e diâmetro do fio de 0,062mm (Mesh 200). A tela de menor abertura foi colocada sobre a outra na superfície interna do canal capilar na região do evaporador. Isto foi feito para se obter um aumento da pressão de bombeamento capilar sem que ocorresse um aumento significativo da perda de pressão total no escoamento de líquido no canal capilar. A avaliação do raio de curvatura mínimo do menisco foi feita de acordo com Dunn e Reay [16] e é igual a  $6,35 \times 10^{-5}$  m. O diâmetro externo do canal capilar é 19,05mm, o interno é 17,00mm e a permeabilidade do meio poroso que constitui o canal capilar foi estimada em  $2,38 \times 10^{-10}$  m<sup>2</sup> a partir da equação modificada de Blake-Kozeny apresentada por Chi [17] e específica para meios porosos constituídos por telas de malha quadrada.

Para garantir a estanquidade do "heat pipe" foi instalada na sua extremidade uma válvula utilizada normalmente em circuitos de vácuo e construída em aço inoxidável do tipo AISI 347. Geralmente não é indicada a utilização de aços inoxidáveis em "heat pipes" que operam com água mas Dunn e Reay [16] descrevem as experiências de compatibilidade de materiais rea-

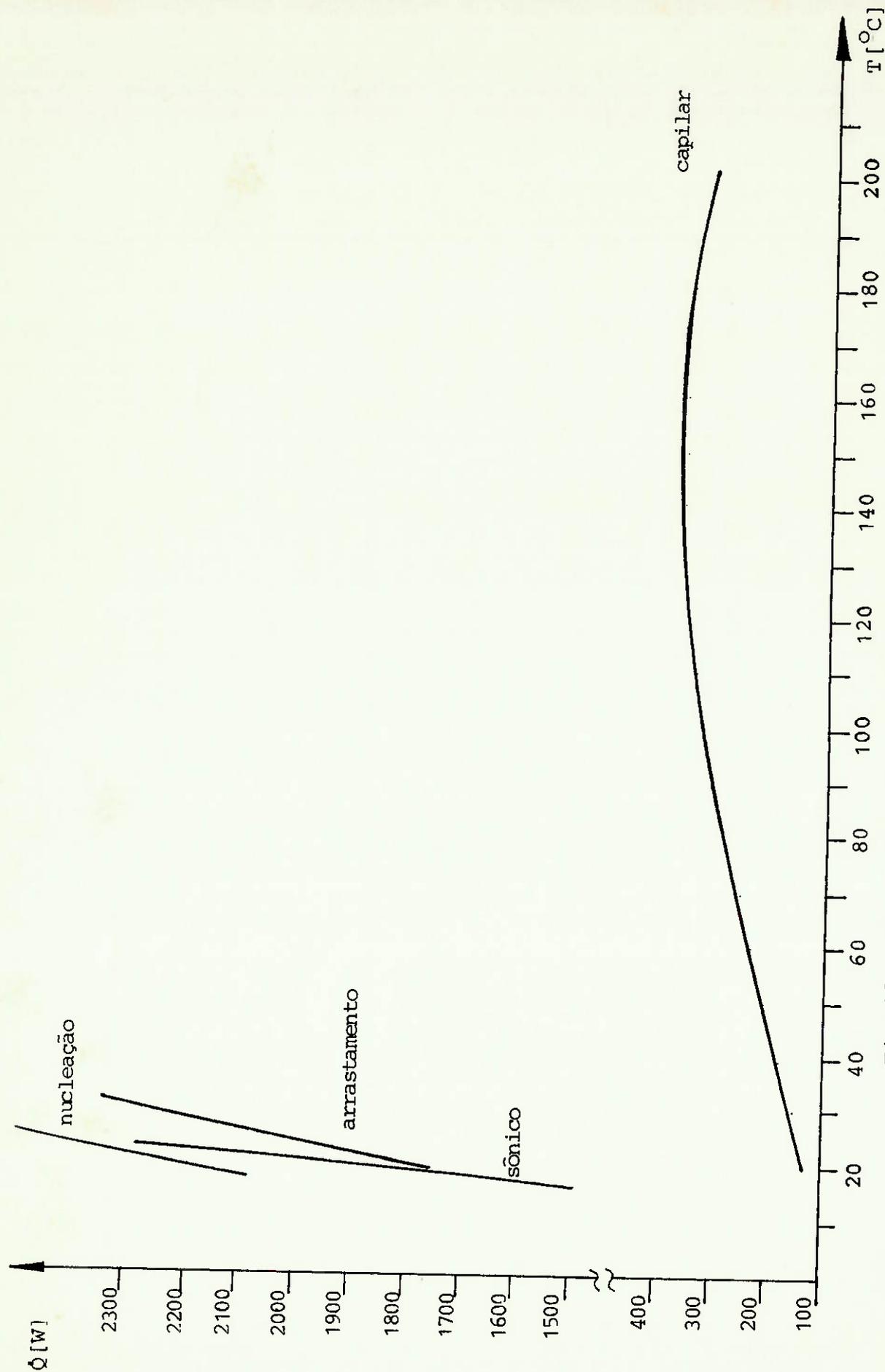
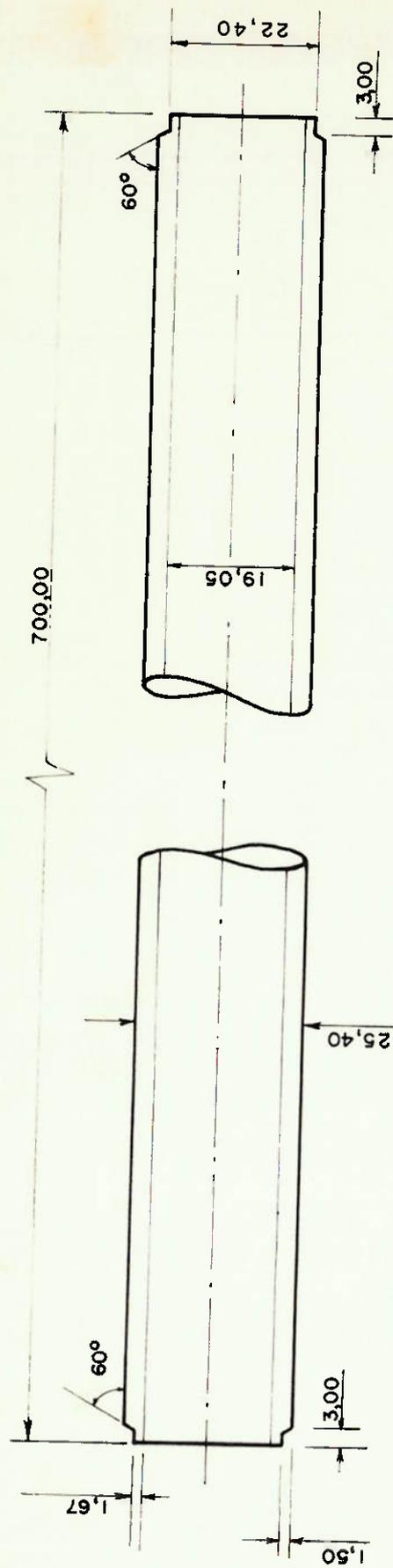
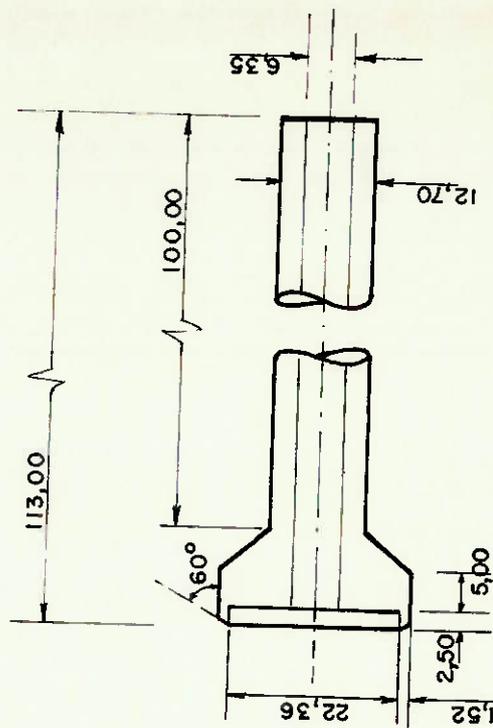


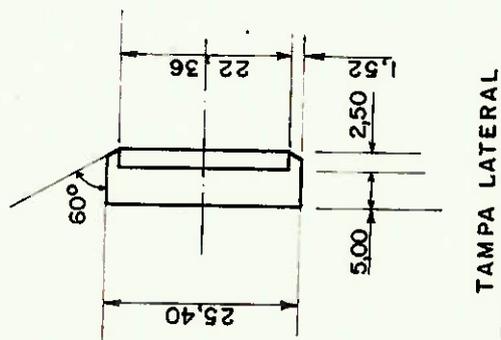
Fig.16 - Limites de Operação do "Heat Pipe" (operação na horizontal)



CORPO DO VASO CONTENTOR



TAMPA DE ALIMENTAÇÃO



TAMPA LATERAL

Fig.17 - Componentes do "Heat Pipe" Projetado ( todas as medidas em mm e escala 1:1)

lizadas pela Hughes Aircraft Company nas quais não se observam qualquer interação da água com este tipo de aço. O "heat pipe" não foi selado por deformação e solda da extremidade da tampa de alimentação para permitir a utilização do equipamento com outros fluídos de trabalho e também a sua modificação para operar como um "heat pipe" controlado.

Os limites de operação do "heat pipe" projetado, funcionando na horizontal estão mostrados na Fig.16. O resultado é o típico dos "heat pipes" que operam com água, ou seja, o limite mais importante é o capilar e os outros apresentam uma ordem de grandeza a mais que aquele do capilar. O limite capilar máximo deste "heat pipe", operando na horizontal, se dá e aproximadamente  $160^{\circ}\text{C}$  e o fluxo de calor axial calculado nestas condições é igual a 364 W.

### 3.3 Construção do "Heat Pipe"

O primeiro passo na construção do "heat pipe" foi a usinagem do corpo do vaso contentor a partir de um tubo de cobre e das tampas de alimentação e lateral a partir de um tarugo de cobre. As dimensões destes componentes estão mostrados na Fig.17. Após o término destas operações foram cortadas as telas de bronze nas medidas convenientes, ou seja, a de 100 Mesh com 700mm de largura por 285mm de comprimento e a de 200 Mesh com 110mm de largura por 105mm de comprimento.

Como a presença de contaminantes sólidos e líquidos nos componentes do "heat pipe" é prejudicial ao seu funcionamento e geralmente diminuem sobremaneira sua vida útil, foi utilizado o método de limpeza proposto por Chi [17], ou seja, a desoxidação de superfícies. O método é constituído das seguintes operações:

- Desengraxamento; feito num banho agitado com duração de 30 minutos em tricloroetano a temperatura ambiente. Após o banho é realizada a lavagem das peças com tricloroetano

também a temperatura ambiente.

- Remoção de partículas sólidas; é realizada num banho agitado com duração de 30 minutos numa temperatura de aproximadamente 70°C, com escovamento descontínuo dos componentes, em uma solução aquosa que tem 2% em massa de hidróxido de potássio e 2% em massa de carbonato de potássio. Após o término desta operação é realizada uma lavagem das peças em água destilada por 5 minutos.

- Desoxidação; é realizada num banho agitado com duração de 30 minutos numa solução aquosa que tem 30 kg/m<sup>3</sup> de dicromato de sódio e 4% em volume de ácido sulfúrico a temperatura ambiente. Após decorrido o tempo necessário as peças são lavadas em água destilada por 10 minutos para a remoção dos resíduos.

- Secagem; logo após a última lavagem as peças são secadas em ar filtrado, banhadas em álcool isopropílico anidro e novamente secadas em ar filtrado.

Com os componentes limpos e desoxidados foi então inserido o canal capilar no corpo do vaso contentor. Isto foi feito envolvendo-se a malha de abertura mais fina e posteriormente a de abertura mais grossa em um mandril de madeira revestido com material plástico cirúrgico que tem diâmetro de 15,5mm. Após esta colocação foi inserida a mola de torção com a ajuda de outro mandril idêntico ao primeiro mas com diâmetro de 12,0mm. Foram então colocadas e soldadas, numa máquina do tipo TIG manual, as tampas lateral e de alimentação na qual foi cravada a válvula de estanqueidade. Para garantir a limpeza do "heat pipe" não houve contato manual em qualquer componente após a limpeza e desoxidação destes e depois da soldagem das tampas foi realizada uma nova lavagem interna com álcool isopropílico anidro.

