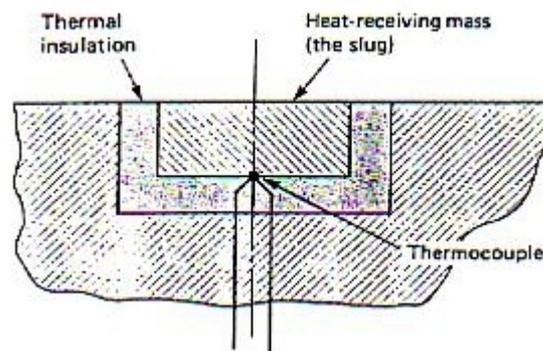


## MEDIDORES DE FLUXO DE CALOR

Existem várias aplicações onde a medição do fluxo de calor é desejada: análise de cargas térmicas, isolamento de tubulações, etc.

- **Medidor tipo “Plug”**



Quando o fluxo de calor é imposto na superfície do medidor, sua temperatura sobe. Podemos escrever, assumindo que  $T_p = T_p(t)$ .

$$\frac{q}{A} = \frac{mc}{A} \frac{dT_p}{dt} + U(T_p - T_w)$$

onde  $q/A$  = fluxo de calor por unidade de área imposto

$m$  = massa do plug

$C$  = calor específico do plug

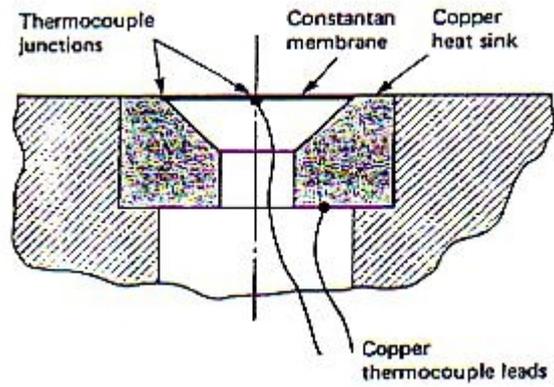
$U$  = coeficiente indicativo da perda de calor para a parede que envolve o plug

$T_p$  = temperatura do plug

$T_w$  = temperatura da parede

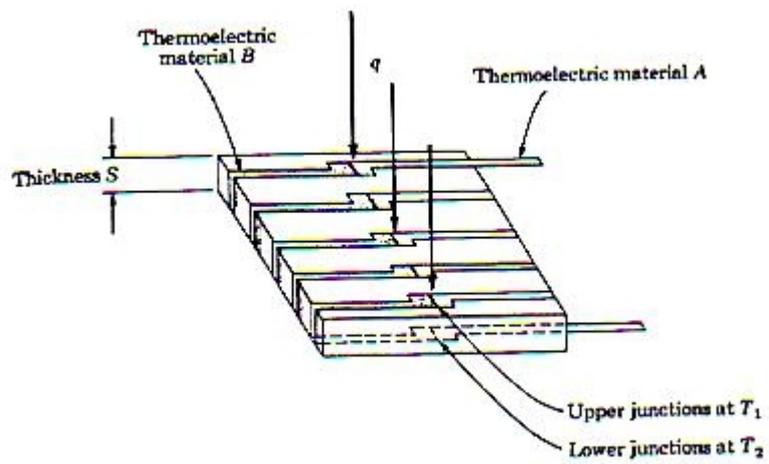
Obviamente, este medidor só serve para transientes e requer um registro de  $T_p(t)$  para a obtenção da derivada  $dT_p/dt$ . Para altos fluxos de calor a hipótese de  $T_p = T_p(t)$  pode não ser boa.

- Medidor Gardon



Este medidor mede a diferença de temperatura entre o centro e a periferia de um disco.

