

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE POS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECANICA

UMA ANALISE EXPERIMENTAL DA  
TRANSFERENCIA DE CALOR EM REGIAO ANELAR COM  
RADIAÇÃO, CONVECÇÃO E CONDUÇÃO COMBINADAS

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA A UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PARA A OBTENÇÃO DE GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA

EDVALDO CHAVES MENDES

FLORIANÓPOLIS, NOVEMBRO DE 1987.

UMA ANALISE EXPERIMENTAL DA  
TRANSFERENCIA DE CALOR EM REGIAO ANELAR COM  
RADIAÇÃO, CONVECÇÃO E CONDUÇÃO COMBINADAS

EDVALDO CHAVES MENDES

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECANICA, AREA DE CONHECIMENTO CIENCIAS  
TERMICAS E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE POS-  
GRADUAÇÃO



Prof. Sergio Colle, D.Sc. - Orientador

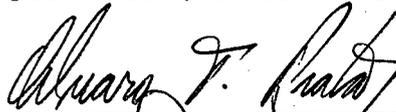


Prof. Arno Blass, Ph.D. - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA:



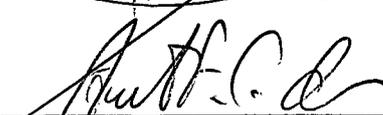
Prof. Sergio Colle, D.Sc. - Presidente



Prof. Alvaro Toubes Prata, Ph.D.



Prof. Clóvis Raimundo Maliska, Ph.D.



Prof. Antônio Fábio Carvalho da Silva, M.Eng.Mec.

Aos meus pais  
José e Enadir,  
pelo apoio e carinho.

A minha esposa Marina,  
pela compreensão, dedicação  
e amor.

## AGRADECIMENTOS

- Ao dignissimo Professor Sergio Colle, pela sabedoria, dinamismo e incansável dedicação na orientação deste trabalho e, também, pelo incentivo, respeito e confiança que me conferiu.
- Aos Professores Antônio Fábio Carvalho da Silva e Alvaro Toubes Prata, pelo respeito, amizade e disposição em auxiliar.
- Ao Fabio Barbosa e Silva, com quem atravessei os momentos difíceis, por sua inestimável amizade.
- A Pirelli S.A. - Divisão Cabos, pelo suporte financeiro a este trabalho. Em especial aos Engenheiros Carmine Taralli e Geraldo Roberto de Almeida, pelo estímulo e colaboração para a efetiva integração Universidade/Empresa.
- Aos pesquisadores e técnicos do Laboratório de Pesquisas do CPqD - Pirelli, pela colaboração.
- Ao CNPq, pelo apoio financeiro.
- A Ornella Acquadro, pelo processamento do texto.
- A Verinha, pela simpatia e dedicação.
- Aos amigos, pelo encorajamento.
- A todos que colaboraram, direta ou indiretamente, na realização deste trabalho.

## INDICE

	Pág.
LISTA DE FIGURAS .....	viii
LISTA DE TABELAS .....	xii
SIMBOLOGIA .....	xiv
RESUMO .....	xvii
ABSTRACT .....	xix

## CAPITULOS

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 - Transferência de Calor em Catenárias .....	1
1.2 - Revisão Bibliográfica .....	6
1.3 - Correlações de Convecção Natural .....	9
1.4 - Convecção Natural e Radiação Combinadas .....	11
1.5 - Problema Conjugado Cabo-Catenária .....	13
2. ESTABELECIMENTO DO PROBLEMA .....	15
2.1 - Introdução .....	15
2.2 - Formulação do Problema Físico .....	15
2.3 - Balanço de Energia no Cabo .....	19
2.4 - Soluções Numéricas .....	21
2.5 - Objetivos da Pesquisa Experimental .....	24
3. DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO .....	29
3.1 - Projeto .....	29
3.2 - Construção .....	30

3.3 - Energização da Câmara .....	41
3.4 - Montagem .....	42
3.5 - Limitações da Bancada .....	48
4. METODOLOGIA .....	50
4.1 - Delineamento Experimental .....	50
4.2 - Mapeamento Térmico .....	54
5. CALCULOS .....	58
5.1 - Propriedades .....	58
5.2 - Avaliação Térmica da Câmara .....	61
5.3 - Avaliação de Erros .....	65
6. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS .....	66
6.1 - Introdução .....	66
6.2 - Resultados e Discussão .....	67
7. CONCLUSOES .....	98
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS .....	100
APENDICES	
I. Reticulação Térmica .....	104
II. Descrição da Bancada .....	106
III. Sistema de Aquisição de Dados .....	117
IV. Condução de Calor no Isolamento Térmico Externo .....	122

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 - Diagrama esquemático de uma catenária gás/água [1] .....	4
Figura 1.2 - Seção transversal da região de aquecimento de uma catenária mostrando a transmissão direta ou indireta de energia radiante [1] .....	7
Figura 2.1 - Geometria da região a ser analisada .....	16
Figura 2.2 - Circuito equivalente .....	22
Figura 2.3 - Elemento composto em formação na extrusora .....	25
Figura 2.4 - Geometria dos tubos da catenária .....	26
Figura 3.1 - Câmara de aquecimento .....	30
Figura 3.2 - Tubo de cobre .....	32
Figura 3.3 - Núcleo de cobre .....	33
Figura 3.4 - Confeção do cabo. Aplicação de fitas de Mylar e cobre sobre o material isolante ...	35
Figura 3.5 - Confeção do cabo. Processo hot-foil .....	35
Figura 3.6 - Cabo revestido .....	36
Figura 3.7 - Disco de blindagem radiativa acoplado ao cabo .....	37
Figura 3.8 - Discos de blindagem radiativa .....	38
Figura 3.9 - Região da câmara efetivamente isolada .....	39
Figura 3.10 - Detalhe do isolamento térmico no apoio estrutural da câmara de aquecimento .....	40
Figura 3.11 - Montagem da carcaça interna. Detalhe da colocação dos termopares no tubo de cobre ...	44
Figura 3.12 - Montagem da carcaça interna. Detalhe da ligação dos cabos de energia ao tubo de cobre .....	44
Figura 3.13 - Carcaça interna montada .....	45
Figura 3.14 - Carcaça interna montada .....	45

Figura 3.15	- Fechamento da câmara .....	47
Figura 3.16	- Fase final de montagem da câmara .....	47
Figura 4.1	- Posicionamento angular dos termopares no exterior da câmara .....	55
Figura 4.2	- Posicionamento angular dos termopares no interior da câmara .....	56
Figura 4.3	- Posicionamento longitudinal dos termopares .....	56
Figura 5.1	- Geração de calor na câmara. Valores experimentais obtidos para cada nível de pressão em função de $\gamma_3$ com 4 atmosferas de $N_2$ .....	63
Figura 6.1	- Calor líquido trocado na câmara. Resultados experimentais .....	69
Figura 6.2	- Calor líquido trocado na câmara. Resultados experimentais e numéricos em vácuo .....	70
Figura 6.3	- Calor líquido trocado na câmara. Resultados experimentais e numéricos com 1 atmosfera de $N_2$ .....	70
Figura 6.4	- Calor líquido trocado na câmara. Resultados experimentais e numéricos com 2 atmosferas de $N_2$ .....	71
Figura 6.5	- Calor líquido trocado na câmara. Resultados experimentais e numéricos com 4 atmosferas de $N_2$ .....	71
Figura 6.6	- Calor líquido trocado na câmara. Resultados experimentais e numéricos com 6 atmosferas de $N_2$ .....	72
Figura 6.7	- Calor líquido trocado na câmara. Resultados experimentais e numéricos com 8 atmosferas de $N_2$ .....	72
Figura 6.8	- Calor líquido trocado na câmara. Solução por analogia elétrica - Hessami et al. [18] .....	73
Figura 6.9	- Calor líquido total adimensional $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais .....	76
Figura 6.10	- Calor líquido total adimensional $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais e numéricos em vácuo .....	77

Figura 6.11	- Calor líquido total adimensional $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais e numéricos com 1 atmosfera de $N_2$ .....	77
Figura 6.12	- Calor líquido total adimensional $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais e numéricos com 2 atmosferas de $N_2$ .....	78
Figura 6.13	- Calor líquido total adimensional $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais e numéricos com 4 atmosferas de $N_2$ .....	78
Figura 6.14	- Calor líquido total adimensional $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais e numéricos com 6 atmosferas de $N_2$ .....	79
Figura 6.15	- Calor líquido total adimensional $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais e numéricos com 8 atmosferas de $N_2$ .....	79
Figura 6.16	- Calor líquido total adimensional $k_{eq}/k_s$ . Solução por analogia elétrica - Kuehn e Goldstein [17] .....	80
Figura 6.17	- Perfil térmico da câmara. Resultados experimentais .....	84
Figura 6.18	- Perfil térmico da câmara. Resultados experimentais e numéricos em vácuo .....	84
Figura 6.19	- Perfil térmico da câmara. Resultados experimentais e numéricos com 1 atmosfera de $N_2$ .....	85
Figura 6.20	- Perfil térmico da câmara. Resultados experimentais e numéricos com 2 atmosferas de $N_2$ .....	85
Figura 6.21	- Perfil térmico da câmara. Resultados experimentais e numéricos com 4 atmosferas de $N_2$ .....	86
Figura 6.22	- Perfil térmico da câmara. Resultados experimentais e numéricos com 6 atmosferas de $N_2$ .....	86
Figura 6.23	- Perfil térmico da câmara. Resultados experimentais e numéricos com 8 atmosferas de $N_2$ .....	87
Figura 6.24	- Perfil térmico da câmara. Solução por analogia elétrica - Hessami et al. [18] ...	87

Figura 6.25	- Fração radiativa (calor radiativo/calor total) na câmara. Solução por analogia elétrica com correlações convectivas de Kuehn e Goldstein [17] (pontos) e Hessami et al. [18] (curvas) .....	91
Figura 6.26	- Número de Nusselt $Nu = h D_1 / k_f$ . Solução por analogia elétrica com correlações convectivas de Kuehn e Goldstein [17] (curvas) e Hessami et al. [18] (pontos) .....	94
Figura 6.27	- Número de Rayleigh $Ra_2 = Gr_2 Pr$ . Solução por analogia elétrica com correlação convectiva de Kuehn e Goldstein [17] .....	96

#### APENDICES

Figura II.1	- Bomba de vácuo tipo Leybold .....	112
Figura II.2	- Energização da câmara. Variador de tensão .....	113
Figura II.3	- Energização da câmara. Transformadores de corrente tipo janela .....	114
Figura III.1	- Painel de relés reversores .....	119
Figura IV.1	- Geometria considerada .....	122

## LISTA DE TABELAS

	Pág.
Tabela 4.1 - Tempos de estabilização térmica da câmara (horas) dependentes da condição ambiental ou sequência de execução .....	52
Tabela 4.2 - Níveis de temperatura, pressão, corrente elétrica e potência térmica líquida obtidos nas experimentações .....	54
Tabela 4.3 - Quadro-resumo mostrando a localização dos termopares em função de sua posição na câmara .....	57
Tabela 6.1 - Calor líquido trocado na câmara $Q_{liq}$ . Resultados experimentais e numéricos com $T_1$ sendo: A - valor obtido experimentalmente; B - média entre os valores obtidos numa mesma pressão $p$ na câmara .....	74
Tabela 6.2 - Calor líquido total adimensional $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais e numéricos com $T$ sendo: A - valor obtido experimentalmente; B - média entre os valores obtidos numa mesma pressão $p$ na câmara .....	81
Tabela 6.3 - Temperatura adimensional da interface fluido/revestimento $\gamma_2$ . Resultados experimentais e numéricos com $T_1$ sendo: A - valor obtido experimentalmente; B - média entre os valores obtidos numa mesma pressão $p$ na câmara .....	88
Tabela 6.4 - Fração radiativa na câmara. Resultados de analogia elétrica com $T_1$ sendo: A - valor obtido experimentalmente; B - média entre os valores obtidos numa mesma pressão $p$ na câmara .....	92
Tabela 6.5 - Número de Nusselt $Nu$ . Resultados de analogia elétrica com $T_1$ sendo: A - valor obtido experimentalmente; B - média entre os valores obtidos numa mesma pressão $p$ na câmara .....	94
Tabela 6.6 - Número de Rayleigh $Ra_2 \times 10^{-6}$ . Resultados de analogia elétrica com $T_1$ sendo: A - valor obtido experimentalmente; B - média entre os valores obtidos numa mesma pressão $p$ na câmara .....	96

## APENDICES

Tabela II.1 - Geometria da câmara .....	106
Tabela III.1 - Multiplexação orientada dos pontos da câmara .....	120

## SIMBOLOGIA

a	- Raio adimensional da fronteira interna.
A	- Area da seção transversal.
B	- Radiosidade.
A, B, C, K	- Constantes do material dielétrico (apêndice I).
$c_p$	- Calor específico a pressão constante.
D	- Diâmetro.
f	- Empuxo.
$F_{23}$	- Fator de forma para radiação.
g	- Aceleração gravitacional.
Gr	- Número de Grashof.
h	- Coeficiente de película.
I	- Corrente elétrica.
k	- Condutividade térmica.
$K_{23}$ , $K_{32}$ , $K_{33}$	- Núcleos das equações integrais de radiosidade.
L	- Comprimento.
$n_1$ , $n_2$	- Número de espiras dos circuitos elétricos primário e secundário, respectivamente.
$N_1$ , $N_2$	- Números adimensionais para a convecção e radiação, respectivamente.
Nr	- Número de radiação.
Nu	- Número de Nusselt.
p	- Pressão.
$p^*$	- Pressão modificada.
P	- Potência térmica gerada.
Pr	- Número de Prandtl.
q	- Fluxo de calor.
Q	- Quantidade de calor trocada.
r	- Coordenada radial.

R	- Raio.
Ra	- Número de Rayleigh.
R <sub>f</sub>	- Constante do gás.
t	- Tempo.
T	- Temperatura.
u, v	- Velocidades angular e radial, respectivamente.
U, V	- Velocidades angular e radial adimensionais, respectivamente.
V	- Voltagem do termopar (apêndice III).
V <sub>1</sub> , V <sub>2</sub>	- Potencial dos circuitos elétricos primário e secundário, respectivamente.
$\alpha$	- Difusividade térmica.
$\beta$	- Coeficiente de expansão volumétrica.
$\gamma$	- Temperatura adimensional.
$\epsilon$	- Emissividade hemisférica total.
$\eta$	- Coordenada radial adimensional.
$\theta$	- Coordenada angular.
$\mu$	- Viscosidade dinâmica.
$\nu$	- Viscosidade cinemática.
$\rho$	- Densidade.
$\rho_e$	- Resistividade elétrica (capítulo 5).
$\sigma$	- Constante de Stefan-Boltzmann.
$\varnothing$	- Temperatura adimensional.
$\Psi$	- Grau de reticulação.

## SUBINDICES

1	- Interface revestimento/núcleo.
2	- Interface fluido/revestimento.
3	- Tubo de cobre.

4	- Tubo de aço inox.
5	- Interface ambiente/isolamento térmico.
aço	- Aço inox.
c	- Catenária.
cobre	- Cobre.
cond	- Condução.
conv	- Convecção.
e,i	- Fronteiras externa e interna, respectivamente.
f	- Fluido.
L	- Valor lido.
lã	- Lã de vidro.
liq	- Valor líquido.
r	- Direção radial.
R	- Valor de referência.
s	- Sólido.
tot	- Valor total.
$\theta$	- Direção angular.

## SUPERINDICES

*	- Valor dimensional.
-	- Valor médio.
•	- Taxa.

## RESUMO

Neste trabalho é desenvolvido um modelo experimental para a solução de problemas de convecção natural e radiação combinados, em regime permanente, na região anelar entre dois cilindros horizontais concêntricos, considerando o efeito de condução de calor nas paredes do cilindro interno. Este estudo foi motivado pelo problema de transferência de calor no processo de cura do isolamento de cabos elétricos.

O aparato experimental consiste de um cilindro interno formado por um núcleo de cobre revestido com material polimérico de parede espessa, um cilindro externo de aço inox encamisado internamente por um cilindro de cobre, e isolamento térmico externo e lateral. A região anelar resultante é condicionada em vácuo ou com gás nitrogênio sob pressão.

A fonte de aquecimento da câmara provém do cilindro externo, onde o calor é gerado por efeito Joule, com a passagem de corrente elétrica em curto-circuito. O calor líquido trocado é então obtido através de um balanço de energia na região do cilindro externo, pela diferença entre o calor gerado menos o calor perdido por condução pelo isolamento térmico externo.

O calor líquido que chega ao cilindro interno é retirado através de um furo longitudinal concêntrico em seu núcleo, mediante a passagem de água corrente, usada como fluido refrigerante. Dessa maneira, consegue-se estabelecer o regime permanente na câmara, sob diversas condições de pressão do gás e temperatura dos cilindros, com níveis de transferência de calor em regime laminar e turbulento.

Na configuração física em questão, são apresentadas duas formulações numéricas para a solução do problema de transferência de calor. Num primeiro modelo, denominado circuito analógico equivalente, radiação e convecção são consideradas desacopladas, sendo o calor líquido trocado na região anelar determinado através de um balanço de energia na superfície externa do cilindro interno, cuja temperatura é admitida uniforme. No outro modelo numérico, que envolve as equações de conservação do problema físico, considerando radiação e convecção combinadas, a solução é obtida iterativamente, através do método dos volumes finitos para as equações diferenciais que envolvem a convecção, e pelo método da colocação para as equações integrais que governam o problema da radiação. Todos os resultados experimentais são comparados com as respectivas soluções numéricas e obtêm-se uma faixa de desvio menor que 10%, demonstrando a boa aderência desses modelos, assegurando-lhes um bom desempenho em aplicações práticas. A diferença entre os valores obtidos pelos dois modelos é moderada e, em muitas aplicações em engenharia, representa a precisão desejada.

## ABSTRACT

In this research work an experimental model is developed for the solution of steady state combined natural convection and radiation problems, at the annular region between two concentric horizontal cylinders, considering the effect of heat conduction at the inner cylinder walls. This study was originated by the heat transfer problem in the cure process of electric cable insulations.

The experimental apparatus consists of an inner cylinder composed of a copper core coated with thick wall polymer material, a stainless steel outer cylinder, internally jacketed by a copper cylinder, and external and lateral heat insulation. The resulting annular region is conditioned in vacuum or with nitrogen gas under pressure.

The chamber heat source is the outer cylinder, where heat is generated by Joule effect, by passing a short-circuit electric current. The net heat exchange is then obtained through an energy balance at the outer cylinder region, by the difference between the generated heat and the heat loss by conduction through the outer thermal insulation.

The net heat arriving to the inner cylinder is removed through a longitudinal hole concentric in its core, by the flow of tap water, used as refrigerating fluid. Thus, steady state is established in the chamber, under different conditions of gas pressure and temperature at the cylinders, with heat transfer levels for laminar and turbulent flow.

In the physical configuration under study, two numerical formulations are presented for the heat transfer problem

solution. In the first model, called equivalent analogic circuit, radiation and convection are considered as uncoupled, with the net heat exchanged at the annular region computed through an energy balance at the outer surface of the inner cylinder, whose temperature is considered uniform. For the other numerical model, which involves the describing equations of the physical problem, considering combined radiation and convection, the solution is obtained by an iteration method, through the finite volume method for the differential equations involving convection, and by the collocation method for the integral equations which describe the radiation problem. All experimental results are compared to the corresponding numerical solutions, with a deviation range smaller than 10%, evidencing the good adherence of these models and assuring a good performance in practical applications. The difference between the values obtained by both models is moderate, and in many applications in engineering, it is of the same order as the desired accuracy.

## CAPITULO 1

### INTRODUÇÃO

#### 1.1 - Transferência de Calor em Catenárias

A reticulação térmica (apêndice I) da camada de isolamento de fios e cabos de energia tem sido prática industrial nos últimos 60 anos. Este processo ocorre num equipamento formado por uma tubulação metálica, isolada termicamente do exterior, comumente chamada de catenária contínua, por onde cabos recém-extrudados atravessam continuamente e com velocidade constante [1]. Nesta região, aquecida por vapor d'água saturado, ocorre um rápido aquecimento do cabo. O transiente térmico que o cabo sofre durante seu percurso deve ser suficiente para que o cabo, quando sair desta região e entrar na região de resfriamento esteja totalmente reticulado. Vapor d'água saturado tem sido a fonte de calor normalmente utilizada para a reação de reticulação por propiciar grande quantidade volumétrica de calor através do calor latente de condensação e com temperatura constante. Na região de aquecimento, o vapor propicia a regulagem de temperatura através do controle de pressão, mas existe a limitação mecânica do equipamento com uma pressão máxima de 20 atmosferas, o que corresponde a uma temperatura de 215°C.

Com a introdução, há uns 30 anos, do polietileno reticulável e seus copolímeros com propileno, abriu-se o campo de utilização destes materiais como isolantes elétricos de cabos.

de transmissão de potência. Estes materiais atualmente são de larga aceitação na indústria, principalmente em cabos de baixa e média tensão. A utilização em cabos de alta tensão do polietileno reticulado a vapor foi questionada nos últimos anos, quando então, testes nestes cabos em serviço revelaram a presença de arborescências "treeing" de diversas naturezas no material isolante, que não é completamente impermeável à difusão de umidade.

Arborescência é um termo geral de um defeito progressivo através da seção da isolação de um cabo sob tensão elétrica. As arborescências são classificadas em três tipos: arborescência elétrica formada lentamente com a decomposição do material isolante por repetidas descargas elétricas parciais internas, arborescência d'água formada pela presença de umidade em porosidades internas sem qualquer descarga parcial, e arborescência eletroquímica que é essencialmente arborescência d'água que contenha ions químicos dissolvidos na mesma. De maneira geral este fenômeno se propaga pela presença de umidade no sólido dielétrico que provoca danos físicos devido a regiões de concentração de tensões elétricas "stress elétrico". O vapor é considerado o promotor da penetração de moléculas d'água dentro do isolamento. A quantidade de umidade por unidade de volume de isolamento e a profundidade de penetração são funções da pressão do vapor, do tempo de exposição e da natureza do composto polimérico. A magnitude destas quantidades pode levar à formação de micro-cavidades que se enchem de água quando o cabo é resfriado, logo após a região de aquecimento, quando a pressão é liberada e o cabo entra no banho de água de resfriamento.

A utilização de energia radiante infravermelha, com o aquecimento da tubulação por uma fonte externa de calor, como fonte de calor de reticulação tornou-se uma alternativa viável para a solução dos problemas acima citados [1-3], pois o ambiente interno na região de aquecimento da catenária, neste caso, pode ser seco, desde que transparente a radiação. Este processo é conhecido por "dry-curing". O uso de um gás inerte, sem oxigênio, elimina a possibilidade de degradação oxidativa do dielétrico. O gás normalmente utilizado é o nitrogênio ( $N_2$ ). Para assegurar uma taxa de calor injetado equivalente à do vapor saturado, a temperatura da fonte infravermelha pode ser relativamente mais alta desde que não cause degradação térmica do polímero isolante. Com a remoção dos micro-vazios ocorre uma maior homogeneidade do isolamento, o que melhora significativamente as propriedades elétricas dos cabos.

As catenárias a gás também possuem, após a região de aquecimento, uma região de resfriamento do cabo. O resfriamento, que deve ser rápido, é feito com a imersão do cabo num banho d'água circulante de comprimento em torno de 50 metros. Esta região possui flanges restritoras à passagem de umidade para a região de aquecimento. A velocidade de resfriamento do cabo é uma limitação à velocidade da linha pois o cabo deve ser bobinado, após esta região, à temperatura ambiente. Em termos de operação da linha catenária podemos limitar sua velocidade, aparte das limitações físicas do maquinário envolvido, por três fatores: taxa de extrusão, taxa de reticulação (apêndice I) e capacidade de resfriamento.

A motivação do presente trabalho surgiu em função da necessidade de controle das condições de operação de linhas catenárias gás/água [4] (figura 1.1), em sua região de aquecimento destinada a reticular, via aquecimento radiante, cabos de energia recém-extrudados numa região anterior a esta, e que continuamente chegam com o seu material polimérico de revestimento isolante total ou parcialmente cru. O objetivo principal do controle é de buscar um perfil ótimo da linha catenária para a reticulação a níveis aceitáveis da camada de isolamento e da minimização de fenômenos negativos à qualidade dos cabos manufaturados. Os fenômenos que devem ser minimizados ou evitados na camada isolante dos cabos são: "dropping", degradação térmica e formação de micro-bolhas [5].

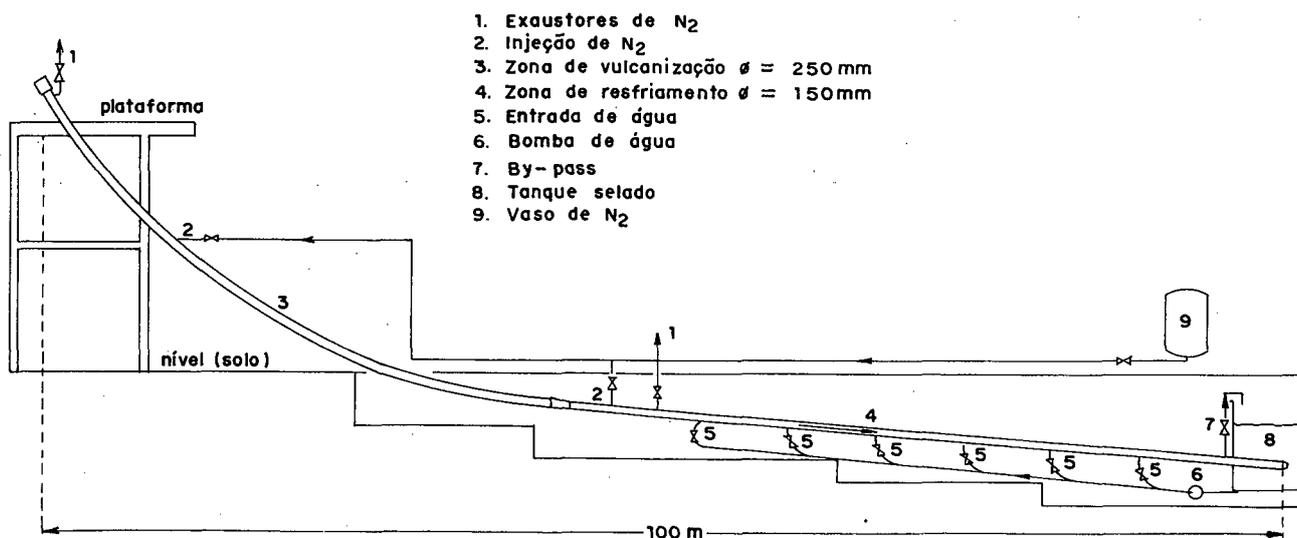


Figura 1.1 - Diagrama esquemático de uma catenária gás/água [1].

A transferência de calor que ocorre entre a parede radiante da catenária e o cabo revestido com material orgânico dielétrico provindo da extrusora deste equipamento é um processo que envolve a transferência de calor por radiação entre a superfície interna dos tubos da catenária e a superfície externa do revestimento do cabo, e por convecção natural do fluido pelo escoamento do gás confinado sob pressão [1]. A história da reticulação da camada de revestimento do condutor depende fundamentalmente da história térmica desta. Sendo o aquecimento produzido pelo calor proveniente dos tubos da catenária, a região mais desfavorável a um grau de reticulação aceitável localiza-se na interface revestimento-condutor, mesmo que o condutor seja pré-aquecido, visto que o material isolante normalmente sai da extrusora com temperatura em torno de 120°C. O aquecimento dos tubos é promovido indiretamente por resistências térmicas em forma de calhas bipartidas. Cada tubo é aquecido por meio de um conjunto de seis resistências na forma de hastes tubulares, aplicadas sob uma carcaça cilíndrica, termicamente isolada do ambiente. Estas resistências não estão em contato direto com o tubo de aço inox, por isso, o calor gerado na zona de aquecimento é promovido por radiação entre as resistências e o tubo, e transferido por condução pelas paredes deste. O controle de temperatura é promovido por tiristores.

## 1.2 - Revisão Bibliográfica

A transferência de calor entre cilindros horizontais concêntricos tem sido objeto de vasta investigação devido às inúmeras situações reais que envolvem semelhante configuração, tais como: processo de cura do isolamento de cabos elétricos, sistemas de armazenamento térmico, projetos de reatores nucleares, resfriamento de equipamentos eletrônicos e cabos de transmissão elétrica subterrânea com gás pressurizado. Os modos de transferência de calor que predominam nesta configuração são: condução de calor radial nas paredes dos cilindros, radiação térmica na região anelar e convecção natural na região anelar.

O fenômeno de condução em catenárias ocorre no interior do revestimento isolante do cabo, onde todo o calor líquido que chega à sua superfície por radiação e convecção pela região anelar se transmite para o seu interior.

A energia que é emitida como consequência da temperatura é geralmente conhecida como energia térmica. Contudo, esta ainda não é considerada como calor. Quando absorvida por um corpo ela é então convertida em calor, embora nem todo calor seja de natureza eletromagnética [2,3,6]. Quando dois corpos de temperaturas diferentes estão separados por um vazio perfeito (vácuo), não é possível a transferência de calor entre eles por condução ou convecção que são transferências de energia através do meio material envolvido. Neste caso, a transferência de calor ocorre mediante radiação térmica. A energia eletromagnética de interesse em aplicações de

aquecimento tem comprimentos de onda entre 0.5 e 50  $\mu\text{m}$  aproximadamente. Quanto maior a temperatura de um corpo, menor é o comprimento de onda predominante de emissão. Os gases em geral emitem pouco ou nada de tal energia e são essencialmente transparentes. Sólidos emitem energia em todos os comprimentos de onda dentro da faixa citada acima. A emissão ou absorção de energia radiante por um corpo, é um processo global, ou seja, a radiação que se origina no interior do corpo é emitida através da superfície. Reciprocamente, a radiação que incide sobre a superfície de um corpo penetra no meio onde é atenuada. Na configuração de cilindros concêntricos a energia radiante pode ser direta ou indiretamente transmitida [1]. As possíveis emissões e reflexões de energia podem ser observadas na figura 1.2.

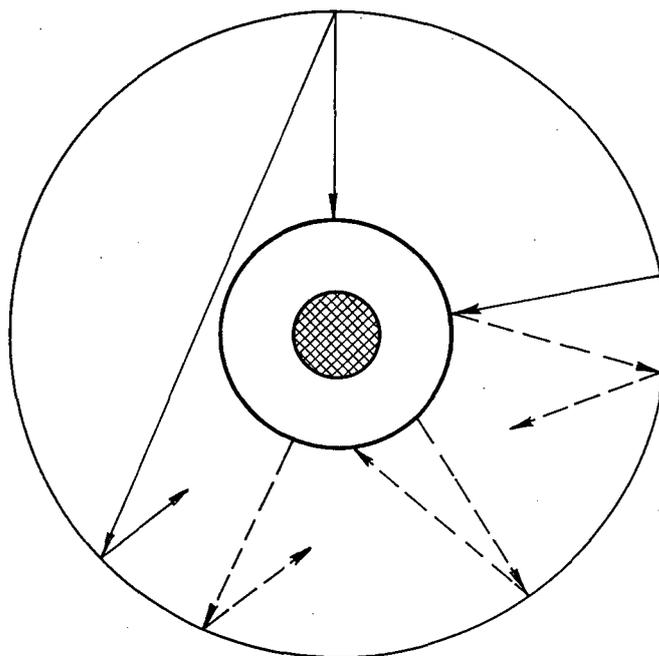


Figura 1.2 - Seção transversal da região de aquecimento de uma catenária mostrando a transmissão direta ou indireta de energia radiante [1].

Quanto à convecção, quando um fluido em movimento passa sobre um corpo sólido ou flui dentro de um canal, e se as temperaturas do fluido e do sólido ou do canal são diferentes, haverá transferência de calor entre o fluido e a superfície sólida devido ao movimento relativo entre o fluido e a superfície. Este mecanismo é denominado de convecção [7]. Diz-se que a transferência de calor é por convecção natural ou livre, se o movimento do fluido é ocasionado por forças de empuxo devidas a diferenças de densidade causadas por diferenças de temperatura no fluido, isto é, um gradiente de temperatura do fluido dá lugar a um gradiente de densidade, que por sua vez põe o fluido em movimento. Na convecção natural as forças de empuxo são as únicas forças impulsoras que geram o campo de fluxo quando não há fluxo externo. O número de Grashof é o adimensional normalmente utilizado, sendo o quociente entre as forças de empuxo e as forças inerciais. O movimento de um fluido em convecção natural, seja ele gás ou líquido, resulta das forças de empuxo impostas ao fluido quando sua densidade na proximidade da superfície de transferência de calor é reduzida ou ampliada conforme o processo de aquecimento envolvido. Similarmente ao ciclo executado por um fluido de trabalho numa máquina de calor, o escoamento do fluido, normalmente na forma celular, é a sucessão de quatro processos [8]: aquecimento  $\longrightarrow$  expansão  $\longrightarrow$  resfriamento  $\longrightarrow$  compressão. Como o campo de temperaturas de um fluido é influenciado pelo seu movimento, sua determinação bem como o fluxo de calor trocado por convecção se complica na maioria dos casos práticos. A determinação analítica dos coeficientes de

transferência de calor do fenômeno é considerada em condições geométricas simples, como por exemplo numa placa vertical. Os métodos experimentais e numéricos são utilizados quando se tem formas geométricas mais complexas.

