

Coordenação dos Programas Pós-Graduados de Engenharia da Univ. Federal do Rio de Janeiro.

TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR CONVECÇÃO NATURAL
DE SUPERFÍCIE PLANA E HORIZONTAL

PAULO ANTÔNIO CORSETTI

TÊSE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS PROGRAMAS PÓS-GRADUADOS DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIA - (M.Sc.)

Aprovada por:

Ephraim M. Sparrow

Luiz Guerber

João V. B. de L.

Março de 1967

AGRADECIMENTOS

Ao término deste trabalho desejamos expressar nossa gratidão àqueles que em tôdas oportunidades emprestaram valioso auxílio.

Ao Prof. Dr. E. M. Sparrow, mestre brilhante, pela dedicação e presteza com que sempre nos orientou.

À COPPE, na pessoa de seu coordenador, Prof. Dr. A. L. Coimbra, cuja abnegação e trabalho muito tem contribuído para o desenvolvimento do Ensino Pós-Graduado.

Ao Prof. Dr. R. Everet pelas suas apreciáveis sugestões.

À CAPES, BNDE e Escola de Engenharia Industrial da UFSC cujo auxílio possibilitou a realização desta pesquisa.

Em especial, quero agradecer a presença constante e compreensiva de minha esposa Lis, que sempre me estimulou nos momentos mais árdus, não só durante este trabalho como em todo o curso.

Í N D I C E

AGRADECIMENTOS	ii
ÍNDICE	iii
LISTA DE FIGURAS	iv
SUMÁRIO	v
<u>Capítulos</u>	
I. INTRODUÇÃO	1
II. APARELIAGEM EXPERIMENTAL	3
1. Descrição Geral	3
2. Seção em Teste	3
3. Suporte e Isolamento	8
4. Instrumentos	9
III. ANÁLISE DOS DADOS	12
1. Convecção Natural na Parede Vertical do Cilindro Iso- lante	12
2. Radiação da Parede Vertical	14
3. Radiação da Face Superior do Disco	15
4. Convecção Natural na Superfície do Sabão	15
5. Radiação na Superfície do Sabão	16
6. Condução através do Isolante em Pó	16
IV. RESULTADOS E DISCUSSÕES	18
V. OBSERVAÇÕES FINAIS	24
REFERÊNCIAS	26
NOMENCLATURA	27

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	: Aparelhagem experimental	4
Figura 2	: Vista superior da câmara escura e aparelhagem experimental	5
Figura 3	: Vista inferior da seção em teste	6
Figura 4	: Corte AA' do disco e detalhe da ranhura	6
Figura 5	: Colocação do par termoeletrico	7
Figura 6	: Corte longitudinal do cilindro de lâ de vidro e da seção em teste	8
Figura 7	: Circuito de aquecimento	10
Figura 8	: Circuito de medida	10
Figura 9	: Localização dos termopares	11
Figura 10	: Localização dos termopares para medida da temperatura na face externa da parede do cilindro	13
Figura 11	: Colocação e espessura do sabão	17
Figura 12	: Apresentação adimensional dos resultados	22
Figura 13	: Aparelhagem experimental proposta	25

SUMÁRIO

Realizamos esta experiência a fim de estudar a transferência de calor por convecção natural de prato isotérmico. O disco, situado ao ar ambiente, tinha a superfície superior aquecida e exposta horizontalmente. O aquecimento foi feito por resistência de fio, embutida no prato. Tomamos precauções com o objetivo de minimizar os efeitos de casuais correntes de ar.

O calor gerado na resistência deixava a aparelhagem através de vários caminhos. As perdas de calor estranhas àquela investigada foram calculadas individualmente e subtraídas do total, fornecendo o calor perdido por convecção natural da superfície plana e horizontal do disco. Os valores obtidos comparamos com aqueles prognosticados por Mc Adams, sendo a discrepância da ordem de dez por cento.

Finalmente, com base na experiência adquirida no desenrolar dos trabalhos, projetamos aparelhagem capaz de fornecer resultados definitivos e acurados.

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Transferência de calor de superfícies planas e horizontais por convecção natural é encontrada tanto em pesquisa como em aplicações práticas. Poucas, as informações básicas disponíveis a respeito das trocas de calor de tais superfícies.

Mc Adams(1) cita equações para pratos quadrados tiradas de dados experimentais, as quais foram formuladas por Fisheden e Saunders(2). Não são, entretanto, fornecidas informações da aparelhagem empregada para colher os dados, nem de que forma se fizeram os testes. Estudando o mesmo assunto Mikheyev(3) formulou equações experimentais, que diferem, daquelas citadas por Mc Adams, em 30 ou 40 por cento, respectivamente para a superfície superior do prato aquecido ou para a superfície inferior. Semelhante à equação de Mikheyev é a apresentada por Bosworth(4). Também não são fornecidos maiores pormenores sobre a experiência. Empregando pratos quadrados de alumínio, aquecidos elêtricamente, Weise fez 70.000 medidas, que resultou no traçado das linhas isotermas apresentadas por Jakob(5).

Um substrato analítico referente à convecção natural laminar em superfície horizontal semi-infinita encontramos publicado por Gill e colaboradores(6). Deixando de lado esta forma simples, parece pouco provável a obtenção de soluções analíticas, especialmente para pratos de dimensões finitas.

As variações significativas, entre as diversas informações disponíveis serviram, em parte, como estímulo para a presente investigação.

Além do mais estávamos interessados no efeito da geometria do prato em relação às características de transferência de calor; por exemplo, se o prato é circular ou retangular. Infelizmente, houve dificuldade de ordem prática na obtenção de materiais e equipamentos: inexistência de firmas especializadas, altamente competentes em fornecimento e usinagem de metais, bem como limitado tempo disponível. Não foi possível assim construir aparelho que proporcionasse resultados definitivos para o problema em questão. Entretanto o assunto merece suficiente interesse para justificar a realização do presente trabalho, embora mais simples, no sentido de adquirir experiência em escoamentos do tipo em estudo.

A investigação aqui desenvolvida foi executada com um prato de alumínio aquecido elêtricamente. Orientou-se a superfície exposta em posição horizontal, com a face para cima. Foram tomadas medidas da temperatura do prato e da potência elétrica dissipada na resistência. As diversas perdas de calor da aparelhagem, estranhas à investigada, foram calculadas e subtraídas do calor total gerado elêtricamente. A quantidade de calor restante corresponde ao perdido por convecção natural da superfície horizontal, mais tarde comparados com os valores prognosticados por Mc Adams.

Em acréscimo elaboramos projeto detalhado de aparelhagem capaz de fornecer resultados acurados e definitivos para a transferência de calor por convecção natural em superfície plana e horizontal, aquecida na face superior.

CAPÍTULO II

APARELHAGEM EXPERIMENTAL

1. Descrição Geral

Visão esquemática da aparelhagem experimental é apresentada na Fig. 1. A seção em teste é um prato de alumínio, suportado por cilindro de lã de vidro, sendo a parte superior preenchida com pó isolante, contendo a parte inferior apenas ar. O prato é aquecido por uma resistência elétrica, colocada em sulcos na superfície inferior do mesmo. Termopares inseridos no interior medem sua temperatura. Os fios de alimentação da resistência e dos termopares têm saída por baixo do cilindro em forma de feixe.