- Outros medidores



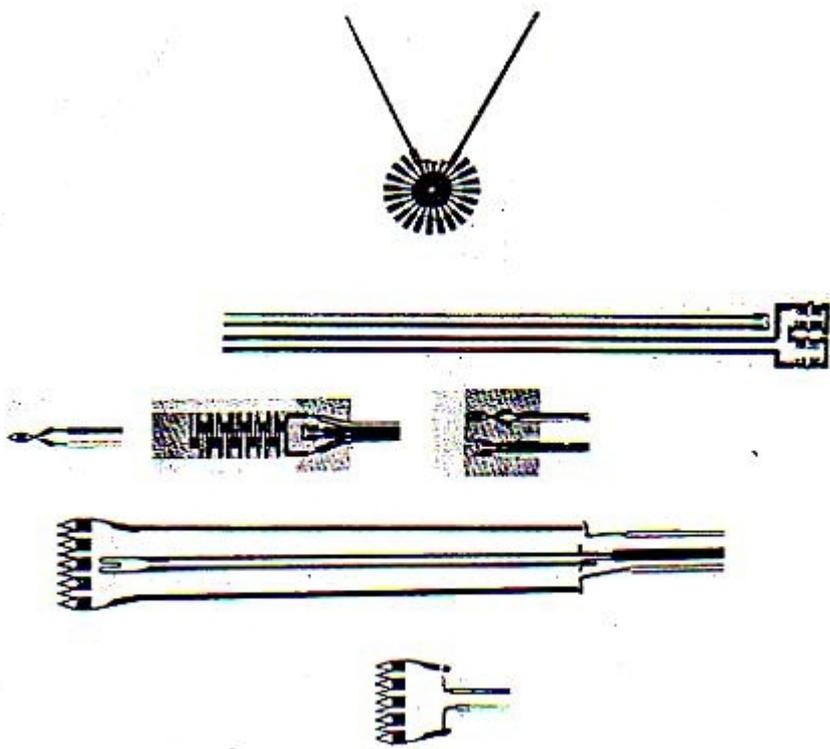


Figure 9-23 Photographs of assembled microfoil heat-flux meters. (Courtesy of RdF Corp., Hudson, N.H.)

## Estimativa de Erros na Medição de Temperatura

A leitura de um sensor de temperatura instalado em um sólido ou líquido representa uma aproximação da temperatura real no ponto de medida.

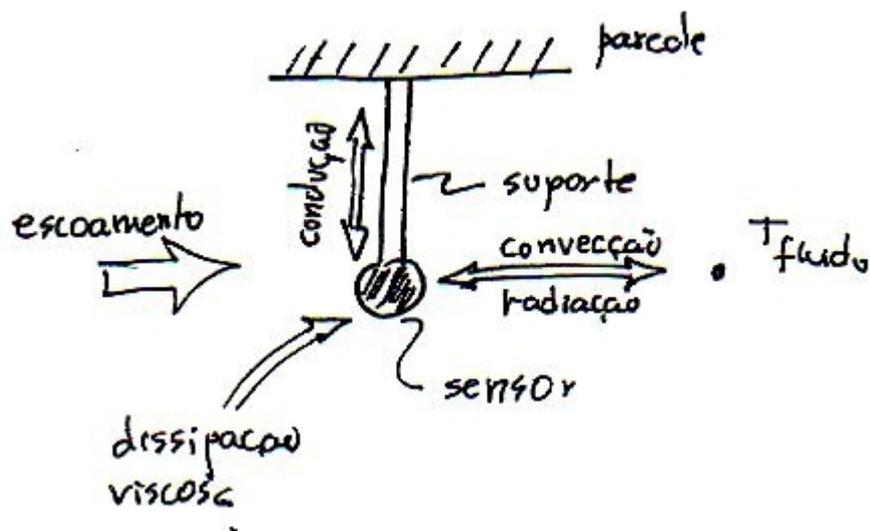
Vários fatores são responsáveis por estes desvios:

- a presença do sensor pode alterar significativamente as condições térmicas no local. Por exemplo, calor pode ser conduzido da junção para o ambiente externo através dos fios de um termopar.
- o sensor pode comunicar-se com outros ambientes além daquele onde a temperatura está sendo medida. Por exemplo, a temperatura de um gás escoando pode ser medida por um termômetro que pode trocar calor por radiação com as paredes do tubo.
- algumas características básicas ligadas ao processo de transferência de energia trazem erros de medidas ao processo de medição. Por exemplo:
  - o para haver troca de calor por convecção de um fluido para o sensor, deve haver diferença de temperatura;
  - o dissipação viscosa em escoamentos a altas velocidades;
  - o em regime transiente, a capacidade térmica do sensor produz diferença de temperatura entre este e o fluido.

Um melhor entendimento dos mecanismos de troca de calor envolvidos ajuda a reduzir os erros existentes. Estes erros podem também ser corrigidos.