### 1.3 - Correlações de Convecção Natural

A convecção natural em cavidades, observada na maioria das aplicações práticas de engenharia, ocorre em regime turbulento. Com isso, soluções analíticas são difíceis e pouco práticas. Na literatura se encontram inúmeros dados experimentais e correlações empíricas sobre a convecção natural em corpos de diferentes geometrias nos casos de fluxo laminar e turbulento. No elenco das correlações convectivas encontradas na literatura científica, são analisados inúmeros fatores dentro da configuração de cilindros concêntricos horizontais, normalmente isotérmicos. Os principais trabalhos experimentais são citados por Kuehn e Goldstein [9], sendo que diversas correlações são propostas com dados experimentais de transferência de calor média para a convecção natural em anelar horizontal, com os resultados expressos em termos de uma condutividade térmica equivalente. A condutividade térmica equivalente é definida como o fluxo de calor efetivo dividido pelo fluxo de calor que ocorreria por condução pura na ausência de movimentação do fluido. Segundo Bishop [10] a condutividade equivalente média é essencialmente uma função do número de Rayleigh baseado na espessura da região anelar. Diversas correlações são conhecidas nesta geometria, as principais são:

Kuehn e Goldstein [9], Liu, Mueller e Landis [11], e Rithby e Hollands [12]. A melhor correlação foi obtida por Itoh, Fujita, Nishiwaki e Hirata [13] com uma nova definição de comprimento característico no número de Rayleigh.

Algumas soluções analíticas válidas para pequenos números de Rayleigh são citadas por Kuehn e Goldstein [9]. O problema conjugado de condução dentro do cilindro interno acoplado com convecção na região anelar foi estudado por Rotem [14]. A bibliografia também apresenta vários métodos de solução numérica para problemas de convecção natural entre cilindros horizontais concêntricos. Kuehn e Goldstein [15] investigam a convecção natural entre cilindros horizontais concêntricos experimentalmente com métodos óticos (interferômetro de Mach-Zehnder) e teoricamente usando uma técnica numérica de diferenças finitas nas equações governantes assumindo propriedades termofísicas constantes, proporcionando distribuições de velocidade e temperatura num escoamento permanente laminar. Kuehn e Goldstein [16] utilizam um modelo de camada-limite de condução, combinando soluções de condução, camada-limite laminar e dados experimentais. A correlação resultante é válida para escoamento laminar e turbulento. Kuehn e Goldstein [17] utilizam uma técnica de diferenças finitas (sobrerelaxação sucessiva explícita) para escoamento laminar permanente bi-dimensional para uma extensa faixa de relação de diâmetros e número de Prandtl do fluido.

#### 1.4 - Convecção Natural e Radiação Combinadas

Quando encontramos níveis de transferência de calor por convecção natural e radiação térmica de mesma ordem de magnitude, e ocorrendo simultaneamente, é muito complicado fazer uma análise apropriada da transferência de calor considerando a interação entre as duas formas de transferência. Por outro lado, salvo condições muito restritas, podemos determinar de forma aproximada a transferência de calor por convecção e radiação simultâneas mediante a superposição linear dos fluxos de calor devidos a cada forma de transferência. No estudo e modelagem matemática para o controle térmico da região de aquecimento de catenárias gás/água desenvolvido por Colle e Mendes [4], é solucionado o problema de transferência de calor conjugado envolvendo o cabo em movimento e os tubos da catenária, considerando convecção e radiação combinadas na região entre o cabo e os tubos, e a convecção na superfície externa dos tubos isolados termicamente. Neste estudo é utilizado o modelo do circuito analógico equivalente, com os fenômenos de radiação e convecção desacoplados, sendo que as temperaturas dos cilindros são uniformes, não considerando a estratificação de temperatura nas superfícies envolvidas.

Dentro da vasta investigação da transferência de calor por convecção natural entre cilindros horizontais concêntricos, como visto em publicações mais recentes que foram relatadas por Hessami, Pollard, Rowe e Ruth [18], muito embora diversos aspectos desta classe de problemas já sejam bem entendidos, ainda persistem alguns fatores a serem discutidos e explorados.

Observamos que na maior parte das situações discutidas na literatura, as condições de contorno utilizadas são de temperatura prescrita tanto no cilindro interno como no cilindro externo e geralmente uniforme. Historicamente, cabe frizar que, em todos os estudos de natureza experimental nesta concepção geométrica, o cilindro com maior temperatura é o interno, como foi feito por Kuehn e Goldstein [9] e Itaka, Araki e Hara [19].

O fluido comumente utilizado em catenárias ( $N_2$ ) é transparente à radiação térmica, sendo que os efeitos térmicos provocados pela presença deste gás sob pressão em catenárias é comumente desconsiderado nos cálculos de projeto [1]. Nas correlações convectivas, o efeito da pressão do fluido, que tem forte influência na magnitude da convecção natural não é diretamente parametrizado, sendo então introduzido via densidade do fluido que é gás ideal. O efeito da espessura da parede dos cilindros normalmente não é considerado. Entretanto, a condução nas paredes do cilindro altera as condições de contorno para o problema da convecção natural [20-22]. Alguns trabalhos investigaram tal efeito [23-26], muito embora tais análises não enfocam o efeito da condução na parede em situações de convecção natural em cilindros horizontais.

Na medida em que cresce a diferença de temperatura entre as paredes dos cilindros, cresce a importância da radiação. No caso da transferência de calor em catenárias são grandes as diferenças de temperatura entre os cilindros, daí o mecanismo de radiação ser predominante. No trabalho desenvolvido em [4] as modalidades de transferência de calor por radiação e

convecção são consideradas desacopladamente.

### 1.5 - Problema Conjugado Cabo-Catenária

No trabalho desenvolvido em [4], foram identificadas duas maneiras de abordar o problema de transferência de calor conjugado cabo-catenária. A primeira maneira baseia-se na hipótese de que cada elemento diferencial de superfície de revestimento do cabo troca calor por radiação e convecção apenas com o elemento diferencial de tubo localizado no mesmo plano do elemento de cabo, enquanto este se movimenta com velocidade constante ao longo da catenária. Desta forma o problema é considerado como unidimensional, porquanto a variável espacial relevante é apenas radial. Ponto de vista semelhante foi também utilizado por Seymour e Krick [1] na previsão de temperatura no cabo para temperaturas de tubo pré-fixadas. Nesse trabalho, a maneira encontrada para simular a condição real foi de prescrever no tubo temperaturas seccionalmente contínuas e constantes em cada intervalo de tempo. A condição de que cada elemento infinitesimal de cabo veja apenas o respectivo anel de tubo no mesmo plano elementar é irreal, pois cada anel recebe energia radiante de todos os tubos, conforme fatores de forma ou de ângulo radiativos que indicam a fração da radiação total de um tubo que é interceptada pela superfície do anel.

A segunda maneira de solução do problema, denominada de modelo estacionário, pressupõe que o cabo em movimento, corresponde ao escoamento de um sólido composto (núcleo + revestimen-

to) na direção axial da catenária. O problema de transferência de calor no cabo é visto como um problema de Graetz parabólico, onde é estabelecido o perfil de temperatura sobre a superfície externa do cabo. Cada elemento do cabo troca calor por convecção com elementos localizados no mesmo plano do elemento de cabo, e troca calor por radiação com cada tubo visível a partir deste elemento.

Os dois modelos mostraram resultados equivalentes. Todavia, a hipótese de desacoplamento entre a radiação e a convecção não foi experimentalmente comprovada. Uma abordagem teórica do problema foi feita por Prata e Colle [27], onde se conclui que as correlações utilizadas por Kuehn e Goldstein [17] e Hessami, Pollard, Rowe e Ruth [18] encontram-se dentro de uma faixa de 10% de diferença de seus resultados. Como a convecção chega a participar com 40% da transferência de calor em algumas regiões da catenária justifica-se a uma investigação experimental para verificar a aderência do modelo simplificado de analogia elétrica utilizado em [4]. Este é o propósito básico deste trabalho.

## CAPITULO 2

### ESTABELECIMENTO DO PROBLEMA

#### 2.1 - Introdução

No sentido de incluir neste trabalho uma fundamentação teórica do problema que elucida fisicamente o fenômeno a ser investigado, a simulação do problema de transferência de calor por radiação, convecção e condução em região anelar desenvolvida em [27] é aqui apresentada.

#### 2.2 - Formulação do Problema Físico

A análise da transferência de calor por convecção natural é complicada pela movimentação do fluido visto que é essencial conhecer sua distribuição de velocidade para poder determinar o campo de temperatura. Como a transferência de calor no fluido em movimento ocorre de tal forma que se conservam a massa, momentum e energia, este requisito constitui de base para deduzir as equações básicas de conservação, as quais compreendem as equações de continuidade, momentum e energia.

Dentro do problema físico de transferência de calor entre cilindros horizontais concêntricos, visto em sua seção transversal na figura 2.1, existem diversas condições e hipóteses para uma melhor simulação da situação real de catenárias gás/água. A transferência de calor entre as superfícies 3 e 2 é por convecção natural e radiação, e entre as superfícies 2 e 1 por condução. O cilindro interno possui

parede espessa de condutividade térmica  $k_s$  e temperatura em sua face interna (superfície 1)  $T_1$  uniforme. A temperatura da superfície 3 ( $T_3$ ) é maior que a da superfície 2 ( $T_2$ ), sendo  $T_3$  considerada uniforme. A temperatura da face externa do cilindro interno ( $T_2$ ) varia circunferencialmente. Escoamento em regime permanente. Fluido não entra nem escapa do sistema. Os cilindros são infinitamente longos. Escoamento invariante ao longo do eixo dos tubos (aproximação bi-dimensional). Equações independentes do tempo, acopladas e elípticas para o fluido, em coordenadas polares cilíndricas. Propriedades termofísicas constantes.

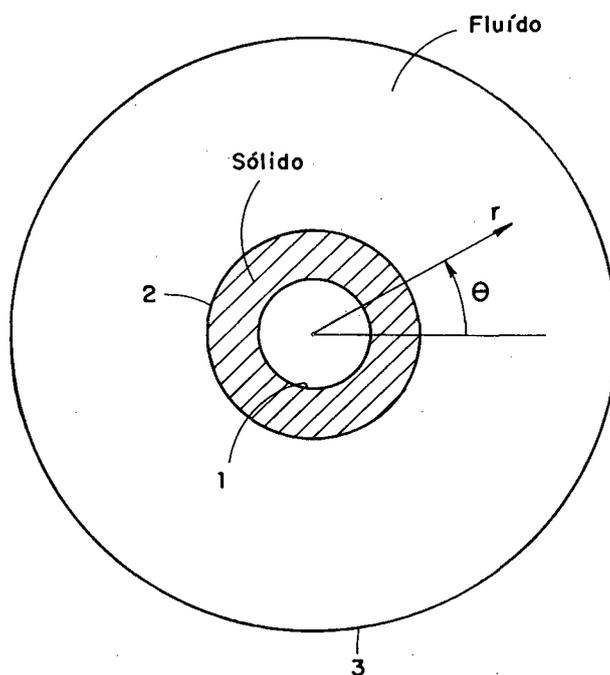


Figura 2.1 - Geometria da região a ser analisada.

A variação da densidade do fluido é incluída somente nos termos de empuxo conforme aproximação de Boussinesq.

Empuxo na direção radial ( $f_r$ )

$$f_r = - \frac{\partial p}{\partial r} - \rho g \sin \theta \quad (2.1)$$

A densidade  $\rho$  varia com a temperatura de acordo com

$$\rho = \rho_1 [1 - \beta (T - T_1)] \quad (2.2)$$

onde  $\beta$  é o coeficiente de expansão térmica, e o índice 1 se refere à superfície 1. Desta forma  $\rho_1$  é a densidade do fluido avaliada na temperatura  $T_1$ . Definindo-se uma nova pressão  $p^* = p + \rho_1 r g \sin \theta$  teremos o empuxo na direção radial sendo escrito como:

$$f_r = - \frac{\partial p^*}{\partial r} - \rho_1 g \beta (T - T_1) \sin \theta \quad (2.3)$$

De maneira análoga obtemos o empuxo na direção angular ( $f_\theta$ )

$$f_\theta = - \frac{1}{r} \frac{\partial p^*}{\partial \theta} + \rho_1 g \beta (T - T_1) \cos \theta \quad (2.4)$$

Como a densidade é considerada constante, o índice 1 será doravante eliminado. As equações do movimento e energia no fluido são:

$$\frac{\partial U}{\partial \theta} + \frac{\partial (RV)}{\partial R} = 0 \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned} \frac{U}{R} \frac{\partial U}{\partial \theta} + V \frac{\partial U}{\partial R} = - \frac{1}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \nabla^2 U + \\ + \frac{2}{R^2} \frac{\partial V}{\partial \theta} - \frac{U}{R^2} - \frac{UV}{R} + \phi N_1 (\gamma_3 - 1) \cos \theta \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$\frac{U}{R} \frac{\partial V}{\partial \theta} + V \frac{\partial V}{\partial R} = - \frac{\partial P}{\partial R} + \nabla^2 V -$$

$$- \frac{2}{R} \frac{\partial U}{\partial \theta} - \frac{V}{R^2} + \frac{U^2}{R} + \phi N_1 (\gamma_3 - 1) \sin \theta \quad (2.7)$$

$$\frac{U}{R} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} + V \frac{\partial \phi}{\partial R} = \frac{1}{Pr} \nabla^2 \phi \quad (2.8)$$

onde  $\nabla^2$  é o operador Laplaceano nas coordenadas polares R e  $\theta$ .  
Sendo as seguintes as adimensionalizações utilizadas:

$$R = \frac{r}{D_1}, \quad U = \frac{u D_1}{v}, \quad V = \frac{v D_1}{v},$$

$$P = \frac{p^* / \rho}{(v/D_1)^2}, \quad \phi = \frac{T - T_1}{T_3 - T_1} \quad (2.9)$$

onde u é a velocidade angular, v a velocidade radial,  $p^*$  a pressão modificada, T a temperatura,  $\rho$  a densidade,  $\nu$  a viscosidade cinemática e D o diâmetro, e ainda

$$N_1 = \frac{g \beta D_1^3 T_1}{\nu^2}, \quad \gamma_3 = \frac{T_3}{T_1}$$

$$Gr = N_1 (\gamma_3 - 1), \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.10)$$

onde g é a aceleração gravitacional,  $\alpha$  a difusividade térmica,  $\beta$  o coeficiente de expansão térmica, cp o calor específico a pressão constante, k a condutividade térmica, Gr o número de Grashof e Pr o número de Prandtl. Para a região sólida, as equações do movimento são irrelevantes e a equação da energia

se transforma em  $\nabla^2 \phi = 0$ .

São as seguintes as condições de contorno para o problema: as paredes dos cilindros são impermeáveis, simetria do escoamento convectivo no plano vertical do centro do sistema, sendo que nas linhas de simetria ( $\theta = 0^\circ$  e  $\theta = 180^\circ$ ), as derivadas angulares de temperatura se anulam, bem como a função de corrente.

Cilindro interno ( $R = R_1$ ),

$$\begin{aligned} U = V = 0 & \text{ (condição hidrodinâmica)} \\ \phi = 0 & \text{ (equação da energia)} \end{aligned} \quad (2.11)$$

Cilindro externo ( $R = R_3$ ),

$$\begin{aligned} U = V = 0 & \text{ (condição hidrodinâmica)} \\ \phi = 1 & \text{ (equação da energia)} \end{aligned} \quad (2.12)$$

### 2.3 - Balanço de Energia no Cabo

O balanço de energia na interface entre sólido (s) e fluido (f) de um elemento infinitesimal de cabo de comprimento  $dx$  nos fornece a seguinte equação:

$$\begin{aligned} - 2 \pi R_2 k_s \frac{\partial T_2}{\partial r} \Big|_{r=R_2} &= \frac{2 \pi R_2 \epsilon_2}{1 - \epsilon_2} (\sigma T_2^4 - B_2) - \\ &- 2 \pi R_2 k_f \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_f \end{aligned} \quad (2.13)$$

onde  $\sigma$  é a constante de Stefan-Boltzmann,  $B_2$  a radiosidade da superfície 2 e  $\epsilon_2$  a emissividade da superfície 2. A equação (2.13) adimensionada se transforma em:

$$-\frac{k_s}{k_f} \frac{\partial \varnothing}{\partial R} \Big|_s = \frac{\epsilon_2}{1-\epsilon_2} \frac{k_s}{k_f} \frac{N_2}{\gamma_3-1} [(\varnothing (\gamma_3-1)+1)^4 - B_2^* \gamma_3^4] - \frac{\partial \varnothing}{\partial R} \Big|_f \quad (2.14)$$

com

$$B_2^* = \frac{B_2}{\sigma T_3^4}, \quad N_2 = \frac{\sigma T_1^3 D_1}{k_s}$$

$$Nr = \frac{N_2 \gamma_3^4}{\gamma_3 - 1} \quad (\text{número de radiação}) \quad (2.15)$$

As equações integrais que governam o problema de radiação e que servem para a determinação de  $B_2^*$  são:

$$B_2^* = \epsilon_2 \left[ \frac{(\gamma_3 - 1) \varnothing_2 + 1}{\gamma_3} \right]^4 + (1 - \epsilon_2) \int_0^{2\pi} (B_3^* K_{23}) d\theta \quad (2.16)$$

$$B_3^* = \epsilon_3 + (1 - \epsilon_3) \int_0^{2\pi} (B_3^* K_{33} + B_2^* K_{32}) d\theta \quad (2.17)$$

onde  $B_3^*$  é a radiosidade da superfície 3,  $\epsilon_3$  a emissividade da superfície 3 e  $K_{23}$ ,  $K_{32}$  e  $K_{33}$  são os núcleos das equações integrais que dependem exclusivamente da geometria do problema. Nas expressões (2.14) e (2.16) ve-se que as equações diferenciais que governam a condução no sólido e a convecção no fluido estão acopladas às equações integrais do problema radiativo através da temperatura e radiosidade da superfície 2, ou seja,  $\varnothing_2$  e  $B_2^*$ .

## 2.4 - Soluções Numéricas

A solução numérica do problema de transferência de calor por convecção e radiação combinadas utilizada por Prata e Colle [27] considera o movimento convectivo do gás na região anelar e o efeito da camada isolante do cabo sobre este processo. O problema conjugado foi solucionado utilizando-se o método dos volumes finitos [28] nas equações diferenciais com uma malha  $28 \times 32$  pontos nodais nas direções  $\theta$  e  $R$ . Na direção  $\theta$  a malha é uniforme, ao passo que na direção  $R$  os pontos foram concentrados nas regiões próximas da superfície dos cilindros. O acoplamento entre pressão e velocidade nas equações do movimento foi tratado através do algoritmo SIMPLER [28]. As equações integrais foram resolvidas pelo método da colocação com as integrais feitas através da regra de Simpson, sendo que as superfícies 2 e 3 foram discretizadas por 81 pontos nodais cada, uniformemente distribuídos em  $\theta$ .

Através do algoritmo resultante podemos observar a importância relativa da convecção e radiação na transferência de calor entre as superfícies 3 e 1 como função de  $\gamma_3$ . A temperatura da face externa do cilindro interno (superfície 2), variável circunferencialmente pelo acoplamento da convecção e da radiação é uma das grandezas a determinar no problema. A solução acima recai no tradicional problema de convecção natural entre cilindros horizontais concêntricos fazendo-se  $k_s/k_f \rightarrow \infty$  e  $Nr = 0$ . O algoritmo desenvolvido em [27] permite-nos observar, fixando  $N_1$ ,  $N_2$ ,  $Pr$ ,  $\epsilon_2$ ,  $\epsilon_3$ ,  $D_3/D_1$  e  $D_2/D_1$ , a variação da temperatura na interface entre o sólido e o fluido

(superfície 2) em função da coordenada  $\theta$  para  $\gamma_3$  entre 1.1 e 1.4, visualizando pontos de mínimo e máximo de temperatura, localizando zonas de vórtices, plumas e pontos de estagnação do fluido na região anelar. Outros parâmetros de interesse como fração radiativa e calor total adimensional transferido também são observados nesse estudo.

A transferência de calor entre as superfícies mostradas na figura 2.1 pode ser modelada por um circuito analógico equivalente como ilustrado na figura 2.2. Este modelo permite uma solução aproximada do problema, assumindo que não há estratificação de temperatura na região sólida (revestimento isolante do cabo) vista na figura 2.1. Neste caso os mecanismos radiativo e convectivo ficam desacoplados em virtude da temperatura na superfície 2 ser considerada uniforme. Esta simplificação se torna mais correta à medida em que a relação  $k_s/k_f$  aumenta.

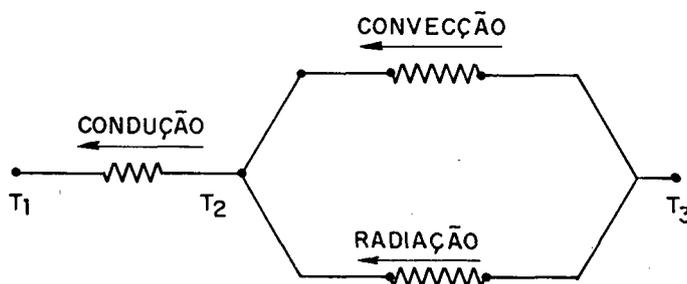


Figura 2.2 - Circuito equivalente.

O balanço de energia na interface sólido-fluido (superfície 2) fica:

$$\frac{2 \pi k_s (T_2 - T_1)}{\ln (D_2/D_1)} = h \pi D_2 (T_3 - T_2) + \frac{\sigma \pi D_2 (T_3^4 - T_2^4)}{F_{23}} \quad (2.18)$$

com

$$F_{23} = 1/\epsilon_2 + (D_2/D_3) \cdot (1/\epsilon_3 - 1) \quad (2.19)$$

onde  $h$  é coeficiente de transferência de calor por convecção para a região anelar e  $F_{23}$  o fator de forma para cilindros concêntricos infinitos. A adimensionalização da equação (2.18) resulta:

$$N_{rad} (\gamma_2^4 - \gamma_3^4) + N_{conv} (\gamma_2 - \gamma_3) + N_{cond} (\gamma_2 - 1) = 0 \quad (2.20)$$

com

$$N_{cond} = \frac{1}{\ln (D_2/D_1)}, \quad N_{conv} = \frac{k_f Nu}{2 k_s}, \quad N_{rad} = \frac{D_2 \sigma T_1^3}{2 k_s F_{23}} \quad (2.21)$$

onde  $Nu$  é o número de Nusselt para a convecção natural entre cilindros horizontais concêntricos,  $N_{cond}$  o número de condução,  $N_{conv}$  o número de convecção e  $N_{rad}$  o número de radiação. As correlações convectivas utilizadas neste estudo são: Correlação de Hessami, Pollard, Rowe e Ruth [18], que foi utilizada no estudo de Prata e Colle [27],

$$Nu = 0.53 \left[ \frac{(D_3/D_2 - 1)}{(D_3/D_2)} \frac{Pr Ra_2}{Pr + 0.952} \right]^{1/4} \quad (2.22)$$

Correlação de Kuehn e Goldstein [17], usada por Colle e Mendes [4]:

$$Nu = (Nu_{conv}^{15} + Nu_{cond}^{15})^{1/15} \quad (2.23)$$

com

$$Nu_{conv} = \frac{2}{\ln [(1+2/A) / (1-2/B)]}$$

$$Nu_{cond} = \frac{2}{\ln (D_3/D_2)}$$

$$A = 0.518 Ra_2^{1/4} [1 + (0.559/Pr)^{3/5}]^{-5/12}$$

$$B = 0.587 Ra_3^{1/4} \quad (2.24)$$

onde  $Ra_i = Gr_i \cdot Pr$  é o número de Rayleigh; os subíndices indicam qual a superfície onde este é baseado. A equação (2.20) fornece  $\gamma_2$  em função dos parâmetros do problema ( $N_{rad}$ ,  $N_{conv}$ ,  $N_{cond}$ ,  $Pr$ ,  $\epsilon_2$ ,  $\epsilon_3$ ,  $D_3/D_1$ ,  $D_2/D_1$ ) determinando através do processo iterativo de Newton-Raphson a temperatura  $T_2$  correspondente ao balanço de energia. Conhecendo-se  $\gamma_2$  pode-se determinar o calor trocado entre as superfícies 2 e 3. O modelo numérico relatado em [27] e o modelo do circuito analógico equivalente serão comparados e avaliados com o modelo experimental objeto deste estudo.

## 2.5 - Objetivos da Pesquisa Experimental

Procuramos aqui reproduzir aproximadamente as condições reais de catenária. No caso real, todo elemento de condutor revestido, de comprimento infinitesimal  $dx$ , que sai da

extrusora (figura 2.3) é submetido a um perfil transiente de temperatura quando atravessa a região de aquecimento. Como a velocidade da linha é constante e relativamente baixa, podemos assumir que a história térmica deste cabo pode ser dividida em subregiões, onde cada uma é formada por um tubo aquecido independentemente, isolado térmica e eletricamente dos outros e com temperatura constante, obedecida a condição de compatibilidade de que a soma dos fluxos totais dos tubos deve ser igual ao fluxo total entregue ao cabo (figura 2.4) [4].

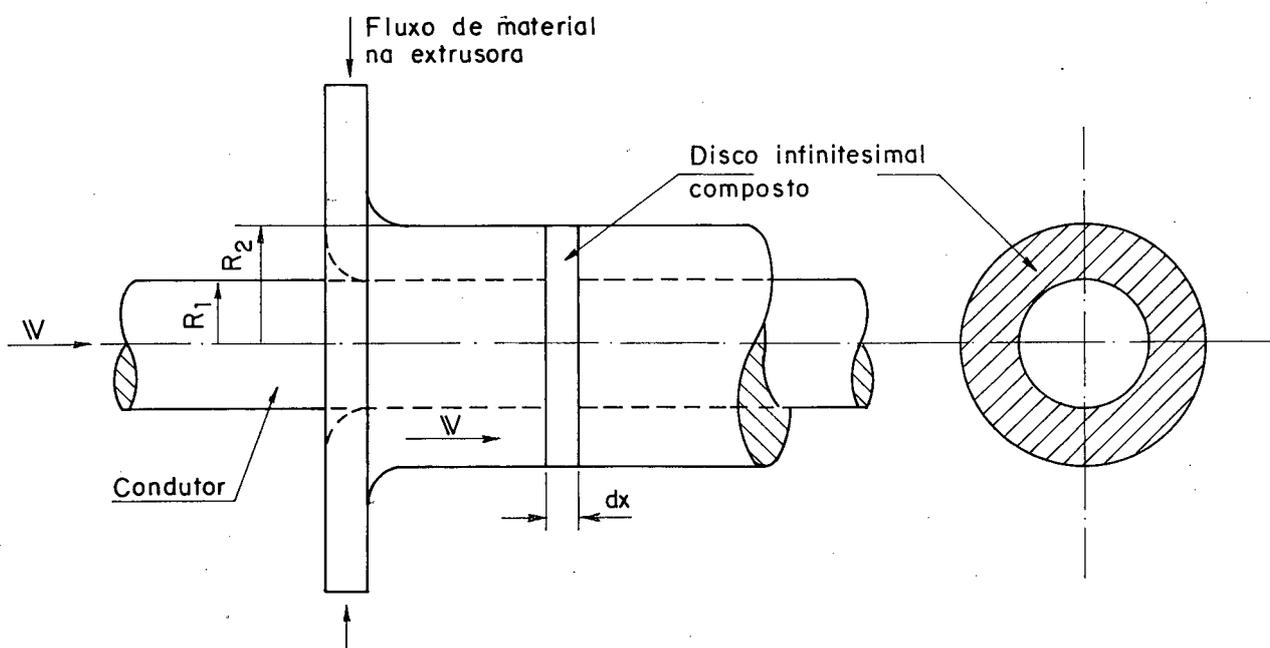


Figura 2.3 - Elemento composto em formação na extrusora.

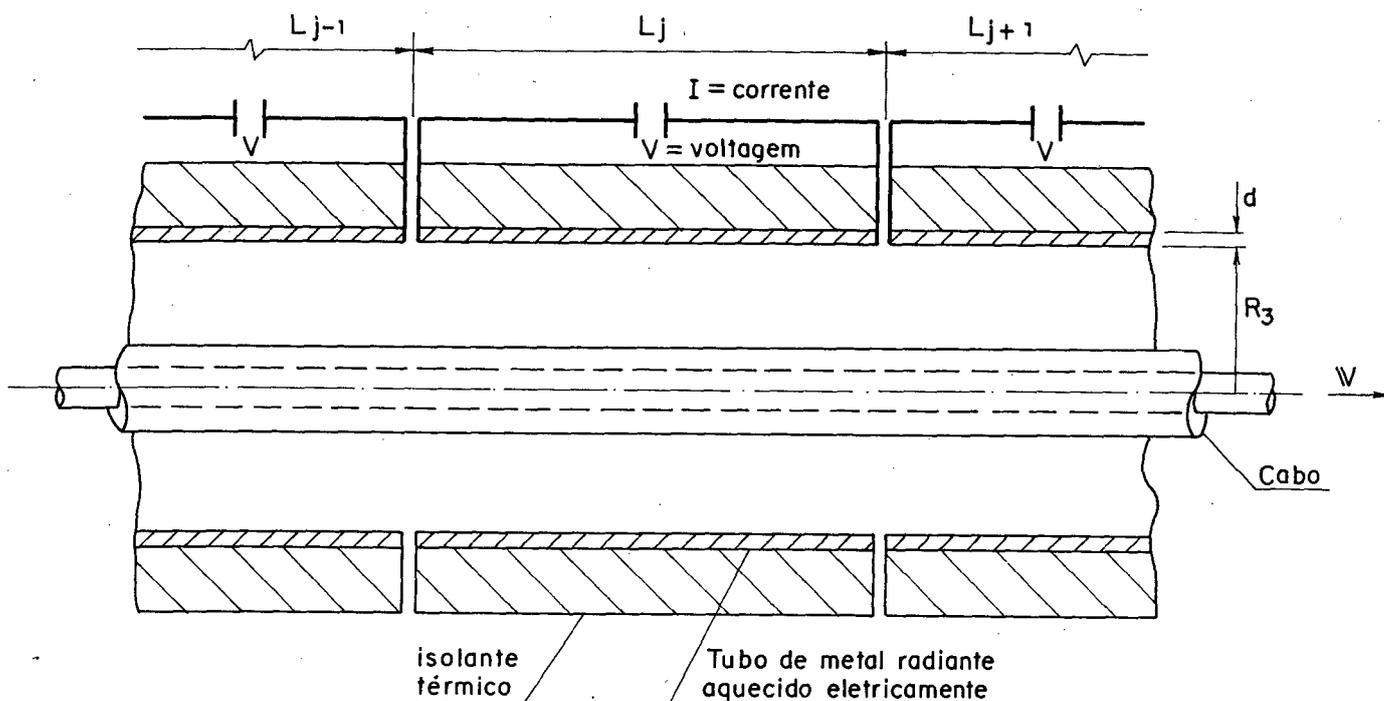


Figura 2.4 - Geometria dos tubos da catenária.

Em catenárias gás/água podemos assumir diversas hipóteses dentro do problema físico estabelecido. Condutor e revestimento entram na catenária com temperaturas de entrada iguais. Os campos de temperatura são axialmente simétricos. Os materiais do condutor e do revestimento são homogêneos, isotrópicos e tem propriedades físicas constantes. As superfícies radiantes são consideradas cinzentas com emissividade hemisférica total constante. O movimento de gás na direção axial da catenária é desprezado em virtude de o gradiente de temperatura nesta direção ser crescente no sentido contrário ao movimento do cabo, à exceção do primeiro tubo "splice-box", onde a temperatura do gás é mais baixa que a temperatura deste no segundo tubo. A região de aquecimento da catenária é constituída de número finito de subregiões, cada uma das quais

aquecida independentemente por efeito Joule pela passagem em curto-circuito de corrente elétrica, diretamente aplicada em sua superfície, na direção do movimento do cabo. As paredes de entrada e saída da região de aquecimento são reirradiantes e não conduzem calor. Os tubos componentes da região de aquecimento são isolados termicamente do ambiente cuja temperatura é considerada constante.

Nestas condições, para que pudessemos aproximar termicamente o que ocorre em cada subregião da catenária, um aparato experimental foi projetado, sendo que alguns desvios das condições reais de catenária foram produzidos. As adaptações impostas à câmara experimental se devem principalmente às próprias limitações de laboratório. A potência térmica produzida na câmara é gerada por efeito Joule, pela passagem em curto-circuito de corrente elétrica diretamente no cilindro externo de aço inox. É introduzida internamente ao cilindro externo uma chapa calandrada de cobre, para promover uma distribuição homogênea de temperaturas periférica e longitudinalmente. A transferência de calor ocorre em regime permanente. O fluxo de calor líquido trocado na câmara é constante, sendo o resultado líquido entre o calor gerado por efeito Joule no cilindro externo e a perda de calor pelo isolamento térmico externo, numa região útil isolada lateralmente. O cilindro interno é estático, pois o calor que provém da câmara é permanentemente retirado através de um furo concêntrico por onde passa transversalmente água em alta velocidade e com vazão controlada. A câmara foi disposta na posição horizontal para a minimização dos efeitos de movimento

convectivo tri-dimensional do gás visto que a inclinação máxima que ocorre nos tubos de uma catenária é da ordem de  $30^\circ$ . Gás nitrogênio fica confinado sob pressão constante até 8 atmosferas, pois em catenárias ocorre uma baixa e periódica exaustão do gás para eliminação de subprodutos volatilizados no processo de reticulação dos cabos. Minimização das perdas de calor nas extremidades laterais da câmara por uma blindagem radiativa promovida por discos laterais espelhados e reirradiantes, e com material isolante térmico posterior a estes.

## CAPITULO 3

### DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

#### 3.1 - Projeto

Dentro dos objetivos estabelecidos para a experimentação, foi projetada uma câmara de aquecimento (figura 3.1) onde pudessemos simular, nas diversas condições de temperatura, pressão e meio ambiente, os fenômenos térmicos que ocorrem em situações reais de catenárias contínuas gás/água. Em linhas gerais, a câmara experimental foi projetada para propiciar diversas facilidades. Fonte de calor, com energização por efeito Joule pela passagem de corrente elétrica pelo tubo externo (cobre + aço inox) da câmara. Linha de gás nitrogênio para pressurização da câmara até 8 atmosferas. Linha de vácuo via bomba mecânica para experimentações envolvendo somente radiação térmica. Linha d'água para refrigeração do cabo com retirada de calor controlada. Isolamento térmico externo periférico e lateral. Dimensões do tubo e do cabo similares às reais de catenária. Monitoração e registro dos parâmetros envolvidos com instrumentação compatível: pressão (manômetros e válvulas), corrente elétrica (alicate amperimétrico), vazão d'água (rotâmetro regulador de vazão) e temperatura (sistema de aquisição de dados).