O prato e o cilindro são isolados do ambiente por caixa de madeira, em que a parte superior e inferior está aberta para facilitar o fluxo de ar. A caixa ficou apoiada sobre hastes de madeira, uma em cada canto. Procuramos minimizar os efeitos de correntes de ar na sala revestindo, a parte inferior aberta, de uma tela de plástico.

Instalou-se a caixa em uma câmara escura sem janelas, separada da porta de entrada por uma salinha. A passagem entre a câmara escura e a salinha se interpõe uma cortina. Todos os instrumentos foram colocados compactamente no "hall" de entrada. A Fig. 2 mostra uma visão superior da aparelhagem.

Daremos agora uma descrição mais detalhada das partes componentes.

2. Seção em Teste.

Preferimos como superfície a estudar, disco de alumínio de 14,7 cm (5,8 pol.) de diâmetro e 1,25 cm (1/2 pol.) de espessura. O aquecimen-

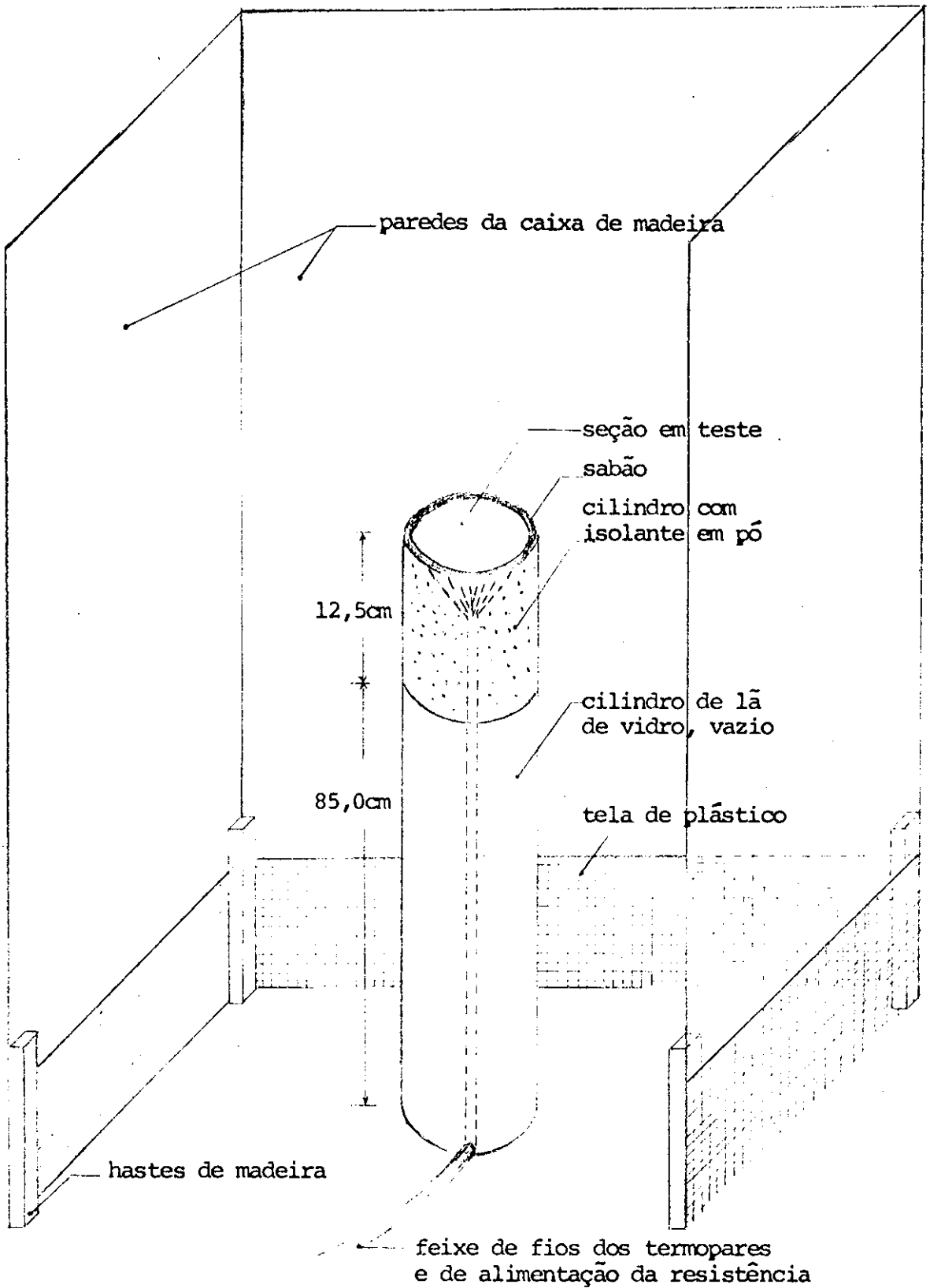


Fig. 1 Aparelhagem experimental.