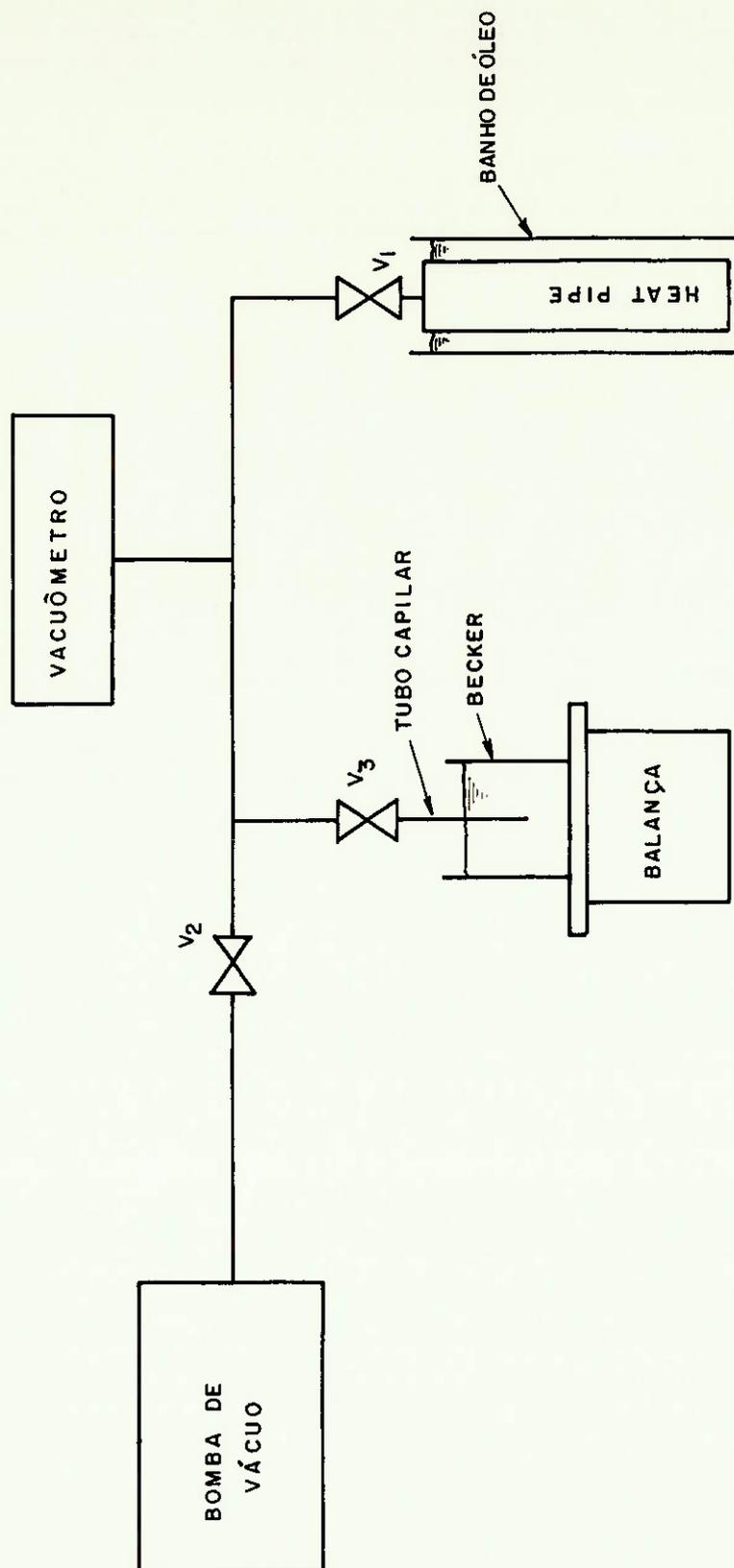


Fig. 18 - Esquema do Circuito para Carregamento do "heat pipe"

A água utilizada para o carregamento do "heat pipe" foi primeiramente filtrada e depois destilada, desmineralizada e degaseificada. A massa utilizada no carregamento foi o suficiente para preencher o meio poroso com líquido saturado, o duto com vapor saturado e considerando a temperatura do fluido de trabalho igual a  $200^{\circ}\text{C}$ .

Para o carregamento do "heat pipe" foi utilizado o circuito mostrado na Fig.18 que é composto por uma bomba de vácuo mecânica de dois estágios, um vacuômetro cujo sensor é um termistor, três válvulas sendo a  $V_1$  e  $V_2$  do tipo esfera e a  $V_3$  do tipo agulha, um béquer graduado, uma balança analítica de pratos, um recipiente para a realização do banho de óleo aquecido e a tubulação que tem diâmetro externo de 12,7mm em todos os ramos menos naquele que liga a válvula de agulha com o reservatório de água que tem diâmetro interno de 0,5mm. Todas as conexões do circuito foram recobertas com silicone para evitar vazamentos. O procedimento utilizado no carregamento do "heat pipe" com água é composto pelas seguintes operações:

- Degaseificação: é realizada mergulhando-se o "heat pipe" num banho de óleo a  $180^{\circ}\text{C}$  durante 30 minutos com o circuito na - mais baixa pressão possível, com as válvulas  $V_1$  e  $V_2$  abertas e  $V_3$  fechada.
- Enchimento do tubo capilar: após o resfriamento do "heat pipe" fecha-se a válvula  $V_1$  e abre-se lentamente a válvula  $V_3$ . Ao notar uma mudança no nível do béquer correspondente a um volume maior que o do tubo capilar fecha-se rapidamente a válvula  $V_3$  e espera-se o restabelecimento da mínima pressão dentro do sistema. Se este não for alcançado é necessário trocar o óleo da bomba de vácuo pois ocorreu contaminação deste por água.
- Enchimento do "heat pipe": primeiramente abre-se a válvula  $V_1$  e fecha-se a válvula  $V_2$ . Após isto abre-se lentamente a válvula  $V_3$  até que entre no sistema a massa suficiente de água. Com a válvula  $V_3$  fechada coloca-se o circuito na vertical para ga

rantir que todo o líquido escoe para o "heat pipe". Fecha-se então a válvula  $V_1$ .

- Selagem do "heat pipe" : tira-se o "heat pipe" da tubulação do circuito pela conexão da válvula  $V_1$ , fecha-se a extremidade com uma tampa e cobre-se todas as folgas da válvula com araldite resistente a alta temperatura.

#### IV - ARRANJO E PROCEDIMENTO EXPERIMENTAIS

##### 4.1- Arranjo Experimental

O arranjo experimental utilizado para avaliar o comportamento do "heat pipe" é formado por:

- Um Variac com potência máxima de 750 W
- Um voltímetro digital de 4 dígitos, fundo de escala igual a 1000 V e precisão mínima de 1%
- Um amperímetro analógico com fundo de escala de 5A e precisão mínima de 5%
- Onze termopares do tipo ferro constantan
- Um seletor para termopares
- Um milivoltímetro digital de 4 dígitos, fundo de escala de 100 mV e precisão mínima de 0,5%
- Um banho termostático.

A Fig.19 mostra um esquema do arranjo utilizado nesta avaliação.

A fonte quente acoplada ao evaporador do "heat pipe" é constituída por um aquecedor elétrico resistivo. Os fios da resistência são construídos com uma liga de níquel cromo e estes foram espiralados e distribuídos uniformemente ao longo do evaporador que primeiramente foi recoberto com uma lâmina de mica com 0,5mm de espessura. A resistência elétrica total do aquecedor utilizado é igual a  $22\Omega$  a  $25^{\circ}\text{C}$ .

Com a finalidade de reduzir o fluxo de calor da resistência para o ambiente, a zona do evaporador foi coberta com uma camada de 125mm de espessura construída em lã de vidro que apresenta condutibilidade térmica de  $0,05 \text{ W/mK}$  a  $25^{\circ}\text{C}$  e recoberta com outra camada de 5mm de amianto com condutibilidade térmica de  $0,17 \text{ W/mK}$  também a  $25^{\circ}\text{C}$ . Para reduzir o fluxo de calor da região adiabática para o ambiente foram utilizadas uma camada de lã de vidro com espessura de 80mm e outra de amianto com 5mm. Os materiais utilizados neste isolamento são os mesmos daqueles utilizados no isolamento térmico da zona do evaporador.