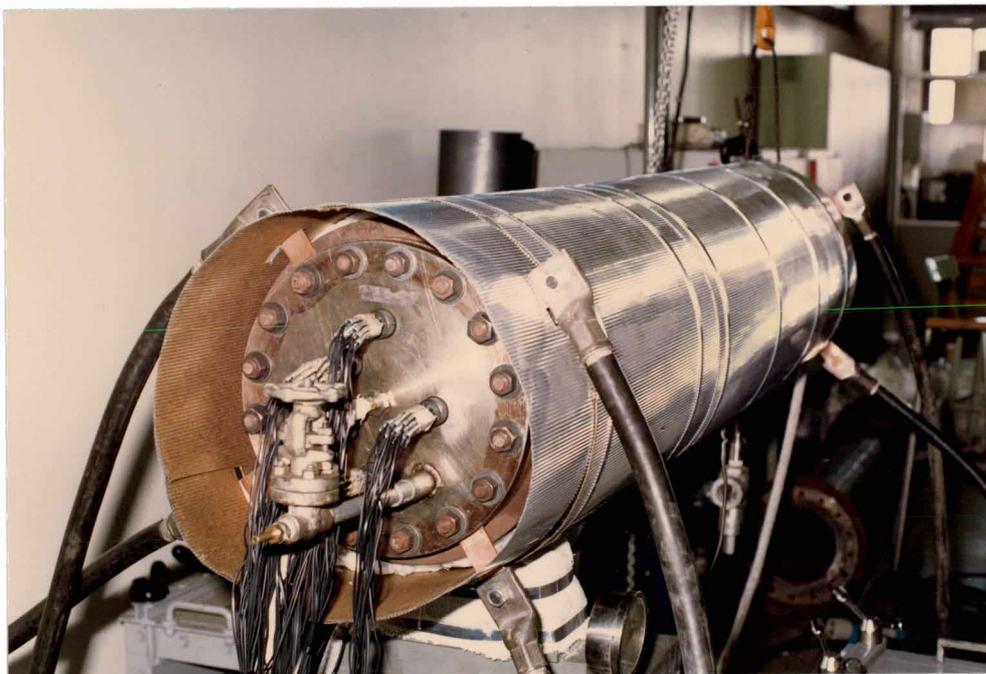


Figura 3.1 - Câmara de aquecimento.

### 3.2 - Construção

Para a construção da câmara de aquecimento foi necessária a aquisição e confecção de diversos materiais e equipamentos. Alguns, entretanto, já eram disponíveis em função de experimentações anteriores, feitas por pesquisadores do CPqD Pirelli [5], que visavam o estudo do "dropping" em cabos, e portanto, algumas modificações estruturais também foram executadas. No apêndice II encontra-se a descrição de diversos elementos componentes da bancada de aquecimento. A seguir, descrevemos os elementos principais da estrutura da câmara. Um tubo de aço inox AISI 316, de 2 metros de comprimento, diâmetro interno de 250 mm e espessura de parede de 6.35 mm. O tubo é flangeado nas extremidades, com 16 furos de 21 mm em cada

flange para o fechamento lateral via tampas. Por segurança, devido à necessidade de pressurização da câmara, foi acoplada ao tubo uma válvula de segurança que se abre com 12 atmosferas. O sistema de apoio é composto, de um lado por uma articulação metálica soldada ao tubo e apoiada sobre um calço de amianto com 12.7 mm de espessura, sendo este fixado a um cavalete metálico fundado ao piso, e opostamente, por um olhal metálico ligado por corrente de aço a uma talha elétrica instalada no teto do laboratório e que permite a inclinação do tubo; entretanto, apenas experimentações com o tubo na posição horizontal serão executadas. Para o mapeamento térmico no tubo foram soldados diversos termopares em sua face externa.

Encamisado no interior do tubo de aço inox, o tubo de cobre oxidado (figura 3.2) estabelece um perfil uniforme de temperaturas na região útil da câmara, sendo que todo o calor gerado no tubo de aço inox e em si próprio é homogêneamente distribuído para o interior da câmara, descontada a perda de calor pelo isolamento externo. A superfície do tubo possui acabamento uniforme com baixa rugosidade e com emissividade radiativa relativamente alta e uniforme, pois o mesmo é decapado num banho de ácido sulfúrico por 15 minutos, e posteriormente oxidado quimicamente com um banho em solução de sulfureto de potássio por 10 minutos, exceto nos bornes laterais, formando uma camada superficial uniforme de óxido cuproso. Construtivamente, o tubo de cobre consiste numa chapa de cobre eletrolítico de 2.11 mm de espessura e 1200 mm de comprimento, calandrada num raio de curvatura interno de 115.3 mm. O cilindro resultante é costurado longitudinalmente com solda

prata em pontos equidistantes. As extremidades deste tubo são recortadas e furadas, formando um conjunto de 16 bornes de 80 mm de comprimento, 20 mm de largura e com furo de 10 mm de diâmetro na extremidade, que servem para conexão dos cabos de energia que fazem a distribuição de corrente elétrica neste tubo. Em sua face externa são soldados também com solda prata 27 termopares, sendo 9 posições angulares e 3 longitudinais, para o mapeamento térmico desta região. Os termopares foram colocados em sua face externa para que não interfiram no fenômeno convectivo no interior da câmara, e também devido ao tubo ser de fina espessura.

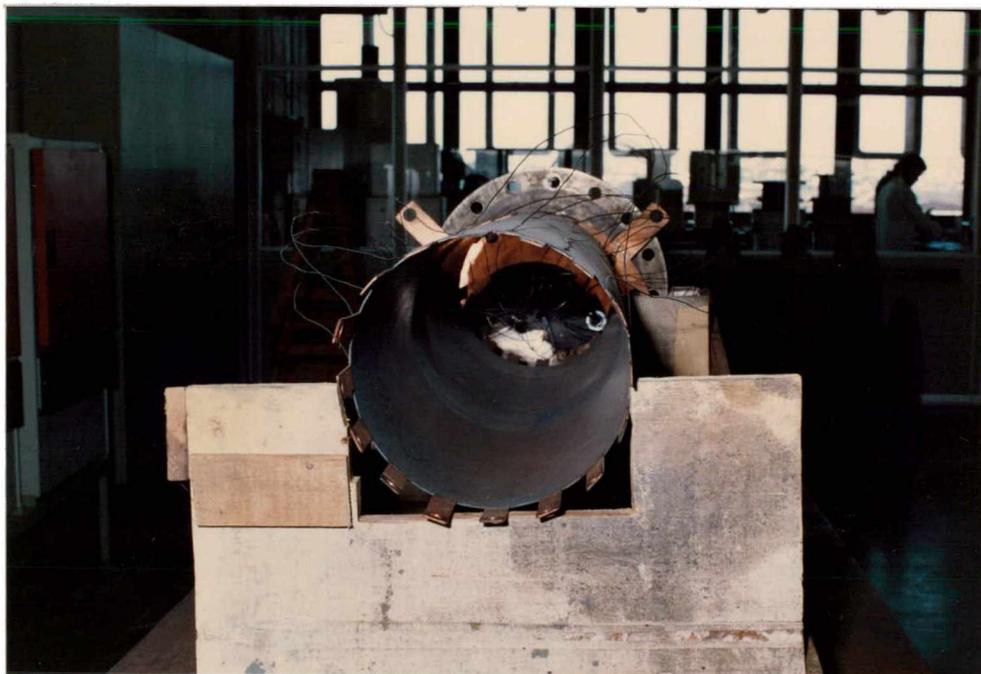


Figura 3.2 - Tubo de cobre.

O núcleo ou cilindro interno (figura 3.3) que simula o condutor de um cabo, considerado termicamente um reservatório de calor, é formado por um vergalhão circular de cobre eletrolítico decapado e jateado superficialmente, com 1050 mm de comprimento e 25.4 mm de diâmetro externo. Possui uma furação longitudinal em seu centro, de 8 mm de diâmetro, que permite a passagem d'água em seu interior para refrigeração do cabo, e cuja linha é conectada através de suas extremidades rosqueadas. Um total de 6 ranhuras longitudinais com raio de 0.75 mm na superfície externa do vergalhão servem de assentamento de termopares nesta região para medição de temperaturas na interface núcleo/revestimento.

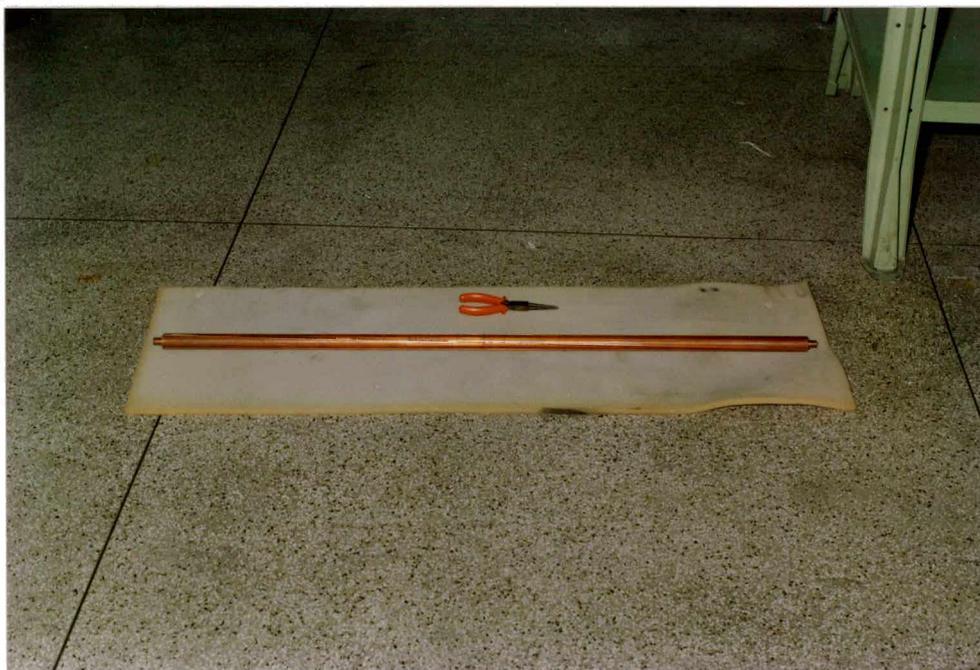


Figura 3.3 - Núcleo de cobre.

Visando observar o efeito térmico de uma camada isolante sobre o núcleo de cobre, que simula as condições reais de cabos em catenária e que pode alterar significativamente os fenômenos térmicos em questão neste estudo, é aplicado sobre o núcleo um material dielétrico isolante normalmente utilizado em cabos de alta tensão, conhecido como borracha de Etileno-Propileno (EPR). Este material é reticulado previamente sobre o núcleo para evitar efeitos de "dropping". O processo de aplicação consiste em revestir o núcleo com tiras do material isolante inicialmente cru, de 0.82 mm de espessura e 25.4 mm de largura. O enfitamento é helicoidal com passo de remonte de 12.7 mm, sendo aplicadas 9 camadas que permitam que haja excesso de material. Entre estas camadas e o núcleo ficam assentados termopares sobre as 6 ranhuras do núcleo, num total de 18. Recobre-se helicoidalmente esta camada com uma fita plástica de Mylar resistente a altas temperaturas, e sobre esta uma fina fita de cobre (figura 3.4). A seguir é colocada também helicoidalmente uma resistência térmica em forma de malha sobre a fita de cobre. O processo se completa com a ligação elétrica da malha térmica para promover uma temperatura de 120°C por uma hora, controlada por um pirômetro. Este processo é denominado hot-foil e promove a reticulação térmica da camada de material polimérico isolante (figura 3.5).

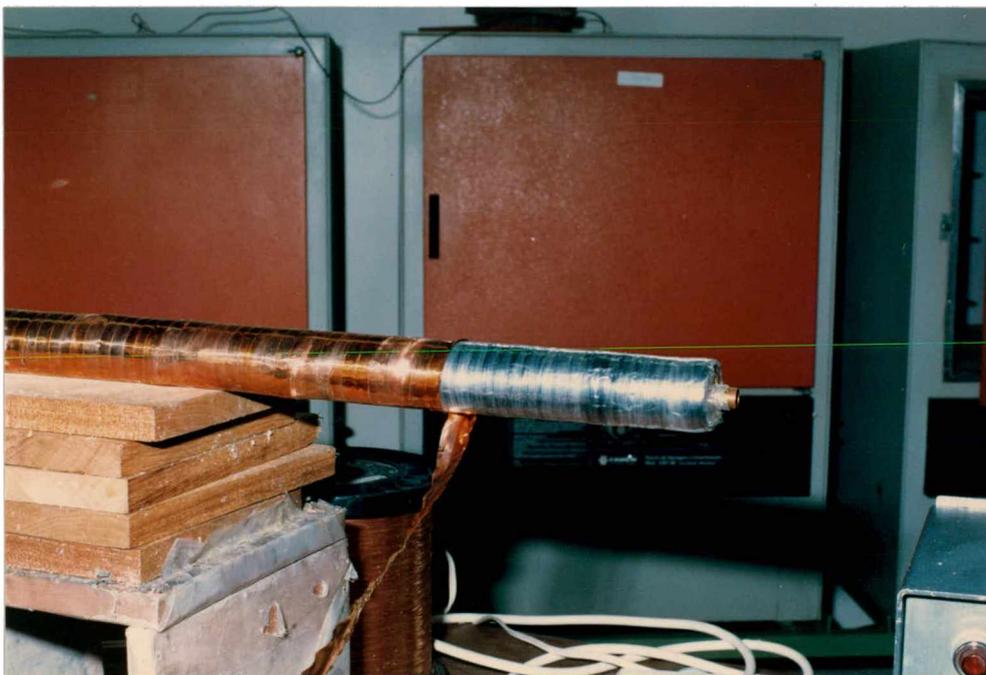


Figura 3.4 - Confeção do cabo. Aplicação das fitas de Mylar e cobre sobre o material isolante.



Figura 3.5 - Confeção do cabo. Processo hot-foil.

Após o aquecimento retiram-se a malha térmica e as fitas de cobre e Mylar. Em seguida é feito o lixamento da camada isolante para a retirada do excesso de material e garantindo a concentricidade entre esta e o núcleo. A camada cilíndrica resultante tem um diâmetro externo de  $39.5 \pm 0.5$  mm. Para completar-se o revestimento, são feitas longitudinalmente 6 ranhuras com posições angulares idênticas às do núcleo. Assentam-se nestes canais 18 termopares, sendo 3 em cada canal. Recobre-se então toda a camada com uma tira semicondutora de EPR com negro de fumo, e em seguida repete-se o processo hot-foil de reticulação com posterior lixamento. Finalmente obtemos uma camada de revestimento isolante com  $40.5 \pm 0.5$  mm de diâmetro externo e 1020 mm de comprimento (figura 3.6).



Figura 3.6 - Cabo revestido.

A região útil de aquecimento, com 1000 mm de comprimento, é lateralmente protegida por blindagens radiativas (figura 3.7) formadas por conjuntos de discos de aço inox polido. Esta blindagem tem por finalidade impedir que a radiação incidente no disco da face de dentro desta região, oriunda do tubo de cobre, seja absorvida, reduzindo as perdas de calor pelas laterais. Cada conjunto é formado por 3 discos de 0.5 mm de espessura, diâmetro externo de 227 mm e diâmetro interno de 40 mm, sendo espaçados um do outro por buchas de aço de 2 mm de espessura, e fixados por 4 rebites em cada conjunto (figura 3.8). As bordas externas dos conjuntos são preenchidas com lã de vidro. São utilizados grampos de cobre esmaltados, sendo 4 em cada lado, para fixação e posicionamento dos conjuntos no interior do tubo de cobre.

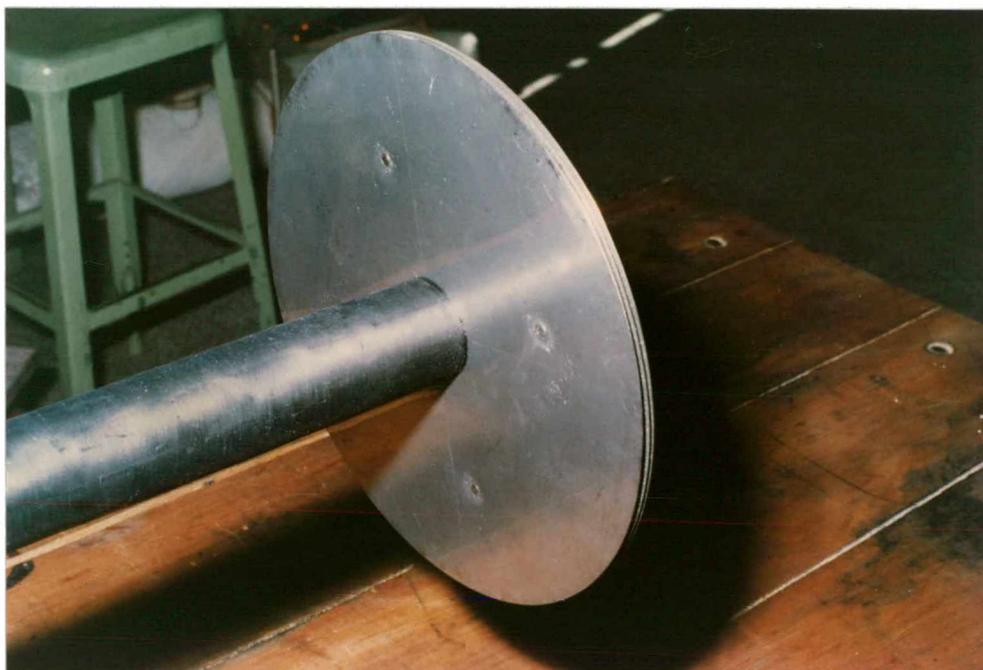


Figura 3.7 - Disco de blindagem radiativa acoplado ao cabo.

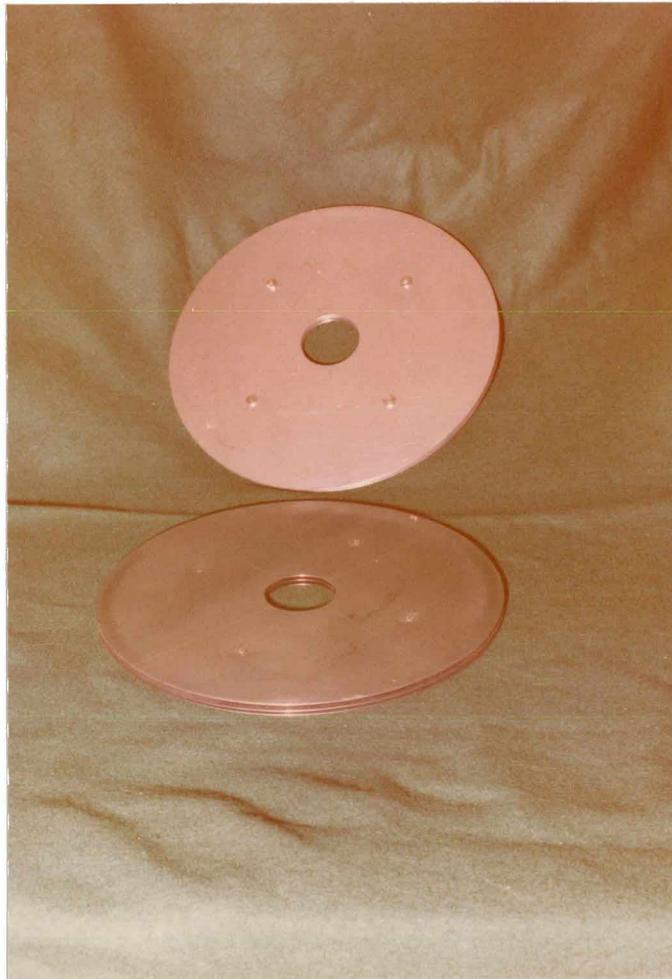


Figura 3.8 - Discos de blindagem radiativa.

A condição fundamental para a obtenção de um satisfatório nível de troca térmica, sem grandes perdas de calor, é através de um isolamento térmico eficiente. A figura 3.9 mostra a região efetivamente isolada, tanto externa quanto internamente, onde a transferência de calor radiativa e convectiva ocorre entre os tubos de aço inox e de cobre e o cabo num comprimento longitudinal de 1000 mm.

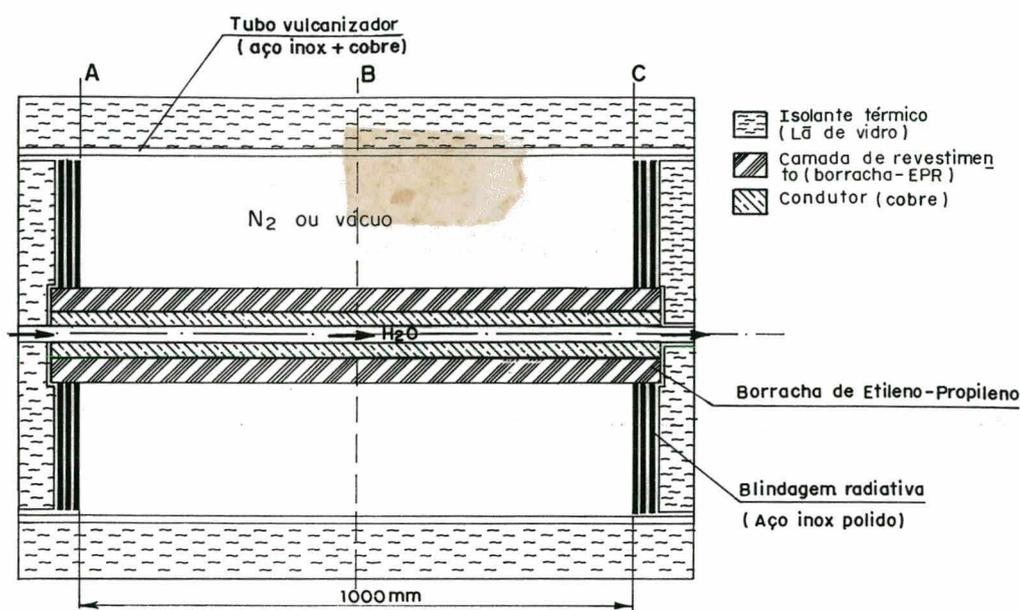


Figura 3.9 - Região da câmara efetivamente isolada.

No lado externo da câmara, o isolamento térmico é feito com lâã de vidro na forma de mantas compactadas, envolvendo o tubo de aço inox formando um cilindro com diâmetro interno de 273 mm e diâmetro externo de 503 mm, lâã de vidro na forma de flocos, cobrindo as tampas laterais com espessura de 200 mm, lâã de vidro na forma de flocos, envolvendo a articulação de apoio do tubo de aço inox, amianto na forma de placa com 12.7 mm de espessura, isolando a articulação de apoio do tubo de aço inox e a estrutura de suporte que é chumbada ao chão, e amianto na forma de manta flexível, que envolve o isolamento da articulação (figura 3.10). Chapas flexíveis de alumínio corrugado envolvem todo o isolamento externo de lâã de vidro, servindo de elemento de proteção estrutural. A chapa tem espessura de 0.40 mm e comprimento de 910 mm. A fixação desta estrutura é feita por cintas de alumínio de 19 mm de largura,

igualmente espaçadas, e com selo de travamento.

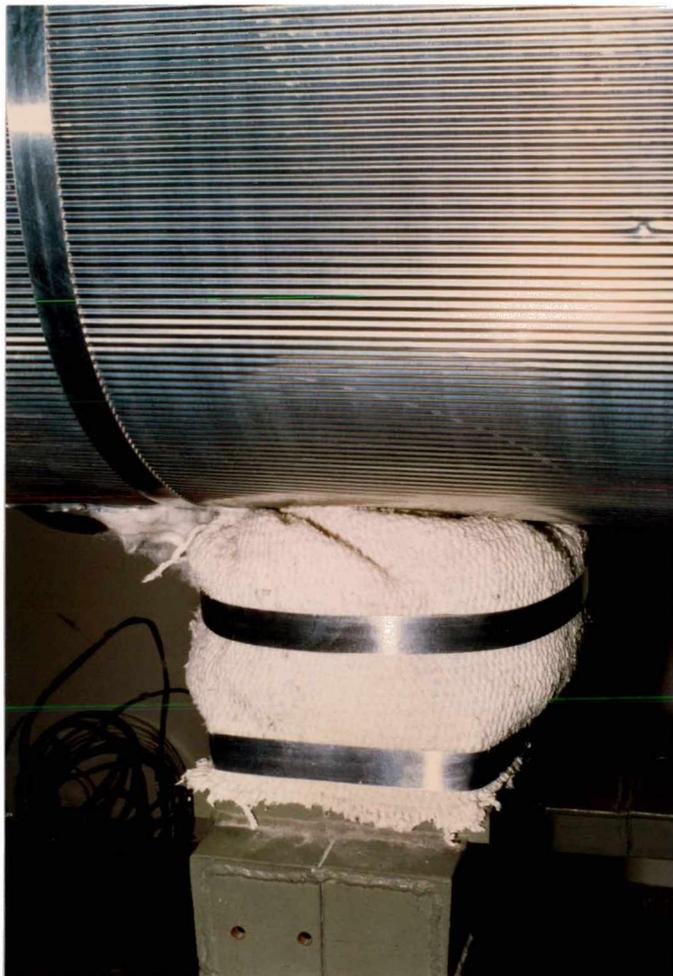


Figura 3.10 - Detalhe do isolamento térmico no apoio estrutural da câmara de aquecimento.

No lado interno da câmara, colocam-se lã de vidro na forma de flocos compactados, preenchendo as laterais ao tubo de cobre entre a tampa e os discos de blindagem radiativa, 4 fatias de amianto compactado, que servem de apoio do tubo de cobre para manter a concentricidade entre os tubos de cobre e o de aço inox, sem que seja uma espécie de aleta entre eles, e amianto na forma de manta com espessura total de 5 mm, que envolve as mangueiras da linha d'água da câmara.

### 3.3 - Energização da Câmara

Uma das etapas mais delicadas deste trabalho coube ao processo de geração de calor na câmara, primeiro pelo difícil controle que teríamos do calor que efetivamente é gerado na região útil considerada, para efeito de troca térmica entre o cabo e a câmara em que está envolvido, e segundo pelos isolamentos térmico e elétrico entre diversos componentes da câmara, entre si ou com o ambiente externo e estruturas de apoio da câmara.

Para o aquecimento da câmara é utilizado o princípio da geração de calor por efeito Joule, que ocorre com a passagem de corrente elétrica longitudinalmente aos tubos de aço inox e de cobre. Toda energia elétrica dissipada nesta região se transforma em energia térmica [29]. A corrente elétrica é gerada via transformadores de corrente, cujo controle é feito por variadores de tensão. Os cabos de energia que fazem a ligação entre os transformadores e a câmara são convenientemente instalados de modo que as correntes elétricas que atravessam longitudinalmente os tubos, se distribuam homogêneamente ao longo de suas seções transversais, sendo ainda completamente independentes e sem perdas por corrente de fuga. Para que as correntes elétricas destinadas a atravessar independentes e sem fuga os tubos de cobre e de aço inox é necessário o isolamento elétrico entre as coroas e as flanges do tubo de aço inox. Os cabos de energia que passam pelos transformadores são acoplados ao tubo de aço inox diretamente pelas flanges, sendo fixados com os próprios parafusos das

tampas em duas posições de cada lado, havendo o lixamento das superfícies do terminal do cabo e da flange do tubo para eliminar o efeito de resistência de contato.

O tubo de cobre, como fica encamisado internamente ao tubo de aço inox necessita de uma forma indireta de passagem de corrente elétrica vinda dos cabos de energia externos. A utilização de coroas de cobre esmaltadas e cabos de energia internos permite esta conexão sem comprometer o sistema de vedação da câmara.

#### 3.4 - Montagem

O processo de montagem da câmara, devido à grande quantidade de elementos envolvidos, é dividido em 4 etapas: montagem da carcaça externa, montagem do conjunto interno, fechamento e acoplamento das ligações externas. Na montagem da carcaça externa, o tubo de aço inox, apoiado sobre o suporte metálico, é posto na posição horizontal pela corrente de aço da talha elétrica. Após o acoplamento de um manômetro junto à válvula de segurança é feito o recobrimento do tubo com várias camadas compactas de lã de vidro. O envolvimento externo final do tubo é feito com placas flexíveis de alumínio corrugado, sendo o conjunto fixado por cintas de alumínio. Todos os termopares alocados nesta região, sendo 11 soldados na face externa do tubo e 3 próximos à superfície externa do isolamento externo de lã de vidro, saem por um orifício na parte inferior da carcaça.

Na montagem do conjunto interno inicialmente são

amarradas à tampa esquerda duas guarnições de amianto com a coroa de cobre entre elas. São conectados à tampa 2 dos 5 bujões para termopares destinados aos pontos do tubo de cobre. Os termopares destes bujões são soldados na face externa do tubo de cobre já calandrado e costurado (figura 3.11). O tubo de cobre é decapado e oxidado quimicamente. Acoplam-se à tampa os demais bujões para termopares e inicia-se a confecção do cabo (núcleo + revestimento reticulado) com o assentamento dos seus 36 termopares. O cabo já confeccionado é introduzido ao interior do tubo de cobre, sendo então colocados os dois conjuntos de blindagem radiativa sobre suas extremidades, formando uma câmara onde o cabo e o tubo de cobre ficam concentricamente dispostos. Cada conjunto é fixado por 4 grampos de cobre presos às bordas do tubo de cobre. Coloca-se a conexão da linha d'água na tampa e acoplam-se entre esta e o cabo dois trechos de mangueira, separados por uma conexão para passagem de dois termopares que medem a temperatura da água no interior do núcleo do cabo. Acoplam-se os cabos de energia internos aos bornes dos dois lados do tubo de cobre (figura 3.12), sendo que já se acoplam os cabos do lado esquerdo na coroa de cobre amarrada à tampa. Preenche-se a região compreendida entre a tampa e o conjunto de blindagem radiativa do lado esquerdo, com flocos compactos de lã de vidro. Para completar esta etapa acopla-se ao cabo a mangueira interna do lado direito, e amarram-se com fios finos de cobre os 4 apoios de amianto no lado externo do tubo de cobre (figuras 3.13 e 3.14).



Figura 3.11 - Montagem da carcaça interna. Detalhe da colocação dos termopares no tubo de cobre.

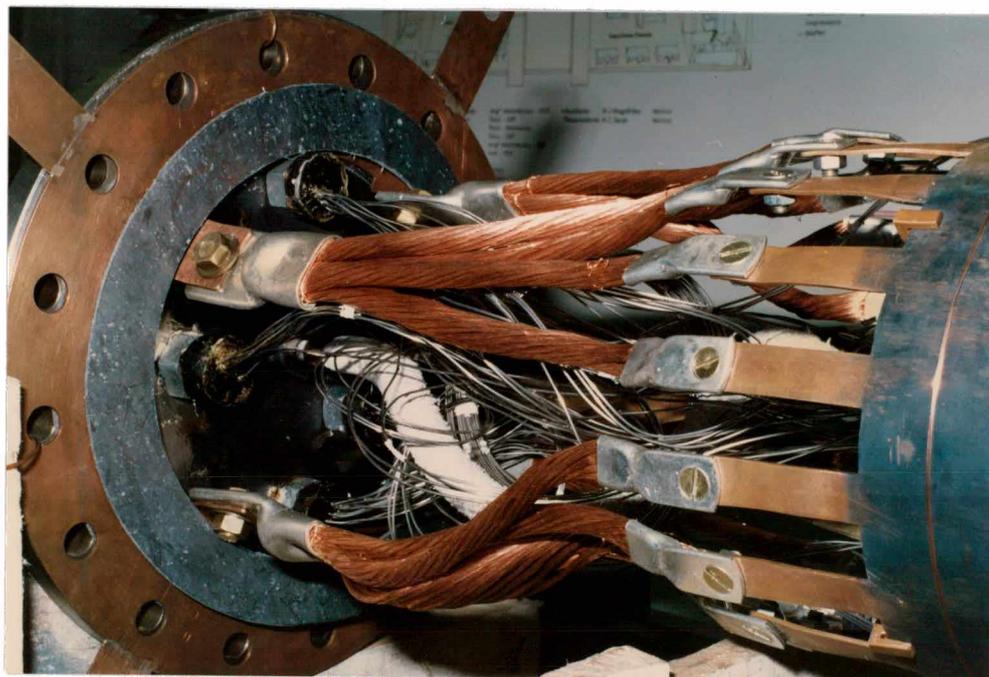


Figura 3.12 - Montagem da carcaça interna. Detalhe da ligação dos cabos de energia ao tubo de cobre.



Figura 3.13 - Carcaça interna montada.



Figura 3.14 - Carcaça interna montada.

Na fase de fechamento (figuras 3.15 e 3.16) inicialmente é introduzido o conjunto interno no interior do tubo de aço inox, posicionando o tubo de cobre a 500 mm das extremidades do tubo de aço inox e concêntrico a ele. A posição angular do conjunto interno também deve ser observada, obedecendo a distribuição periférica de termopares tanto no cabo quanto no tubo de cobre. Acoplam-se os cabos internos de energia à coroa de cobre, posicionada conjuntamente com duas guarnições de amianto à flange do tubo de aço inox na extremidade direita da câmara. Preenche-se o espaço lateral direito do interior do tubo com flocos de lã de vidro compactamente. Acoplam-se nas duas tampas as válvulas da linha de gás ou vácuo. O fechamento das tampas inicia-se com a colocação dos parafusos das flanges, inicialmente do lado esquerdo. Posicionam-se a coroa de cobre e as guarnições e acoplam-se os dois cabos destinados à energização do tubo de aço inox. Os parafusos são fixados por porcas com arruela, sendo apertados com  $3 \text{ kgf/cm}^2$ , inclusive os parafusos dos cabos externos de energia. Do lado direito acopla-se a mangueira, já conectada ao cabo, com a conexão da linha d'água na tampa. Fecha-se a tampa como feito do lado esquerdo. Finalmente preenchem-se as laterais externas da câmara com lã de vidro compactamente, cobrindo-as com placas de alumínio corrugado na forma de disco.