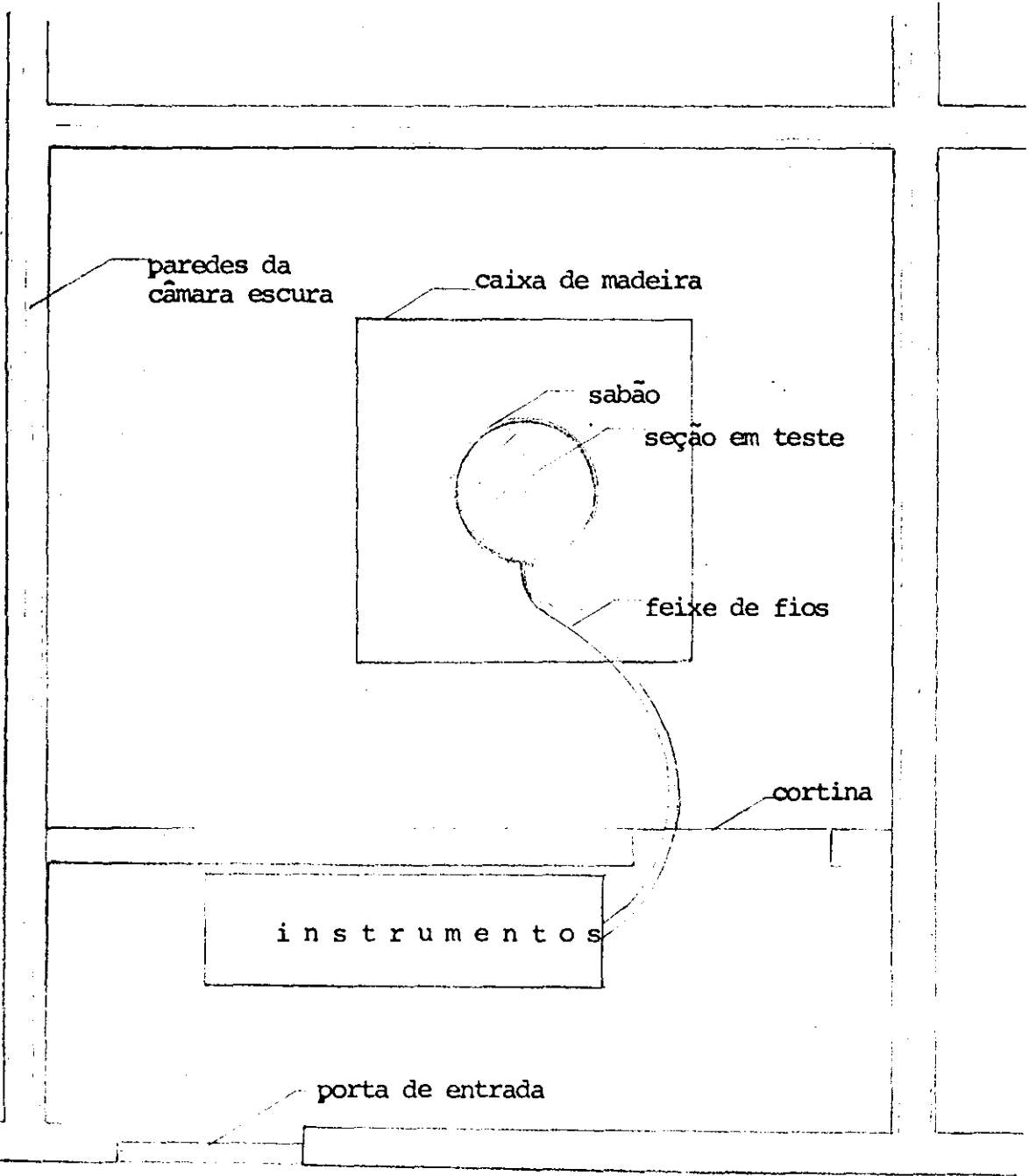


Fig. 2 Vista superior da câmara escura e aparelhagem experimental.

to do disco fez-se elêtricamente por meio de um fio de níquel-cromo de 0,101 mm (0,004 pol) de diâmetro, 134 ohms por metro (40,6 ohms por pé) e 2,22 m (7,34 pés) de comprimento.

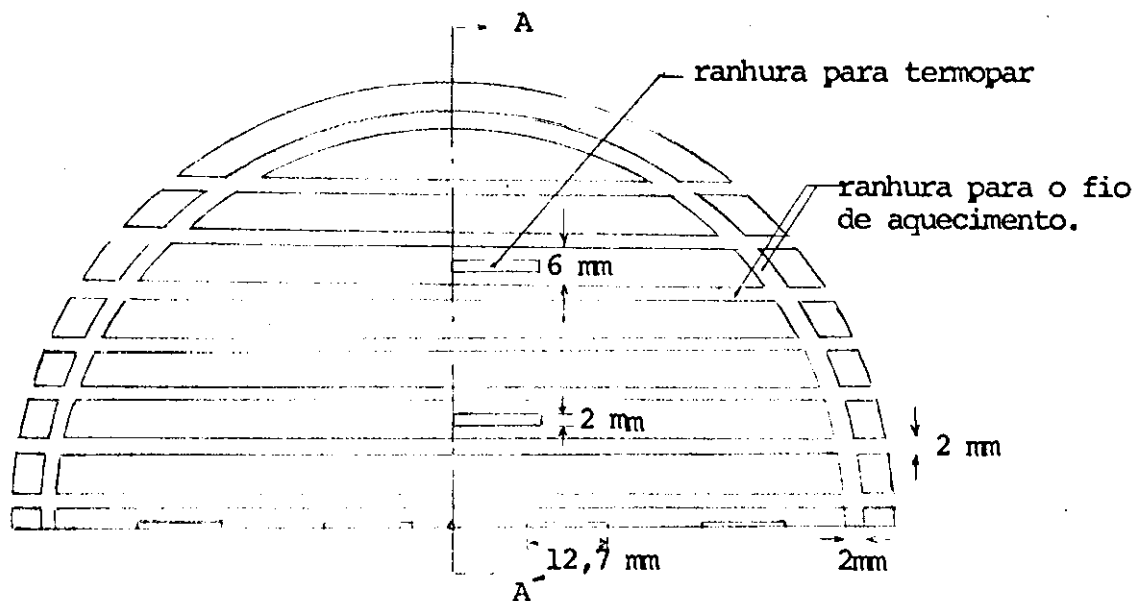


Fig. 3 Vista inferior da seção em teste.

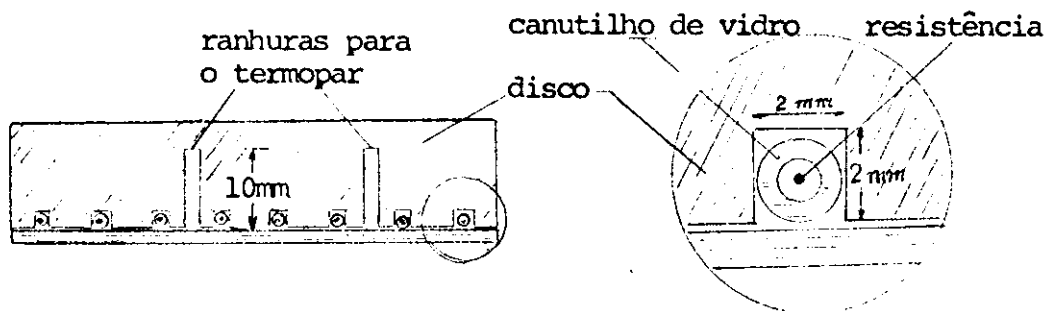


Fig. 4 Corte A A' e detalhe da ranhura

Para a fixação desta resistênciã abriu-se ranhuras de 2x2 mm (0,079x0,079 pol.) na parte inferior do prato, conforme mostra a Fig. 3, as circulares empregando tôrno e as retilíneas fresa. Cobrimos o fio por canutilhos de vidro, embutidos nas ranhuras, fixados mecânicamente por chapa de alumínio e parafusos, Fig. 4.

Para a colocação dos 10 pares termoelétricos abrimos cavidades de $2 \times 12,7 \times 10$ mm ($0,079 \times 0,5 \times 0,394$ pol.) conforme Figs. 3 e 4. Os termopares foram colocados segundo uma isoterma no sentido de eliminar o erro devido à condução de calor nos mesmos. Na sua fixação empregamos cimento fraco e o espaço vazio, preenchido por alumínio, Fig. 5.

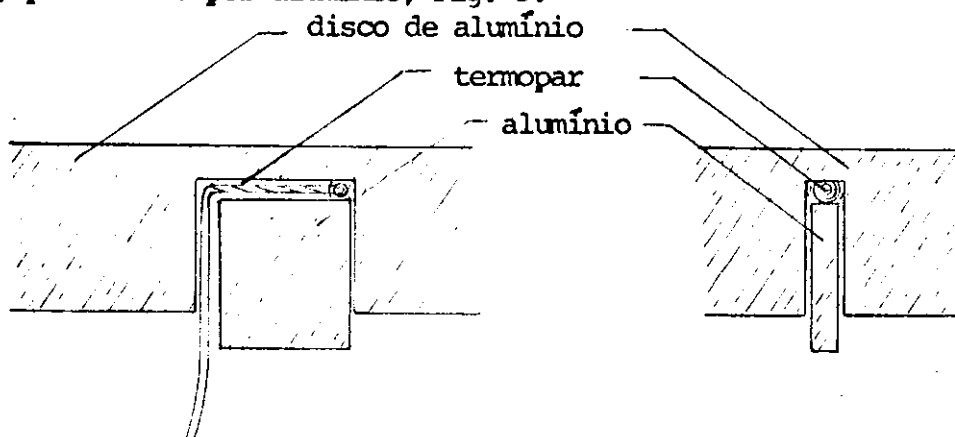


Fig. 5 Colocação do par termoelétrico

Orientamos a face superior do disco horizontalmente com o auxílio de um nível. Mercê do alto grau de polimento exigido e por ser, o alumínio, fãcilmente riscãvel, executamos a operação de polimento atravãs dos seguintes passos:

- a. acabamento fino no tãrno
- polimento com
- b. esmeril de carborundum grosso
- c. esmeril de carborundum fino
- d. lãquido de polir metais marca Brasso
- e. alumina diluida em àgua.