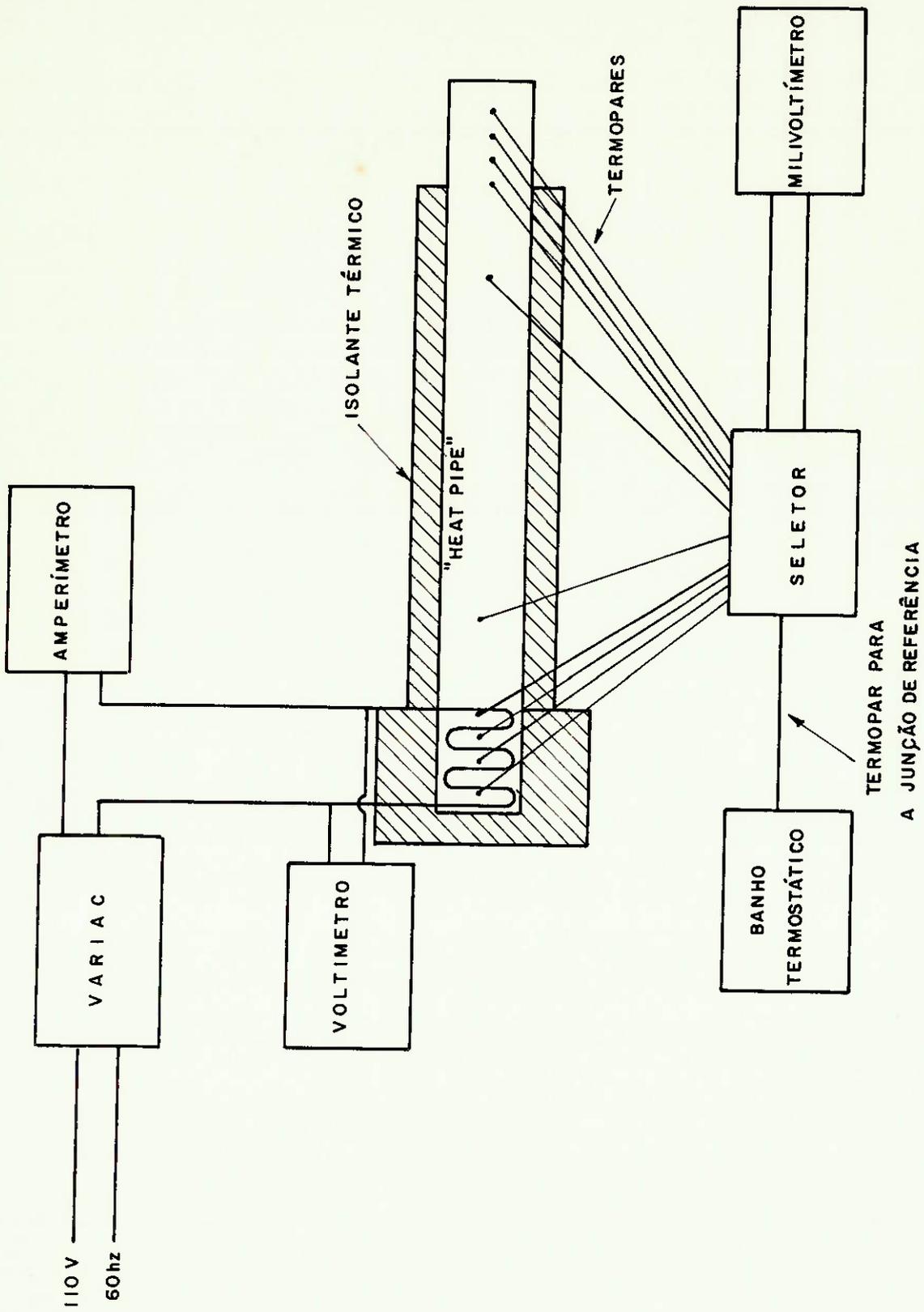


Fig. 19 - Esquema do Arranjo Experimental

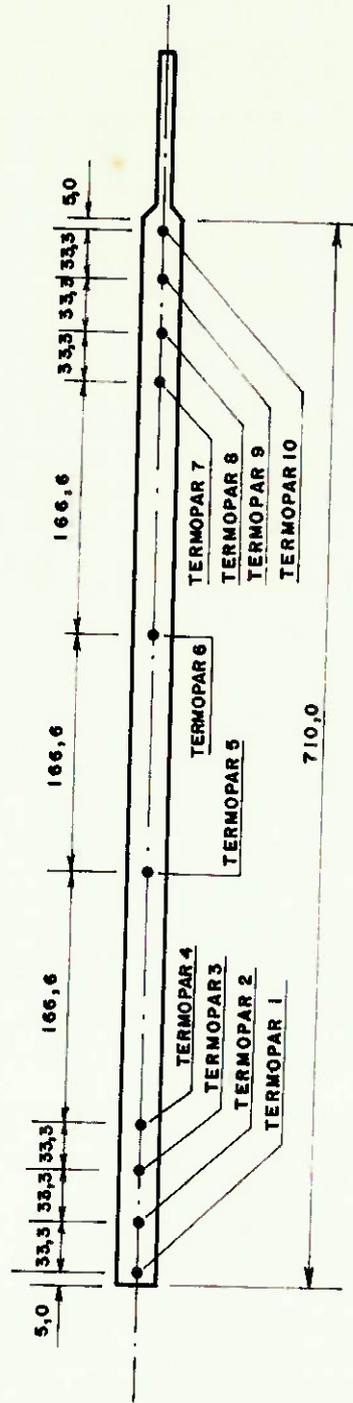


Fig. 20 - Localização dos Termopares na Superfície do "Heat Pipe"  
(todas as medidas em mm e escala 1:5)

A potência dissipada na resistência é fornecida por uma fonte de 110 V e 60 Hz, controlada por um Variac e calculada a partir dos valores da queda de tensão na resistência e da corrente que percorre o circuito medidos, respectivamente, por um voltímetro digital e por um amperímetro analógico.

O condensador do "heat pipe" operou em duas condições: imerso no ar ambiente com o calor sendo transferido ao meio por convecção natural e radiação; e imerso num banho de água aberto a atmosfera onde a transferência de calor se dá principalmente por convecção natural ou por convecção com mudança de fase (ebulição). Para a obtenção do segundo tipo de fonte fria basta instalar no condensador um recipiente de dimensões bem conhecidas, construído em aço e com toda a superfície sólida isolada termicamente do ambiente com uma camada de 95mm de lã de vidro recoberta com uma segunda camada de 5mm de amianto. Os materiais utilizados neste isolamento são idênticos àqueles descritos no isolamento da zona do evaporador.

Para medida das temperaturas superficiais ao longo do "heat pipe" foram utilizados 10 termopares do tipo ferro-constantan, compostos por fios de diâmetro igual a 0,2 mm e distribuídos ao longo do "heat pipe" no modo mostrado na Fig.20. A junção de referência foi imersa em um banho termostático controlado a 0°C, temperatura esta verificada constantemente por um termômetro padrão de mercúrio, e que apresenta uma variação máxima de temperatura de 0,1°C. A diferença de potencial entre a junção instalada na superfície do "heat pipe", escolhida por um seletor especialmente construído para ser utilizado com termopares, e a junção de referência foi medida num milivoltímetro de 4 dígitos que apresenta um erro de leitura máxima igual a 0,5%.

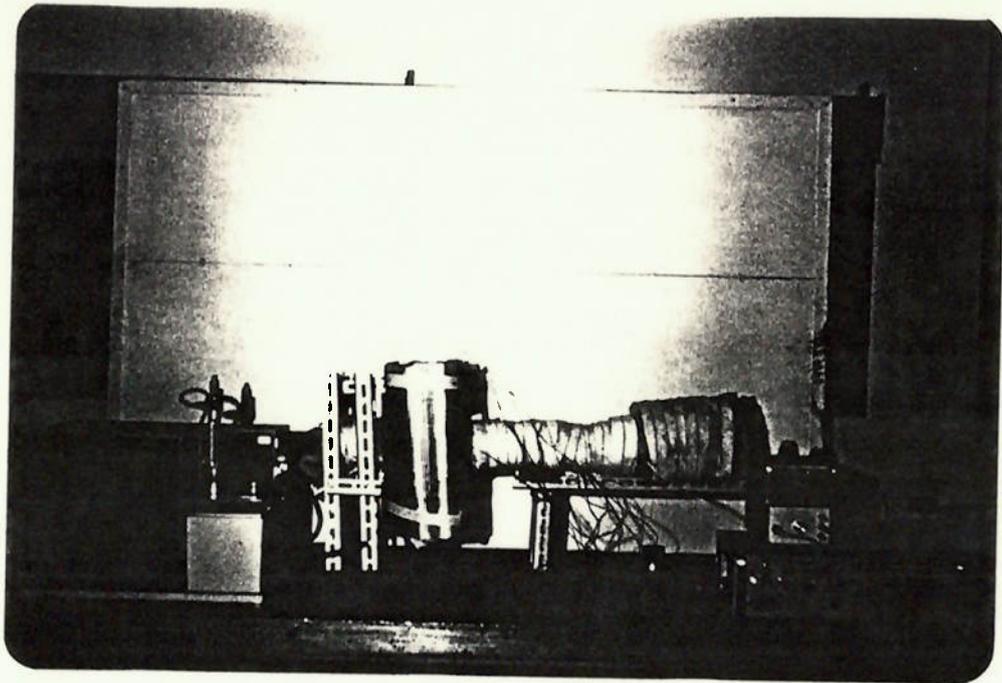


Fig.21 Arranjo Utilizado na Avaliação  
do "Heat Pipe"

A Fig.21 mostra o conjunto do arranjo utilizado na avaliação do "heat pipe".

#### 4.2- Procedimento Experimental

Primeiramente escolhe-se o tipo de fonte fria a ser utilizado e então coloca-se o "heat pipe" na posição horizontal com auxílio de um nível de bolha. Com o sistema de medida de temperatura em funcionamento, seleciona-se a potência a ser dissipada no aquecedor elétrico por meio do controle da diferença de potencial, imposta no aquecedor, pelo Variac. - Após isto espera-se o estabelecimento da operação do "heat pipe" em regime permanente. Se for necessário, ajusta-se novamente a potência dissipada no aquecedor do mesmo modo descrito anteriormente e espera-se novamente o estabelecimento da operação em regime permanente. A condição de operação em regime permanente é alcançada quando a temperatura dos vários pontos, ou seja, a diferença de potencial entre a junção instalada na superfície do "heat pipe" e a junção na temperatura de referência é constante, ou apresenta flutuações da ordem de grandeza do erro de leitura do mili-voltímetro ao longo do tempo.

No aparato utilizado são gastos aproximadamente 70 minutos para atingir uma condição de operação em regime permanente na qual o "heat pipe" apresenta uma temperatura média superficial de  $210^{\circ}\text{C}$  e tem seu condensador imerso no ar ambiente. Este tempo é válido se a temperatura média inicial do aparato for igual a  $25^{\circ}\text{C}$ , a potência dissipada na resistência elétrica for 49 W e é devido à alta capacidade térmica do isolamento que foi utilizado.

A conversão do valor da diferença de potencial gerada entre as junções de referência e a que está instalada na superfície do "heat pipe" em temperatura foi feita utilizando-se a tabela de conversão da ASTM [22].

A avaliação da taxa de transferência de calor, ou seja o fluxo axial de calor nas seções transversais da região adiabática, foi feita através de dois métodos:

- (a) determinação da taxa de transferência de calor baseada na determinação do fluxo de calor que é transferido do conjunto "heat pipe" e aquecedor elétrico, através do isolamento térmico, para o ambiente, e é calculado a partir da temperatura superficial de vários pontos da superfície do isolamento. Tendo o valor deste fluxo, pode-se avaliar a taxa de transferência de calor no "heat pipe" fazendo-se a diferença entre a potência dissipada no aquecedor elétrico e o fluxo calculado.
- (b) determinação do fluxo de calor transferido no condensador para a fonte fria. Quando a fonte fria é o ar ambiente o fluxo de calor transferido no condensador é calculado utilizando coeficientes de transferência de calor por convecção natural obtidos no trabalho de Churchill e Chu [23] e foram admitidos que a superfície do condensador é difusa, cinza, apresenta emissividade igual a 0,5 e que a temperatura do invólucro que envolve o condensador é a do ambiente. Para o segundo tipo de fonte fria, ou seja o banho de água que envolve o condensador, o fluxo de calor transferido no condensador é calculado a partir da taxa de evaporação da água do banho, que é obtida medindo-se a variação do volume da água num intervalo de tempo pré-determinado. Neste caso adiciona-se ao valor do fluxo de calor encontrado o valor do fluxo de calor transferido do banho ao ambiente através das paredes metálicas do recipiente e do isolamento térmico.

Os resultados mostrados no Capítulo V são referentes a condições de operação em regime permanente e apresentam-se os valores das taxas de transferência de calor calculado pelos métodos descritos anteriormente.

## V. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

O "heat pipe" foi testado primeiramente em diversas condições de operação com o condensador exposto ao ambiente, transferindo calor por convecção natural e radiação. Foi observado que a região adiabática, apesar da existência de transferência de calor do "heat pipe" para o ambiente nesta região, apresenta uma temperatura superficial quase uniforme nas diversas condições de operação. Nestes testes foram utilizadas as seguintes potências dissipadas na resistência elétrica: 24, 31, 37, 40 e 49 W. As Figuras 22, 23, 24, 25 e 26 mostram os perfis de temperatura superficiais correspondentes a cada potência dissipada na resistência elétrica além de mostrar os valores dos fluxos de calor transferidos no condensador e também os valores dos fluxos de calor que são transferidos do conjunto "heat pipe" - resistência - elétrica para o ambiente na região adiabática e na região do evaporador.

No caso particular onde a potência dissipada no aquecedor era igual a 49 W foi realizada uma rotação completa do "heat pipe" em torno do seu eixo para verificar se a temperatura era uniforme nas seções transversais. Esta rotação foi completada em 8 passos e em cada um deles registraram-se as temperaturas superficiais do "heat pipe" por 2 horas. Com este procedimento verificou-se que a temperatura superficial é uniforme nas seções transversais do "heat pipe".

Já as Figuras 27, 28, 29, 30 e 31 mostram, para cada potência dissipada no aquecedor, a comparação entre o perfil de temperatura da região adiabática do "heat pipe" e o perfil calculado da temperatura de uma barra cilíndrica maciça de cobre que tem o mesmo comprimento que o da região -

adiabática, mesmo diâmetro que o externo do "heat pipe", com a superfície lateral adiabática, submetida ao mesmo fluxo de calor que é dissipado no condensador e que tem uma extremidade que se encontra numa temperatura idêntica àquela medida pelo termopar instalado na interface da região adiabática com a do condensador. As Figuras mostram também os valores da condutibilidade térmica equivalente do "heat pipe" que é definida como sendo igual ao produto do fluxo de calor dissipado no condensador pelo comprimento da região adiabática dividido pela área transversal do "heat pipe" multiplicada pela diferença das temperaturas superficiais existente entre as secções de interface da região adiabática com o evaporador e com o condensador.

A Figura 32 mostra o perfil da temperatura superficial do "heat pipe" com o condensador exposto a um banho de água a pressão atmosférica. A taxa de evaporação de água medida é igual a 0,381 kilos de vapor por hora, o que significa um fluxo de calor para a água de 239 W. Se adicionarmos a este fluxo aquele devido as perdas para o ambiente através da parede do tanque e isolamentos, encontra-se que o fluxo de calor transferido do "heat pipe" no condensador é igual a 256 W. A potência dissipada no aquecedor neste caso é 280 W.