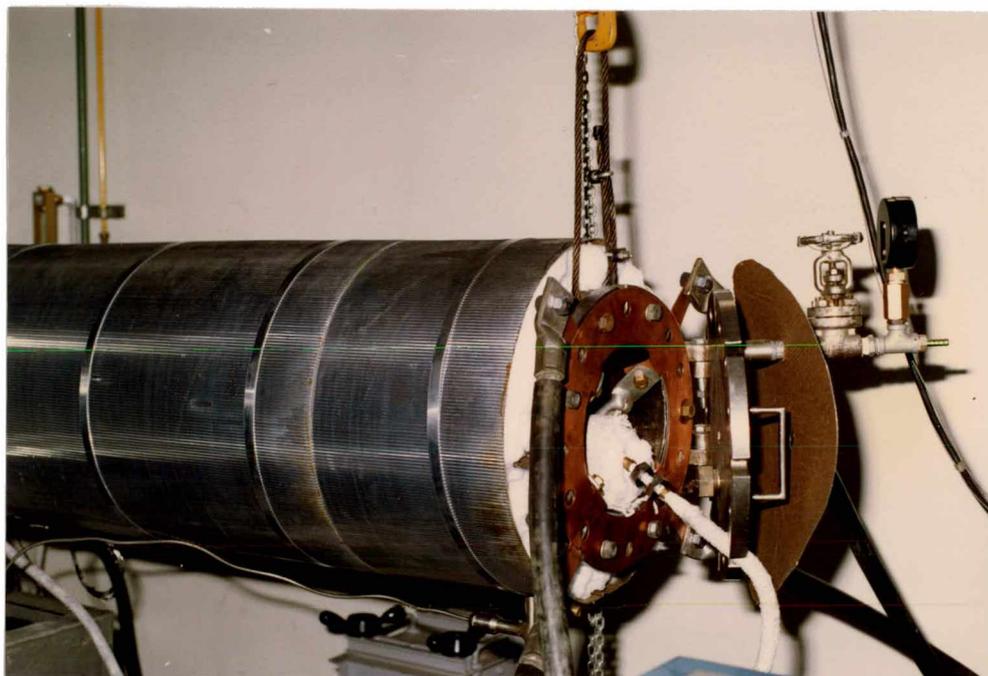


Figura 3.15 - Fechamento da câmara.

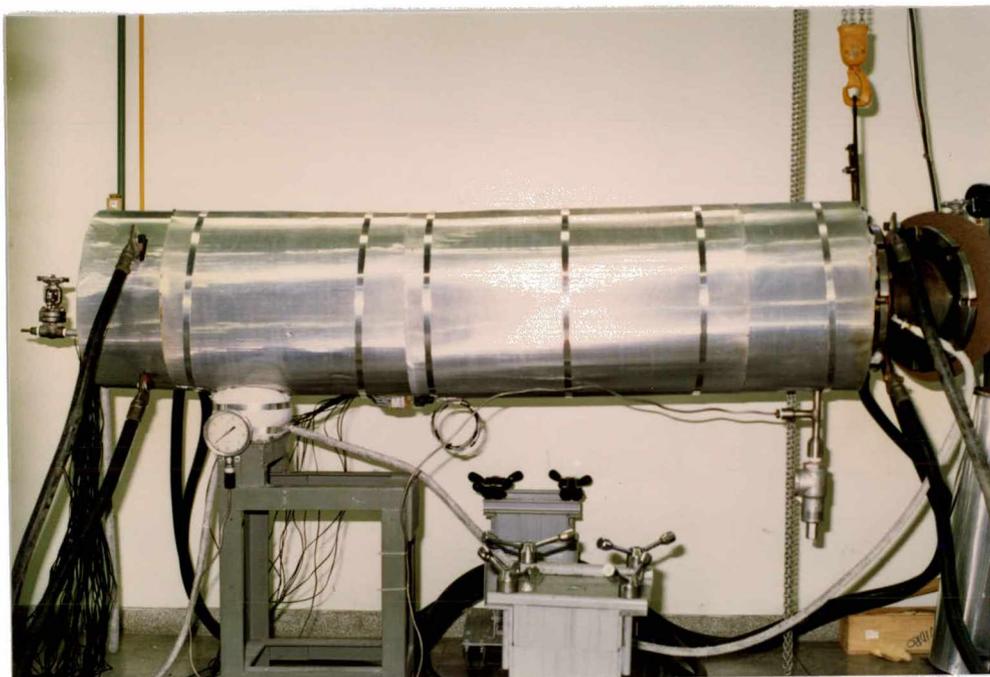


Figura 3.16 - Fase final de montagem da câmara.

A câmara fica completamente montada com o acoplamento das diversas ligações externas: cabos de energia aos transformadores de corrente, linha d'água, via mangueiras externas, tanto ao rotâmetro a montante (lado esquerdo) quanto ao tanque de descarga a justante, linha de gás nitrogênio ou bomba de vácuo à válvula acoplada à tampa esquerda e ligação dos termopares ao painel de relés do sistema de aquisição de dados (apêndice III).

### 3.5 - Limitações da Bancada

Para atender a um delineamento experimental dos mecanismos de transferência de calor em catenárias, dentro das limitações de laboratório como disponibilidade de materiais e equipamentos e do espaço físico necessário, ainda que algumas hipóteses simplificadoras reduzam as dificuldades do projeto construtivo, alguns pontos críticos vieram a limitar consequentemente a performance do aparato experimental. A região anelar útil possui uma razão geométrica pequena  $L/D = 4.3$ , onde  $L$  e  $D$  são respectivamente o comprimento e o diâmetro interno do tubo de cobre da câmara. Esta relação deve ser a maior possível, pois o valor recomendado é  $L/D = 8$ , para que efeitos de extremidade convectivos como recirculação do fluido inibida pela restrição material das extremidades sejam minimizados. Entretanto, no estudo experimental de Kuehn e Goldstein [9,15] observa-se uma relação  $L/D = 2.2$  sem qualquer ressalva quanto aos consequentes efeitos restritores. O tubo de cobre destinado a uniformizar as temperaturas desta

região da câmara, tem espessura de apenas 2.11 mm, pois não foi encontrado comercialmente tubo ou chapa calandrada de cobre com parede espessa no diâmetro desejado, o que seria ideal para a finalidade citada acima. São possíveis fugas de calor da região útil, por condução axial nos tubos de aço inox e de cobre, e pelo isolamento interno de lã de vidro provindo das blindagens radiativas. Aparentemente pequenas, as fugas parasitas de calor podem dificultar a estabilização e o controle do calor líquido destinado à câmara. Um gradiente axial de temperatura ocorre no núcleo de cobre, devido ao aquecimento da água de refrigeração dentro da região útil da câmara, e permite que uma variação de 3°C na temperatura da água provoque um diferencial de temperatura na interface núcleo/revestimento em torno de 10°C, entre as extremidades do cabo.

## CAPITULO 4

### METODOLOGIA

#### 4.1 - Delineamento Experimental

Com o objetivo de levantar, dentro da disponibilidade de utilização das facilidades da câmara, diversas condições de transferência de calor por radiação térmica e convecção natural, foi delineado um programa de experimentação que permita, em seu procedimento, uma sequência otimizada e controlada das experimentações. No programa de experimentações foram previstas duas condições de ambiente interno: nitrogênio sob pressão e vácuo. A distinção foi necessária devido à necessidade de mudança das respectivas linhas, que possuem diferentes conexões e manômetros. A sequência de execução experimental é composta das seguintes etapas: ligação dos equipamentos, estabilização da câmara, mapeamento térmico e cálculos, e variação dos parâmetros atuadores.

Na ligação dos equipamentos, mantém-se a câmara numa determinada condição ambiental inicial. Aplica-se corrente elétrica nos tubos de aço inox e de cobre que possibilite um determinado nível de potência gerada. Abre-se a linha d'água inicialmente com uma vazão baixa. Inicia-se o processo de monitoração com varredura das temperaturas da câmara via sistema de aquisição de dados imprimindo-se listagem dos pontos de temperatura. Com um intervalo entre cada varredura em torno de 20 minutos observa-se a evolução térmica da câmara,

principalmente as temperaturas da água na entrada e saída do núcleo de cobre do cabo, sendo que o diferencial de temperatura entre estes pontos deve ser sempre inferior a 3°C. A relação  $T_3(K)/T_1(K)$  inicialmente deve ficar próxima de 1.1, com  $T_1$  em torno de 30°C. Esta combinação de temperaturas vai sendo alcançada aplicando-se manualmente incrementos ou decrementos de corrente elétrica e/ou vazão d'água, aguardando-se o efeito transiente destas modificações.

A estabilização é alcançada quando, após sucessivas variações num intervalo de pelo menos uma hora, e sem modificação da corrente elétrica e vazão d'água, o mapeamento térmico não mostrar significativa variação de temperatura em todos os pontos observados. Distintamente, os tempos de estabilização foram diferentes, dependendo da condição ambiental de gás ou vácuo, ou da sequência de execução como ligação ou variação dos parâmetros atuadores, como pode ser visto na tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Tempos de estabilização térmica da câmara (horas) dependentes da condição ambiental ou sequência de execução.

	N <sub>2</sub>	vácuo
ligação dos equipamentos (partida fria)	48	48
variação da pressão na câmara	02	--
variação da corrente elétrica e da vazão d'água	24	24

Com a estabilização térmica alcançada, faz-se o mapeamento térmico final, imprimindo-se uma listagem e um gráfico dos pontos de temperatura. Com os valores obtidos de corrente elétrica dos tubos de cobre e de aço inox, vazão d'água, pressão e temperaturas, processam-se estes dados num programa de cálculo em linguagem FORTRAN, para o levantamento térmico global da condição de transferência de calor obtida.

A obtenção de determinadas condições de transferência de calor na câmara é possível com a combinação dos seus parâmetros atuadores: pressão da câmara, corrente elétrica nos tubos de aço inox e de cobre, e vazão da linha d'água. A pressão da câmara é obtida através das linhas alimentadoras disponíveis. No caso da linha de nitrogênio existe uma válvula reguladora de pressão que mantém a câmara na pressão desejada. A pressão máxima é de 8 atmosferas. A linha de vácuo é mantida com uma bomba de vácuo constantemente ligada. As possíveis flutuações de vácuo se devem às perdas pelas conexões da linha, pelas tampas da câmara e pela própria eficiência da bomba. O nível de vácuo se manteve nas experimentações na faixa de

(0.22 a 6.07) x 10<sup>-4</sup> atmosferas. A corrente elétrica nos tubos externos propicia níveis de potência gerada na região útil da câmara em até 400 W, ou seja, correntes elétricas totais da ordem de 3000 A, que é o limite máximo de geração de corrente dentro do esquema elétrico instalado. A linha d'água tem a finalidade de refrigerar o núcleo de cobre do cabo, mantendo-o numa temperatura relativamente baixa e constante. A vazão máxima disponível na linha industrial existente é da ordem de 260 litros/hora. Para níveis de potência gerada acima de 200 W se torna difícil manter a temperatura do núcleo na mesma ordem dos níveis mais baixos, pois a vazão da linha d'água já era a máxima possível. As temperaturas do núcleo, na posição longitudinal central, ficaram na faixa de (30-40)°C. Entretanto, num mesmo nível de potência térmica gerada, as temperaturas permaneceram praticamente constantes com a variação da pressão. A combinação dos parâmetros atuadores propiciou a obtenção da tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Níveis de temperatura, pressão, corrente elétrica e potência térmica líquida obtidos nas experimentações.

	nitrogênio	vácuo
$T_3$ (K) / $T_1$ (K)	1.08-1.60	1.11-1.69
pressão (atm)	1-2-4-6-8	$(0.2-6.1) \times 10^{-4}$
corrente elétrica total (A)	1000-3000	1000-3000
potência líquida total (W)	22-310	20-320

#### 4.2 - Mapeamento Térmico

Colocados em posições estratégicas tanto dentro quanto fora da câmara, um total de 76 termopares promovem uma observação pormenorizada dos fenômenos térmicos resultantes das diversas condições de pressão e potência térmica gerada. Este mapeamento térmico permite uma eficiente avaliação do calor gerado pelos tubos, das perdas de calor pelo isolamento térmico externo, observação das possíveis perdas de calor por condução axial e controle do resfriamento forçado no interior do cabo. O posicionamento dos termopares na região útil da câmara, longitudinal e angularmente distribuídos são vistos nas figuras 4.1 a 4.3. Na estratégia de distribuição dos termopares é observado o efeito de simetria do mecanismo de convecção em relação ao plano vertical que passa pelo eixo longitudinal da câmara. As posições angulares permitem observar o efeito da estratificação periférica de temperaturas, principalmente em altos níveis de

potência térmica líquida e altas pressões de nitrogênio. Longitudinalmente o mapeamento térmico permite acompanhar o processo de estabilização térmica da câmara, observando as possíveis perdas de calor por condução axial, e ainda, controlar a temperatura d'água na entrada (A) e saída (C). Na posição B são extraídas as temperaturas para os cálculos térmicos da câmara.

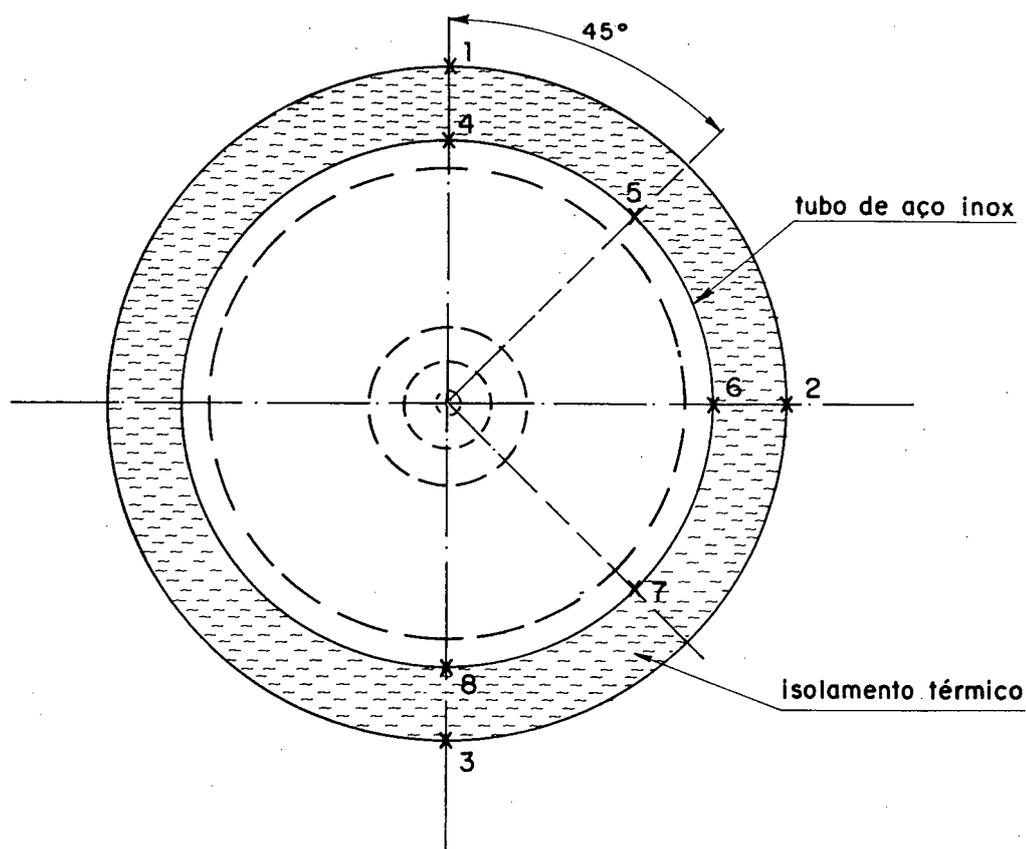


Figura 4.1 - Posicionamento angular dos termopares no exterior da câmara.

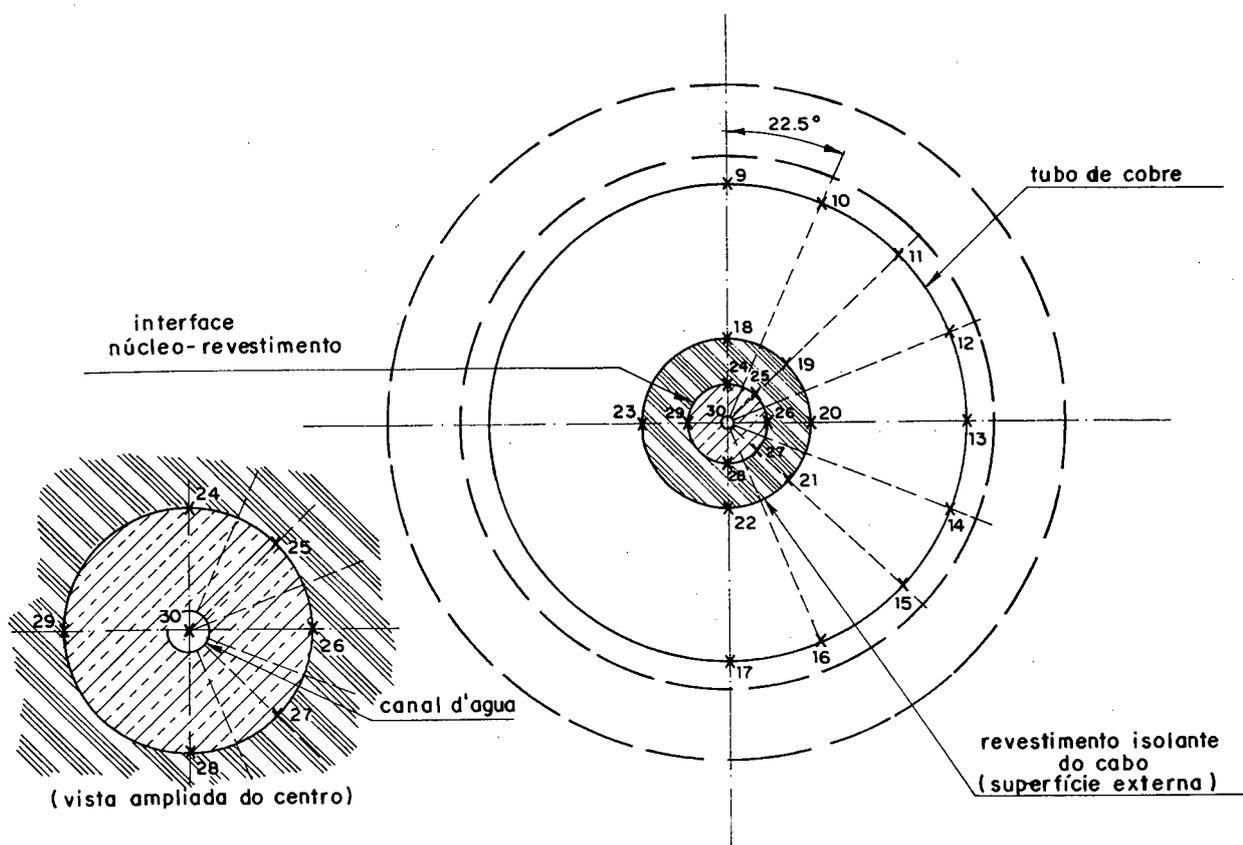


Figura 4.2 - Posicionamento angular dos termopares no interior da câmara.

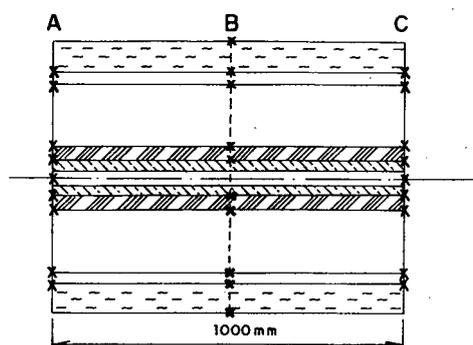


Figura 4.3 - Posicionamento longitudinal dos termopares.

Todas as posições dos termopares são sequencialmente numeradas, permitindo a codificação dos pontos de temperatura para a varredura via sistema de aquisição de dados (apêndice III), e posterior localização facilitada. A ta-

bela 4.3 mostra a localização dos termopares em função de sua posição na câmara.

Tabela 4.3 - Quadro-resumo mostrando a localização dos termopares em função de sua posição na câmara.

posição angular	região da câmara				
	isolam. externo	tubo de aço	tubo de cobre	revest. do cabo	núcleo do cabo
0.0°	B	A/B/C	A/B/C	A/B/C	A/B/C
22.5°	-	-	A/B/C	-	-
45.0°	-	B	A/B/C	A/B/C	A/B/C
67.5°	-	-	A/B/C	-	-
90.0°	B	A/B/C	A/B/C	A/B/C	A/B/C
112.5°	-	-	A/B/C	-	-
135.0°	-	B	A/B/C	A/B/C	A/B/C
157.5°	-	-	A/B/C	-	-
180.0°	B	A/B/C	A/B/C	A/B/C	A/B/C
270.0°	-	-	-	A/B/C	A/B/C

onde A é a posição de entrada, B a posição central e C a posição de saída, sendo que entrada e saída se referem ao sentido da linha d'água. Restam ainda um termopar para um ponto de observação no meio do isolamento interno de lã de vidro, e um termopar para a junta fria do sistema de aquisição de dados.

## CAPITULO 5

### CALCULOS

#### 5.1 - Propriedades

Para o cálculo dos diversos parâmetros dependentes da temperatura envolvidos na região útil da câmara temos, na avaliação experimental as resistividades elétricas dos tubos de cobre e de aço inox e a condutividade térmica de lã de vidro, e nas avaliações numéricas as propriedades termofísicas do fluido. Utilizam-se as temperaturas médias em cada superfície na região central (posição axial B). Para efeito de avaliação experimental são calculadas as seguintes temperaturas médias: temperatura do núcleo de cobre  $T_1$  - 5 pontos, temperatura do revestimento isolante do cabo  $T_2$  - 5 pontos, temperatura do tubo de cobre  $T_3$  - 9 pontos, temperatura do tubo de aço inox  $T_4$  - 6 pontos, e temperatura do isolamento externo  $T_5$  - 3 pontos. A condutividade térmica da lã de vidro  $k_{lã}$  ( $W/m^{\circ}C$ ) utilizada no cálculo da perda de calor pelo isolamento térmico externo em função da temperatura, pode ser avaliada pela função resultante da regressão polinomial da tabela encontrada em [30]:

$$k_{lã} = 1.163 [2.74 \times 10^{-2} + 4.572 \times 10^{-5} T + 1.143 \times 10^{-7} T^2] \quad (5.1)$$

onde

$$T = \frac{T_4 + T_5}{2}$$

As resistividades elétricas (Ohm.m), que dependem da temperatura do material são: aço inox [31],

$$\rho_{e_{aço}} = [55 + 8.404 \times 10^{-2} T_4 - 6.31 \times 10^{-7} T_4^2 + 1.703 \times 10^{-9} T_4^3] \times 10^{-8} \quad (5.2)$$

e do cobre [32],

$$\rho_{e_{cobre}} = 1.7241 \times 10^{-8} [1 + 3.93 \times 10^{-3} (T_3 - 20)] \quad (5.3)$$

Os modelos numéricos utilizam apenas  $T_1$ ,  $T_3$  e  $\gamma_3$ , sendo que as propriedades termofísicas do fluido são avaliadas em  $T_f = (T_2 + T_3)/2$ , com  $T_2$  sendo uma das incógnitas do problema, obtida por processo iterativo. Como  $T_2$  pode ser diferente em cada caso numérico, seja pela analogia elétrica ou pelo modelo numérico [27], torna-se difícil a comparação de alguns parâmetros relevantes nos fenômenos envolvidos, tais como o número de Rayleigh, razão de condutividades revestimento/fluido, e  $Q_{liq} / k_f \cdot (T_3 - T_1)$ , todos diretamente dependentes da condutividade do fluido, função de  $T_2$ . As propriedades termofísicas do nitrogênio, condutividade térmica  $k_f$  (W/m°C), viscosidade dinâmica  $\mu_f$  (kg/m.s) e calor específico  $cp_f$  (J/kg°C), avaliadas em  $T_f$  (K) foram tiradas de [33], e introduzidas no algoritmo de cálculo da analogia elétrica. Os valores de  $k_f$ ,  $\mu_f$  e  $cp_f$  do nitrogênio não são fortemente dependentes da pressão da câmara, e podem ser usados numa faixa razoavelmente extensa de pressões. Por conseguinte, o número de Prandtl do fluido (equação 2.10) também não varia com a pressão. Agora admitindo-se  $N_2$  como gás perfeito o coeficiente de expansão térmica fica:

$$\beta = \frac{1}{T_f \text{ (K)}} \quad (5.4)$$

Apenas a densidade do fluido ( $\text{kg/m}^3$ ) leva os efeitos de temperatura e pressão da câmara:

$$\rho_f = \frac{1.013 \times 10^5 p_f}{R_{\text{gás}} T_f} \quad (5.5)$$

onde  $p_f$  é a pressão do gás em atmosferas, e  $R_f = 296.9487$  a constante do gás  $\text{N}_2$  em  $\text{J/kg K}$ .

A pressão da câmara  $p_f$  é determinada nos ensaios da seguinte forma: nitrogênio, com a leitura direta em atmosferas nos manômetros, e vácuo, com a leitura do nível ( $y$ ) de mercúrio no aparelho de medição de vácuo tipo McLoed, sendo que

$$p_f = 1.31261 \times 10^{-6} y^2 \quad (5.6)$$

A especificação correta dos valores da emissividade hemisférica total para as superfícies do tubo de cobre e do revestimento do cabo depende de muitas variáveis, tais como, rugosidade da superfície e grau de polimento, pureza do material, temperatura, espessura de camadas superficiais, comprimento de onda de radiação e ângulo em que a radiação incide na superfície. As emissividades utilizadas nos modelos matemáticos são: superfície externa do revestimento isolante do cabo  $\epsilon_2 = 0,90$  [1], e tubo de cobre superficialmente oxidado  $\epsilon_3 = 0.75$  [34]. Considera-se que as emissividades não variem sensivelmente nos níveis de temperatura observados nas experimentações. A condutividade térmica a borracha de Etileno-Propileno (EPR) reticulada, usada como revestimento do núcleo de cobre, considerada isotrópica, homogênea e constante

com a temperatura, é encontrada na literatura como sendo  $k_s = 0.2326 \text{ W/m}^\circ\text{C}$  [35].

## 5.2 - Avaliação Térmica da Câmara

Num determinado corpo de geometria tubular, de comprimento  $L$  e área da seção transversal  $A$ , a passagem de uma corrente elétrica homogêneamente distribuída é, através da energia térmica gerada por efeito Joule, a fonte de calor que é dissipada para o interior da câmara em sua região útil, sendo definida por:

$$P = \frac{\rho_e(T)LI^2}{A} \quad (5.7)$$

onde  $P$  é a potência térmica gerada por efeito Joule no tubo (W),  $I$  a corrente elétrica que passa longitudinalmente ao tubo (A),  $\rho_e(T)$  a resistividade elétrica (Ohm.m),  $L$  o comprimento longitudinal útil do tubo (m), e  $A$  a área da seção transversal tubular ( $\text{m}^2$ ). No comprimento útil da câmara considerado para efeito de transferência de calor entre os tubos de cobre e de aço inox e o cabo, a potência elétrica total gerada é:

$$P_{\text{tot}} = P_{\text{aço}} + P_{\text{cobre}} \quad (5.8)$$

onde  $P_{\text{aço}}$  é a potência térmica gerada por efeito Joule pelo tubo de aço inox e  $P_{\text{cobre}}$  a potência térmica gerada por efeito Joule pelo tubo de cobre.

Na região útil considerada na câmara, o calor perdido pelo isolamento térmico externo de lã de vidro pode ser avaliado

pela condução de calor em região cilíndrica, na diferença entre as temperaturas médias do tubo de aço inox e da superfície externa do isolamento de lã de vidro (apêndice IV). O calor perdido por condução no isolamento térmico externo é expresso como:

$$Q_{lã} = \frac{2 \pi k_{lã} L (T_4 - T_5)}{\ln (R_5/R_4)} \quad (5.9)$$

onde  $R_4$  é o raio externo do tubo de aço inox e  $R_5$  o raio externo do isolamento térmico externo.

Na avaliação experimental do calor líquido transferido à câmara  $Q_{liq}$ , tendo como fonte geradora de calor os tubos de aço inox e de cobre, a avaliação global dos fenômenos térmicos envolvidos, aparte dos erros de cálculo e perdas parasitas de calor, pode ser avaliada com razoável precisão através de um balanço térmico global na região dos tubos, onde o calor líquido é a diferença resultante entre o calor gerado nos tubos e o calor perdido por condução pelo isolamento externo. Na figura 5.1 podemos observar os níveis de  $Q_{liq}$  obtidos nas experimentações para cada nível de pressão na câmara, logo:

$$Q_{liq} = P_{aço} + P_{cobre} - Q_{lã} \quad (5.10)$$

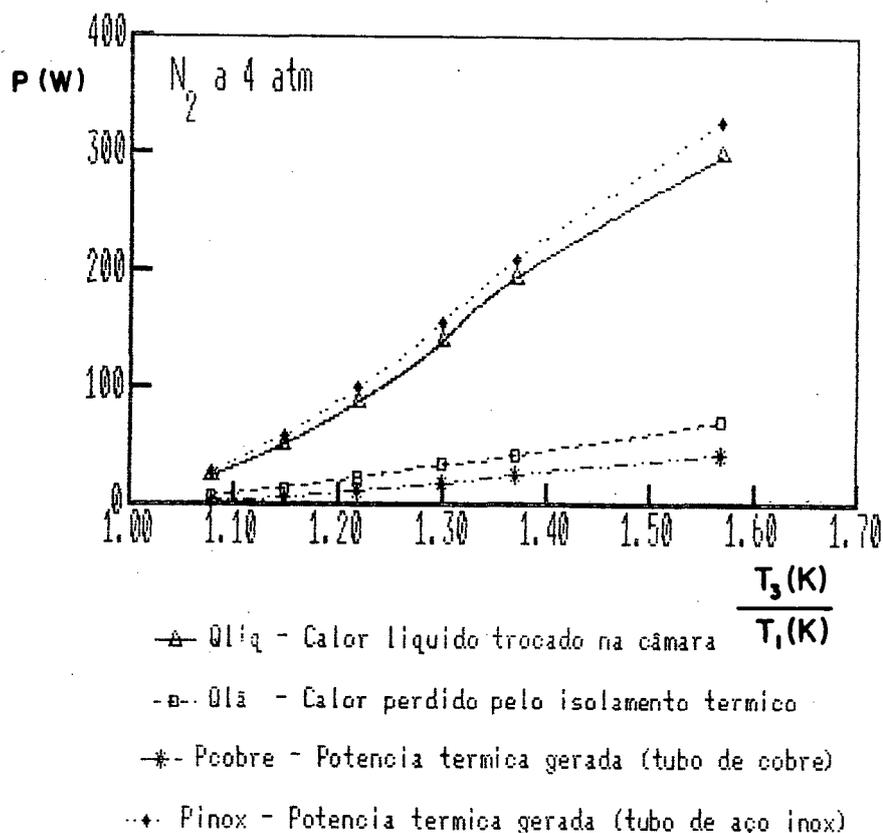


Figura 5.1 - Geração de calor na câmara. Valores experimentais obtidos para cada nível de pressão em função de  $T_3$  com 4 atmosferas de  $N_2$ .

Uma maneira indireta de avaliação do calor líquido transferido entre os tubos e o cabo poderia ser através do calor retirado em regime permanente, pela linha d'água no interior do núcleo do cabo. Entretanto, após algumas avaliações dos parâmetros envolvidos neste processo, observou-se uma dependência do calor líquido com a diferença de temperatura entre os pontos de entrada e saída do núcleo que, normalmente inferior a  $3^\circ C$ , pode provocar erros muito grosseiros nos cálculos, que aumentam ainda mais quando esta diferença tende a zero. Os erros também se associam à precisão do rotâmetro e dos termopares, o que torna inviável a avaliação do calor líquido desta maneira. A avaliação dos pontos experimentais levantados neste estudo em termos de parâmetros geométricos, cálculos de

temperaturas médias e do calor líquido transferido à câmara, foram colocados num algoritmo computacional em linguagem FORTRAN.

Diante dos diversos casos levantados experimentalmente, e para efeito de análise dos fenômenos térmicos envolvidos, o modelo de analogia elétrica foi utilizado, simulando em iguais condições geométricas ( $R_1$ ,  $R_2$  e  $R_3$ ), o comportamento térmico da câmara. As equações (2.18)-(2.21) do modelo de analogia elétrica foram colocadas num algoritmo computacional em linguagem FORTRAN, com as correlações convectivas de Hessami, Pollard, Rowe e Ruth [18] (equação 2.22) e Kuehn e Goldstein [17] (equações 2.23 e 2.24). Em cada ponto investigado, os dados experimentais de entrada neste modelo são: temperatura do cilindro interno na interface núcleo/revestimento  $T_1$ , temperatura do cilindro externo  $T_3$  e pressão do gás ou vácuo  $P$ . As propriedades dos materiais e do meio fluido são: condutividade térmica e emissividade da camada espessa sobre o cilindro interno, emissividade do cilindro externo, condutividade térmica, calor específico, viscosidade dinâmica, coeficiente de expansão térmica e densidade do fluido. O algoritmo utilizado no modelo de analogia elétrica determina  $T_2$  via processo iterativo de Newton-Raphson, que satisfazendo o balanço de energia na interface sólido-fluido, permite a extração dos parâmetros relevantes para os fenômenos térmicos envolvidos, como números de Nusselt e de Rayleigh, e o calor líquido transferido total, radiativo ou convectivo.