Cerca de 50 horas foram gastas neste trabalho, mas ao final, a superfãcie do disco era um espãlho.

3. Suporte e Isolamento.

O disco ficou assentado no tampo de um cilindro de lã de vidro de 97,5 cm (3,2 pés) de altura, 15,8 cm (6,2 pol.) de diâmetro externo e 11 cm (4,34 pol.) de diâmetro interno, como mostra a Fig. 6, isolado lateralmente pela mencionada lã de vidro e, inferiormente, por silicato de cálcio em pó, 11,5 cm (4,5 pol.) a partir do tampo do cilindro.

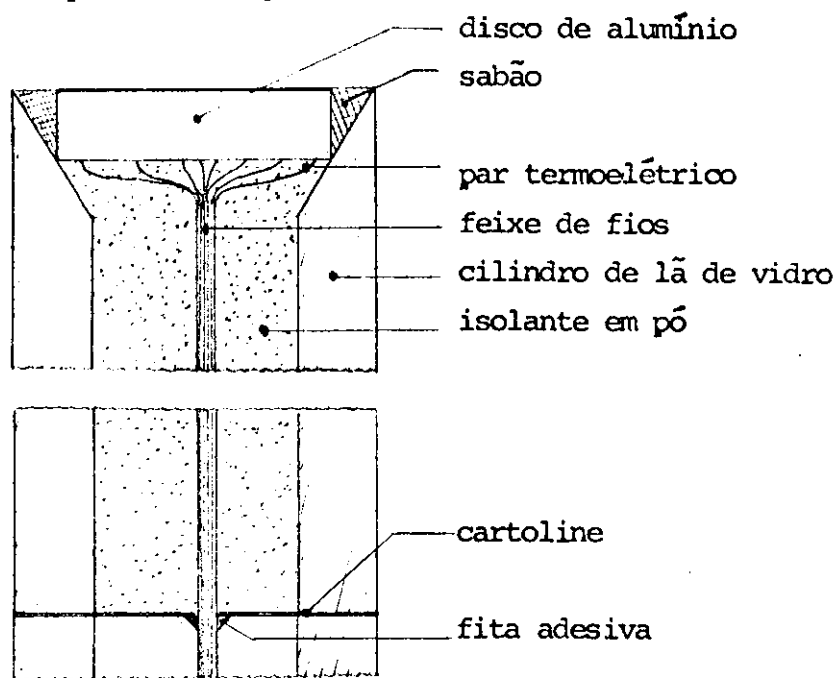


Fig. 6 Corte longitudinal do cilindro de lã de vidro e da seção em teste.

Para colocar o isolante em pó necessitamos cortar o cilindro e fechar a extremidade inferior com cartolina e fita adesiva. Antes de colocar o pó fizemos furo no tamanho estritamente necessário para passar o feixe de fios provenientes do prato, sendo vedado novamente com fita adesiva, ver Fig 6. Só então colocamos o silicato de cálcio. A parte inferior do cilindro, 85 cm (2,84 pés), continha apenas ar.

O espaço vazio entre o disco e a lã de vidro preenchemos com sabão de côco. Realizamos testes com outros materiais, mas a preferência caiu nesta espécie de sabão por ser facilmente moldável, resistir bem as temperatu

ras de trabalho e propiciar uma superfície lisa. Esta superfície lisa tinha como finalidade evitar perturbações no escoamento do ar.

Colocamos o conjunto no centro de uma caixa de madeira compensada de 0,8x0,8x2,3 m (2,64x2,64x7,5 pés). A caixa era aberta na parte superior e inferior, para permitir a livre circulação do ar. Quatro hastes, uma em cada vértice, suportavam a caixa, deixando um espaço vazio para a entrada de ar. Uma tela de plástico, malha fina, foi colocada na parte inferior livre, de modo que amortecesse as correntes de ar existentes na sala, minimizando seus efeitos. A caixa dispunha de uma porta que permitia o acesso ao disco.

A caixa e o prato foram colocados numa câmara escura de 2,5x2,1x3,0 m (8,2x6,9x10,0 pés), sem janelas e separadas da porta de entrada por uma salinha de 1,0x2,1x3,0 m (3,3x6,9x10 pés) também sem janelas. O acesso da salinha à câmara escura consistia numa passagem fechada por cortina. Empregamos espaço isolado para evitar o efeito de correntes de ar e radiações através das janelas. Todas as frestas, tanto da caixa de madeira como da porta de entrada, foram fechadas com fita adesiva. Procuramos, assim, evitar a influência de quaisquer fatores externos.

4. Instrumentos

As Figs. 7 e 8 mostram os circuitos de aquecimento e de medição das temperaturas.

O circuito de aquecimento consta essencialmente de um estabilizador de tensão marca Stabivolt com saída em 110 V, um variack Powerstat fabricado pela The Superior Electric Co, GP58004, um voltmetro NIEAF número 490053, de ferro móvel e classe 0,5 por cento, e do fio de aquecimento. Conhecendo o valor da resistência e a tensão aplicada através do voltmetro,

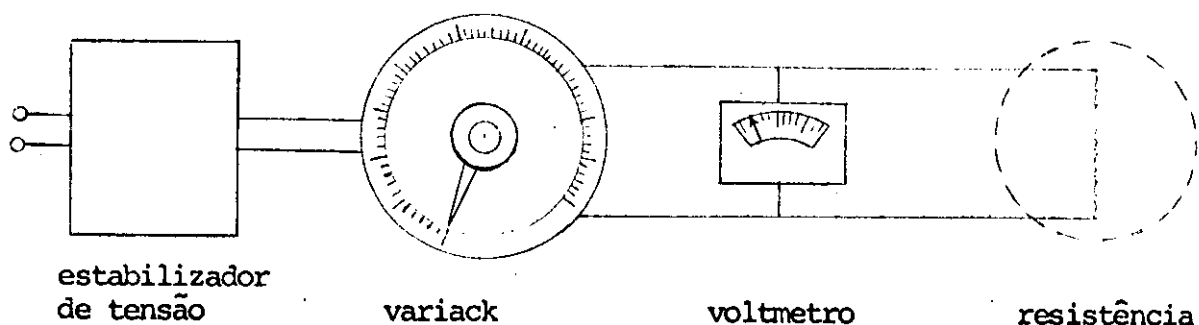


Fig. 7 Circuito de aquecimento

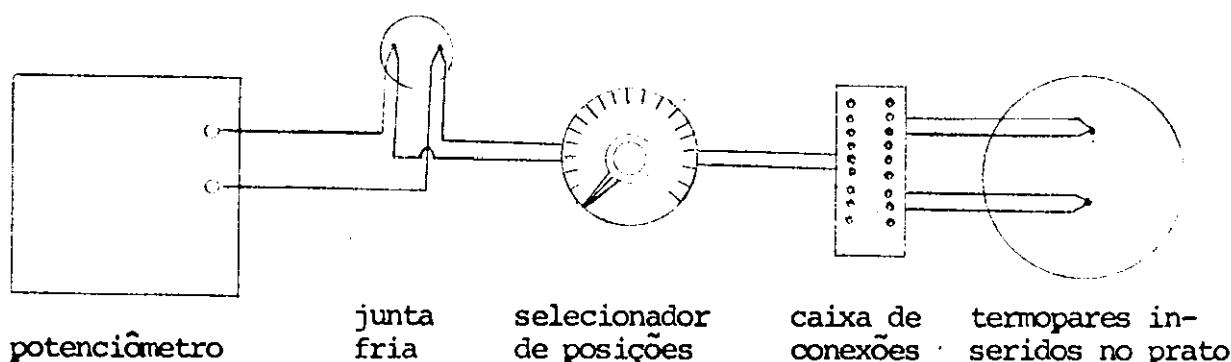


Fig. 8 Circuito de medida

temos a potência dissipada na resistência. O voltmetro foi calibrado e a resistência medida nos laboratórios da PUC, especialmente para a investigação.