A Figura 33 mostra a comparação entre os perfis de temperatura na região adiabática do "heat pipe" e de uma barra de cobre cilíndrica submetida ao mesmo critério que foi descrito anteriormente e apresenta-se também o valor da condutibilidade térmica do "heat pipe" nesta situação. Para a realização da comparação dos perfis de temperatura foi feita a hipótese adicional que o cobre não muda de fase, pois na barra "hipotética" é atingido o ponto de fusão.

A Figura 34 mostra a sobreposição das Figuras 22, 23, 24, 25, 26 e 32 e também os valores da condutibili-

dade térmica equivalente e do fluxo de calor transferido no condensador para cada situação.

Os erros experimentais agregados aos resultados obtidos foram estimados por propagação e acredita-se que no máximo são iguais a 15%.

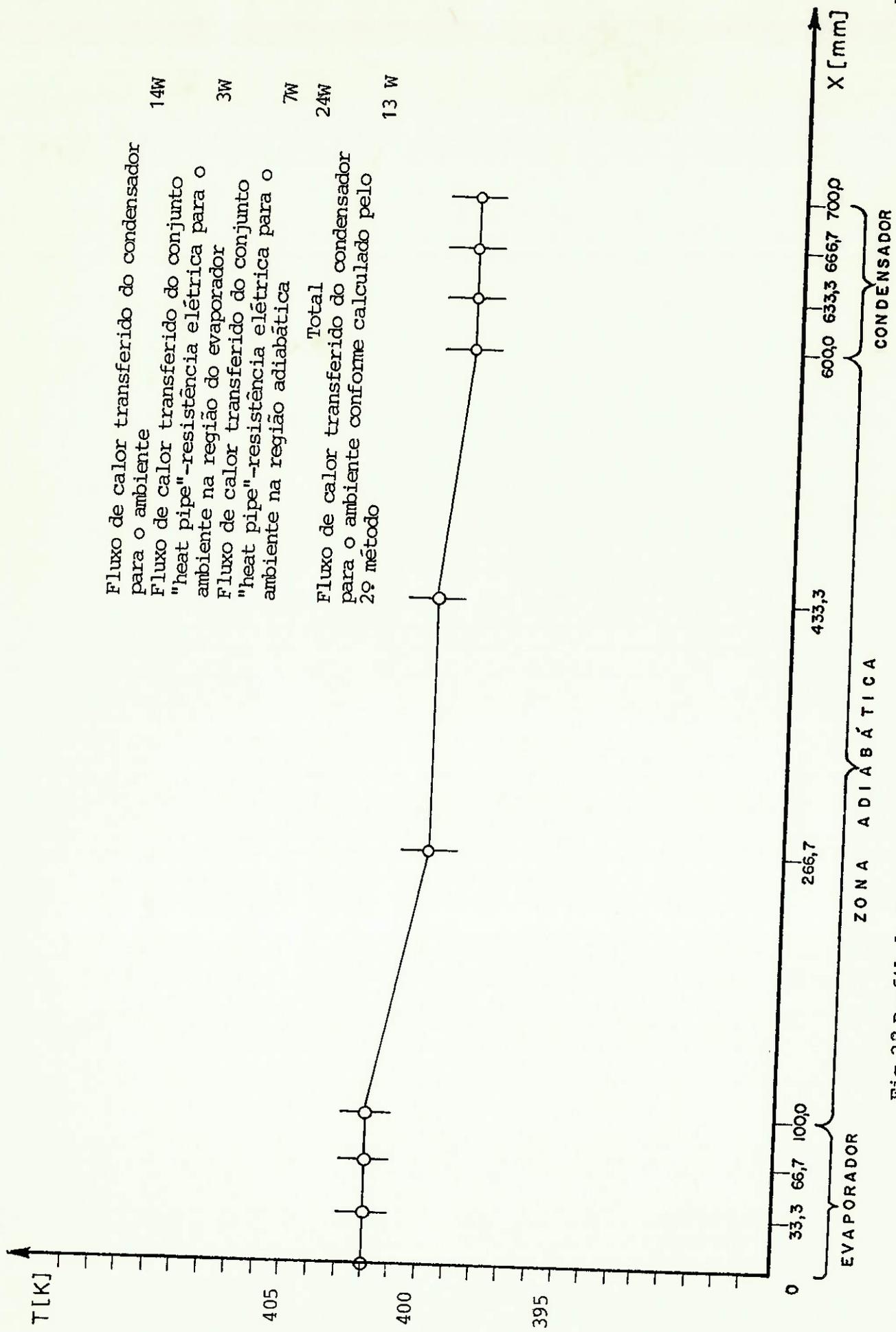


Fig.2.2 Perfil de Temperatura do "Heat Pipe" Correspondente a Dissipação de 24W na Resistência Elétrica. (na abcissa indica-se as posições dos tempopares)

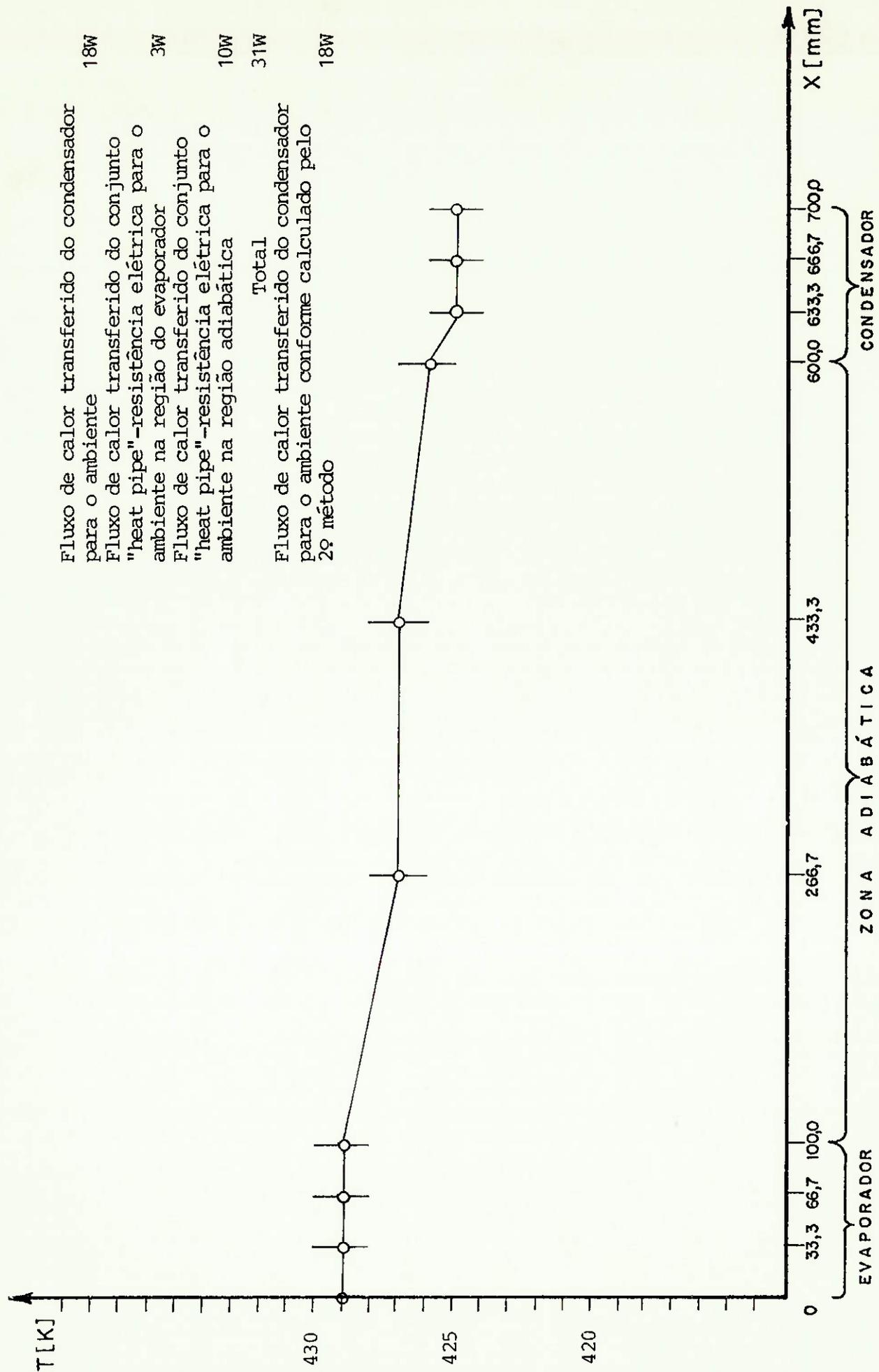


Fig.23 Perfil de Temperatura do "Heat Pipe" Correspondente a Dissipação de 31 W na Resistência Elétrica. (na abcissa indica-se as posições dos termopares)

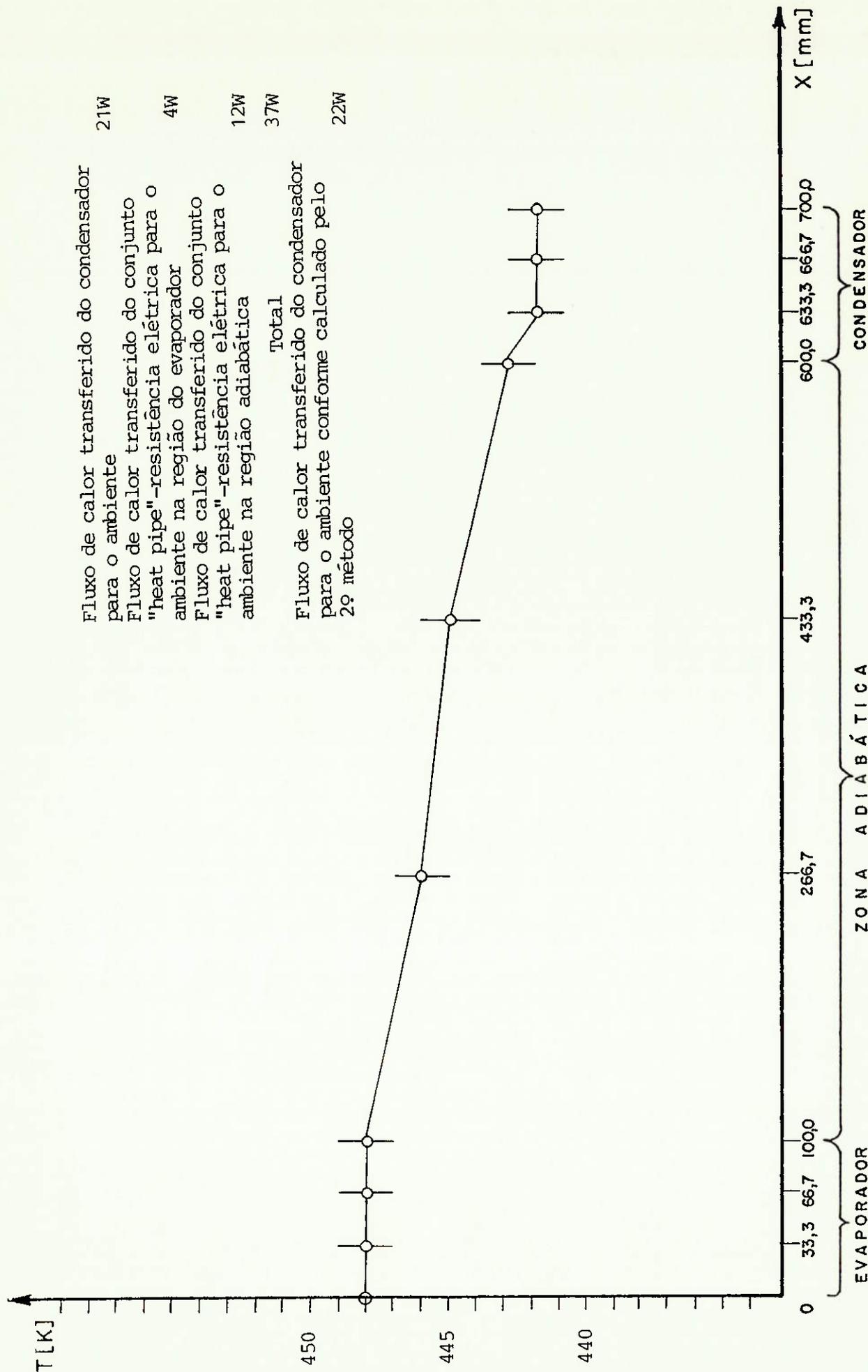


Fig.24 Perfil de Temperatura do "Heat Pipe" Correspondente a Dissipação de 37W na Resistência Elétrica. (na abcissa indica-se as posições dos termopares)