### 5.3 - Avaliação de Erros

Os erros experimentais podem ser originados de diversas maneiras: Na precisão e leitura dos instrumentos utilizados: manômetros ( $\pm 0.1$  atm), alicate amperimétrico ( $\pm 1$  A) e rotâmetro ( $\pm 10$  litros/hora). Na avaliação das propriedades físicas dependentes da temperatura, pois no cálculo da perda de calor pelo isolamento externo, a condutividade da lã de vidro é avaliada no valor médio de temperatura entre o tubo de aço inox e a superfície externa do isolamento. No cálculo da potência térmica gerada, as resistividades elétricas dos tubos são avaliadas com valores médios de temperatura. Na calibração e linearidade dos termopares, com um erro de  $\pm 0.75\%$  ou  $\pm 2.2^\circ\text{C}$ . Na simplificação nos cálculos, desprezando possíveis perdas de calor por condução axial nos tubos ou pela blindagem radiativa. Na configuração da câmara, pela precisão das medidas geométricas das peças envolvidas, pelo efeito de dilatação térmica dos tubos metálicos, e pela concentricidade entre os tubos e o cabo. Nos modelos matemáticos analisados neste estudo, além dos erros de medição, aproximação e simplificação presentes na exploração experimental, incluem-se possíveis erros adicionais, agora nas propriedades termofísicas dos materiais e do meio ambiente presentes na câmara.

## CAPITULO 6

### APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

#### 6.1 - Introdução

Neste capítulo apresentamos os resultados obtidos a partir das experimentações desenvolvidas junto à câmara de aquecimento. A partir do aparato experimental apresentado, são obtidas informações relativas aos mecanismos de transferência de calor presentes nas experimentações. Cada ponto experimental levantado é obtido a partir da condição de transferência de calor em regime permanente à pressão constante na câmara.

A aderência entre esta investigação experimental e a abordagem teórica de analogia elétrica bem como o modelo numérico de Prata e Colle [27] é verificada. Os resultados destas abordagens são levantados em iguais condições geométricas e propriedades dos materiais envolvidos na câmara experimental. Buscamos com isso correlacionar a transferência de calor em idêntica configuração física e geométrica junto ao modelo matemático para o controle térmico da região de aquecimento de catenárias gás/água desenvolvido por Colle e Mendes [4]. Os níveis de pressão e temperatura obtidos nas experimentações (tabela 4.2) são introduzidos nos programas de solução dos modelos numéricos. Os resultados obtidos são apresentados na forma de tabelas e gráficos. Estão presentes os resultados experimentais, de analogia elétrica e do modelo numérico [27]. Considerando a temperatura da interface

núcleo/revestimento  $T_1$ , como sendo seu valor obtido experimentalmente, como citado no capítulo 5, são tabelados e plotados os resultados da analogia elétrica, utilizando-se correlações convectivas de Kuehn e Goldstein [17] e de Hessami et al. [18], e do modelo numérico desenvolvido em [27]. Nestes casos a temperatura do tubo de cobre  $T_3$  é o valor obtido experimentalmente. Admitindo-se  $T_1$  como o valor médio entre as temperaturas da interface núcleo/revestimento lidas a uma mesma pressão na câmara, são plotados os resultados de analogia elétrica na forma de curvas varrendo toda a faixa do eixo das abcissas considerada ( $1.1 \leq \gamma_3 \leq 1.7$ ).

A verificação da aderência entre os modelos experimental e numérico se faz através do efeito da temperatura adimensional do tubo de aquecimento  $\gamma_3$  em condições de pressão constante sobre o calor líquido total trocado na câmara  $Q_{liq}$ , a temperatura adimensional da interface fluido/revestimento  $\gamma_2 = T_2(K)/T_1(K)$ , e da relação  $k_{eq}/k_s$ , entre a condutividade térmica equivalente na região anelar da câmara  $k_{eq} = Q_{liq} / (T_3 - T_1)$  e a condutividade térmica do revestimento isolante do cabo  $k_s$ .

## 6.2 - Resultados e Discussão

Os resultados experimentais e numéricos obtidos para o calor líquido trocado na câmara  $Q_{liq}$ , são mostrados nas figuras 6.1 a 6.8, para pressões na câmara desde vácuo até 8 atmosferas. Dentro da faixa de observada, vemos que os valores de  $Q_{liq}$  obtidos conferem um bom ajuste entre esta

experimentação e os modelos numéricos de Prata e Colle [27] e do circuito analógico equivalente, apresentando um desvio máximo de 10%. As perdas de calor pelas laterais da câmara e os erros nas medições de temperatura e corrente elétrica são fatores que podem provocar os maiores desvios nos resultados experimentais

Quando aumentamos a geração de calor nos tubos de aço inox e de cobre, elevamos a temperatura do tubo de cobre  $T_3$  e, conseqüentemente, o gradiente térmico na região anelar se eleva. Como a temperatura do núcleo de cobre  $T_1$  é mantida constante durante o processo de aquecimento através da linha de refrigeração,  $\gamma_3$  aumenta. O efeito da pressão do gás sobre  $Q_{liq}$  é observado, indicando, a  $\gamma_3$  constante, o aumento da contribuição convectiva no processo de transferência de calor no interior da câmara.

Na figura 6.1 observamos que, quando impomos nas experimentações um determinado nível de calor líquido trocado na câmara, o nível de temperatura no tubo de cobre  $T_3$  decresce com o aumento da pressão na câmara. Esta evidência indica que, com altas pressões, podemos manter um mesmo nível de calor líquido com temperaturas inferiores no tubo de cobre. No caso prático de catenárias isto pode significar uma redução na energia gerada necessária para aquecimento dos tubos radiantes.

No modelo do circuito analógico equivalente, as correlações convectivas de Kuehn e Goldstein [17] e Hessami et al. [18] se mostram equivalentes, com um desvio máximo de 1% a baixas  $\gamma_3$ . As curvas obtidas varrendo-se  $\gamma_3$  com  $T_1$  médio a pressão constante, tem bom ajuste com os pontos

levantados a partir de  $T_1$  lido experimentalmente. Os resultados do modelo de analogia elétrica, mesmo com diversas hipóteses simplificadoras, se ajustam razoavelmente bem com os valores experimentais obtidos.

O modelo numérico de Prata e Colle [27] demonstra uma boa aderência com os resultados experimentais aqui obtidos. O pequeno desvio apresentado a baixas  $\gamma_3$  se reduz para  $\gamma_3 > 1.4$ . Esta tendência de redução no desvio dos resultados para altas  $\gamma_3$  se justifica devido a um aumento da importância da radiação no calor total transferido na câmara e, consequentemente, pela diminuição da estratificação de temperatura no revestimento do cabo, que torna este modelo numérico equivalente ao modelo do circuito analógico equivalente.

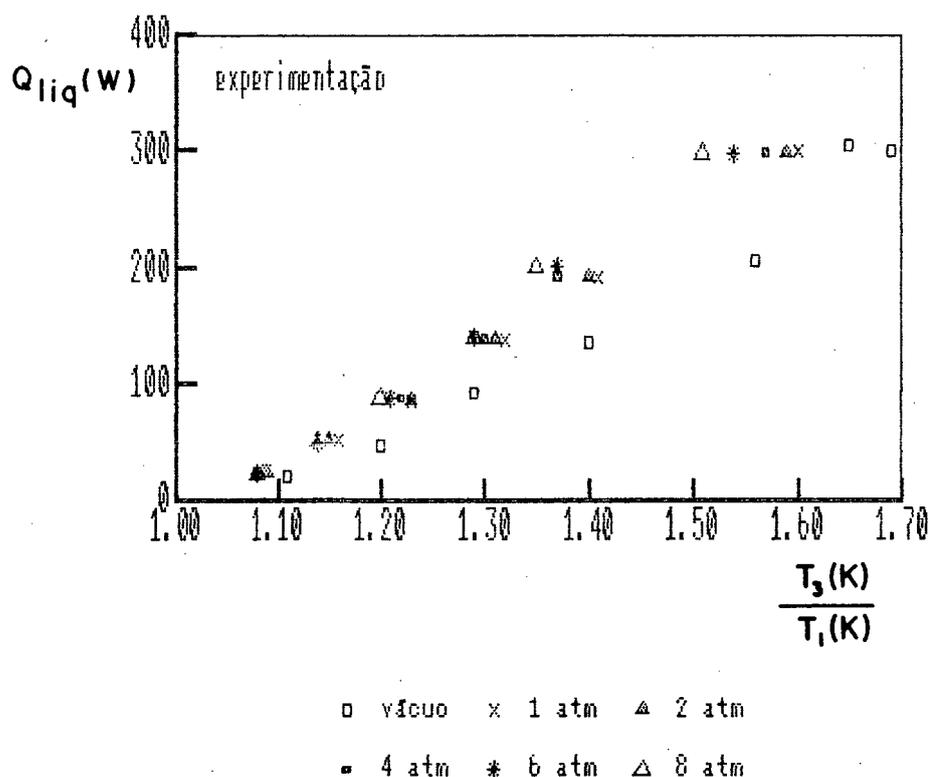


Figura 6.1 - Calor líquido trocado na câmara. Resultados experimentais.

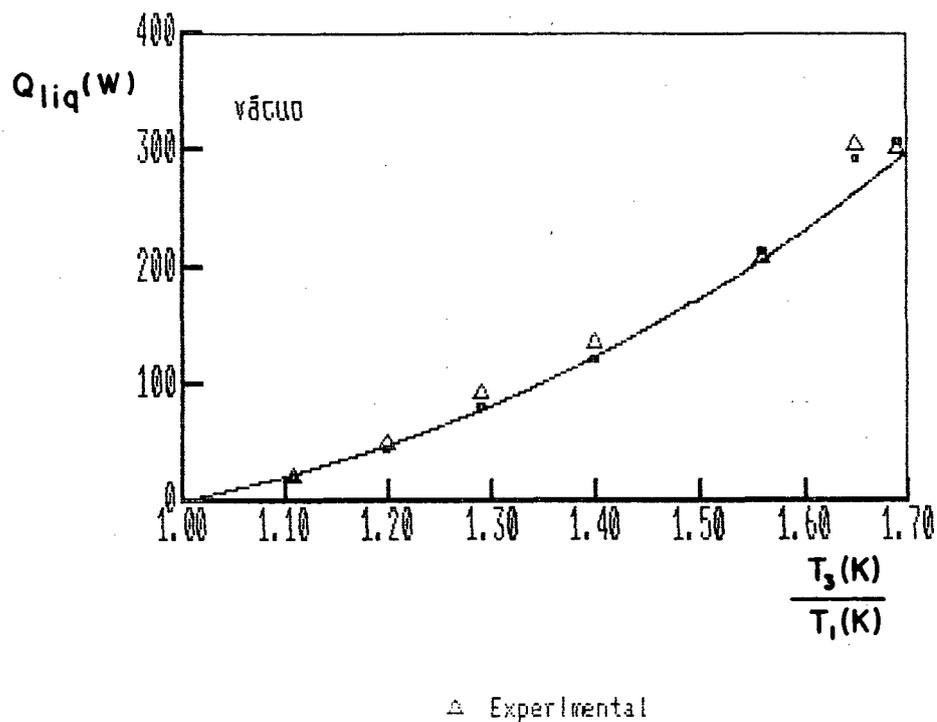


Figura 6.2 - Calor líquido trocado na câmara. Resultados experimentais e numéricos em vácuo.

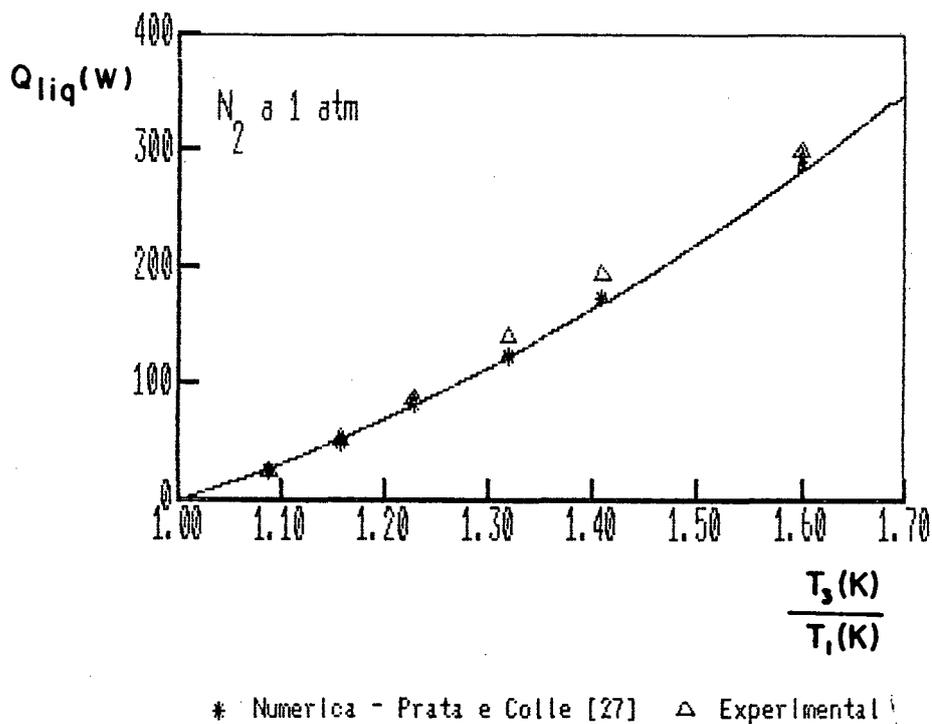
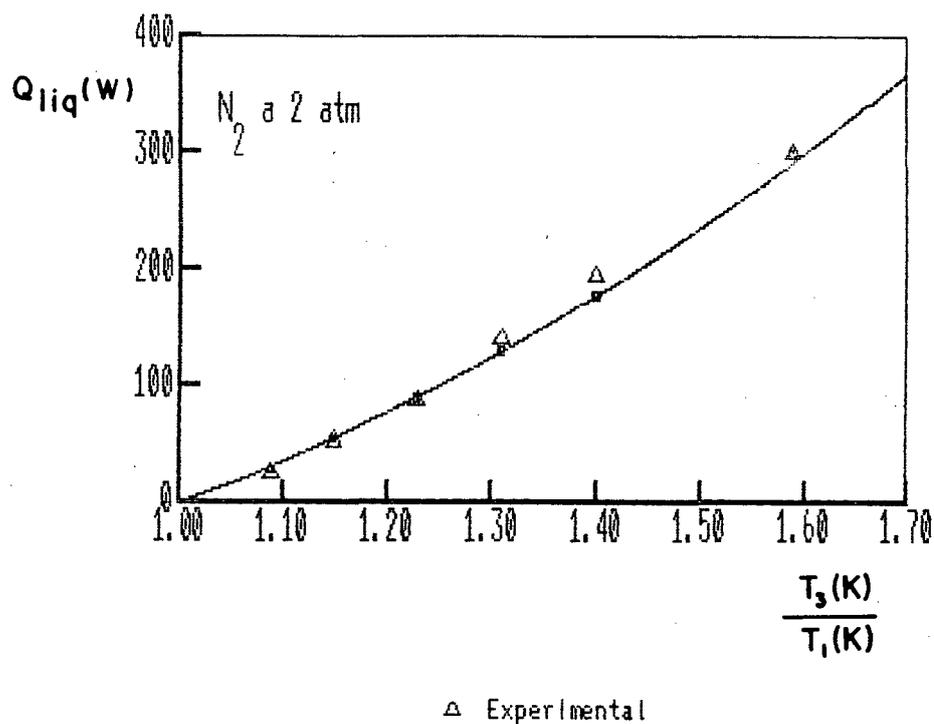
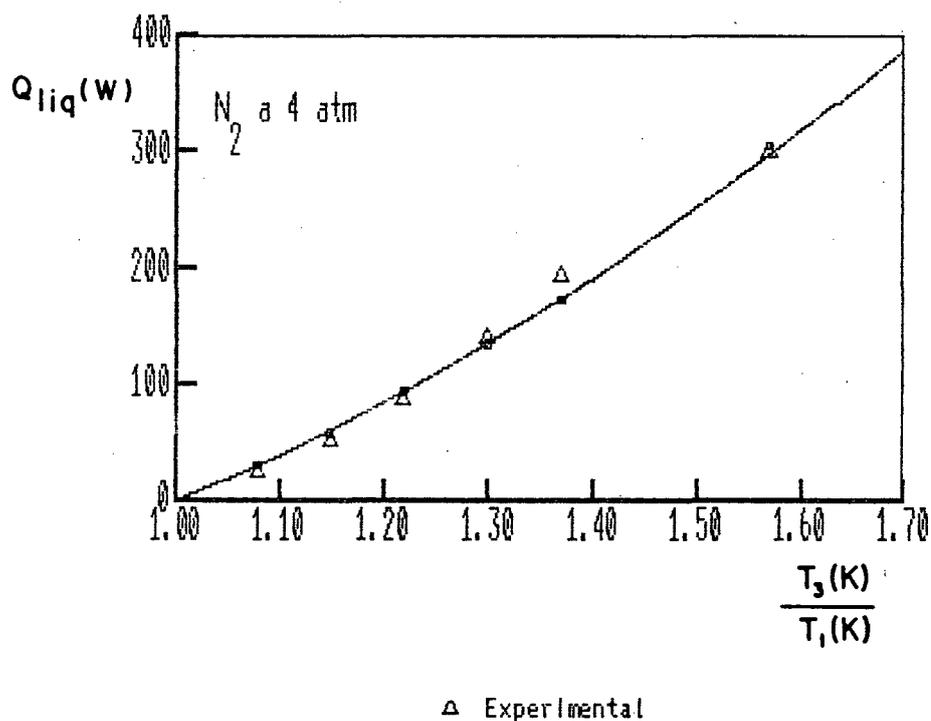


Figura 6.3 - Calor líquido trocado na câmara. Resultados experimentais e numéricos com 1 atmosfera de N<sub>2</sub>.



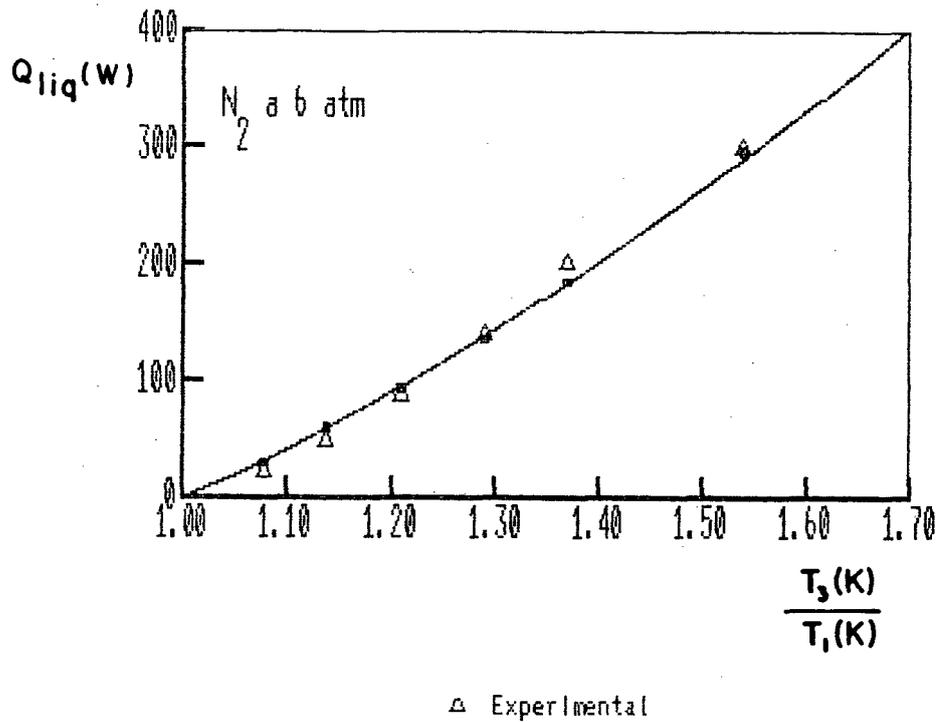
— Analogia - Kuehn e Goldstein [17]     $\Delta$  Experimental

Figura 6.4 - Calor líquido trocado na câmara. Resultados experimentais e numéricos com 2 atmosferas de  $N_2$ .



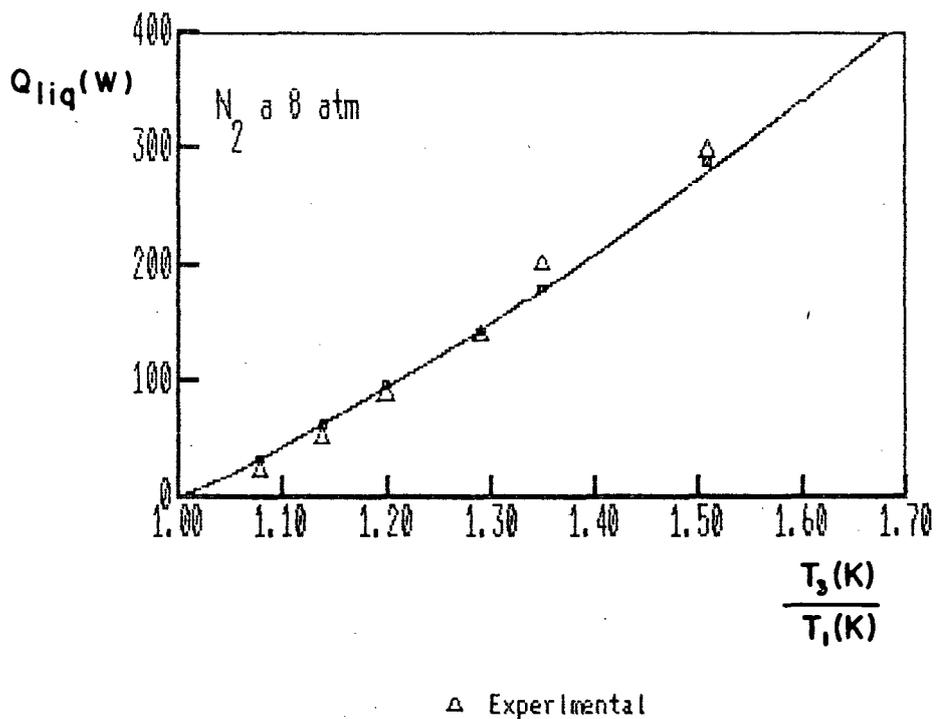
— Analogia - Hessami et al. [18]     $\Delta$  Experimental

Figura 6.5 - Calor líquido trocado na câmara. Resultados experimentais e numéricos com 4 atmosferas de  $N_2$ .



— Analogia - Kuehn e Goldstein [17]     $\square$  Analogia - Hessami et al. [18]

Figura 6.6 - Calor líquido trocado na câmara. Resultados experimentais e numéricos com 6 atmosferas de  $N_2$ .



— Analogia - Hessami et al. [18]     $\square$  Analogia - Kuehn e Goldstein [17]

Figura 6.7 - Calor líquido trocado na câmara. Resultados experimentais e numéricos com 8 atmosferas de  $N_2$ .

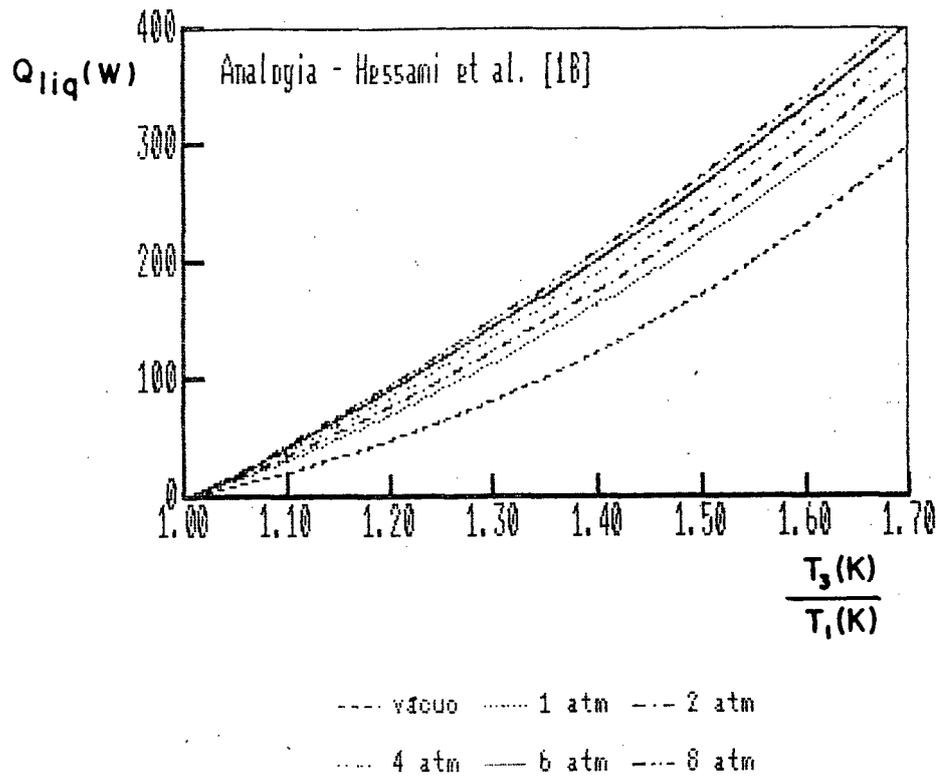


Figura 6.8 - Calor líquido trocado na câmara. Solução por analogia elétrica - Hessami et al. [18]

Tabela 6.1 - Calor líquido na câmara ( $Q_{liq}$ ). Resultados experimentais e numéricos com  $T_1$  sendo: A - valor obtido experimentalmente; B - média entre os valores obtidos numa mesma pressão  $p$  na câmara.

pres- são p	$T_3$ (K)	experi- mental	analogia elé- trica [17] *		analogia elé- trica [18] *		numéri- ca [27]
	$T_1$ (K)		A	B	A	B	A
v ã c u o	1.11	20.2	20.9	23.1	20.9	23.1	
	1.20	49.5	44.9	47.4	44.9	47.4	
	1.29	92.6	80.7	77.4	80.7	77.4	
	1.40	130.8	120.7	122.5	120.7	122.5	
	1.56	212.1	214.0	206.3	214.0	206.3	
	1.69	301.0	307.0	290.7	307.0	290.7	
l a t m	1.09	26.0	26.2	27.8	25.8	28.4	25.1
	1.16	52.5	52.4	53.7	51.7	53.0	50.7
	1.23	86.6	84.5	82.5	83.7	81.6	82.9
	1.32	139.0	124.0	123.6	122.9	122.6	123.3
	1.41	193.7	172.3	169.7	170.9	168.3	173.3
	1.60	298.9	287.1	282.5	286.0	281.3	295.5
2 a t m	1.09	24.8	29.0	30.7	28.7	30.4	
	1.15	52.4	54.8	54.7	54.4	54.3	
	1.23	87.0	89.7	90.0	89.2	89.5	
	1.31	138.9	130.5	128.7	129.9	128.1	
	1.40	194.0	177.8	176.4	177.1	175.6	
	1.59	298.7	299.3	291.1	299.0	290.8	

\* A referência indica a correlação convectiva utilizada no modelo.

Tabela 6.1 - (continuação)

pres- são P	$T_3$ (K)	experi- mental	analogia elé- trica [17]		analogia elé- trica [18]	
	$T_1$ (K)		A	B	A	B
4  a t m	1.08	24.3	30.5	30.1	30.3	28.5
	1.15	51.8	58.7	61.0	58.5	60.9
	1.22	87.5	93.7	94.6	93.5	94.4
	1.30	139.2	134.1	135.9	134.0	135.8
	1.37	194.1	173.2	174.7	173.0	174.5
	1.57	298.3	304.9	297.7	305.4	298.2
6  a t m	1.08	23.6	30.4	32.1	30.3	33.2
	1.14	49.2	61.0	59.9	61.0	59.8
	1.21	88.0	94.4	94.8	94.4	94.8
	1.29	140.2	135.6	137.4	135.6	137.4
	1.37	201.2	185.0	182.9	185.0	182.9
	1.54	298.3	294.3	288.4	296.0	289.1
8  a t m	1.08	22.6	33.4	33.8	33.3	32.4
	1.14	51.2	63.2	63.0	63.2	63.0
	1.20	88.1	95.9	94.0	95.9	94.0
	1.29	139.9	142.4	143.6	142.5	143.7
	1.35	201.2	180.9	178.5	181.0	178.6
	1.51	298.0	289.2	278.2	290.1	279.3

O calor líquido total adimensionalizado em termos de  $k_{eq}/k_s = Q_{liq}/k_s(T_3 - T_1)$  é mostrado nas figuras 6.9 a 6.16. Os desvios que ocorrem entre os modelos são os mesmos já observados para  $Q_{liq}$ . Podemos verificar que no vácuo (figura 6.10), onde ocorre radiação pura, não se observam maiores desvios entre os modelos em toda a faixa de  $\gamma_3$ . Isto significa que, com a elevação da pressão da câmara, os modelos numéricos podem estar superestimando a convecção para  $\gamma_3$  baixas. Este efeito vai sendo eliminado com o aumento de  $\gamma_3$ , quando então cresce a importância radiativa no calor líquido transferido na câmara.

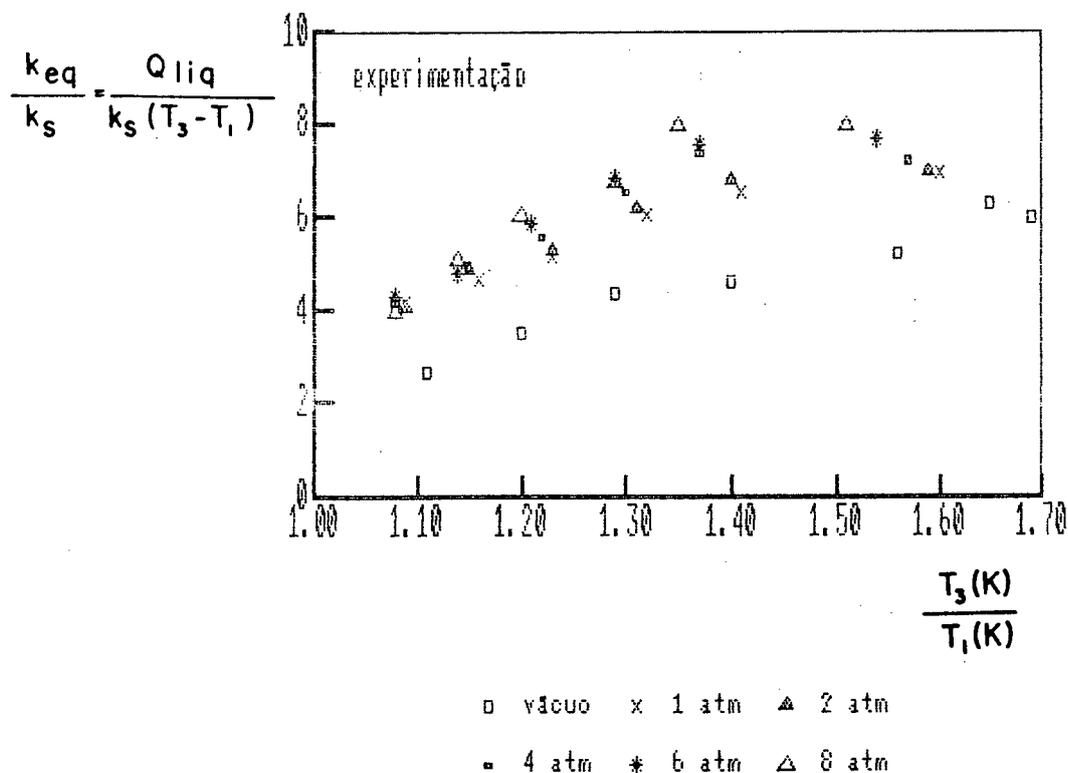


Figura 6.9 - Calor líquido total adimensional  $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais.

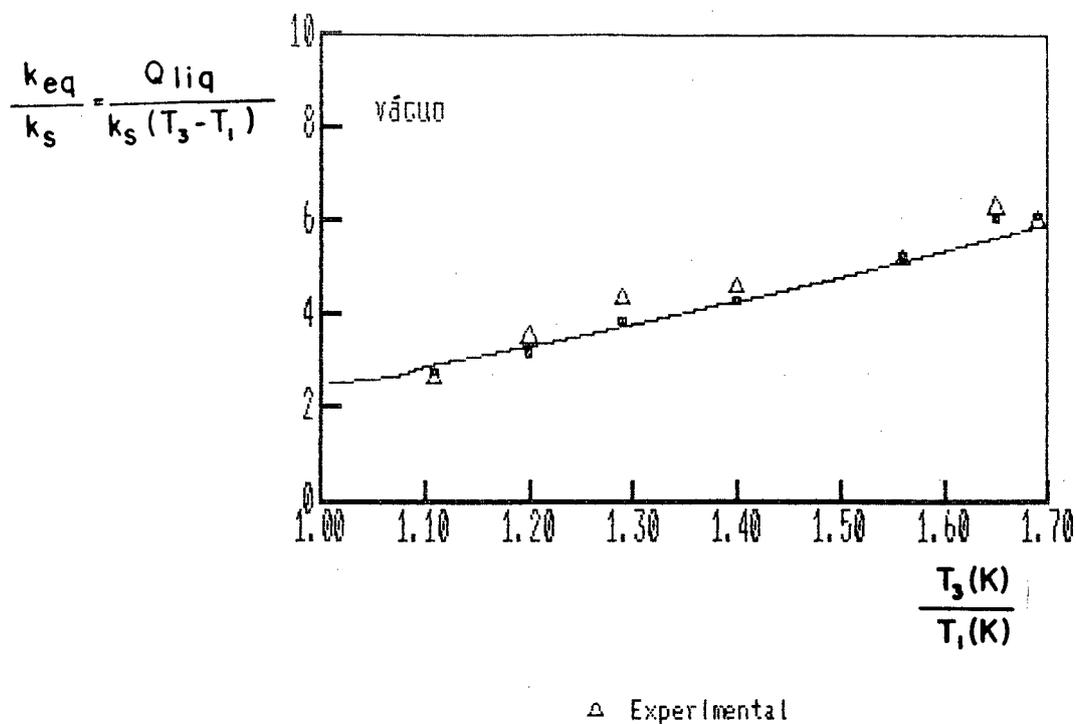


Figura 6.10 - Calor líquido total adimensional  $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais e num\u00e9ricos em v\u00e1cuo.