A medida das temperaturas conseguimos por meio de: a. preciso potenciômetro de laboratório, número 8686; b. selecionador de posições número 8248-16; c. uma caixa para as conexões ; d. fio para termopar de cobre - constantan número 24 AWG de 0,020 polegadas de diâmetro, "premium grade". Todos os aparelhos acima citados, da marca LEEDS E NORTHRUP;

O potenciômetro mediu, com grande precisão, a força eletromotriz desenvolvida. A tabela que acompanha o aparelho permitiu a conversão de volts em graus fahrenheit. O selecionador de posições possibilitou escolher um dos 16 termopares, comparando-o com a junta fria colocada em mistura de

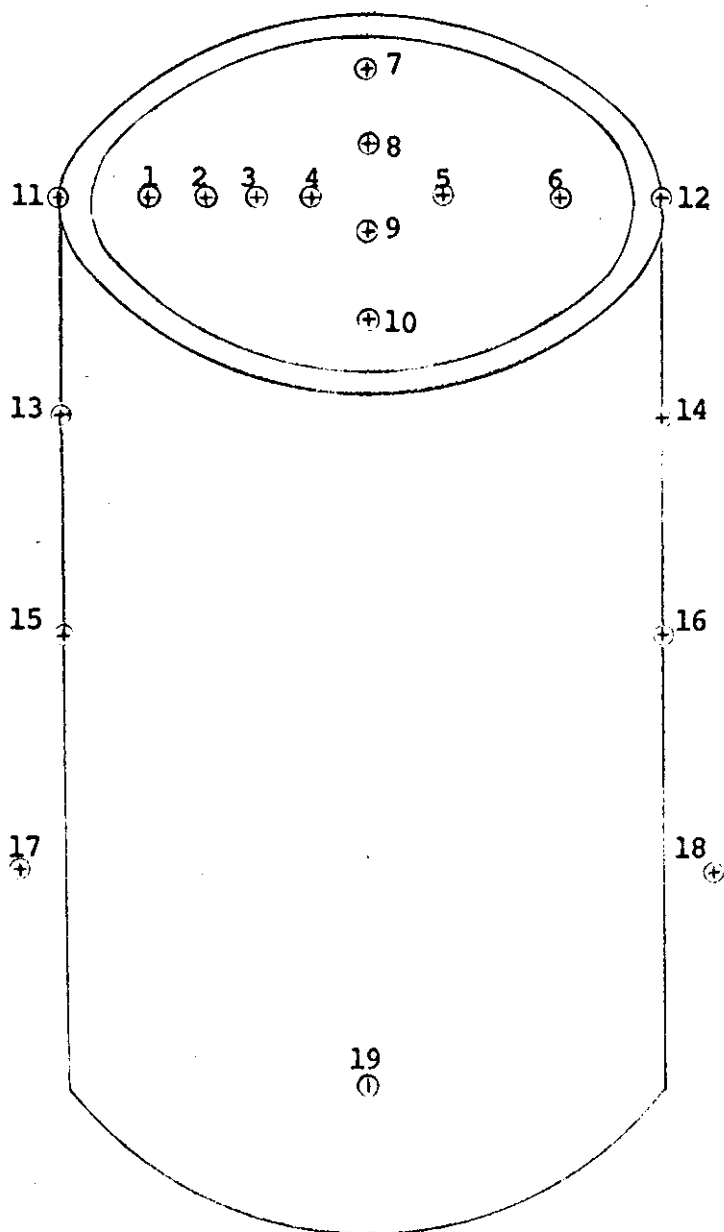


Fig. 9 Localização dos termopares. 1-10 inseridos no disco
 11-16 na face externa do cilindro
 17-18 no ar ambiente
 19 na base que retém o pó isolante

água e gelo quebrado, a zero graus centígrados. A caixa de conexões era de tipo especial com bornes de material de alta condutibilidade elétrica para evitar resistência de contato. Medimos a temperatura do ar por meio de dois termopares, cuja localização pode ser vista na Fig. 9

CAPÍTULO III

ANÁLISE DOS DADOS

O calor gerado no fio de aquecimento deixava a aparelhagem através de vários caminhos, além de por convecção natural na superfície superior do disco horizontal. As perdas via êstes outros caminhos devem ser consideradas como contribuições estranhas ao processo em estudo.

Serão feitas considerações sôbre as seguintes perdas de calor estranhas àquela investigada:

- a. Convecção natural na parede vertical do cilindro isolante.
- b. Radiação na acima mencionada superfície.
- c. Radiação na face superior do disco.
- d. Convecção natural na superfície do sabão.
- e. Radiação desta superfície.
- f. Condução através do isolante em pó.

Os passos seguidos na computação de cada uma das perdas serão agora descritos detalhadamente. Foi usado, por conveniência, o sistema de unidades inglês, com as unidades fundamentais: a libra, o pé e o segundo.

1. Convecção Natural na Parede Vertical do Cilindro Isolante.

Para podermos calcular esta perda de calor precisávamos conhecer a distribuição de temperaturas no lado de fora do cilindro isolante. Isto foi possível graças à colocação adequada de termopares, como é visto na Fig.10. Abaixo do terceiro termopar, a temperatura da parede e do ambiente eram muito próximas. A média entre as leituras de cada par termoelétrico, similamente localizados, fornecia a temperatura do ponto.

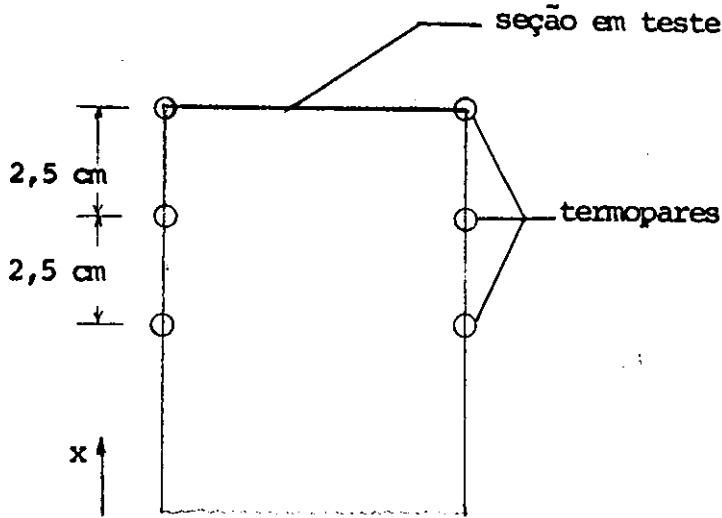


Fig. 10 Localização dos termopares para medida da temperatura na face externa da parede do cilindro.