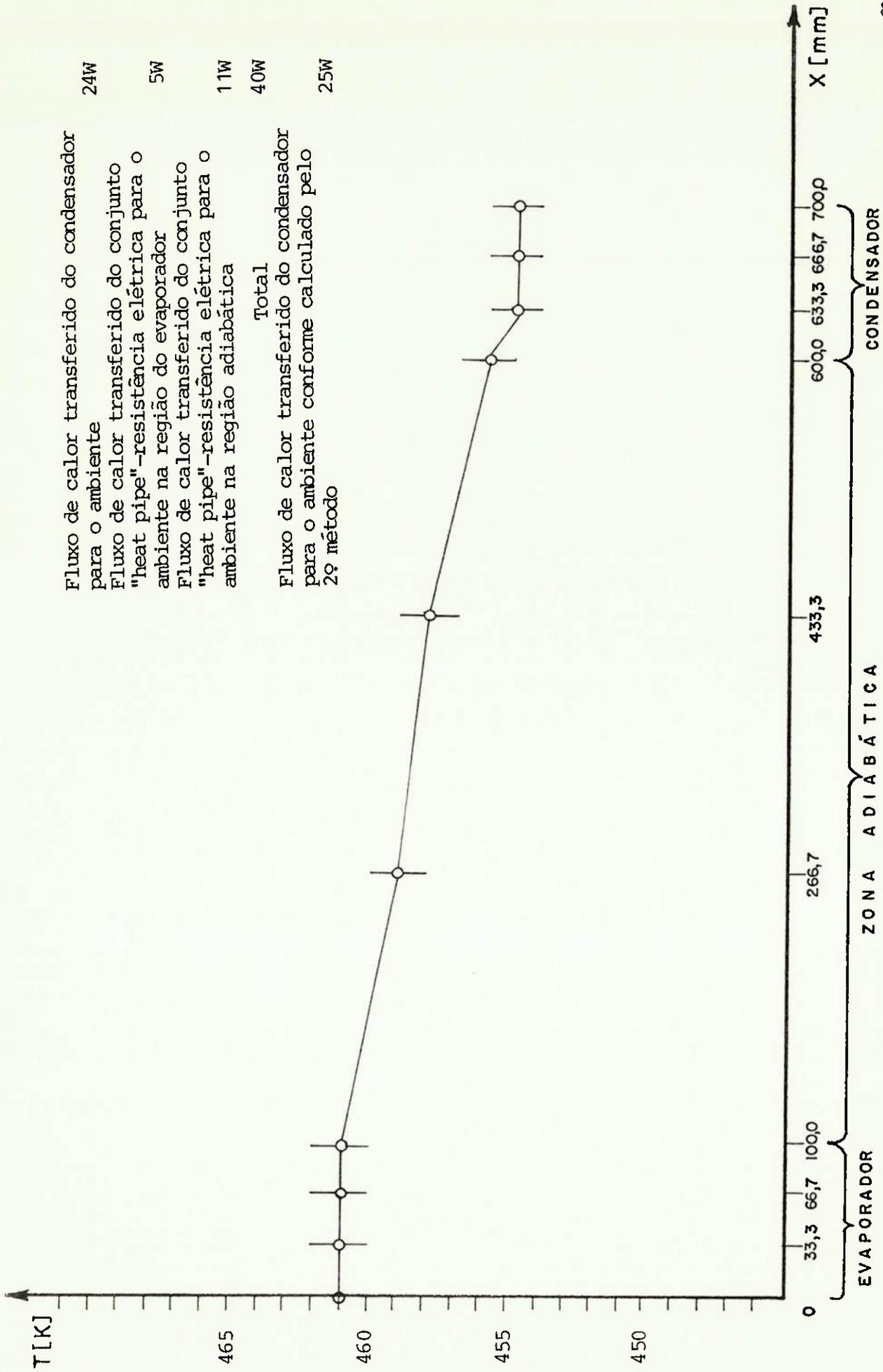


Fig.25 Perfil de Temperatura do "Heat Pipe" Correspondente a Dissipação de 40W na Resistência Elétrica. (na abcissa indica-se as posições dos termopares)

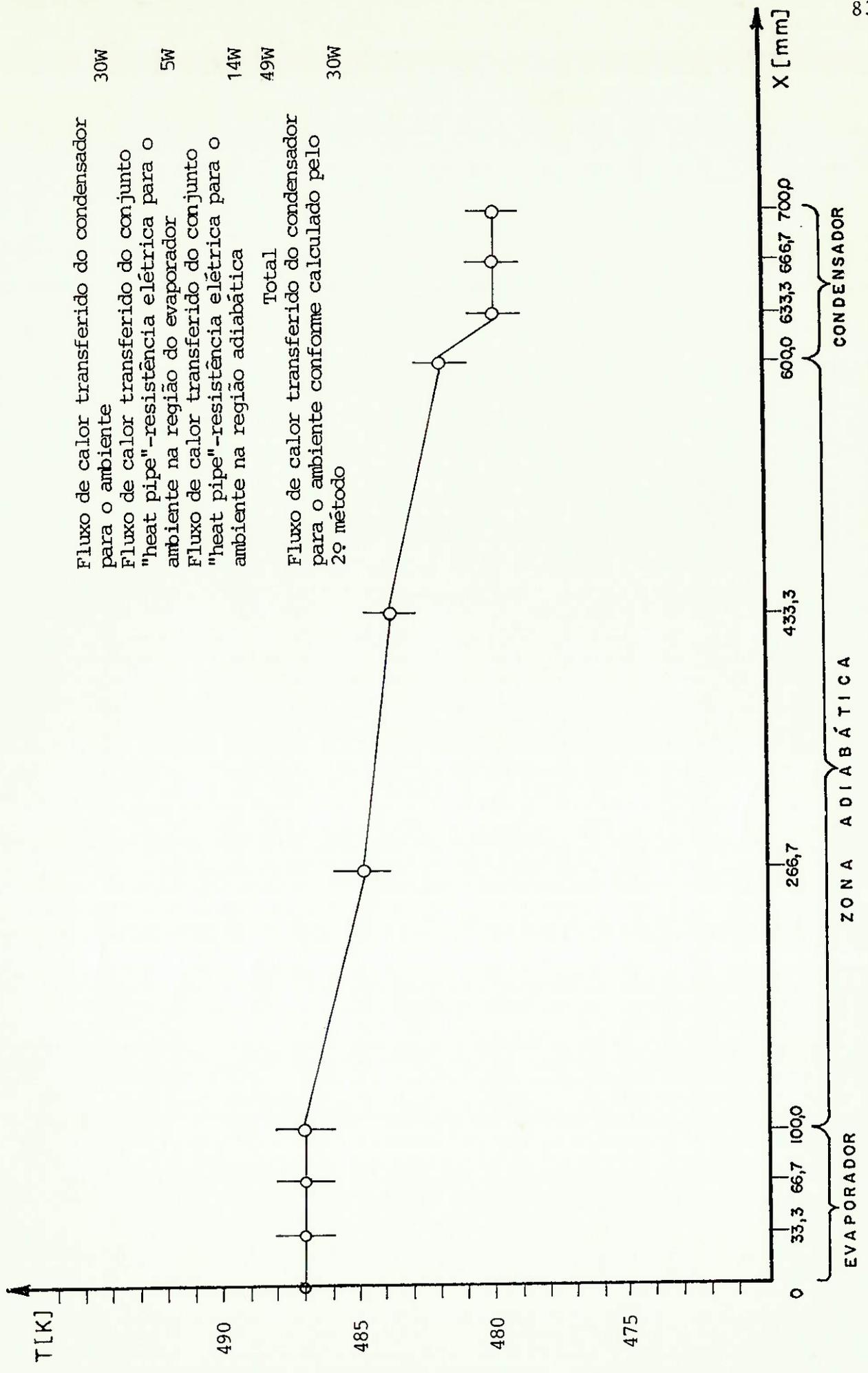


Fig.26 Perfil de Temperatura do "Heat Pipe" Correspondente a Dissipação de 49W na Resistência Elétrica. (na abcissa indica-se as posições dos termopares)

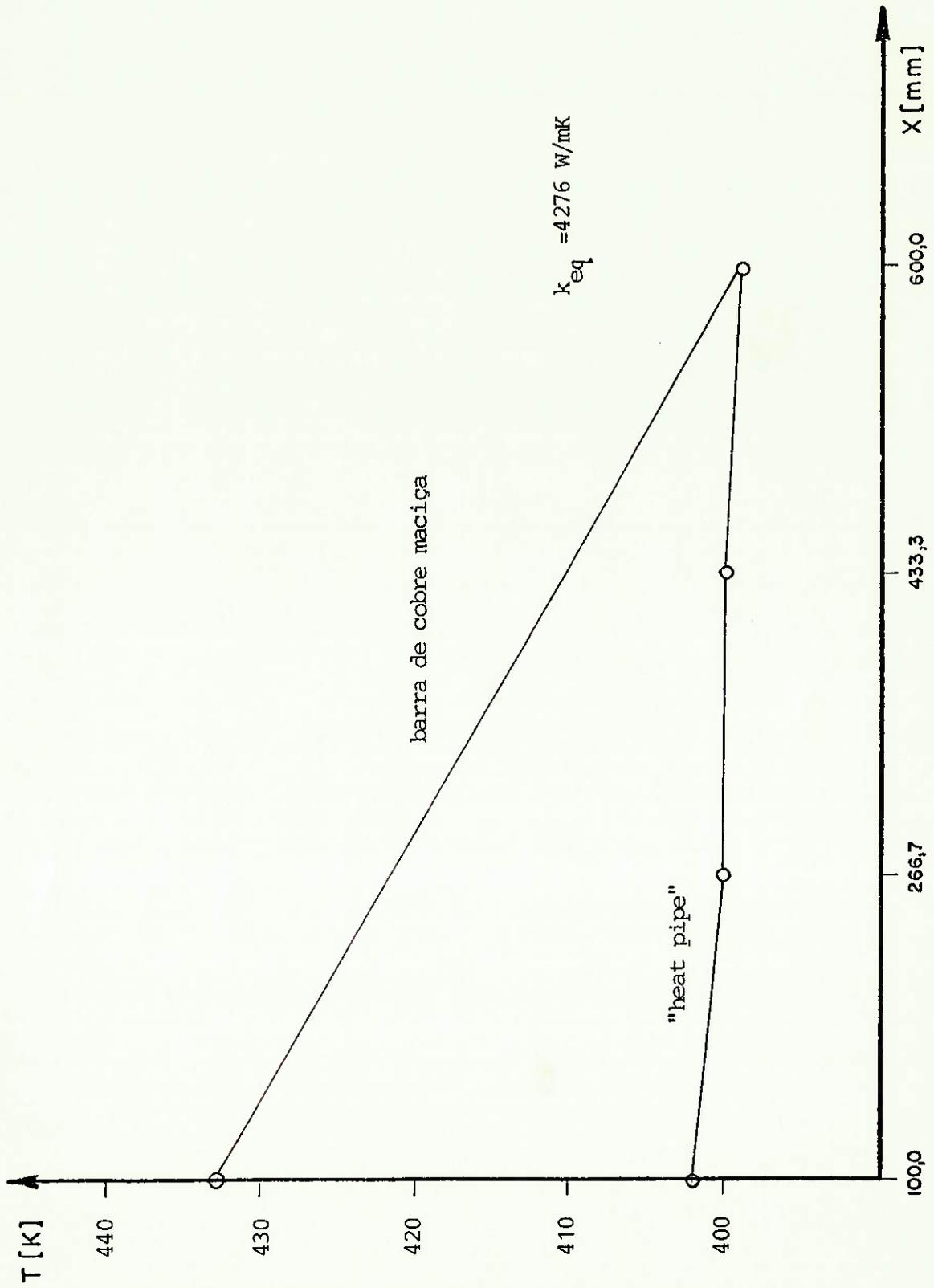


Fig.27 Comparação dos Perfis de Temperatura na Região Adiabática. (A potência dissipada na resistência elétrica é 24W)