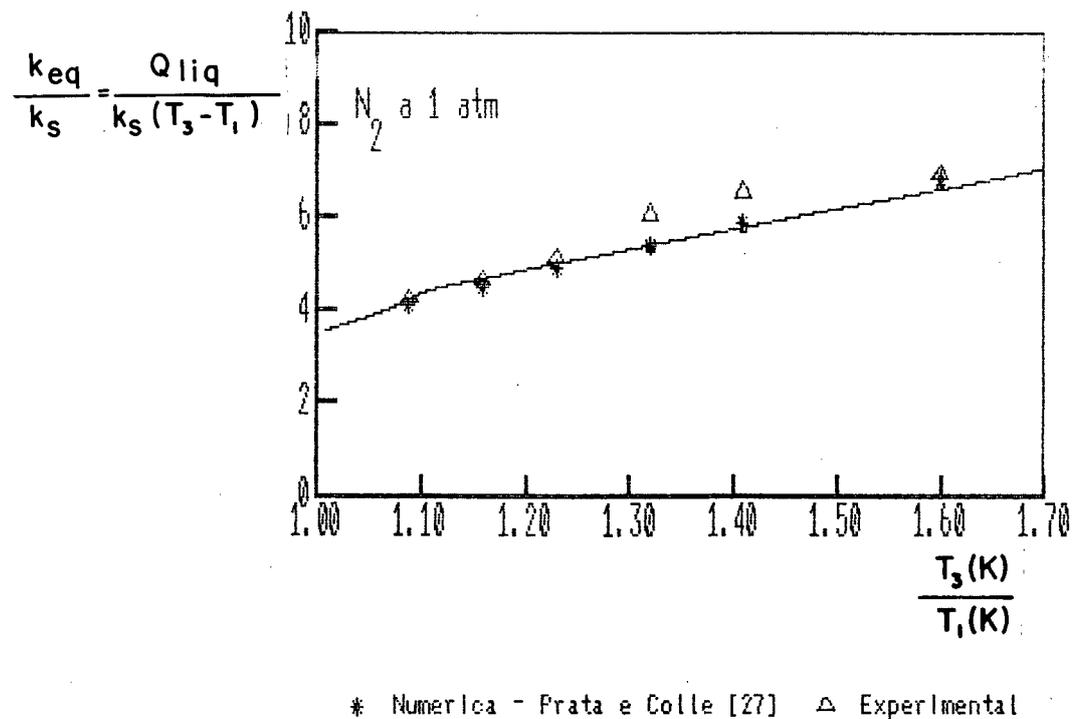


Figura 6.11 - Calor líquido total adimensional  $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais e num\u00e9ricos com 1 atmosfera de  $N_2$ .

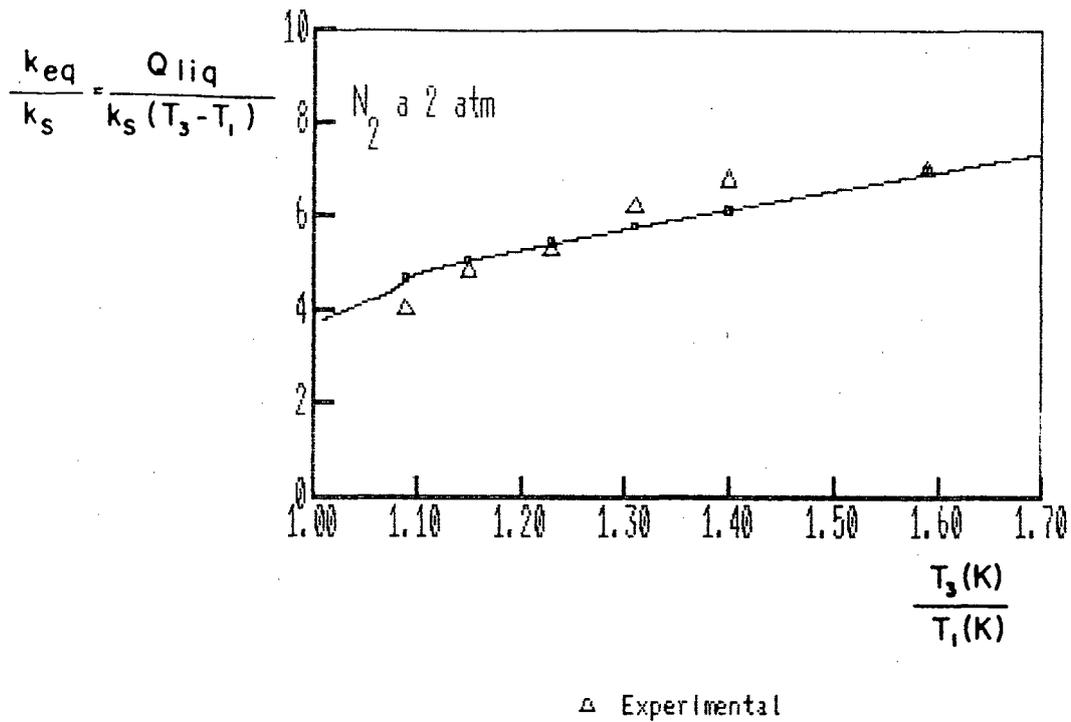


Figura 6.12 - Calor líquido total adimensional  $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais e numéricos com 2 atmosferas de  $N_2$ .

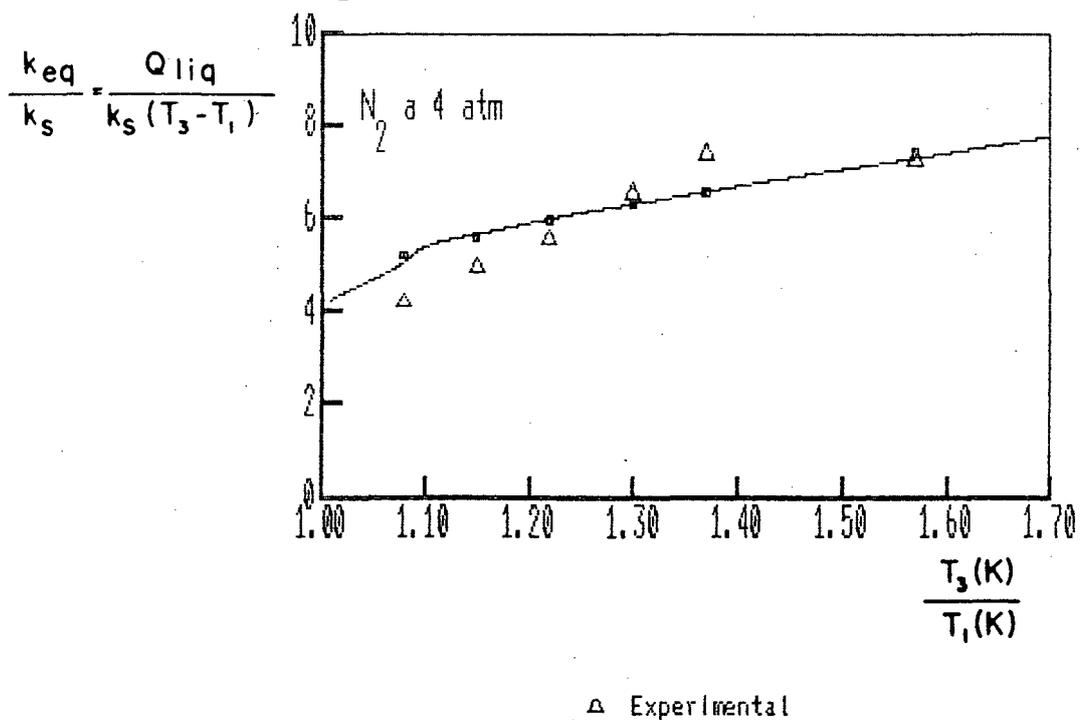
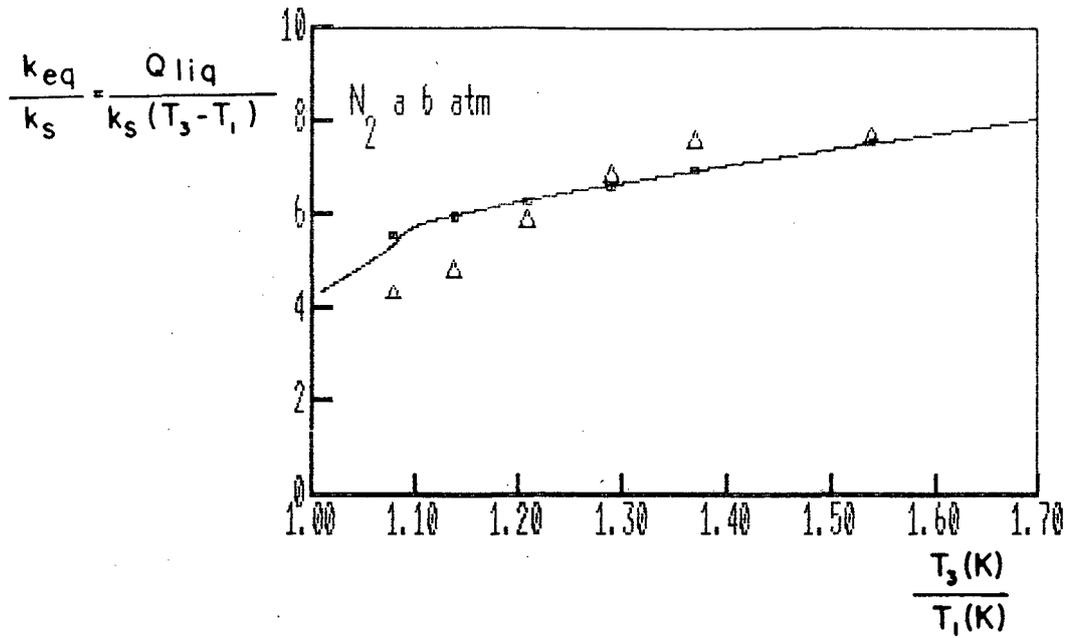


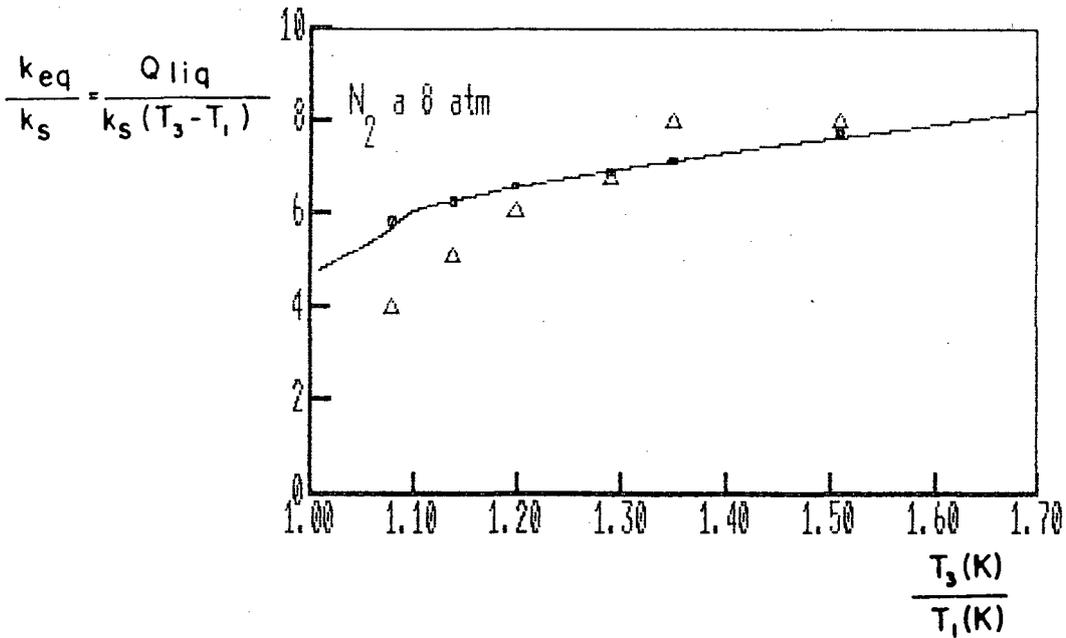
Figura 6.13 - Calor líquido total adimensional  $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais e numéricos com 4 atmosferas de  $N_2$ .



△ Experimental

— Analogia - Hessami et al. [18]    ◻ Analogia - Kuehn e Goldstein [17]

Figura 6.14 - Calor líquido total adimensional  $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais e numéricos com 6 atmosferas de  $N_2$ .



△ Experimental

— Analogia - Kuehn e Goldstein [17]    ◻ Analogia - Hessami et al. [18]

Figura 6.15 - Calor líquido total adimensional  $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais e numéricos com 8 atmosferas de  $N_2$ .

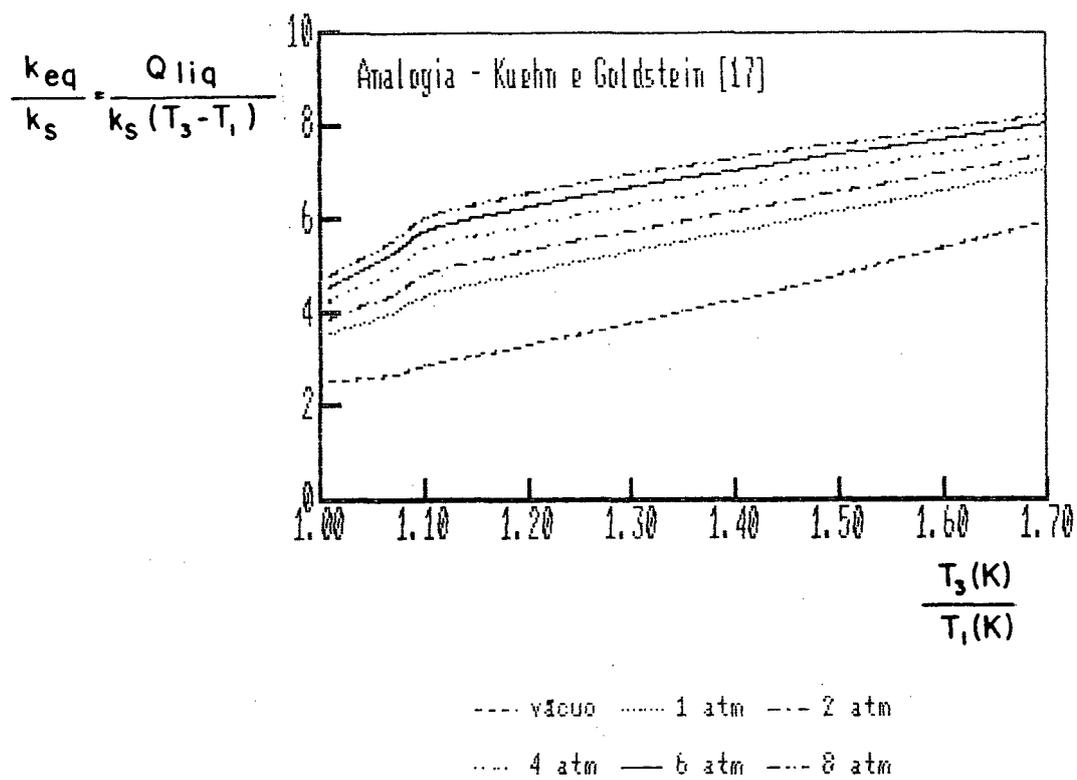


Figura 6.16 - Calor líquido total adimensional  $k_{eq}/k_s$ . Solução por analogia elétrica-Kuehn e Goldstein [17].

Tabela 6.2 - Calor líquido adimensional  $k_{eq}/k_s$ . Resultados experimentais e numéricos com  $T_1$  sendo: A - valor obtido experimentalmente; B - média entre os valores obtidos numa mesma pressão  $p$  na câmara.

pres- são $p$	$T_3$ (K)	experi- mental	analogia elé- trica [17]		analogia elé- trica [18]		numéri- ca [27]
	$T_1$ (K)		A	B	A	B	A
v ã c u o	1.11	2.66	2.75	2.93	2.75	2.93	
	1.20	3.51	3.18	3.32	3.18	3.32	
	1.29	4.38	3.82	3.73	3.82	3.73	
	1.40	4.62	4.26	4.29	4.26	4.29	
	1.56	5.22	5.27	5.15	5.27	5.15	
	1.69	6.01	6.13	5.90	6.13	5.90	
l  a t m	1.09	4.25	4.28	4.34	4.21	4.29	4.11
	1.16	4.69	4.67	4.71	4.61	4.65	4.52
	1.23	5.17	5.05	5.03	5.00	4.98	4.96
	1.32	6.07	5.42	5.42	5.37	5.37	5.39
	1.41	6.55	5.83	5.80	5.79	5.76	5.87
	1.60	6.95	6.67	6.60	6.65	6.58	6.87
2  a t m	1.09	4.04	4.72	4.78	4.67	4.73	
	1.15	4.88	5.10	5.12	5.06	5.08	
	1.23	5.32	5.49	5.49	5.46	5.46	
	1.31	6.21	5.83	5.82	5.81	5.80	
	1.40	6.77	6.20	6.19	6.17	6.16	
	1.59	7.00	7.01	6.92	7.01	6.91	

Tabela 6.2 - (continuação)

pres- são p	$T_3$ (K)	experi- mental	analogia elé- trica [17]		analogia elé- trica [18]	
	$T_1$ (K)		A	B	A	B
4  a t m	1.08	4.18	5.24	5.27	5.22	5.21
	1.15	4.97	5.63	5.69	5.61	5.67
	1.22	5.59	5.99	6.01	5.98	6.00
	1.30	6.55	6.32	6.33	6.31	6.33
	1.37	7.38	6.58	6.60	6.57	6.59
	1.57	7.22	7.39	7.30	7.40	7.32
6  a t m	1.08	4.32	5.58	5.62	5.56	5.63
	1.14	4.83	5.99	6.00	5.98	5.99
	1.21	5.89	6.32	6.33	6.32	6.32
	1.29	6.85	6.63	6.64	6.63	6.64
	1.37	7.57	6.96	6.93	6.96	6.93
	1.54	7.65	7.55	7.49	7.59	7.50
8  a t m	1.08	3.97	5.88	5.91	5.87	5.88
	1.14	5.08	6.28	6.29	6.27	6.29
	1.20	6.06	6.59	6.57	6.59	6.57
	1.29	6.78	6.91	6.92	6.91	6.92
	1.35	7.95	7.15	7.13	7.15	7.13
	1.51	7.96	7.73	7.63	7.75	7.63

A temperatura média adimensional da superfície externa do revestimento isolante do cabo  $\gamma_2$  é mostrada nas figuras 6.17 a 6.24. Os resultados experimentais de  $\gamma_2$  se mostram sempre inferiores, em torno de 10% dos resultados dos modelos numéricos. Este desvio sistemático é provocado devido aos pontos de medição de temperatura desta superfície, na interface fluido/revestimento, não estarem exatamente colocados nesta camada e sim numa camada imediatamente inferior no interior do revestimento do cabo. A bitola do termopar utilizado não foi suficientemente pequena a ponto de se colocar o fio termopar longitudinalmente nesta interface sem se descolar do revestimento do cabo, e sem interferir no movimento convectivo do fluido, presente com a formação de uma camada limite térmica por sobre esta superfície. O termopar, na fase de confecção do cabo é assentado sobre um canal longitudinal ao cabo de igual diâmetro do termopar, e cujo diâmetro externo do revestimento é de  $39.5 \pm 0.5$  mm. Posteriormente se aplica sobre o revestimento, já com os termopares assentados, uma camada de mesmo material, só que impregnada com negro de fumo, que garante uma alta emissividade radiativa na superfície do cabo. Com um diâmetro final de  $40.5 \pm 0.5$  mm significa que devemos estar com a junta quente dos termopares em torno de 0.5 mm da interface desejada, que fornece então um valor de  $\gamma_2$  10% inferior ao esperado.

Quando aumentamos a pressão da câmara, mantendo um determinado nível de calor líquido trocado, vemos pelos resultados experimentais (figura 6.17) um aumento de  $\gamma_2$  mesmo que  $\gamma_3$  venha a diminuir.

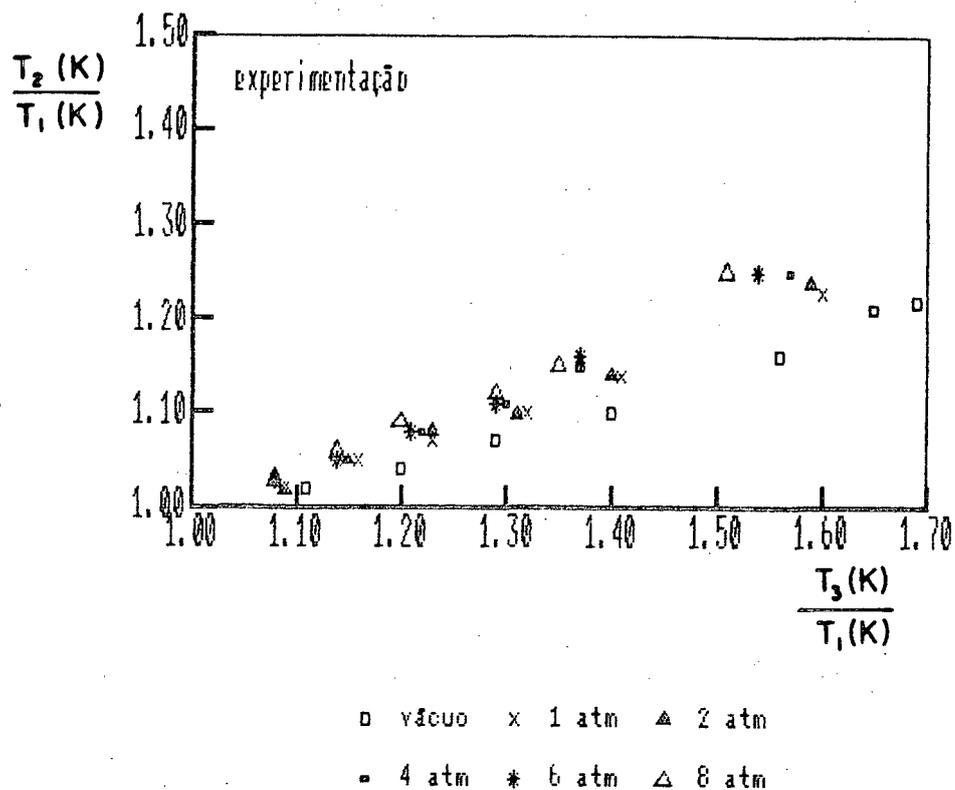


Figura 6.17 - Perfil térmico da câmara. Resultados experimentais.

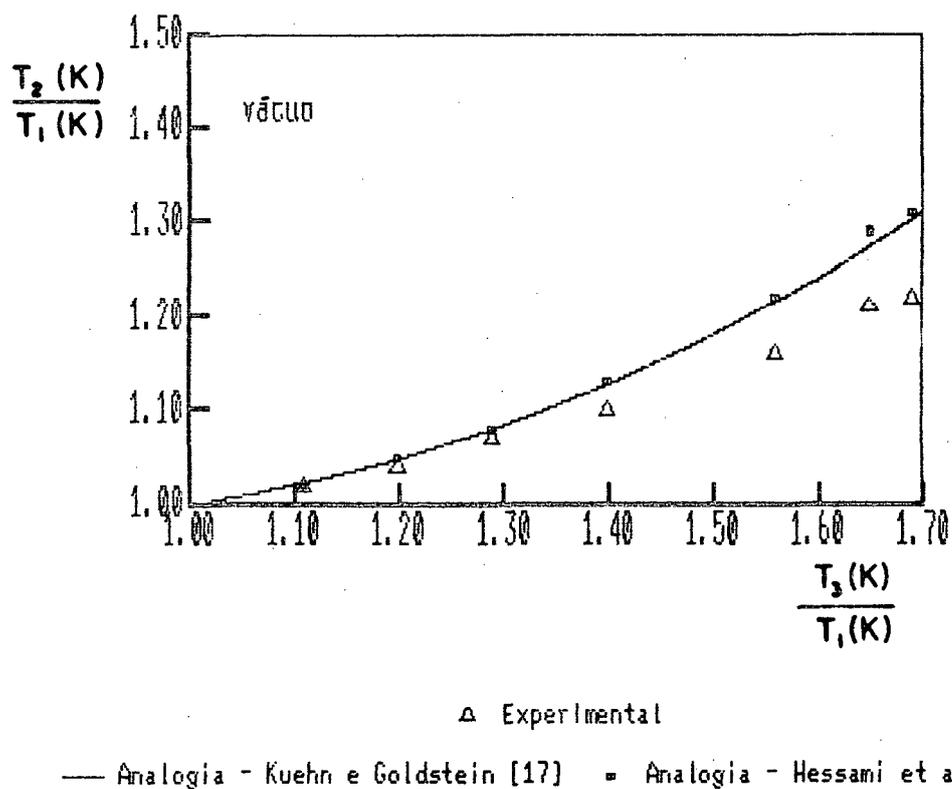


Figura 6.18 - Perfil térmico da câmara. Resultados experimentais e numéricos em vácuo.

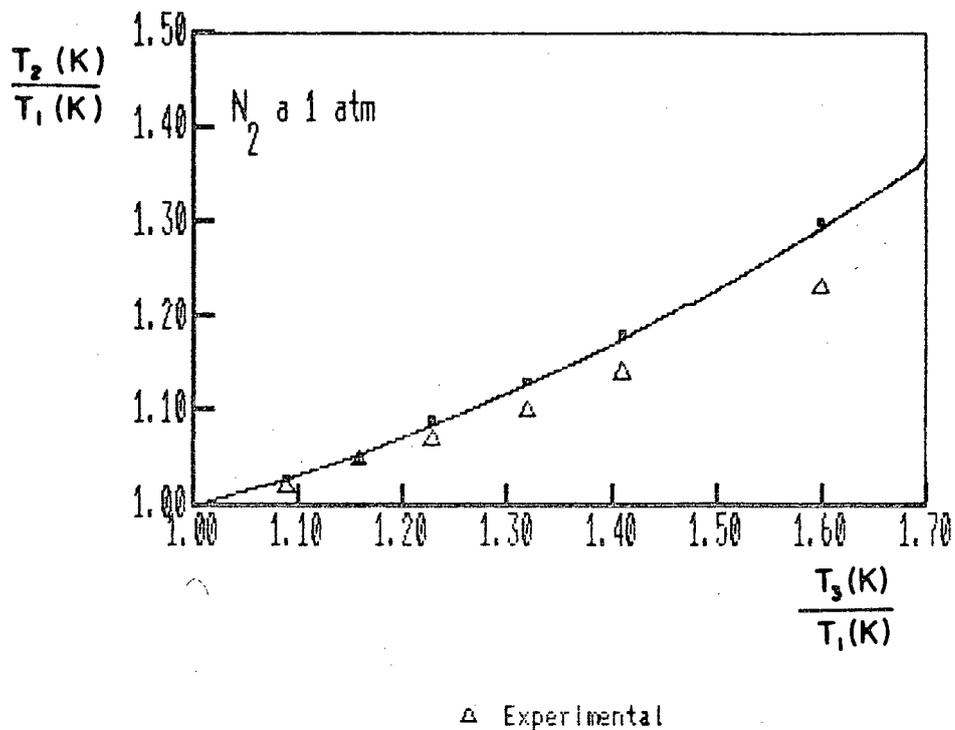


Figura 6.19 - Perfil térmico da câmara. Resultados experimentais e numéricos com 1 atmosfera de  $N_2$ .

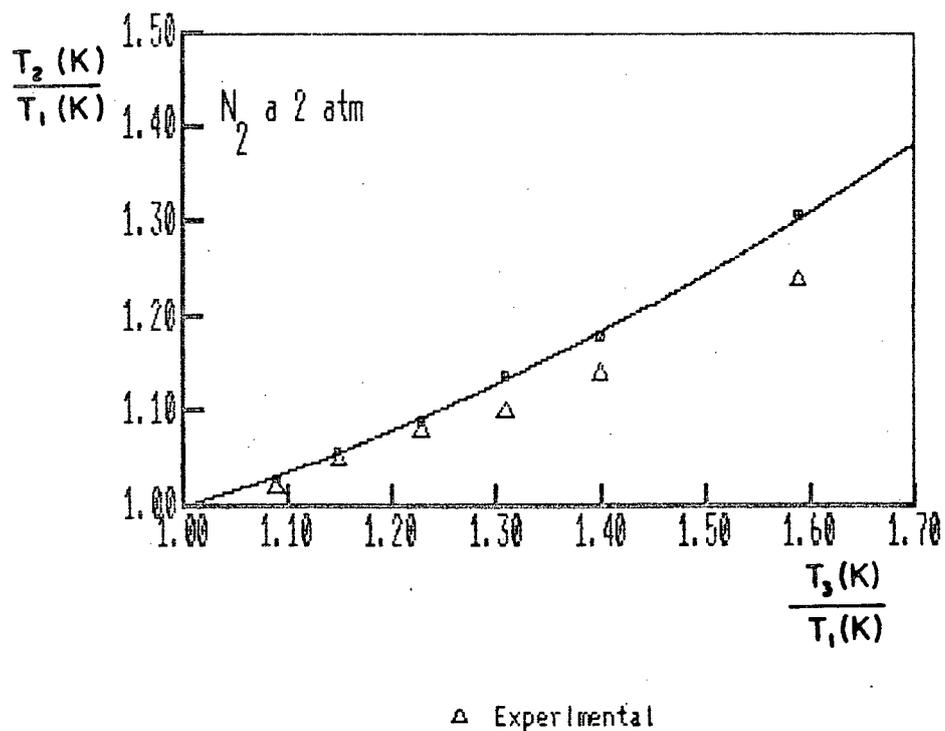


Figura 6.20 - Perfil térmico da câmara. Resultados experimentais e numéricos com 2 atmosferas de  $N_2$ .

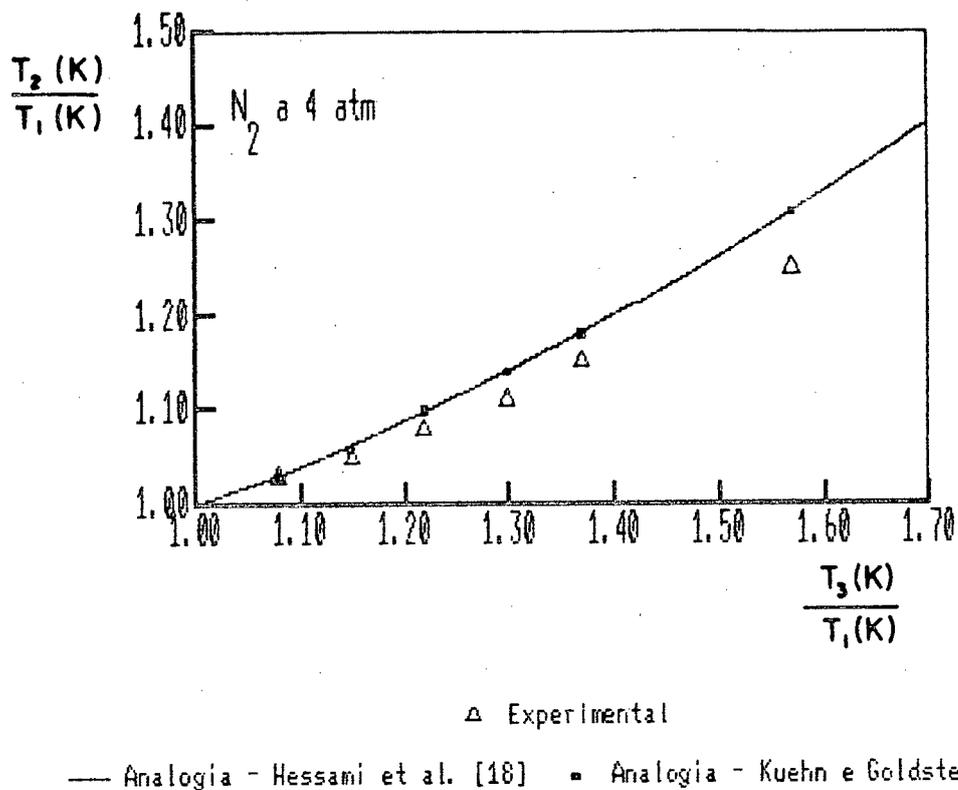


Figura 6.21 - Perfil térmico da câmara. Resultados experimentais e numéricos com 4 atmosferas de  $N_2$ .