Devido ao fato de que existe uma solução analítica disponível (7) para a transferência de calor por convecção natural de superfícies verticais, para as quais a temperatura varia exponencialmente, $T - T_{\infty} = N x^n$, procuramos tal equação que concordasse com a distribuição de temperaturas medidas. A fim de obter ajuste satisfatório foi necessário usar o expoente n de 8 a 9, nos diversos casos. O processo de conciliação envolvia a variação da origem aparente do eixo dos x com n , para que se obtivesse a melhor concordância com os dados experimentais.

Aplicando ao caso a teoria desenvolvida na acima citada referência, temos:

$$Q = \frac{0,353 \pi D_e k (T_L - T_{\infty})}{(5n + 3)/4} \varphi(n) \left[\frac{\beta \rho^2 L^3 (T_L - T_{\infty})}{\mu^2} \right]^{1/4} \quad (1)$$

onde $\varphi(n)$, na referência, toma valores no intervalo $-0,8 \leq n \leq 3,0$. A temperatura T_L e a posição $x=L$ correspondem ao termopar mais alto*. Todos outros sím-

* A localização física de $x=0$ corresponde ao ponto em que a equação de concordância encontrada fornecia $T = T_{\infty}$.

bolos são definidos na Nomenclatura.

Para aplicar a equação (1) à presente situação, foi necessário extrapolar o valor de $\phi(n)$ desde 3 até 9. Felizmente a curva representativa da função $\phi(n)$ possuía um perfil muito gradual, possibilitando extrapolação bastante acurada. Este trabalho, executado em papel log-log e semi-log, proporcionou resultados que concordaram perfeitamente. Todos os valores de $\phi(n)$ obtidos, foram multiplicados por 1,15 em virtude da discrepância existente entre teoria e prática para superfícies verticais.

Os valores da densidade, foram calculados conhecendo-se a pressão atmosférica e a temperatura ambiente, a condutividade térmica e a viscosidade obteve-se do N B S Tables(8), função exclusiva da temperatura, enquanto que, considerando o ar como um gás perfeito, usamos $\beta = \frac{1}{T}$. As propriedades ρ , k e μ , foram avaliadas à temperatura do filme, $T_f = \frac{\bar{T} + T_\infty}{2}$, sendo $\bar{T} = \frac{T_L + T_\infty}{2}$ a temperatura média da parede.

2. Radiação da Parede Vertical.

Em geral, a transferência de calor por radiação de pequeno corpo à temperatura T a um amplo ambiente à temperatura T_∞ é dado por:

$$Q = \epsilon \sigma S (T^4 - T_\infty^4) \quad (2)$$

onde ϵ é a emitância da superfície, σ é a constante de Stefan Boltzmann e S , a superfície emitente.

Desde que grande a variação da temperatura ao longo do cilindro, não era razoável aplicar a equação (2) à superfície inteira. Dividimos, então, o cilindro em cinco seções e considerada a temperatura do ponto médio. Após, aplicou-se a equação (2) sucessivamente a cada seção. Para o cálculo tomamos para ϵ o valor 0,95.

3. Radiação da Face Superior do Disco.

É bem conhecido que a emitância depende do tipo de superfície. Assim, para o alumínio, podemos ter valores que variam desde 0,04 para superfícies polidas até 0,33 quando fortemente oxidadas. Por outro lado as diversas designações, tais "polido" e "oxidado", não definem exatamente o tipo de superfície, dando margem a amplas interpretações.

Ao mesmo tempo procuramos reduzir ao mínimo as diversas perdas, o que equivale a dizer, no caso, tomar o menor valor da emitância. Para tanto, providenciamos um polimento tal, à face superior, que possibilitou a escolha do valor $\epsilon = 0,05$, atribuído às superfícies altamente polidas(9), com toda a segurança.

A temperatura uniforme do disco propiciou a aplicação da equação (2) a toda superfície.

4. Convecção Natural na Superfície do Sabão.

A superfície do sabão consistia numa corôa circular. Como não havia expressão estritamente apropriada ao caso, consideramos razoável aplicar a equação apresentada por Mc Adams(1) para pratos planos e horizontais, aquecidos na parte superior:

$$Q = 0,54 \frac{k(T_s - T_\infty) S_s}{D} \left[\frac{\beta g \rho^2 (T_s - T_\infty) D^3}{\mu^2} Pr \right]_f^{3/4} \quad (3)$$

$$Pr = 0,7$$

onde tôdas as propriedades foram avaliadas à temperatura do filme. No cálculo da densidade levamos em conta ainda a variação da pressão atmosférica. S_s é a superfície do sabão, e T_s sua temperatura. Como a superfície do sabão era

pequena e o calor trocado pela mesma também relativamente pequeno, o erro cometido mostraria reduzida influência. Substituímos a dimensão L na fórmula original pelo diâmetro D.

O cálculo do calor perdido pela corôa circular foi desenvolvido subtraindo as perdas de calor correspondentes a dois discos concentricos de diâmetros D_e e D, onde D_e é o diâmetro externo da corôa e D seu diâmetro interno. Em ambos os casos a temperatura da superfície era a do sabão, média entre as temperaturas do disco de alumínio e da face superior externa do isolante, T_L . (Ver Fig.11)

5. Radiação na Superfície do Sabão.

As perdas de calor por radiação, emitidas pela superfície do sabão, foram calculadas empregando a já citada equação (2), agora com $\epsilon = 0,90$. Como a variação da temperatura na superfície do sabão ocorria radialmente, numa estreita faixa, consideramos suficiente tomar a temperatura T, que aparece na equação (2), como a média entre as temperaturas correspondentes ao diâmetro exterior e interior da corôa circular. (Ver Fig.11)

6. Condução Através do Isolante em Pó.

A perda de calor pelo pó isolante é regida pela conhecida equação de Fourier:

$$Q = k_i S \frac{T_w - T_\infty}{L_i} \quad (4)$$

onde k_i é a condutividade térmica do isolante, S a área normal ao fluxo de calor e L_i a espessura do isolante em pó. Foi tomada como condutividade do silicato de cálcio o valor $0,05 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ F/ft}$ e para S a área do prato.

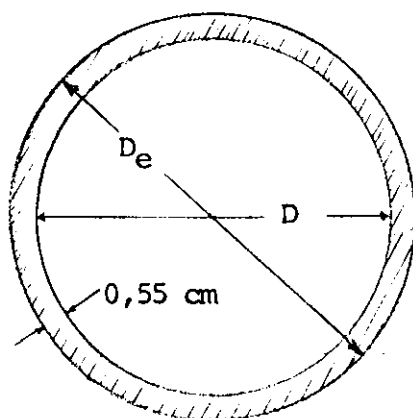


Fig. 11 Colocação e espessura do sabão

As diversas perdas de calor, estranhas àquela investigada, foram assim calculadas, aparecem na Tabela I e serão analisadas no próximo capítulo.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Teceremos agora considerações sôbre a apresentação e discussão dos resultados experimentais. As condições de operação da aparelhagem resumimos na parte esquerda da Tabela I, sob o título "dados experimentais". Podemos observar que a diferença de temperatura disco-ambiente, $T_w - T_\infty$, variava de 56 a 125 graus fahrenheit, quando a tensão aplicada passava de 40 a 65 volts.