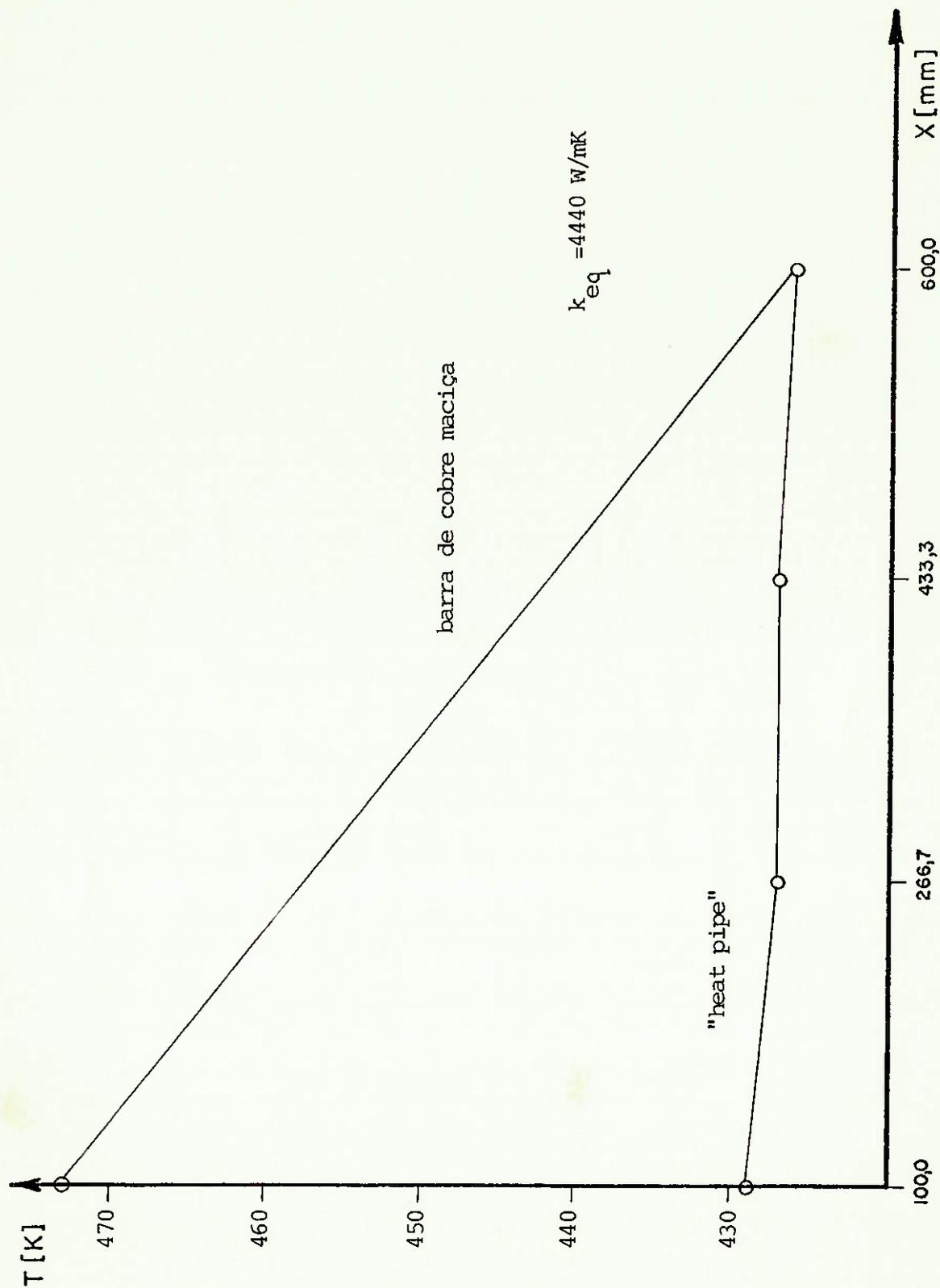


Fig.28 Comparação dos Perfis de Temperatura na Região Adiabática. (A potência dissipada na resistência elétrica é 31W)

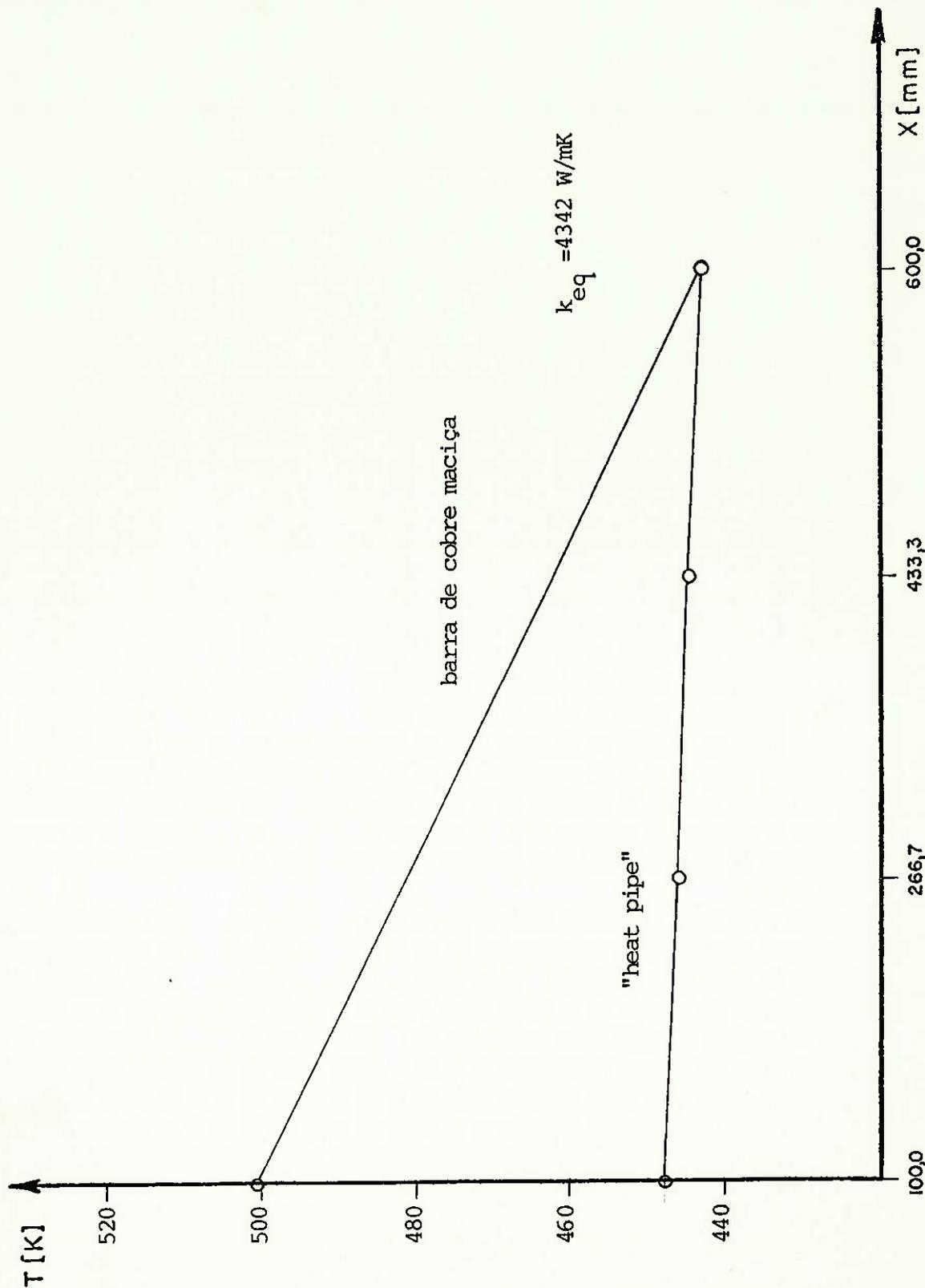


Fig.2.9 Comparação dos Perfis de Temperatura na Região Adiabática. (A potência dissipada na resistência elétrica é 37W)

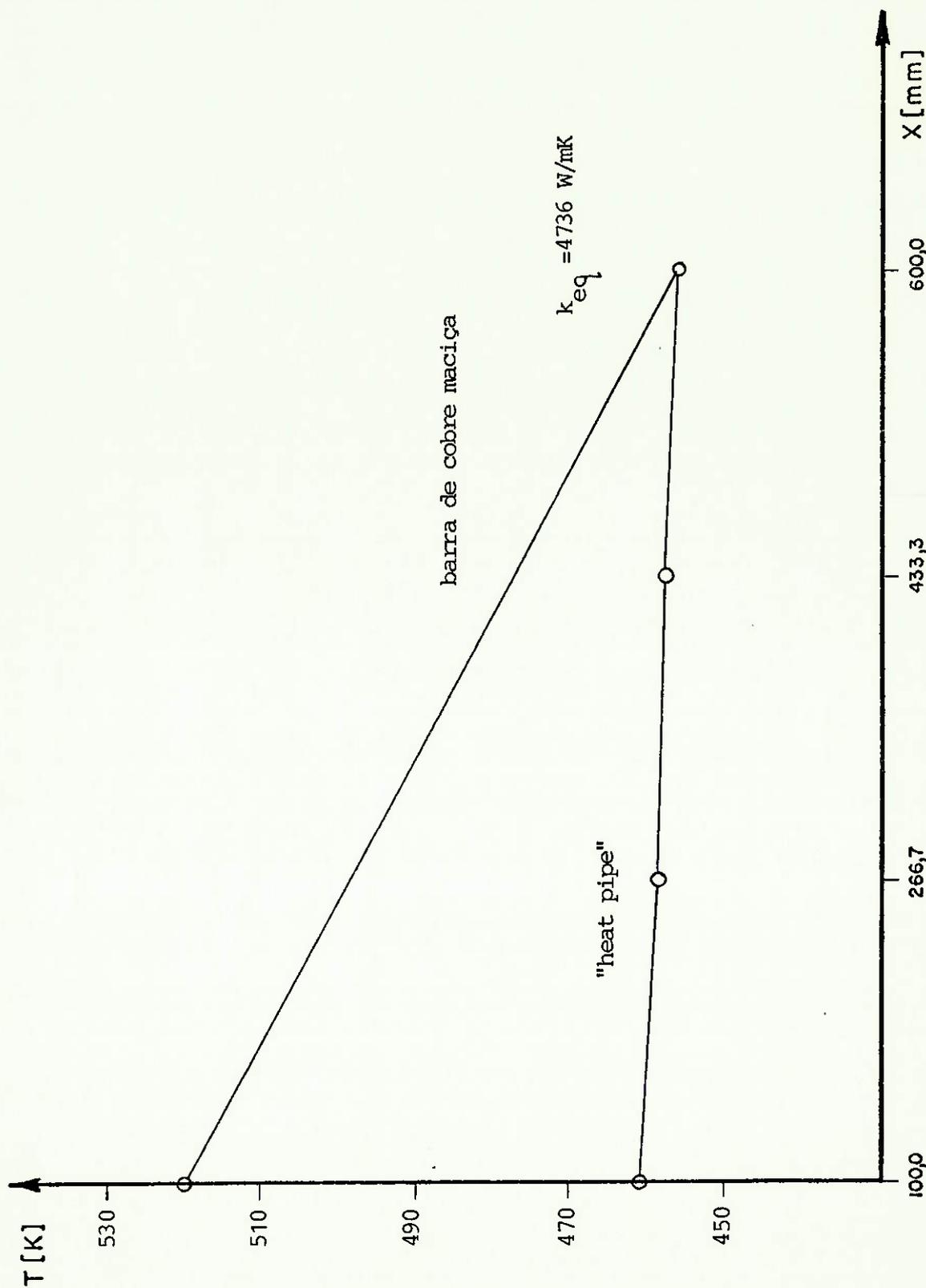


Fig.30 Comparação dos Perfis de Temperatura na Região Adiabática. (A potência dissipada na resistência elétrica é 40W)