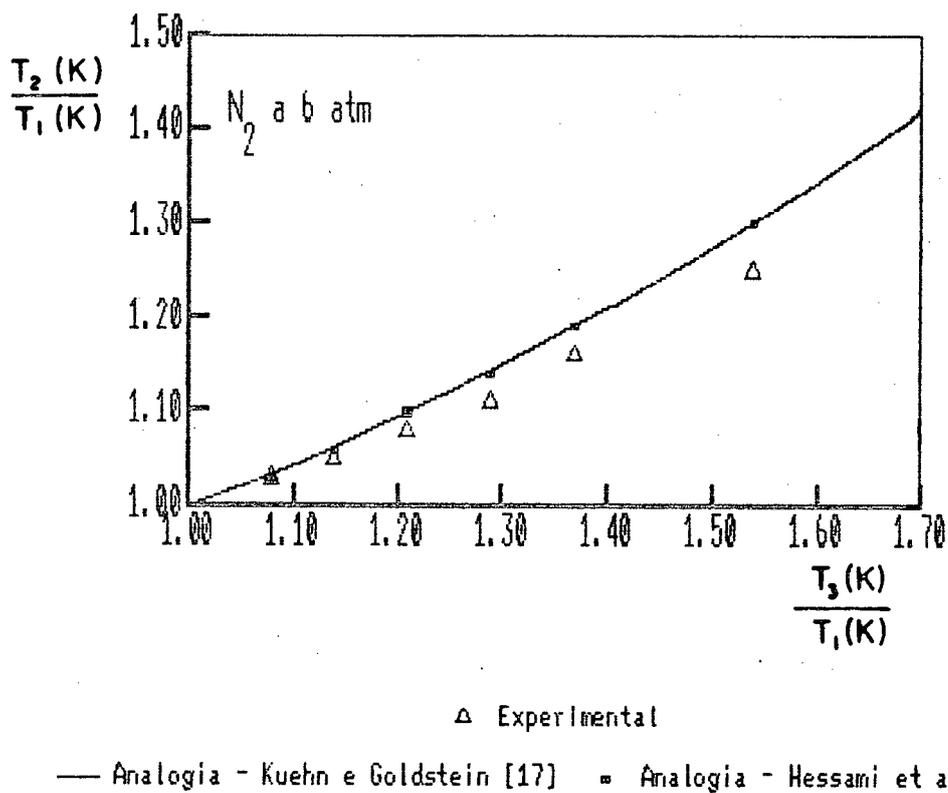


Figura 6.22 - Perfil térmico da câmara. Resultados experimentais e numéricos com 6 atmosferas de  $N_2$ .

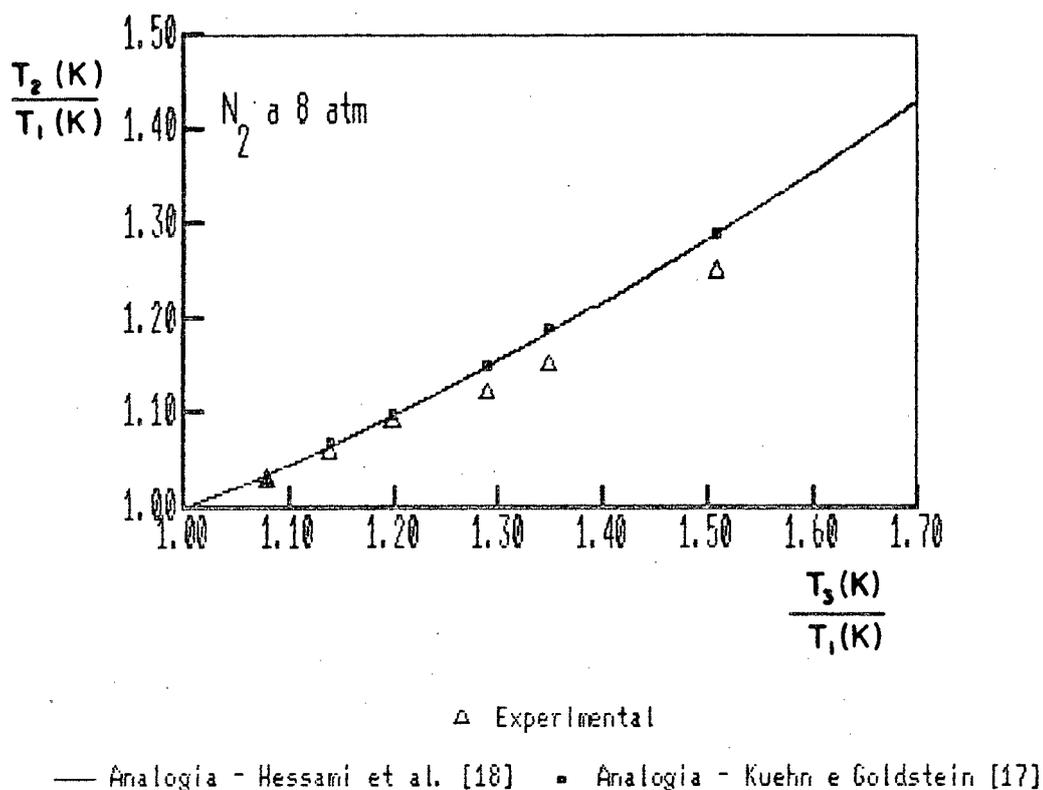


Figura 6.23 - Perfil térmico da câmara. Resultados experimentais e numéricos com 8 atmosferas de  $N_2$ .

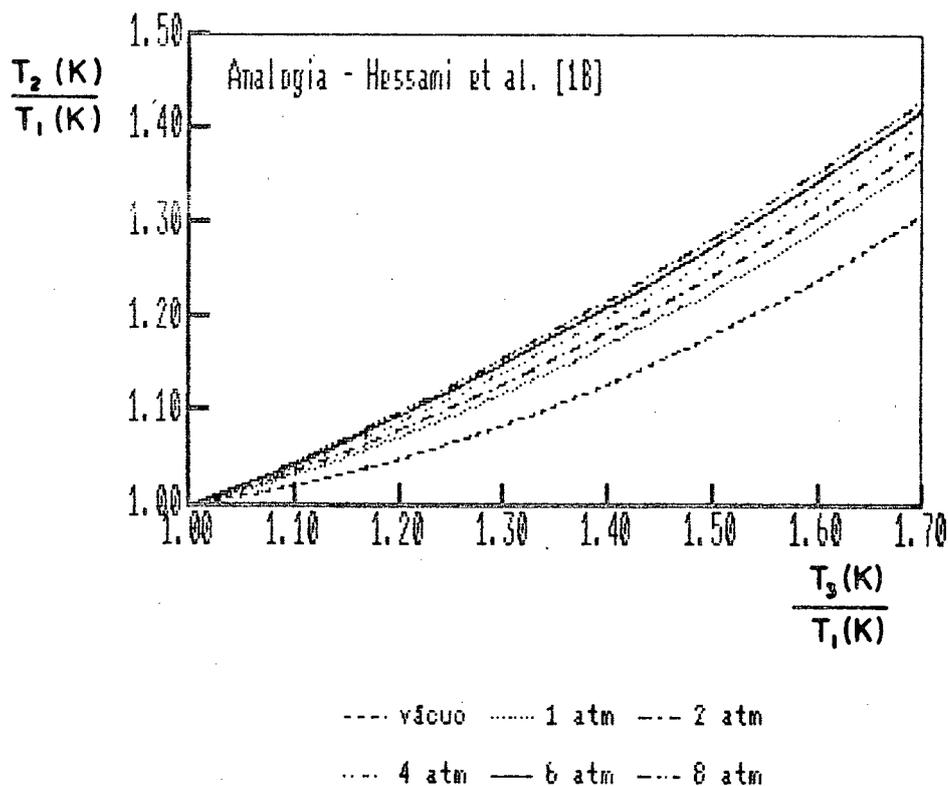


Figura 6.24 - Perfil térmico da câmara. Solução por analogia elétrica - Hessami et al. [18]

Tabela 6.3 - Temperatura adimensional da interface fluido/revestimento  $\gamma_2$ . Resultados experimentais e numéricos com  $T_1$ , sendo: A - valor obtido experimentalmente; B - média entre os valores obtidos numa mesma pressão  $p$  na câmara.

pressão $p$	$\frac{T_3}{T_1}$ (K)	experimental	analogia elétrica [17]		analogia elétrica [18]	
	(K)		A	B	A	B
v ã c u o	1.11	1.02	1.02	1.02	1.02	1.02
	1.20	1.04	1.05	1.05	1.05	1.05
	1.29	1.07	1.08	1.08	1.08	1.08
	1.40	1.10	1.13	1.13	1.13	1.13
	1.56	1.16	1.22	1.21	1.22	1.21
	1.69	1.22	1.31	1.30	1.31	1.30
l a t m	1.09	1.02	1.03	1.03	1.03	1.03
	1.16	1.05	1.05	1.06	1.05	1.06
	1.23	1.07	1.09	1.09	1.09	1.09
	1.32	1.10	1.13	1.13	1.13	1.13
	1.41	1.14	1.18	1.18	1.18	1.18
	1.60	1.23	1.30	1.29	1.29	1.29
2 a t m	1.09	1.02	1.03	1.03	1.03	1.03
	1.15	1.05	1.06	1.06	1.06	1.06
	1.23	1.08	1.09	1.09	1.09	1.09
	1.31	1.10	1.14	1.13	1.14	1.13
	1.40	1.14	1.18	1.18	1.18	1.18
	1.59	1.24	1.31	1.30	1.31	1.30

Tabela 6.3 - (continuação)

pres- são p	$T_3$ (K)	experi- mental	analogia elé- trica [17]		analogia elé- trica [18]	
	$T_1$ (K)		A	B	A	B
4  a t m	1.08	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03
	1.15	1.05	1.06	1.06	1.06	1.06
	1.22	1.08	1.10	1.10	1.10	1.10
	1.30	1.11	1.14	1.14	1.14	1.14
	1.37	1.15	1.18	1.18	1.18	1.18
	1.57	1.25	1.31	1.31	1.31	1.31
6  a t m	1.08	1.03	1.03	1.03	1.03	1.03
	1.14	1.05	1.06	1.06	1.06	1.06
	1.21	1.08	1.10	1.10	1.10	1.10
	1.29	1.11	1.14	1.14	1.14	1.14
	1.37	1.16	1.19	1.19	1.19	1.19
	1.54	1.25	1.30	1.30	1.30	1.30
8  a t m	1.08	1.03	1.03	1.04	1.03	1.03
	1.14	1.06	1.07	1.07	1.07	1.07
	1.20	1.09	1.10	1.10	1.10	1.10
	1.29	1.12	1.15	1.15	1.15	1.15
	1.35	1.15	1.19	1.19	1.19	1.19
	1.51	1.25	1.29	1.29	1.30	1.29

A convecção natural e a radiação presentes no processo de transferência de calor na região anelar da câmara, podem ser avaliadas globalmente com a observância de alguns parâmetros significativos, tais como, fração radiativa e números de Nusselt  $Nu$  e de Rayleigh  $Ra_2$ .

A fração do calor total que é transferido por radiação na câmara, é mostrada na figura 6.25 através do modelo do circuito analógico equivalente. A fração radiativa é tanto menor quanto maior for a pressão da câmara num mesmo nível de  $\gamma_3$ . Entretanto, à medida em que  $\gamma_3$  cresce com o aumento de  $Q_{liq}$  a pressão constante, isto é, o valor absoluto de  $T_3$  aumenta a  $T_1$  constante, reduz-se o efeito convectivo, visto que  $T_2$  também aumenta, não elevando o nível de convecção, que é função de  $(T_3 - T_2)$ , na mesma ordem em que se eleva o nível de radiação, que é função de  $(T_3^4 - T_2^4)$ . Na faixa de  $\gamma_3$  observada nas experimentações no caso de 8 atmosferas de pressão da câmara, a fração do calor total que é transferido por radiação se manteve sempre inferior a 50%, mostrando que a altas pressões na câmara a convecção não pode ser desprezada.

O número de Nusselt provindo das correlações convectivas de Kuehn e Goldstein [17] e Hessami et al. [18] introduzidas no modelo do circuito analógico equivalente é mostrado na figura 6.26. Nota-se que na maior parte da faixa de  $\gamma_3$  observada, mantendo-se a pressão constante na câmara, o aumento de  $Q_{liq}$  não altera significativamente o valor de  $Nu$ . Entretanto, quando a pressão da câmara vai de 1 para 8 atmosferas vê-se, em iguais condições de  $Q_{liq}$  ou  $\gamma_3$ , que  $Nu$  triplica de valor. Estes resultados mostram que o nível de contribuição convectiva na

transferência de calor global se intensifica com o aumento da pressão da câmara.

O número de Rayleigh  $Ra_2 = Gr_2 Pr$ , que é utilizado no modelo do circuito analógico equivalente, é mostrado na figura 6.27. Os valores de  $Ra_2$  obtidos, variando entre  $10^5$  e  $10^7$ , indicam que nos níveis de transferência de calor levantados nas experimentações, o escoamento convectivo do fluido é laminar para 1 e 2 atmosferas, e de transição de laminar para turbulento de 4 a 8 atmosferas de pressão.

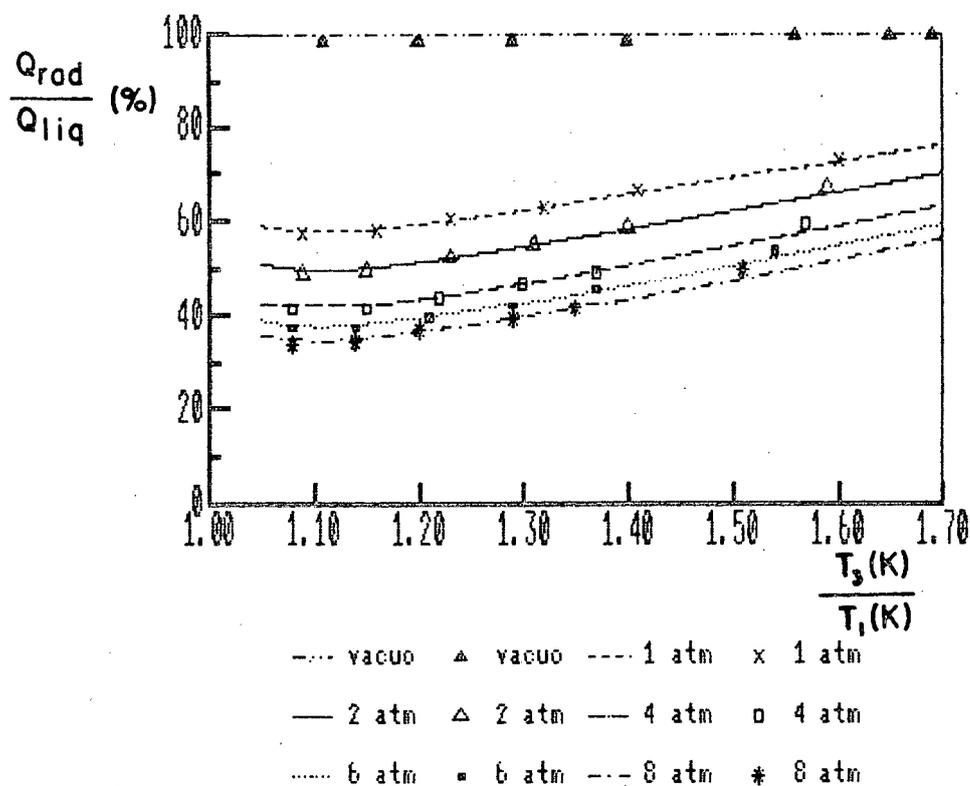


Figura 6.25 - Fração radiativa (calor radiativo/calor total) na câmara. Solução por analogia elétrica com correlações convectivas de Kuehn e Goldstein [17] (pontos) e Hessami et al. [18] (curvas).

Tabela 6.4 - Fração radiativa na câmara. Resultados de analogia elétrica com  $T_1$ , sendo: A - valor obtido experimentalmente; B - média entre os valores obtidos numa mesma pressão p na câmara.

pressão na câmara	$T_3$ (K)	Kuehn e Goldstein [17]		Hessami et al. [18]	
	$T_1$ (K)	A	B	A	B
l a t m	1.09	56.4	56.9	57.7	58.1
	1.16	57.1	57.6	58.1	58.6
	1.23	59.5	59.3	60.5	60.3
	1.32	62.2	62.2	63.0	63.1
	1.41	65.6	65.3	66.4	66.2
	1.60	73.0	72.3	73.5	72.8
2 a t m	1.09	48.5	49.3	49.2	50.0
	1.15	49.4	49.8	49.9	50.4
	1.23	52.0	51.9	52.4	52.4
	1.31	54.7	54.7	55.1	55.1
	1.40	58.2	58.0	58.6	58.4
	1.59	66.7	65.6	66.9	65.7

Tabela 6.4 - (continuação)

pressão na câmara	$T_3$ (K)	Kuehn e Goldstein [17]		Hessami et al. [18]	
	$T_1$ (K)	A	B	A	B
4  a t m	1.08	41.1	42.0	41.5	42.4
	1.15	41.5	42.5	41.7	42.7
	1.22	44.1	44.4	44.2	44.5
	1.30	46.9	47.1	46.9	47.2
	1.37	49.4	49.8	49.5	49.9
	1.57	59.5	58.2	59.3	58.0
6  a t m	1.08	37.2	37.5	37.3	37.6
	1.14	37.3	37.8	37.4	37.9
	1.21	39.5	39.6	39.5	39.6
	1.29	42.2	42.2	42.2	42.2
	1.37	45.8	45.2	45.8	45.2
	1.54	54.4	52.4	53.8	52.2
8  a t m	1.08	33.9	34.7	34.0	34.8
	1.14	34.5	35.1	34.6	35.1
	1.20	36.6	36.5	36.6	36.5
	1.29	39.2	39.4	39.2	39.4
	1.35	41.9	41.7	41.8	41.6
	1.51	50.1	48.4	49.8	48.0

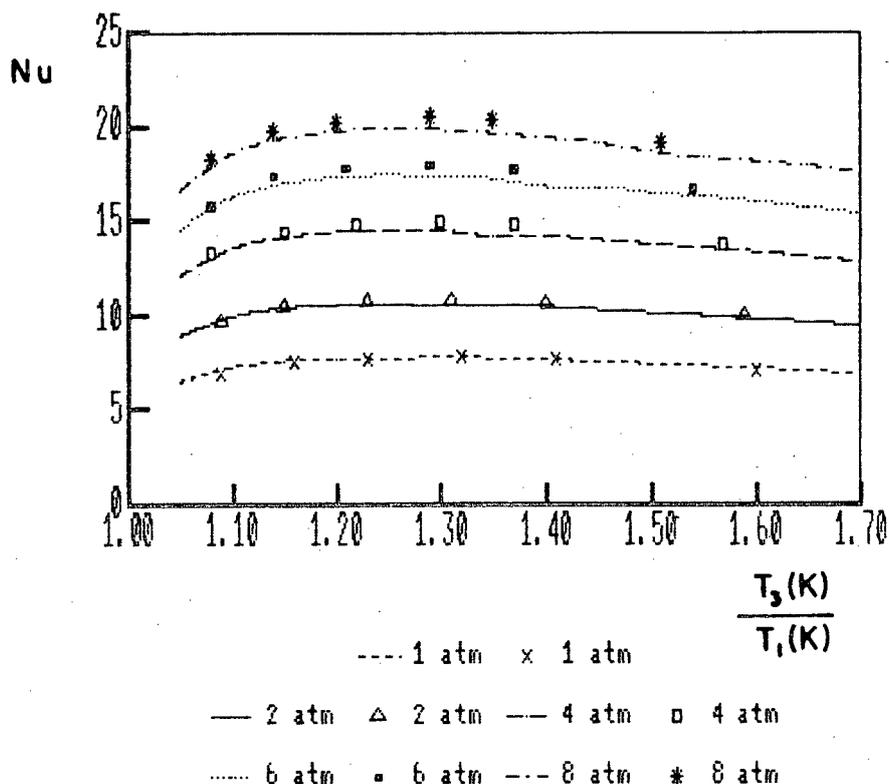


Figura 6.26 - Número de Nusselt  $Nu = h D_1 / k_f$ . Solução por analogia elétrica com correlações convectivas de Kuehn e Goldstein [17] (curvas) e Hessami et al. [18] (pontos).

Tabela 6.5 - Número de Nusselt  $Nu$ . Resultados de analogia elétrica com  $T_1$ , sendo: A - valor obtido experimentalmente; B - média entre os valores obtidos numa mesma pressão  $p$  na câmara.

pressão na câmara	$T_3$ (K)	Kuehn e Goldstein [17]		Hessami et al. [18]	
	$T_1$ (K)	A	B	A	B
l	1.09	7.21	7.21	6.94	6.97
	1.16	7.72	7.69	7.56	7.53
a	1.23	7.84	7.84	7.77	7.77
	1.32	7.83	7.82	7.84	7.83
m	1.41	7.66	7.68	7.71	7.74
	1.60	7.18	7.26	7.20	7.29

Tabela 6.5 - (continuação)

pressão na câmara	$T_3$ (K)	Kuehn e Goldstein [17]		Hessami et al. [18]	
	$T_1$ (K)	A	B	A	B
2  a t m	1.09	9.87	9.83	9.71	9.67
	1.15	10.49	10.42	10.47	10.39
	1.23	10.67	10.68	10.78	10.78
	1.31	10.67	10.66	10.87	10.86
	1.40	10.45	10.47	10.72	10.74
	1.59	9.76	9.90	9.98	10.14
4  a t m	1.08	13.35	13.16	13.32	13.01
	1.15	14.34	14.19	14.49	14.34
	1.22	14.57	14.52	14.87	14.82
	1.30	14.55	14.52	14.97	14.93
	1.37	14.40	14.34	14.90	14.83
	1.57	13.34	13.54	13.79	14.03
6  a t m	1.08	15.82	15.85	15.85	15.99
	1.14	17.17	16.99	17.42	17.22
	1.21	17.47	17.46	17.87	17.86
	1.29	17.48	17.49	18.02	18.04
	1.37	17.14	17.25	17.78	17.91
	1.54	16.15	16.44	16.73	17.10
8  a t m	1.08	18.21	18.02	18.32	18.02
	1.14	19.50	19.32	19.80	19.61
	1.20	19.83	19.81	20.28	20.26
	1.29	19.93	19.88	20.55	20.51
	1.35	19.65	19.69	20.37	20.41
	1.51	18.49	18.64	19.19	19.61

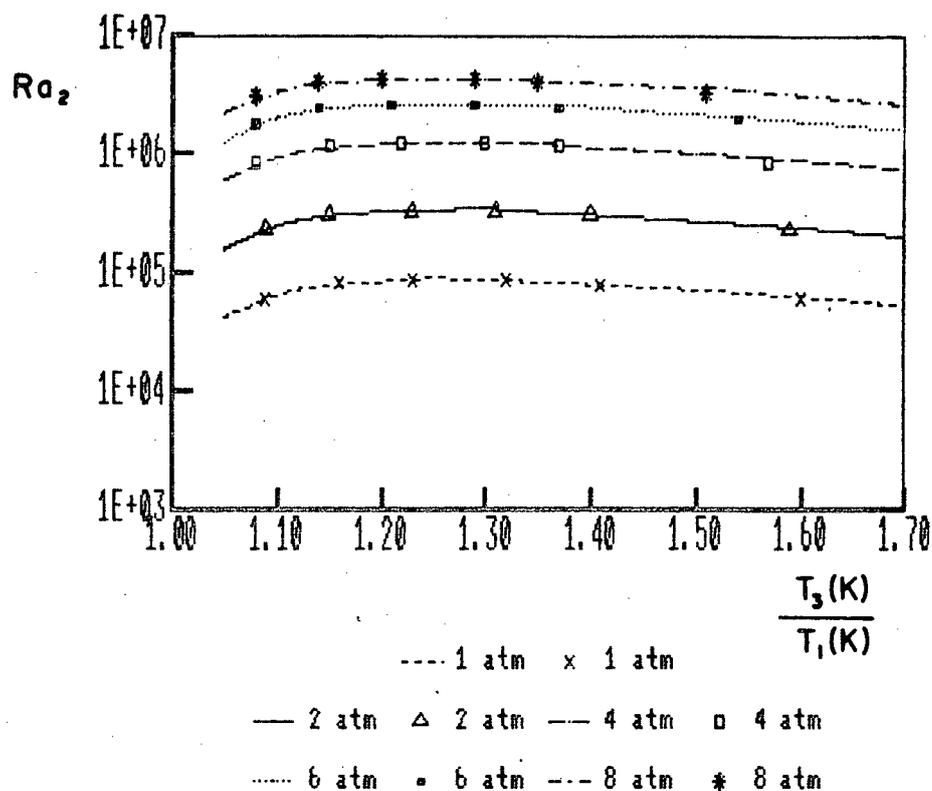


Figura 6.27 - Número de Rayleigh  $Ra_2 = Gr_2 Pr$ . Solução por analogia elétrica com correlação convectiva de Kuehn e Goldstein [17].

Tabela 6.6 - Número de Rayleigh  $Ra_2 \times 10^{-6}$ . Resultados de analogia elétrica com  $T_1$ , sendo: A - valor obtido experimentalmente; B - média entre os valores obtidos numa mesma pressão  $p$  na câmara.

pressão na câmara	$T_3$ (K) $T_1$ (K)	Kuehn e Goldstein [17]		Hessami et al. [18]	
		A	B	A	B
l	1.09	0.062	0.062	0.083	0.084
	1.16	0.083	0.082	0.117	0.115
a	1.23	0.089	0.089	0.131	0.131
	1.32	0.088	0.088	0.136	0.135
m	1.41	0.080	0.081	0.127	0.129
	1.60	0.061	0.063	0.097	0.102

Tabela 6.6 - (continuação)

pressão na câmara	$T_3$ (K)	Kuehn e Goldstein [17]		Hessami et al. [18]	
	$T_1$ (K)	A	B	A	B
2  a t m	1.09	0.239	0.235	0.317	0.312
	1.15	0.311	0.302	0.431	0.418
	1.23	0.334	0.335	0.483	0.485
	1.31	0.333	0.333	0.501	0.499
	1.40	0.305	0.308	0.474	0.478
	1.59	0.229	0.243	0.358	0.382
4  a t m	1.08	0.859	0.813	1.123	1.024
	1.15	1.159	1.110	1.579	1.515
	1.22	1.238	1.221	1.751	1.727
	1.30	1.231	1.220	1.801	1.786
	1.37	1.178	1.158	1.770	1.740
	1.57	0.856	0.912	1.303	1.397
6  a t m	1.08	1.751	1.766	2.257	2.335
	1.14	2.442	2.338	3.297	3.148
	1.21	2.621	2.616	3.653	3.646
	1.29	2.627	2.637	3.780	3.801
	1.37	2.426	2.492	3.597	3.695
	1.54	1.898	2.042	2.828	3.088
8  a t m	1.08	3.125	2.995	4.023	3.764
	1.14	4.103	3.951	5.503	5.292
	1.20	4.388	4.375	6.059	6.031
	1.29	4.483	4.439	6.406	6.345
	1.35	4.234	4.270	6.186	6.232
	1.51	3.304	3.677	4.894	5.340

## CAPITULO 7

### CONCLUSOES

No modelo experimental aqui desenvolvido, buscamos promover uma simulação das condições reais de catenária, assumindo que a história térmica transiente do cabo pode ser dividida em subregiões, onde cada uma é formada por um tubo aquecido independentemente dos outros e com temperatura constante. O que ocorre em cada subregião pode ser simulado aquecendo em regime permanente o cilindro interno (cabo) pelo cilindro externo (tubo).

O balanço de energia na região dos tubos (geração menos perdas) demonstrou ser um critério eficiente para a avaliação do calor líquido trocado na câmara. A refrigeração do núcleo de cobre do cabo permitiu versatilidade nas experimentações para que fossem impostos diversos níveis de temperatura entre o tubo e o cabo. A geração de calor por efeito Joule pela passagem de corrente elétrica pelos tubos externos mostrou-se facilmente controlável e calculável.

Os modelos numéricos observados neste estudo demonstraram uma boa aderência com o modelo experimental. Os desvios observados são perfeitamente toleráveis dentro de uma pesquisa experimental. Esta fidelidade nos assegura um bom desempenho destes modelos em aplicações práticas.

Quando desejamos obter informações mais globais, isto é, a nível de ordem de grandeza, o modelo do circuito analógico equivalente garante a precisão desejada. O fato de utilizarmos

valores médios da temperatura da superfície externa do revestimento isolante do cabo, a título de comparação, impede uma análise mais profunda do modelo numérico [27] visto que seriam necessários mais pontos de temperatura distribuídos perifericamente nesta região. Dentro das considerações físicas usadas de radiação e convecção acopladas, este modelo numérico apresenta razoável concordância com os resultados experimentais obtidos.

A importância do mecanismo de convecção na transferência de calor em região anelar com gás nitrogênio sob pressão pode ser observada. Nota-se que a contribuição convectiva deve ser considerada nos cálculos de processos térmicos que envolvam configuração similar, onde a energia necessária para o aquecimento da câmara em questão é superestimada por apenas envolver a radiação como mecanismo de transferência de calor. Reproduzidas as condições reais de operação de catenárias em curto-circuito, as correlações utilizadas em [4] são justificadas experimentalmente, dentro de uma faixa de desvio menor que 10%.

## REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] RIGBY, S.J. e BAKER, R.S., Gas Curing/Water Cooling, A Report on the Theory and Practice for H.V. XLPE Power Cables, Report n. ENG/Tech.(PC) 323, Pirelli General, April/1979.
- [2] SEYMOUR, D.C. e KRICK, D.A., Power Cable Vulcanization Without Steam, Elastomerics, pp. 32-37, March/1979.
- [3] SEYMOUR, D.C. e KRICK, D.A., A New Vulcanizing Process Without Steam as Heat Source, Wire Journal, pp. 74-79, March/1979.
- [4] COLLE, S. e MENDES, E.C., Desenvolvimento de um Modelo Matemático para o Processo Dry-Curing em Catenária, Relatórios Técnicos I e II, Pirelli/UFSC, 1985.
- [5] VELLEGO, G., Otimização das Condições de Operação da Catenária III de Sapucaia do Sul com Especial Ênfase ao Dropping do EPR, Relatório Técnico 353/010/83, Pirelli, 16/06/83.
- [6] SEIGEL, R. e HOWELL, J.R., Thermal Radiation Heat Transfer, McGraw-Hill Book Company, New York, 1972.
- [7] OZISIK, M.N., Transferência de Calor, Editorial McGraw-Hill Latinoamericana S.A., Bogotá, 1979.
- [8] BEJAN, A., Convection Heat Transfer, John Wiley and Sons, Inc., New York, 1984.
- [9] KUEHN, T.H. e GOLDSTEIN, R.J., An Experimental and Theoretical Study of Natural Convection in the Annulus between Horizontal Concentric Cylinders, Journal of Fluid Mechanics, V. 74, Pt. 4, pp. 695-719, 1976.
- [10] BISHOP, E.H., Discussion 3rd. International Heat Transfer Conference, Chicago, 2 (session 6), pp. 155-156, 1966.

- [11] LIU, C.Y., MUELLER, W.K. e LANDIS, F., Natural Convection Heat Transfer in Long Horizontal Cylindrical Annuli, International Developments in Heat Transfer, ASME, Pt. 4, pp. 976-984, 1961.
- [12] RAITBY, G.D. e HOLLANDS, K.G.T., A General Method of Obtaining Approximate Solutions to Laminar and Turbulent Free Convection Problems, Advances in Heat Transfer, Academic Press, New York, V. 11, pp. 265-315, 1975.
- [13] ITOH, M., FUJITA, T., NISHIWAKI, N. e HIRATA, M., A New Method of Correlating Heat-Transfer Coefficients for Natural Convection in Horizontal Cylindrical Annuli, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 13, pp. 1364-1368, 1970.
- [14] ROTEM, Z., Conjugate Free Convection from Horizontal Conducting Circular Cylinders, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 15, pp. 1679-1693, 1972.
- [15] KUEHN, T.H. e GOLDSTEIN, R.J., An Experimental Study of Natural Convection Heat Transfer in Concentric and Eccentric Horizontal Cylindrical Annuli, Journal of Heat Transfer, Vol. 100, pp. 635-640, 1978.
- [16] KUEHN, T.H. e GOLDSTEIN, R.J., Correlating Equations for Natural Convection Heat Transfer between Horizontal Circular Cylinders, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 19, pp. 1127-1134, 1976.
- [17] KUEHN, T.H. e GOLDSTEIN, R.J., A Parametric Study of Prandtl Number and Diameter Ratio Effects on Natural Convection Heat Transfer in Horizontal Cylindrical Annuli, Journal of Heat Transfer, Vol. 102, pp. 768-770, 1980.
- [18] HESSAMI, M.A., POLLARD, A., ROWE, R.D. e RUTH, D.W., A Study of Free Convective Heat Transfer in a Horizontal Annulus with a Large Radii Ratio, Journal of Heat Transfer, Vol. 107, pp. 603-610, 1985.

- [19] ITAKA, K., ARAKI, T. e HARA, T., Heat Transfer Characteristics of Gas Spacer Cables, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, Vol. PAS-97, n. 5, pp. 1579-1585, 1978.
- [20] CATTON, I., BEJAN, A., GREIF, R. e HOLLANDS, K.G.T., Natural Convection in Enclosures, Proceedings of a Workshop on Natural Convection, Univ. de Notre Dame, Indiana, pp. 24-35, 1983.
- [21] RAITHBY, G.D. e HOLLANDS, K.G.T., Natural Convection, in Handbook of Heat Transfer Fundamentals by ROHSENOW, W.M., HARTNETT, J.P. e GANIC, E.N., McGraw-Hill, 1985.
- [22] ELSHERBINY, S.M., HOLLANDS, K.G.T. e RAITHBY, G.D., Effect of Thermal Boundary Conditions on Natural Convection in Vertical and Inclined Air Layers, Journal of Heat Transfer, Vol. 107, pp. 515-520, 1985.
- [23] KOUTSOHERAS, W. e CHARTERS, W.W.S., Natural Convection in Inclined Cells with Finite Wall - A Numerical Solution, Solar Energy, 19, pp. 433-438, 1977.
- [24] MEYER, B.A., MITCHELL, J.W. e EL-WAKIL, M.M., The Effect of Thermal Wall Properties on Natural Convection in Inclined Rectangular Cells, Journal of Heat Transfer, Vol. 104, pp. 111-117, 1982.
- [25] SHIRALKAR, G.S. e TIEN, C.L., A Numerical Study of the Effect of a Vertical Temperature Difference Imposed on a Horizontal Enclosure, Numerical Heat Transfer, 104, pp. 185-197, 1982.
- [26] KIM, D.M. e VISKANTA, R., Heat Transfer by Combined Wall Conduction and Natural Convection through a Rectangular Solid with a Cavity, Proceedings of the ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference, ASME, New York, Vol. 1, pp. 313-322, 1983.
- [27] PRATA, A.T. e COLLE, S., Transferência de Calor entre Cilindros Horizontais Concêntricos Considerando Efeitos de Condução e Radiação, lo. ENCIT, Rio de Janeiro, 4 fls., 1986.