Na faixa central da tabela aparecem as diversas perdas de calor estranhas à investigada, as quais foram calculadas de acôrdo com o procedimento apresentado no Capítulo III. É interessante observar que a contribuição percentual de cada uma delas, em relação à potência total dissipada na resistência, permaneceu mais ou menos constante com a variação de tensão. Esta percentagem pode ser vista na Tabela II.

Parede Vertical		Radiação do prato	Sabão		Condução isolante
convec	rad		convec	rad	
15	15	4	4	6	6

Perdas de calor estranhas como percentagem do total dissipado elêtricamente.

TABELA II

É evidente que dessas perdas de calor, as maiores devem-se à convecção e radiação da superfície vertical do cilindro de lâ de vidro. Acreditamos que estas perdas mais importantes foram calculadas com boa precisão.

Ao todo, a transferência de calor por processos estranhos foi

DADOS EXPERIMENTAIS					PERDAS DE CALOR ESTRANHAS							RESULTADOS		
V	T_w	T_∞	$T_w - T_\infty$	V^2/R	Parede Vertical		Rad. disco	Sabão		Cond. isol.	Σ perdas	Q^*	Q_M	$\frac{Q^* - Q_M}{Q_M}$
					conv.	rad.		conv.	rad.					
39,85	140,0	83,9	56,1	18,18	2,985	3,077	0,662	0,767	1,268	1,253	10,012	8,170	9,486	-0,138
45,43	145,7	75,3	70,4	23,62	3,567	4,017	0,829	1,022	1,448	1,572	12,455	11,170	12,621	-0,115
50,49	168,4	83,6	84,8	29,19	4,382	4,851	1,079	1,270	1,830	1,892	15,304	13,884	15,725	-0,117
56,61	184,0	83,0	101,0	36,69	5,474	5,344	1,338	1,505	2,300	2,256	18,217	18,475	19,582	-0,056
59,50	193,4	85,0	108,4	40,53	5,938	5,781	1,470	1,695	2,466	2,421	19,766	20,768	21,355	-0,027
64,98	210,4	84,9	125,5	48,35	6,969	7,335	1,790	2,043	2,927	2,802	23,865	24,480	25,530	-0,044

Tabela I Dados experimentais e resultados

da ordem de 50 por cento do total introduzido na aparelhagem.

O calor transferido, da superfície plana e horizontal, por convecção natural, obtido pela subtração das perdas estranhas do total gerado na resistência, recebeu a designação de Q^* . Seu valor, Q^* , aparece na coluna à direita da Tabela I.

Como termo de comparação usamos a equação (3), citada por Mc Adams e introduzida no Capítulo III. Designamos os valores obtidos por intermédio da equação (3) por Q_M , os quais aparecem à direita da Tabela I. A última coluna da tabela apresenta a diferença percentual entre Q^* e Q_M .

Inspecionando a recém mencionada diferença percentual, observamos que os resultados obtidos são inferiores àqueles prognosticados pela equação (3) e as discrepâncias, geralmente da ordem de 10 por cento ou menores. É realmente notável a boa concordância, em vista, ambas, das possíveis incertezas da equação de Mc Adams e das correções que se fizeram necessárias na presente investigação, as perdas de calor estranhas. Devido a tal harmonia com a equação usada como comparação, para todos os casos estudados, somos tentados a concluir que os resultados obtidos são acurados e as correções feitas, razoáveis.

É também importante reconsiderar cuidadosamente a força térmica causadora do movimento, o que é apropriado à transferência de calor por convecção natural, assunto do presente trabalho. Há razões para acreditarmos que a temperatura medida T_w representa verdadeiramente a temperatura do prato. Entretanto, existe algumas incertezas a respeito de T_∞ . Examinando a Fig. 9 vemos que os valores medidos de T_∞ correspondem a pontos não influenciados pelos efeitos da transferência de calor por convecção natural estranhas àquela estudada (item 1, Cap III). Por outro lado, as recém mencionadas perdas de calor estranhas aqueciam o ar antes de alcançar a superfície horizontal do

disco de alumínio. Portanto, é possível que a temperatura efetiva T_{∞} fosse levemente superior que a medida no experimento, mas não é possível estimar o quanto.

Se a temperatura efetiva T_{∞} fosse superior que a temperatura medida, então o valor real de $T_w - T_{\infty}$, característico da experiência, poderia ser reduzido. Se $T_w - T_{\infty}$, na equação de Mc Adams, representa realmente a força térmica causadora do movimento, então os valores de Q_M que aparecem na Tabela I podem ser elevados demais. Por outro lado, sem conhecermos se havia ou não preaquecimento nos testes que forneceram as bases para a equação de Mc Adams, permanecemos em dúvida.

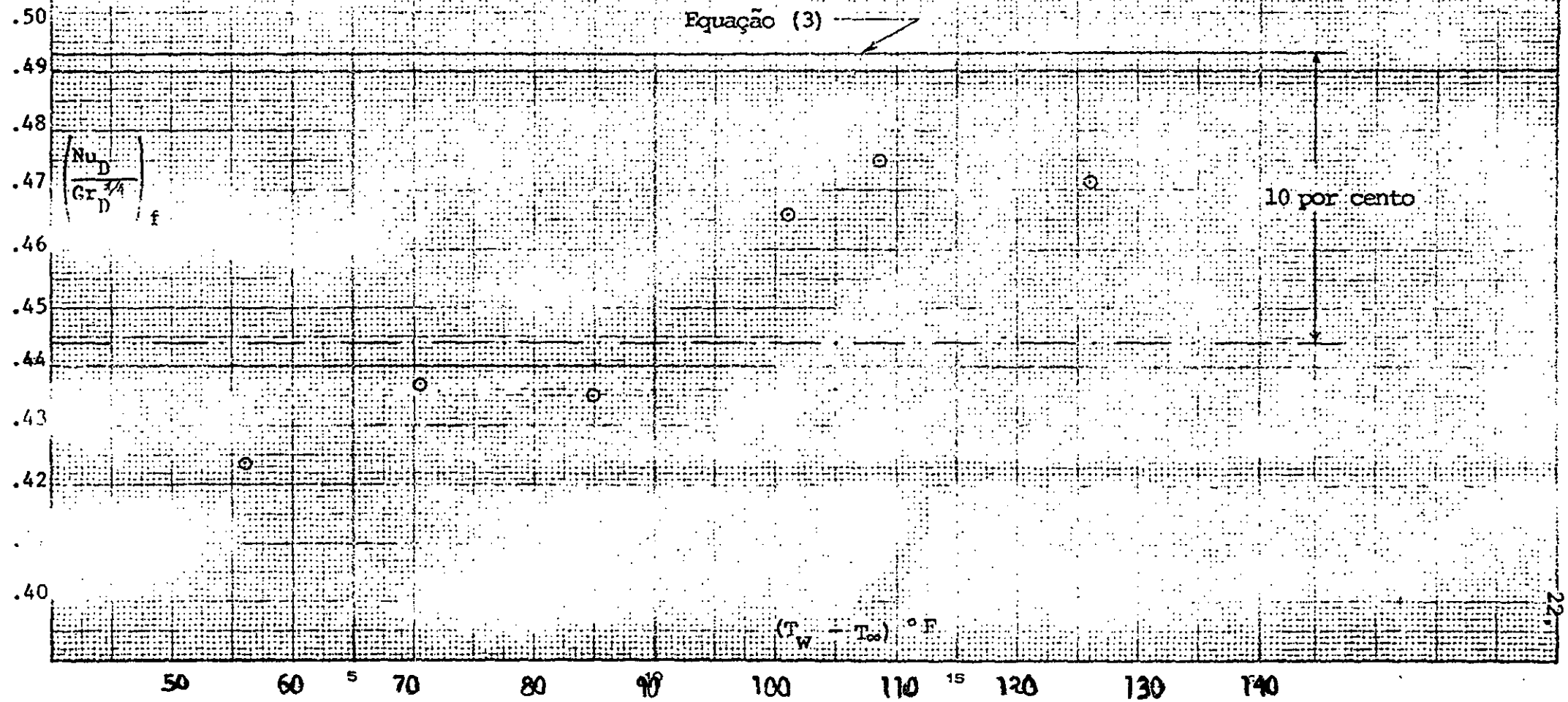
Os valores encontrados por Mikheyev, 30 por cento maiores que os fornecidos pela equação (3), são substancialmente mais altos que os encontrados nesta investigação. Estas discrepâncias possivelmente podem ser causadas pelos efeitos de préaquecimento recém mencionados (ou seja, avaliação imprópria de T_{∞}), na presente pesquisa ou naquela de Mikheyev.