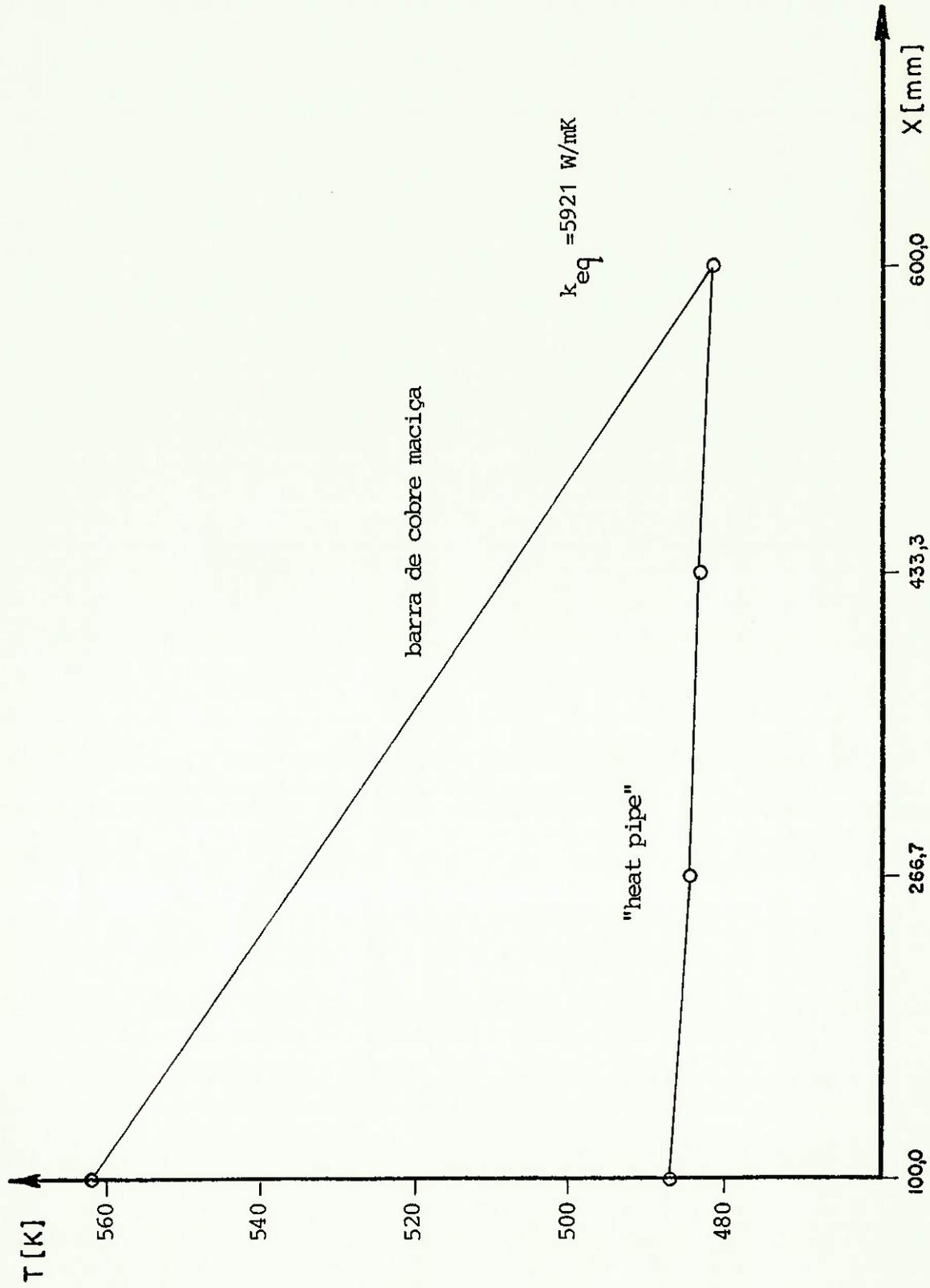
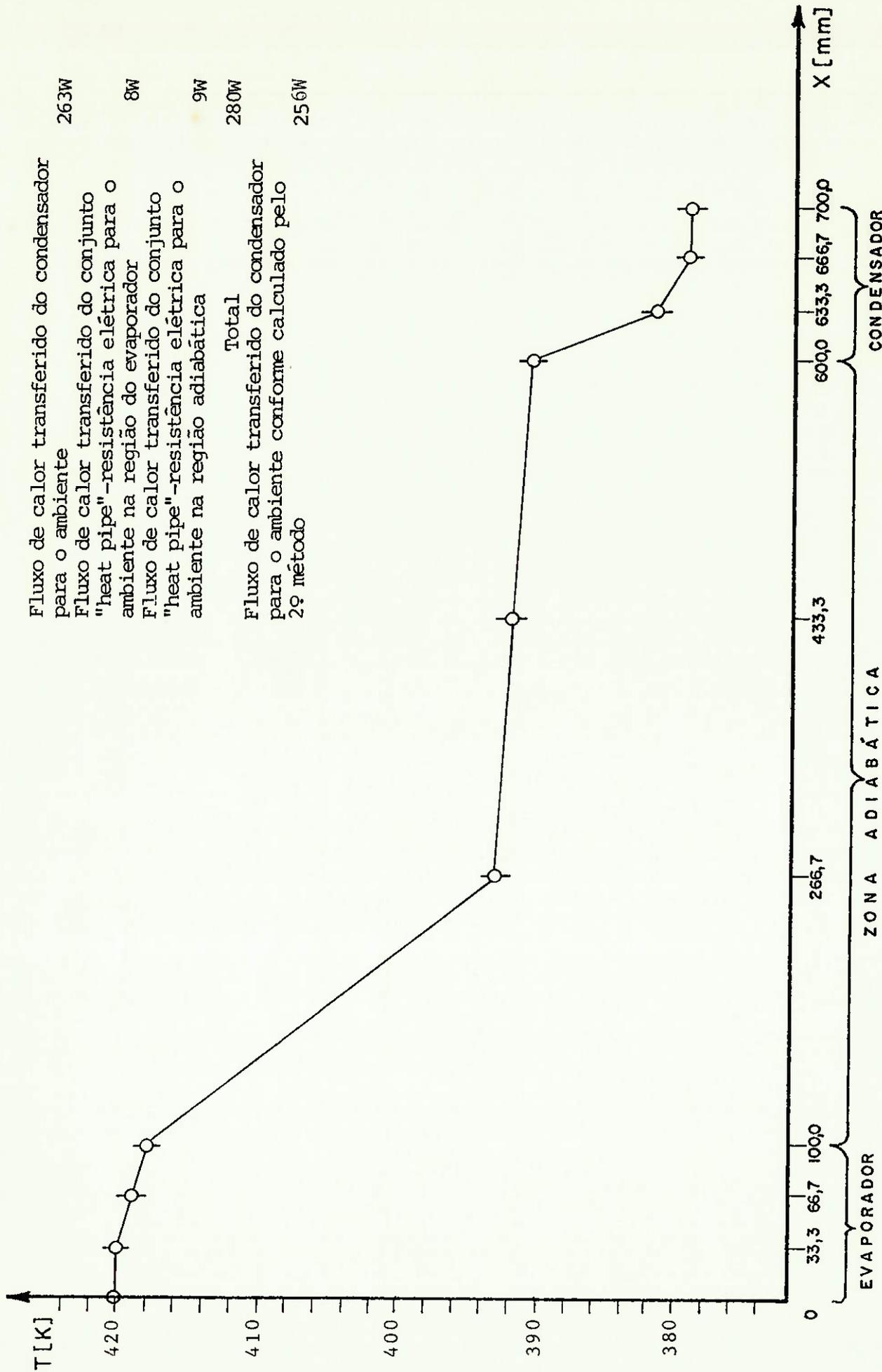


Fig.31 Comparação dos Perfis de Temperatura na Região Adiabática. (A potência dissipada na resistência elétrica é 49W)



Fluxo de calor transferido do condensador para o ambiente

263W

Fluxo de calor transferido do conjunto "heat pipe"-resistência elétrica para o ambiente na região do evaporador

8W

Fluxo de calor transferido do conjunto "heat pipe"-resistência elétrica para o ambiente na região adiabática

9W

Total

280W

Fluxo de calor transferido do condensador para o ambiente conforme calculado pelo 2º método

256W

Fig.32 Perfil de Temperatura do "Heat Pipe" Correspondente a Dissipação de 280W na Resistência Elétrica. (na abscissa indica-se as posições dos termopares)

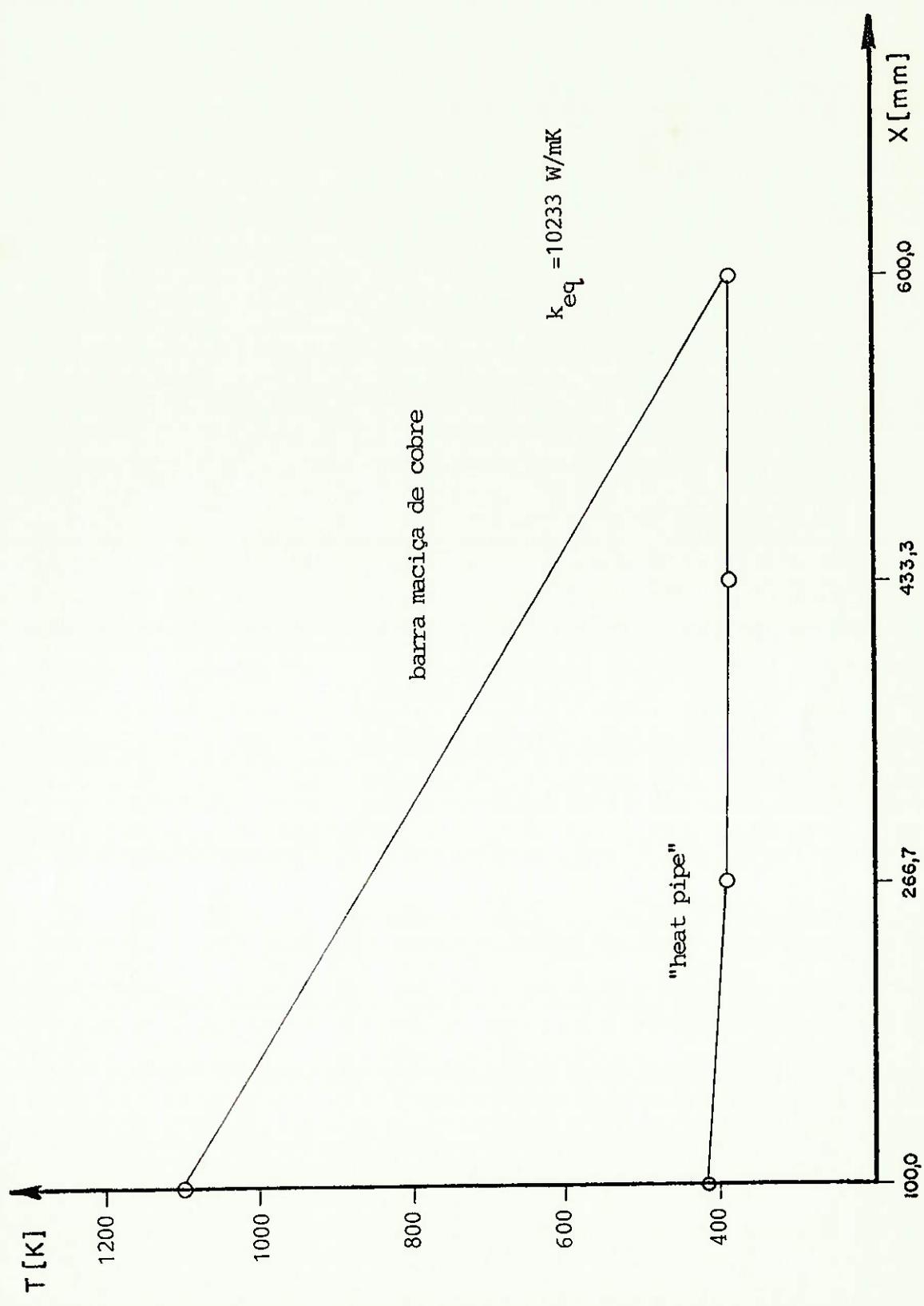


Fig.33 Comparação dos Perfis de Temperatura na Região Adiabática. (A potência dissipada na resistência elétrica é 280W)