- [28] PATANKAR, S.V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, Washington, D.C., 1978.
- [29] DELL'ACIPRETE, N. e GRANADO, N.V., Fisica - Eletricidade, 4a. ed., Vol. 3, Editora Atica, São Paulo.
- [30] Catálogo Técnico da Santa Marina (Super Tel).
- [31] KAYE, G.M.G. e LABY, T.H., Tables of Physical and Chemical Constants, 14th. ed., Longman Group Limited, London, 1973.
- [32] SCHMIDT, W., Materiais Elétricos, Condutores e Semicondutores, Vol. 1, Editora Edgard Blucher Ltda., São Paulo, 1979.
- [33] ECKERT, E.R.G. e DRAKE, R.M., Heat and Mass Transfer, 2nd. ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1959.
- [34] GUBAREFF, G.G., JANSSEN, J.E. e TARBORG, R.H., Thermal Radiation Properties Survey, Honeywell Research Center, Honeywell Regulator Company, Minneapolis, 1960.
- [35] LUH, D.R., Pelletized Low Loss Insulating Compound for Nordel Hydrocarbon Rubber, NDR-3728, DuPont, May/1976.

## APENDICE I

### RETICULAÇÃO TERMICA

A reticulação, vulcanização ou cura de um material polimérico termoplástico em catenárias a vapor ou gás/água, se faz por uma reação termoquímica no interior do material, cuja fonte de calor é externa, tornando-o um material termofixo adequado à construção de isolações de cabos. O processo de reticulação consiste em criar no interior do material pontos intermoleculares estáveis por via química, com o auxílio de peróxidos orgânicos ou de moléculas de ligação especiais. O processo de formação das cadeias ocorre em temperaturas acima de 120°C no material. A estrutura espacial resultante permite grande resistência mecânica e às intempéries como fogo e umidade, e excelentes propriedades elétricas como isolante.

#### 1 - História Térmica da Reticulação

Assume-se que o grau de reticulação  $\Psi$  de um polímero, inicialmente em zero, cresce segundo uma reação de primeira ordem ou equação de Arrhenius

$$\frac{d\Psi}{dt^*} = \dot{\Psi} = (1-\Psi)K \quad (\text{I.1})$$

cuja solução, que pode ser obtida via regra de Simpson de integração numérica, é do tipo

$$\Psi = 1 - \exp(-Kt^*) \quad (\text{I.2})$$

onde  $K$  é uma constante do material variável com a temperatura e  $t^*$  é o tempo de exposição em minutos,

$$K = A \exp\left(B - \frac{C}{T^*}\right) \quad (\text{I.3})$$

$$t^* = \frac{L_c}{V_c} \quad (\text{I.4})$$

sendo  $L_c$  o comprimento da região de aquecimento da catenária,  $V_c$  a velocidade da linha de produção,  $T^* = T(r, t^*)$  a temperatura da camada de isolamento na posição radial  $r$  da região sólida da figura 2.1,  $R_1 \leq r \leq R_2$ , e  $A$ ,  $B$  e  $C$  são constantes do material polimérico. Para a borracha de Etileno-Propileno (EPR) a equação I.3 fica:

$$K = 0.55452 \exp\left[33.43484 - \frac{15151}{T^*}\right] \text{ min}^{-1} \quad (\text{I.5})$$

Observa-se que quanto maior a temperatura em que o material fica exposto, menor é o tempo necessário para se atingir um determinado grau de reticulação. Assume-se que um cabo está reticulado quando o grau de reticulação de todas as camadas deste é superior a 85%.

APENDICE II  
DESCRIÇÃO DA BANCADA

Neste apêndice são colocados maiores detalhes das peças e equipamentos envolvidos na construção e montagem da câmara de aquecimento descrita no capítulo 3.

1 - Geometria da Câmara

Dentro da região útil da câmara destinada às experimentações de transferência de calor, a geometria envolvida tanto nos cálculos experimentais quanto numéricos dos fenômenos térmicos envolvidos está elencada resumidamente na tabela II.1 como segue:

Tabela II.1 - Geometria da câmara

L	- comprimento longitudinal	= 1000.0 mm
R <sub>1</sub>	- raio externo do núcleo de cobre	= 12.7 mm
R <sub>2</sub>	- raio externo do revestimento isolante	= 20.25 mm
R <sub>3</sub>	- raio interno do tubo de cobre	= 115.3 mm
R <sub>3e</sub>	- raio externo do tubo de cobre	= 117.41 mm
R <sub>4i</sub>	- raio interno do tubo de aço inox	= 125.0 mm
R <sub>4</sub>	- raio externo do tubo de aço inox	= 131.3 mm
R <sub>5</sub>	- raio externo do isolamento externo	= 251.3 mm
R <sub>31</sub>	= R <sub>3</sub> /R <sub>1</sub>	= 9.08
R <sub>32</sub>	= R <sub>3</sub> /R <sub>2</sub>	= 5.69
R <sub>21</sub>	= R <sub>2</sub> /R <sub>1</sub>	= 1.59

sendo que nos cálculos numéricos consideram-se apenas  $R_1$ ,  $R_2$  e  $R_3$ .

## 2 - Tampas Laterais ao Tubo

Através das tampas laterais é que se processam as ligações, entre a câmara e o exterior, dos termopares e das linhas de gás/vácuo e água que, por questão de segurança à pressão e efeitos de dilatação térmica, devem ser estanques. As duas tampas são de aço inox AISI 304 e diâmetro externo de 410 mm. A tampa do lado esquerdo, com espessura de 23 mm, possui um furo central para acoplamento de conexão para a linha d'água, um furo para ligação da linha de gás ou vácuo à câmara, 16 furos de 21 mm equidistantes num diâmetro de 360 mm, para o fechamento da câmara junto ao tubo de aço inox, utilizando-se parafusos M20 numa pressão de aperto de  $3 \text{ kgf/cm}^2$ , e 5 furos rosqueados com rebaixo, para acoplamento de bujões de saída de termopares do interior da câmara. A tampa do lado direito, com espessura de 29 mm, possui um furo central para acoplamento de conexão para a linha d'água, um furo para ligação da linha de gás ou vácuo à câmara, 14 furos de 21 mm equidistantes num diâmetro de 350 mm, para o fechamento da câmara junto ao tubo de aço inox, utilizando-se parafusos M20 numa pressão de aperto de  $3 \text{ kgf/cm}^2$ , e alças laterais para permitir articulação com o tubo.

### 3 - Guarnições

Na região das tampas e das flanges do tubo é necessária uma efetiva vedação do gás sob pressão ou ao vácuo no interior da câmara. Além disso, ocorre a passagem das coroas de cobre para energização do tubo de cobre. Em cada extremidade da câmara são colocadas 2 guarnições de amianto grafitado formando o conjunto (tampa + guarnição + coroa + guarnição + flange). Cada guarnição também recebe um enfitamento em Teflon garantindo o isolamento elétrico entre as partes.

### 4 - Bujões para os Termopares

A passagem de uma grande quantidade de termopares para o interior da câmara sem problemas de pressão ou temperatura é feita por bujões de aço inox, formados por parafusos de sextavado interno M24x30 e com furo interno longitudinal e cônico, por onde passam os termopares, sendo 10 a 13 em cada bujão. A fixação é feita com porca e arruela no lado interno da tampa esquerda. A região cônica interna é preenchida por uma resina (Durepoxi Plus) de cura rápida à temperatura ambiente. Esta resina é estável em temperaturas de até 250°C, e de grande resistência à pressão, facilitada pela própria restrição geométrica ao seu deslocamento.

### 5 - Coroas de Cobre Esmaltadas

Para permitir uma distribuição mais homogênea da corrente elétrica destinada ao tubo de cobre foram confeccionadas 2 coroas de cobre, sendo uma para cada tampa. Estas peças permitem

a ligação, através de seus 8 bornes (4 externos e 4 internos), entre os cabos provindos dos transformadores de corrente com os cabos internos de distribuição de corrente, que são conectados aos 16 bornes de cada lado do tubo de cobre. As coroas de cobre, de 2.11 mm de espessura, foram decapadas e posteriormente esmaltadas para garantir o isolamento elétrico destas com as tampas ou as flanges do tubo de aço inox. O processo de esmaltação consiste em banhar a peça, exceto nos bornes, com um esmalte comumente usado em transformadores, resistente a altas temperaturas. Elimina-se o solvente do esmalte em estufa a 100°C por 5 minutos, e cura-se o filme restante também em estufa a 250°C por 1 minuto. Este processo se repete por 3 vezes garantindo a total esmaltação da peça.

## 6 - Linha Hidráulica

Este estudo experimental que visa o correlacionamento entre os fenômenos de transferência de calor na configuração física e geométrica da câmara, tem como hipótese principal a transferência de calor em regime permanente a cada nível pré-estabelecido de temperaturas no tubo e no cabo. Para isso, além de um eficiente isolamento térmico externo, também é necessária a retirada do calor que chega ao núcleo de cobre por condução pela camada de revestimento do cabo. A utilização de uma linha d'água, que passa por um furo circular no núcleo de cobre promove a retirada de calor da câmara, para que o regime que se estabelece com as correntes elétricas nos tubos e a vazão d'água seja estabelecido. Além disso, a vazão d'água deve ser suficientemente alta para que não ocorra um acréscimo de

temperatura em mais de 3°C entre sua entrada e saída no interior do núcleo, mantendo um baixo e uniforme valor absoluto de temperatura na interface núcleo/revestimento, visto que o núcleo de cobre pode ser considerado um reservatório de calor.

Entre a linha d'água industrial e o núcleo do cabo e entre este e o tanque de descarga são utilizadas mangueiras flexíveis especiais. A limitação principal é quanto à temperatura ambiente interna na câmara, com o risco de degradação térmica do material da mangueira. O efeito da pressão da câmara também foi observado de maneira a escolher uma mangueira que não sofresse esmagamento em regime plástico, e que suas conexões fossem estanques. Para esta aplicação foi selecionada uma mangueira formada por um tubo de borracha sintética, reforço de trançado têxtil e cobertura também de borracha sintética, e com dupla camada de revestimento em amianto na forma de manta. A faixa de temperatura de utilização está entre -40°C e +93°C. A própria água da linha serve de refrigerante para a mangueira. As conexões das mangueiras feitas em latão, são giratórias, o que permite a facilidade de ligação das mangueiras às tampas laterais e ao núcleo do cabo, principalmente quando do processo de fechamento da câmara. Pelos furos de passagem da linha d'água para o interior da câmara são rosqueadas conexões de aço inox AISI 304, acompanhadas de porca e arruela do mesmo material. Nestas conexões são acopladas interna e externamente as conexões giratórias das mangueiras. O controle da temperatura do núcleo é feito através da vazão d'água na linha, que é controlada por um rotâmetro a montante da câmara. O rotâmetro regulador de

vazão é da marca Conaut, com faixa de medição de 60-600 litros/hora. O acompanhamento efetivo das temperaturas de entrada e saída do núcleo do cabo é feito através de 2 termopares colocados nestes pontos. Os termopares chegam nesta região por dentro da mangueira a montante do núcleo, sendo soldados numa conexão intermediária entre a tampa e o núcleo.

#### 7 - Linha de Gás/Vácuo

Existem duas passagens pelas tampas laterais da câmara que permitem a conexão de linhas de gás ou de vácuo. O nitrogênio, super seco, é disponível diretamente por uma linha industrial, sob pressão de até 8 atmosferas, controlada por manômetros e válvula reguladora de pressão. A aplicação de vácuo na câmara é promovida por uma bomba de vácuo tipo Leybold (figura II.1), rotativa, de paletas, duplo-estágio, sendo que o maior nível de vácuo é da ordem de 5 Torr ( $3 \times 10^{-6}$  atm). A medição do nível de vácuo é feita através de um medidor de vácuo tipo McLeod.



Figura II.1 - Bomba de vácuo tipo Leybold.

#### 8 - Esquema Elétrico

A geração de corrente elétrica que atravessa a câmara é configurada basicamente por um esquema elétrico onde, num circuito primário, um potencial elétrico  $V_1$  é aplicado através de um variador de tensão (figura II.2), quando então uma corrente elétrica  $I_1$  gerada neste circuito penetra num transformador de corrente (figura II.3) e, passando por  $n_1$  espiras enroladas num ferromagnético, induz um fluxo magnético no transformador. O transformador de corrente estará construído quando um circuito secundário formado pelo cabo de energia externo, enrolado em  $n_2$  espiras pelo transformador é induzido pelo fluxo magnético gerando então uma corrente elétrica  $I_2$ . O circuito secundário se completa com o acoplamento do cabo de energia com as extremidades

longitudinalmente opostas do tubo de aço inox ou do tubo de cobre. Esta ligação promove um curto-circuito no circuito secundário com uma corrente elétrica  $I_2$  e uma diferença de potencial desprezível. Os equipamentos e instrumentos utilizados na energização da câmara são: 1 variador de tensão Italtv CP2000 (50 kVA, 0-220 Vca, 130 A), 1 variador de tensão Italtv a óleo (100 kVA, 0-440 Vca, 227 A) regulado por um painel auxiliar (figura II.2), 4 transformadores do tipo janela, sendo 2 com 10 kVA de potência e 2 com 15 kVA de potência, 4 cabos de energia de cobre estanhado com bitola 800 MCM, com 10 metros de comprimento cada, para o circuito secundário, 16 cabos de energia de cobre com bitola de 4/0 AWG, com 0.5 metro de comprimento cada, para energização do tubo de cobre, e 1 amperímetro digital tipo alicate marca Yokogawa.



Figura II.2 - Energização da câmara. Variador de tensão.

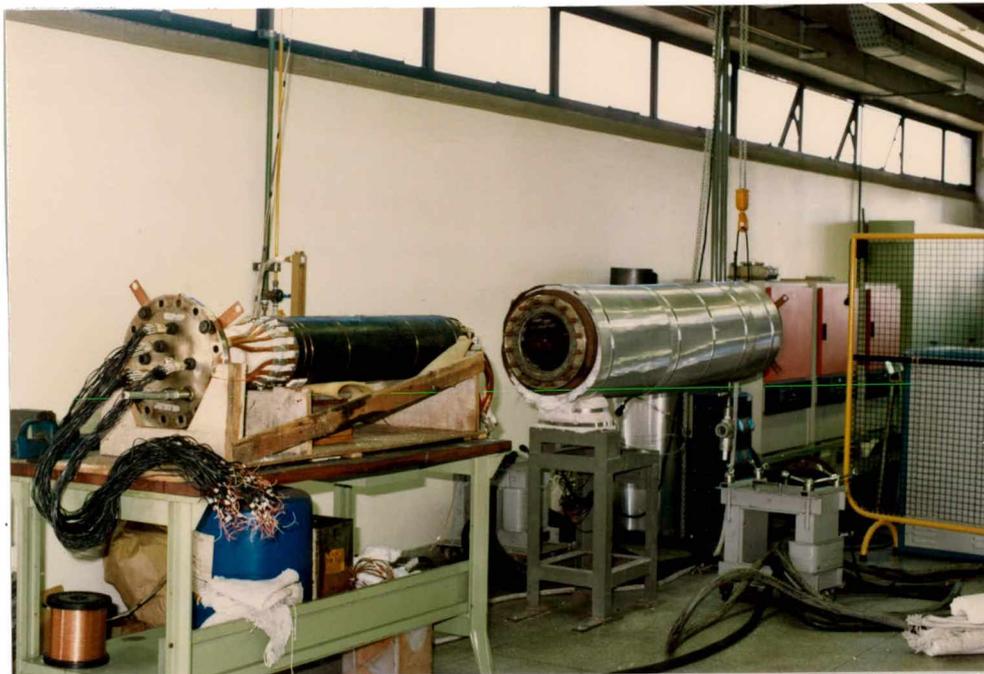


Figura II.3 - Energização da câmara. Transformadores de corrente tipo janela.

#### 9 - Termopares

Dentro da análise experimental do presente estudo, os termopares que promovem o mapeamento térmico total da câmara são os principais sensores para que os fenômenos de geração e transmissão de calor sejam alcançados e controlados. A seleção destes sensores obedeceu as seguintes condições: pequena bitola do fio sensor, grande resistência mecânica, facilidade de soldagem e moldagem em resinas, estanqueidade contra a penetração de óleos, gases e água, resistência à corrosão, adequação à faixa de temperatura da câmara de até 300°C, resistência à pressão externa, alta resistência contra efeitos elétricos parasitas e flexibilidade do fio.

O termopar utilizado na câmara é formado por fios termoelétricos do tipo J - ferro-Constantan isolados com

cerâmica compactada, que por sua vez é protegida com uma bainha metálica. Termopares tipo J tem potência termoelétrica de 5.74 mV/100°C. Os fios termoelétricos são 2x30 AWG, de 0.25 mm de diâmetro e temperatura limite de 370°C. A variação da força eletromotriz em milivolts absolutos em função da temperatura para o termopar tipo J, com 0°C como junta de referência foi colocada num algoritmo em linguagem BASIC, que promove a varredura de temperaturas da câmara, via sistema de aquisição de dados (apêndice III). A junta quente é isolada de efeitos elétricos parasitas na força eletromotriz gerada pelo termopar. A tolerância conforme norma ANSI MC 96.1 - 1975 é de  $\pm 2.2^\circ\text{C}$  ou  $\pm 0.75\%$ . A isolação mineral é de óxido de magnésio de alta pureza. O material da bainha é de aço inox AISI 304 de boa resistência à corrosão, boa ductilidade e com resistência à pressão externa de até 3500 kgf/cm<sup>2</sup>. O diâmetro da bainha é de 1.50 mm com espessura de parede de 0.23 mm. O fio ou cabo de compensação serve de ligação entre o termopar e o instrumento receptor. Estes cabos ou fios devem ter curva de força eletromotriz em função da temperatura similar àquela do termopar, afim de que no instrumento de medição possa ser efetuada a correção da junta de referência sem erros. Os fios são isolados com dupla capa de PVC para temperatura máxima de utilização de 105°C.

Com diversas posições de colocação na bancada quer externa ou internamente, os termopares utilizados possuem comprimento de haste entre 600 e 2600 mm. A fixação dos termopares é feita de diversas formas: soldados sobre o tubo de aço inox e no tubo de cobre, colados nas placas flexíveis de alumínio corrugado

do isolamento térmico externo, e assentados longitudinalmente nas ranhuras do núcleo de cobre e do revestimento isolante. Pela tampa esquerda da câmara são fixados os 5 bujões por onde passam os termopares do interior da câmara para o exterior. Em cada bujão atravessam de 10 a 13 termopares perfazendo um total de 62.

## APENDICE III

### SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

Nas etapas de estabilização e mapeamento térmico presentes no delineamento experimental, um grande número de pontos de temperatura devem ser monitorados (fase de estabilização) e/ou armazenados (mapeamento térmico) com relativa frequência, sendo que o tempo de uma varredura total destes pontos deve ser o mais breve possível pela consideração de medida instantânea de temperaturas, e com a mesma precisão de um termômetro analógico ou digital. Dentro das limitações de disponibilidade de equipamentos de medição e registro de sinais para atender as necessidades acima, foi confiado o uso de um sistema de aquisição de dados existente nos laboratórios do CPqD Pirelli. O sistema de aquisição de dados automático marca Hewlett Packard, modelo 3054A, 9826 Basic, é composto de: unidade de controle/aquisição de dados modelo 3497A, multivoltímetro - sistema de alta velocidade modelo 3437A, voltímetro digital modelo 3456A, e microcomputador, impressora e plotter modelo HP9826. Este sistema oferece automação total, 20 canais multiplexados, dispositivos atuadores, saída analógica, alta velocidade de coleta de dados, armazenamento e acesso de programas em linguagem BASIC, display gráfico, e impressão de listagens e gráficos. Devido à distância de 60 metros entre a bancada de aquecimento e o sistema, e pela disponibilidade de apenas 10 de seus canais de entrada analógica, imaginou-se um

esquema de multiplexação destes canais por um painel de relés reversores atuados pelo próprio sistema e ligados por fios de pequena bitola, para evitar a atenuação dos sinais dos termopares. O multivoltímetro pertencente ao sistema, na varredura dos sinais de tensão, promove a eliminação do ruído de cada sinal, que é a variação da última casa de precisão do aparelho. O tempo máximo para uma varredura total de 80 pontos é da ordem de 28 segundos, ou seja, 0.35 pontos/segundo, sendo que a precisão de leitura do sinal de tensão em  $\mu V$  é muito maior que a precisão do próprio termopar que é em mV. Um algoritmo computacional em linguagem BASIC promove a automação das varreduras de temperatura, tanto no acionamento dos equipamentos de leitura, atuação nos relés, conversão do sinal de tensão em temperatura, formatação de saída, armazenamento e impressão de listagens e gráficos.

#### 1 - Painel de relés

A multiplexação de 10 canais disponíveis do sistema de aquisição de dados para os 76 pontos de temperatura da câmara, requer a execução em série de 8 distintas varreduras parciais, totalizando 80 pontos. Para isso, foi desenvolvido um painel intermediário de relés reversores (figura III.1) que são acionados por sinais atuadores do sistema de aquisição de dados, que fazem a indução eletromagnética da bobina interna do relé. A tensão nominal das bobinas dos relés é de 12 Vcc, sendo utilizada uma fonte de tensão estabilizada. Cada relé, nas suas duas possíveis posições de acionamento, aberta ou fechada, pode permitir que se dobre o número de pontos controlados. Um

relê 4 reversores com 4 pontos de saída permite a entrada de 8 pontos. Os relês são alojados em conjuntos de soquetes com bornes de parafusos, que permitem uma fácil ligação das fiações do circuito elétrico e do circuito dos termopares.

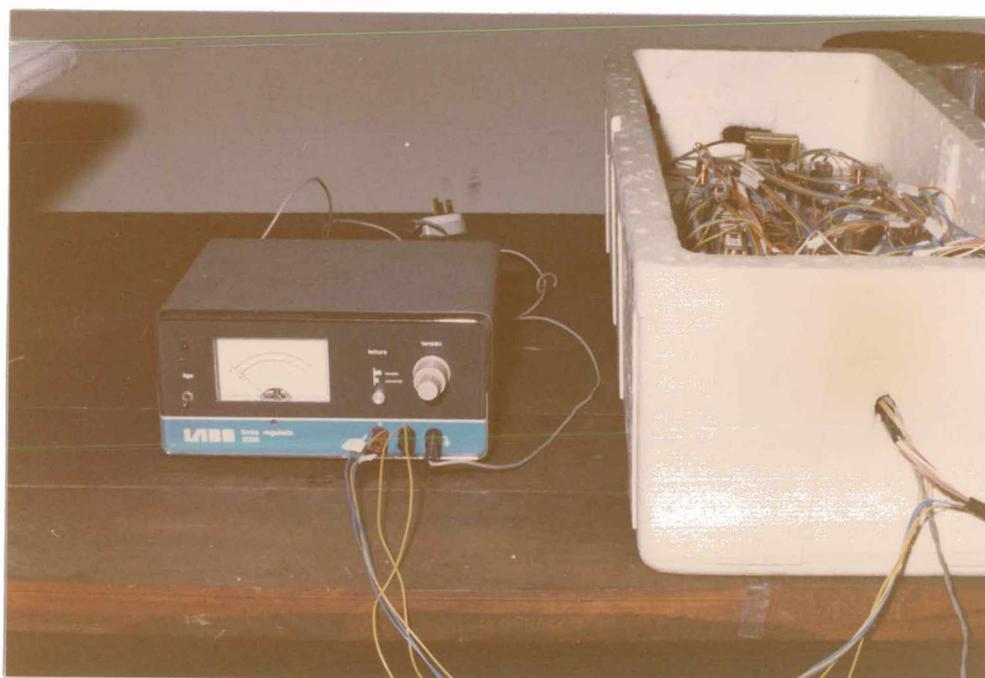


Figura III.1 - Painel de relês reversores.

A multiplexação dos 80 pontos em 10 canais é promovida por um total de 18 relês reversores divididos em 3 níveis. Em cada nível, os relês são acionados em paralelo por um sinal atuador distinto dos outros níveis. A combinação 0 (aberto) / 1 (fechado) dos relês permite a multiplexação orientada dos pontos da câmara, nas 8 possíveis combinações, como mostra a tabela III.1 na exata sequência de execução.

Tabela III.1 - Multiplexação orientada dos pontos da câmara.

número do ponto	relês (0/1)		
	nível 1	nível 2	nível 3
01-10	0	0	0
11-20	0	1	0
21-30	1	0	0
31-40	1	1	0
41-50	0	0	1
51-60	0	1	1
61-70	1	0	1
71-80	1	1	1

onde o nível 1 é formado por 3 relês (sistema-painel), o nível 2 por 5 relês (intermediário) e o nível 3 por 10 relês (painel-termopares).

No esquema de ligação dos termopares ao painel, os relês são acoplados em circuitos na forma de placa, onde são efetuadas as ligações entre os 3 níveis de atuação. As placas de relês são acondicionadas numa caixa de isopor, para permitir uma uniformidade de temperatura nas ligações. As pernas dos termopares são unidas ao sistema por fios de cobre esmaltado via painel, logo, sua junta fria está na temperatura do interior da caixa de isopor. Apenas a perna positiva (ferro) dos termopares é conectada aos bornes dos relês. A perna negativa (Constantan) de cada termopar é unida em série com todas as outras e ligadas ao sistema num único fio. O cabo de extensão de 60 metros de comprimento, entre o painel de relês e

o sistema, é composto de 17 fios de cobre estanhado bitola 22 AWG revestido em PVC, sendo 10 fios para ligação aos canais do sistema, 3 pares de fios atuadores e um fio para a perna negativa dos termopares. É instalado um circuito eletrônico (junta fria) calibrado para compensar a temperatura ambiente do painel de relés. Um termopar tipo J é alojado no interior da caixa de isopor, sendo que sua perna positiva é ligada a um borne do painel de relés, e a negativa é conectada ao circuito de junta fria, onde o sinal de tensão é amplificado para o sinal correspondente à temperatura ambiente, considerando-se 0°C como temperatura de referência.

A tensão real  $V_i$  (mV) de cada termopar é definida como

$$V_i = V_{L_i} + V_R \quad i = 1, 2, \dots, 76 \quad (\text{III.1})$$

onde  $V_{L_i}$  é a voltagem do termopar lida via voltmetro sem compensação de junta fria, e  $V_R$  a voltagem de referência amplificada pelo circuito de junta fria. Os cálculos de  $V_i$  e  $T_i = f(V_i)$  fazem parte de uma rotina para conversão do sinal de tensão em mV para temperatura em °C presente no software do sistema de aquisição de dados.

## APENDICE IV

### CONDUÇÃO DE CALOR NO ISOLAMENTO TERMICO EXTERNO

Neste apêndice, a solução da condução de calor pelo isolamento térmico externo da câmara é obtida. A obtenção da temperatura da fronteira interna da região cilíndrica considerada é também mostrada. O fluxo de calor é usado no balanço de energia mostrado nas equações 5.10 e 5.11 do capítulo 5.

A equação diferencial da condução de calor em regime permanente para meios isotrópicos e homogêneos sem geração de energia interna é

$$\nabla^2 T^* = 0 \quad (\text{IV.1})$$

Na figura IV.1 observa-se a geometria considerada neste problema, admitindo-se uma distribuição axissimétrica de temperaturas.

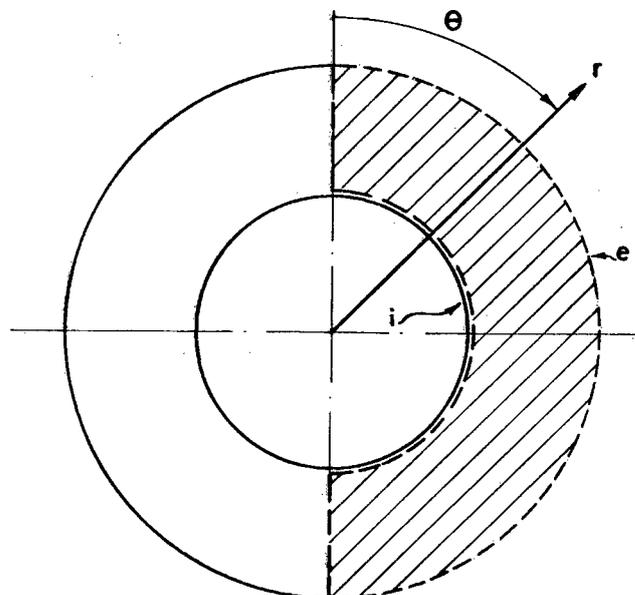


Figura IV.1 - Geometria considerada.

A equação IV.1 no sistema de coordenadas cilíndricas se torna:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \frac{\partial T^*}{\partial r} \right] + \frac{\partial^2 T^*}{\partial \theta^2} = 0 \quad (\text{IV.2})$$

Adimensionalizando a posição radial ( $r$ ) e a temperatura ( $T^*$ ) vem:

$$\eta = \frac{r}{r_e}, \quad T = \frac{T^* - T_e^*}{T_e^*} \quad (\text{IV.3})$$

onde  $r_e$  e  $T_e^*$  são respectivamente a posição radial e a temperatura da fronteira externa da região anelar considerada.  $T_e^*$  é admitida constante. De (IV.2) e (IV.3) vem:

$$\frac{1}{\eta} \frac{\partial}{\partial \eta} \left[ \eta \frac{\partial T}{\partial \eta} \right] + \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} = 0 \quad (\text{IV.4})$$

As condições de contorno para o problema são:

$$T(\eta, \theta) = T(\eta, \theta + 2\pi) \quad (\text{IV.5})$$

$$\frac{\partial T(\eta, \theta)}{\partial \theta} = \frac{\partial T(\eta, \theta + 2\pi)}{\partial \theta} \quad (\text{IV.6})$$

$$T(1, \theta) = 0 \quad (\text{IV.7})$$

$$T(a, \theta) = T(\theta) \text{ (linear)} \quad (\text{IV.8})$$

onde  $a = r_i / r_e$ , sendo  $r_i$  a posição radial da fronteira interna da região anelar. Para resolver a equação (IV.4), o método de separação de variáveis é usado. A solução da equação diferencial é assumida na forma de produto de duas funções

$$T(\eta, \theta) = R(\eta) \Theta(\theta) \quad (\text{IV.9})$$

Da figura IV.1 vemos que a coordenada  $\theta$  tem origem no eixo de simetria, logo a solução  $\Theta(\theta)$  no intervalo  $[-\pi, \pi]$  deve ser par. A solução geral de  $\Theta(\theta)$  fica:

$$\Theta = A_0 + A_n \cos n\theta \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (\text{IV.10})$$

A solução geral de  $R(\eta)$  é da forma:

$$R = C_0 \ln \eta + C_n (\eta^n - \eta^{-n}) \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (\text{IV.11})$$

A solução produto é então escrita como:

$$T(\eta, \theta) = A_0 + C_0 \ln \eta + \sum_{n=1}^{\infty} A_n C_n (\eta^n - \eta^{-n}) \cos n\theta \quad (\text{IV.12})$$

De (IV.7) observamos que:

$$T(1, \theta) = 0 \longrightarrow A_0 = 0$$

sejam  $a_0 = C_0$  e  $a_n = A_n C_n$ , então (IV.12) se torna:

$$T(\eta, \theta) = a_0 \ln \eta + \sum_{n=1}^{\infty} a_n (\eta^n - \eta^{-n}) \cos n\theta \quad (\text{IV.13})$$

Substituindo-se (IV.8) em (IV.13) resulta:

$$T_i(\theta) = a_0 \ln a + \sum_{n=1}^{\infty} a_n (a^n - a^{-n}) \cos n\theta \quad (\text{IV.14})$$

logo:

$$a_0 = \frac{1}{\pi \ln a} \int_0^{\pi} T_i(\theta) d\theta \quad (\text{IV.15})$$

$$a_n = \frac{2}{\pi (a^n - a^{-n})} \int_0^{\pi} T_i(\theta) \cos n\theta d\theta \quad (\text{IV.16})$$

Na hipótese de que  $T_i(\theta)$  no intervalo  $[0, \pi]$  seja considerada linear, os coeficientes  $a$  (equação IV.16) serão nulos pois

$$\int_0^{\pi} (a\theta + b) \cos n\theta d\theta = a \int_0^{\pi} \theta \cos n\theta d\theta + b \int_0^{\pi} \cos n\theta d\theta = 0 \quad (\text{IV.17})$$

logo a distribuição de temperaturas na região anelar se torna

$$T(\eta, \theta) = \frac{1}{\pi} \frac{\ln \eta}{\ln a} \int_0^{\pi} T_i(\theta) d\theta \quad (\text{IV.18})$$

e então obtemos:

$$q_e = -k \left. \frac{\partial T^*}{\partial r} \right|_{r=r_e} = \frac{-kT_e^*}{r_e} \left[ \frac{1}{\pi \ln a} \int_0^{\pi} T_i(\theta) d\theta \right] \quad (\text{IV.19})$$

mas como

$$\int_0^{\pi} T_i(\theta) d\theta = \bar{T}_i \pi \quad (\text{IV.20})$$

por definição de média, e sendo  $\bar{T}_i = (\bar{T}_i^* - T_e^*) / T_e^*$  pois  $T_e^*$  é constante, teremos:

$$q_e = \frac{-k(\bar{T}_i^* - T_e^*)}{r_e \ln a} \quad (\text{IV.21})$$

portanto o fluxo de calor por condução  $Q$  que atravessa a região anelar, que é considerado no capítulo 5 como a perda de calor pelo isolamento térmico externo da câmara, será:

$$Q = q_e A_e = \frac{-2\pi kL(\bar{T}_i^* - T_e^*)}{\ln \left[ \frac{r_i}{r_e} \right]} \quad (\text{IV.22})$$

onde  $A_e = 2\pi r_e L$  é a área da fronteira externa da região anelar no comprimento longitudinal  $L$ .