Não podemos esquecer outros fatores que poderiam influenciar os resultados. Assim, devemos considerar o início da camada limite onde o valor local do coeficiente h de transferência de calor é maior. No presente caso, o início dava-se fora do prato, no sabão. Se nas experiências que conduziram à equação de Mc Adams, a camada limite começava no prato, existe, então, boa razão para que os valores obtidos sejam menores. Como desconhecemos os detalhes de tais experiências, só podemos apontar as prováveis causas das discrepâncias.

Finalmente, faremos uma apresentação adimensional dos resultados alcançados. O coeficiente de transferência de calor foi definido por:

$$h = \frac{Q^*}{S(T_w - T_{\infty})} \quad (5)$$

Fig. 12 Apresentação adimensional dos resultados.



Onde Q^* e $T_w - T_\infty$ foram tomados da Tabela I. A seguir introduzimos os números de Nusselt e Grashof :

$$\text{Nu} = \frac{h D}{k} \quad , \quad \text{Gr} = \frac{g \beta \rho^2 (T_w - T_\infty) D^3}{\mu^2} \quad (6)$$

em que, coerente com a equação de Mc Adams, tôdas as propriedades foram consideradas à temperatura do filme. Os resultados adimensionais podem ser vistos na Fig. 12, onde a linha reta representa a equação (3). As relações entre os pontos e a reta já foram objeto de discussão anterior.

CAPÍTULO V

OBSERVAÇÕES FINAIS

Com base na experiência adquirida durante o presseguimento desta pesquisa, foi possível propor os requisitos principais para aparelhagem que possibilitasse obter resultados definitivos. Os principais objetivos de tão refinada aparelhagem são :

- a. minimizar as perdas de calor estranhas,
- b. minimizar o préaquecimento do ar, removendo as incertezas a respeito de T_{∞} ,
- c. minimizar o prédesenvolvimento da camada limite.

O projeto proposto pode ser visto na Fig. 13. Basicamente consiste de : a. superfície em teste de material de alte condutividade térmica, b. "guard heater" também de material de alta condutividade térmica, c. superfície lateral envolvente, cuja temperatura pode ser regulada por água escoando no interior de tubos, d. isolamento entre os mencionados elementos. A superfície em teste e o "guard heater" são aquecidos elêtricamente, por circuitos independentes.

As perdas de calor da superfície do prato em teste seriam suprimidas igualando as temperaturas do prato em teste e do "guard heater". Evitaríamos o préaquecimento do ar, em contato com a superfície lateral envolvente, igualando as temperaturas do ar e desta superfície. A água que circula na serpentina seria suprida da rede de distribuição da cidade e sua temperatura, controlada antes de entrar na aparelhagem.

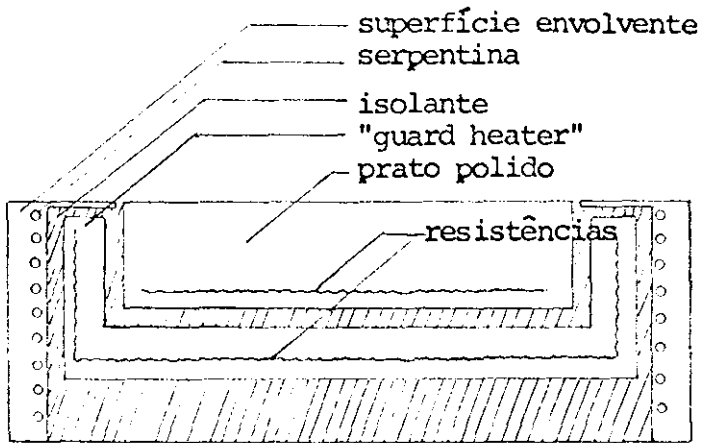


Fig. 13 Aparelhagem experimental proposta

REFERÊNCIAS

1. W. H. McAdams, Heat Transmission, 3^a ed., Mc Graw-Hill, New York, 1954, p. 180.
2. M. Fisheden e O. A. Saunders, An Introduction to Heat Transfer, Oxford, New York, 1950.
3. M. Mikheyev, Fundamentals of Heat Transfer, Peace Publishers, Moscow, pp. 77-78.
4. R. C. L. Bosworth, Heat Transfer Phenomena, John Wiley & Sons, 1952, pp. 103-104.
5. M. Jakob, Heat Transfer, vol. I, John Wiley & Sons, New York, 1949, p. 533.
6. W. N. Gill, D. W. Zeh and E. del Casal, Free Convection on a Horizontal Plate, ZAMP, vol. 16, 1965, pp. 539-541.
7. E. M. Sparrow and J. L. Gregg, Similar Solutions for Free Convection from a Nonisothermal Vertical Plate, Transactions A.S.M.E., vol. 80, 1956, pp. 379-386.
8. J. Hilsenrath et al, Tables of Thermodynamic and Transport Properties of Gases, NBS Circular No. 564, 1955.
9. E. M. Sparrow and R. D. Cess, Radiation Heat Transfer, Brook/Cole, Belmont, California, 1966.

NOMENCLATURA

- D - diâmetro do disco e diâmetro interno da corôa de sabão
 D_e - diâmetro externo do cilindro de lâ de vidro e da corôa de sabão
 g - aceleração da gravidade
 Gr - número de Grashof
 h - coeficiente médio de transferência de calor
 k - condutividade térmica
 Nu - número de Nusselt
 Pr - número de Prandtl
 Q - fluxo de calor, Btu/hr
 S - área da face superior do disco
 S_s - superfície externa do sabão
 R - resistência do fio de aquecimento do prato
 T_w - temperatura do disco
 T_∞ - temperatura do ar ambiente
 V - tensão aplicada na resistência

Letras gregas

- β - coeficiente de compressibilidade do fluído
 ϵ - emitância da superfície
 σ - constante de Stefan-Boltzmann
 ρ - densidade do fluído
 μ - viscosidade do fluído

Subscritos

- f - avaliado à temperatura média entre a da parede e a do ambiente