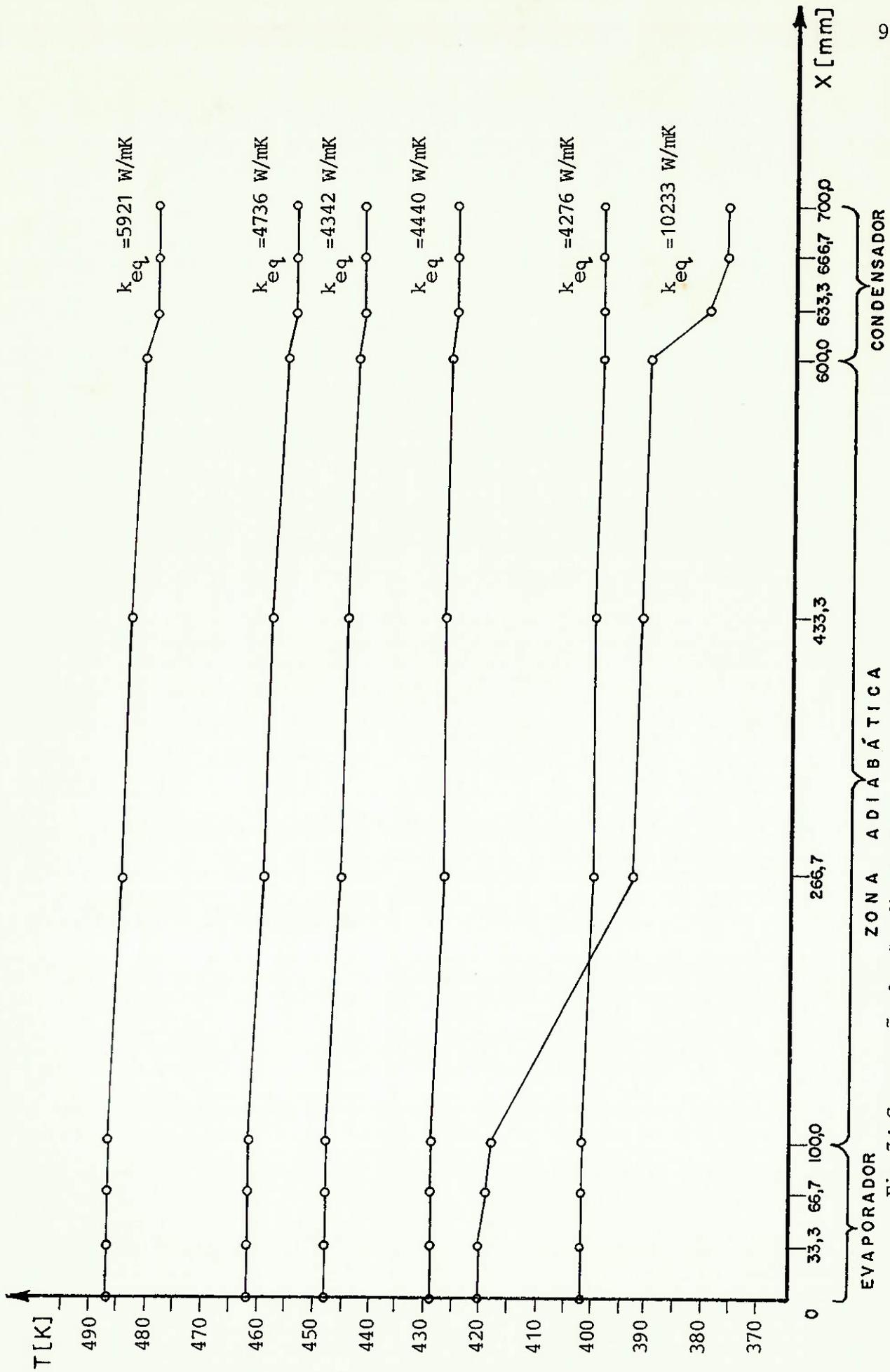


Fig. 34 Comparação dos Perfis de Temperatura Obtidos. (O perfil que apresenta as menores temperaturas no condensador é relativo a utilização do banho de água como fonte fria, os outros são relativos a utilização do ambiente como fonte fria)

## VI - CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

As Figuras 27,28,29,30,31 e 33 mostram que o "heat pipe" operou convenientemente, pois transferiu calor com gradientes de temperatura menos acentuados que de uma barra cilíndrica maciça de cobre que apresenta - mesmo diâmetro externo que o do "heat pipe". O valor de condutibilidade térmica equivalente, como foi definida - no Capítulo anterior, apresentou valores que variam de 4276 W/mK até 10233 W/mK. Comparando estes valores com o da condutibilidade térmica do cobre puro a 100 °C ( 379 W/mK) pode-se dizer que a condutibilidade térmica aparente é no mínimo 11 e no máximo 27 vezes maior do que o do cobre puro nas condições acima. Descontando-se os erros experimentais dos valores fornecidos para as condutibilidades térmicas equivalentes nesta série de testes pode - se concluir que quanto maior for o fluxo de calor transferido no condensador maior é o valor da condutibilidade térmica equivalente do "heat pipe".

Não se alcançou nenhum limite de operação nos testes realizados e, portanto, não houve verificação do modelo matemático proposto. Uma conclusão que pode ser obtida é que o efeito da adição da tela com menor abertura na superfície interna do canal capilar na região do evaporador é satisfatório, pois o limite capilar para um "heat pipe" idêntico ao ensaiado mas não tendo a tela de cobertura é, segundo o modelo proposto, igual a 180 W numa temperatura média de 130 °C. Este valor é substancialmente inferior àquele alcançado no teste representado pela Figura 32.

Para verificar a validade do modelo proposto serão necessárias algumas modificações no arranjo experi

mental, ou seja: construção de um novo aquecedor elétrico revestido de cimento refratário para que o "heat pipe" opere com maiores fluxos axiais de calor e a alteração da distribuição geométrica das regiões do "heat pipe", ou seja, diminuição do comprimento do condensador e aumento do comprimento do evaporador. Estas modificações não são exclusivas, mas a segunda obriga que deverão ser recalculados os limites capilar e de nucleação pois estes são funções da distribuição geométrica das regiões do "heat pipe".

É importante estudar o fenômeno de transferência de calor no evaporador do "heat pipe" pois até hoje não se encontrou, em bibliografia, um modelo que correlacione satisfatoriamente o superaquecimento da parede, as distribuições de temperatura, a permeabilidade do meio poroso e propriedades do fluido de trabalho com o fluxo específico de vapor gerado no evaporador. Isto torna inviável a determinação teórica "a priori" do perfil de temperaturas superficiais dos "heat pipes". Além disso é necessário elaborar um modelo do limite de operação por nucleação que leve em conta a interrelação entre a população de bolhas e a porosidade.

Para melhorar a precisão dos resultados apresentados, propõe-se que o número de pontos de medida de temperatura superficial seja aumentado para que seja possível descrever adequadamente o perfil de temperaturas e também que o tipo de tanque atualmente utilizado como fonte fria seja substituído por um do tipo fechado e acoplado a um condensador tubular não misturado. Com esta última modificação torna-se possível medir com maior precisão o fluxo em massa de vapor gerado e portanto do fluxo de calor transferido no condensador do "heat pipe".

O "heat pipe" foi testado durante cerca de 200 horas sob diversas condições de operação e após decorrido

este tempo não se verificou a deterioração deste, ou seja, não foi verificada a alteração, ao longo desse tempo, dos perfis de temperatura referentes ao mesmo fluxo de calor transferido no condensador. Isto vem mostrar que existe compatibilidade entre os materiais utilizados na construção do "heat pipe".

Após um período de 3 meses no qual o "heat pipe" não foi utilizado, foi constatada a presença de gases não condensáveis (ar) dentro do equipamento pela ocorrência de uma variação significativa de temperatura na zona extrema do condensador quando este transferia calor ao meio por convecção natural e radiação. Após a purga destes gases o "heat pipe" voltou a operar do mesmo modo que anteriormente. Se a a construção não fosse experimental a melhor solução para garantir a estanqueidade do "heat pipe" seria a selagem do tubo de alimentação. Esta selagem pode ser feita esmagando-se e soldando este tubo.

Como última sugestão, propõe-se a instalação na extremidade do condensador do "heat pipe" de um reservatório de gás inerte para que o equipamento se torne um "heat pipe" de temperatura controlada, ou seja, para diferentes fluxos axiais de calor ocorre uma variação do comprimento do condensador de modo que a temperatura superficial média do "heat pipe" tende a ficar constante.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] - GROVER, G.M., COTTER, T.P. e ERICKSON, G.F. "Structures of Very High Thermal Conduance", Journal of Applied Physics, Vol.35, pp. 1990-1991, 1964.
- [2] - PARKER, G.H. e HANSON, J.P., "Heat Pipe Analysis", Advances in Energy Conversion, pp. 847-857, 1967.
- [3] - SILVARES, O.M. "Design and Test of a Cryogenic Heat Pipe", Tese de Mestrado, Depto. de Eng. Mecânica, MIT Boston, 1973.
- [4] - WINTER, E.R. e BARSCH, W.O. "The Heat Pipe" em Advances of Heat Transfer, Vol.7, pp. 219-320, Academic Press, New York, 1971.
- [5] - BLISS, F.E., CLERK, E.G. e STEIN, B. "Construction and Test of a Flexible Heat Pipe", ASME Paper 70-HT-13, 1970.
- [6] - COTTER, T.P. "Theory of Heat Pipes", LA 3246-MS, Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, 1965.
- [7] - YUAN, S.W. e FINKELSTEIN, A.B. "Laminar Pipe Flow with Injection and Suction Through a Porous Wall", Trans ASME, Vol.78, pp. 878-881, 1960.
- [8] - KNIGHT, B.K. e McINTEER, B.B. "Laminar Incompressible Flow in Channels with Porous Wall, LADC-5309, Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, 1965.
- [9] - DZAKOWIC, S.W., TANG, Y.S. e ARCELLA, F.G. "Study of Vapor Velocity Limit in a Sodium Heat Pipe", ASME Paper 69-HT-21, 1969.

- [10] - LYMAN, F.A. e HUANG, Y.S. "Analysis of Temperature Distributions in Heat Pipe Wicks", ASME Paper 69-HT-23, 1969.
- [11] - TIEN, C.L. e SUN, K.H. "Thermal Performance Characteristics of Heat Pipes", Int J. Heat Mass Transfer, Vol.18, pp. 363-380, 1975.
- [12] - CORMAN, J.G. e WALMET, G.E. "Vaporization from Capillary Wick Structures", ASME Paper 71-HT-35, 1971.
- [13] - CHUN, K.R. "Some Experiments on Screen Wick Dry-out Limits", Jour. Heat Transfer, pp. 46-51, 1972
- [14] - TIEN, C.L. "Fluid Mechanics of Heat Pipes", Anual Review of Fluid Mechanics, Vol.17, pp. 167-185, 1975.
- [15] - HOOGENDOORN, C.J. "Heat Pipes" em Boiling Phenomena, ed. por SJoerd Van Stralen e Robert Cole, Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 1979.
- [16] - DUNN, P.D. e REAY, D.A. "Heat Pipes", Pergamon, Oxford, 1976.
- [17] - CHI, S.W. "Heat Pipe Theory and Practice", McGraw-Hill Book Company, New York, 1976.
- [18] - LEVY, E.K. "Theoretical Investigation of Heat Pipes Operating at Low Vapor Pressures", J.Eng.Ind., Vol.90, pp. 547-552, 1968.

- [19] - DAVIS, E.J. e ANDERSON, G.H. "The Incipience of Nucleate Boiling in Forced Convection Flow, AICHE J., Vol.12, pp. 774-785, 1966.
- [20] - BAU, H.H. e TORRANCI, "Boiling in Low-Permeability Porous Materials", Int J. Heat Mass Transfer, Vol.25, pp. 45-55, 1982.
- [21] - ASME Boiler and Pressure Vessel Committee, "ASME Boiler and Pressure Vessel Code - Section VIII - Unifired Pressure Vessel", American Society of Mechanical Engineers, New York, 1965.
- [22] - ASTM Committee E-20, "Manual on the Use of Thermocouples in Temperature Measurement", American Society for Testing and Materials, Philadelphia, 1974.
- [23] - CHURCHILL, S.W. e CHU, H.H.S. "Correlating Equations for Laminar and Turbulent Free Convection from a Horizontal Cylinder", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.18, pp. 1049-1053, 1975.