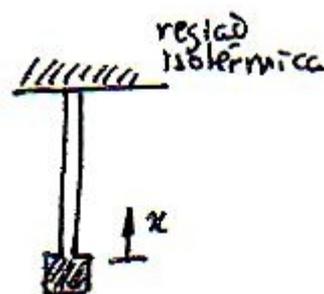
Normalmente, soluções analíticas para os processos de troca de calor são complexas, o que leva à utilização de modelos simples que, no entanto, são excelentes para obtenção de estimativas da ordem de grandeza destes erros.

Soluções numéricas são ferramentas poderosas que podem ser usadas na estimativa dos erros.



- Modelos para Fios

Fios oferecem caminhos para condução de calor do sensor para uma região isotérmica na outra extremidade do fio.

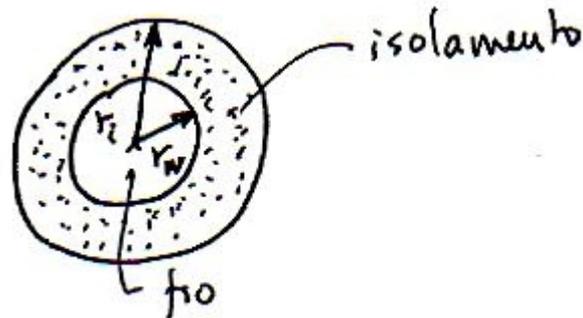


Hipótese: fios são finos e com condutividade térmica relativamente elevada.  
Então,  $T = T(x)$  somente ( $T \neq T(r)$ )

Pode-se utilizar a teoria de aletas para estimar o fluxo de calor pelo fio:

$$Q_{aleta} = (T_w - T_\infty) \sqrt{h P k_{fio} A_{fio}}$$

- caso o fio esteja isolado



para o fio:  $T = T(x)$

para o isolamento:  $T = T(r)$

então: fluxo axial  $\rightarrow Q_x = -K_f A_f \frac{dT}{dx}$  (1)

$K_f$ : condutividade térmica do fio

$A_f$ : área transversal do fio

Fluxo radial por unidade de comprimento:

$$\frac{dQ_r}{dx} = \frac{2\pi K_i (T - T_s)}{\ln \frac{r_i}{r_w}} \quad (2)$$

$K_i$ : condição térmica do isolamento

$T_s$ : temperatura da superfície externa do isolamento

Em regime permanente:

$$dQ_r = h(2\pi r_i dx)(T_i - T_f) \quad (3)$$

para convecção

$T_f$ : temperatura do fluido

combinando (2) com (3)

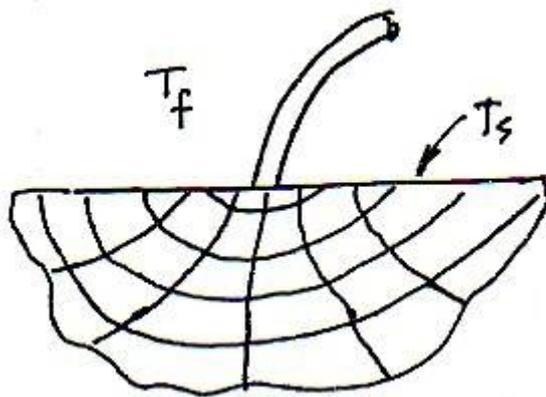
$$\frac{dQr}{dx} = \frac{T - T_f}{R} \quad (4)$$

$$\text{onde } R = \frac{1}{2\pi h r_i} + \frac{\ln(r_i/r_w)}{2\pi K_i} \quad (5)$$

Usando as equações (1), (4) e (5), o problema pode ser resolvido como uma aleta.

- **Modelo para Medida de Temperatura em Sólidos**

a) Temperatura superficial de um sólido grande



- a resistência de contato é desprezada.

Este problema foi estudado em: Hennecke, D.K. and Sparrow, E.M. "Local Heat Sink on a Convective Cooled Surface. Application to Temperature Measurement Error", International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 13, pp. 287-304, 1970.

$T_{\text{surf}}$ : temperatura real (sem termopar)

$T_{\text{tc}}$ : temperatura medida pelo termopar

Termopar circular com raio  $r_1$ : um fio :  $r_1 = r_w$   
 2 fios :  $r_i = \sqrt{2} r_w$  (mesma área)

Se o termopar for isolado,  $r_1$  é o raio externo do isolamento

$K\tilde{A}$ : produto condutividade x área (condução axial)

$$R: \frac{1}{h2\pi r_i} + \ln \frac{(r_i / r_w)}{2\pi r_i} \quad (\text{resistência radial})$$

L: comprimento do termopar

$K_s$ : condutividade do sólido

$h_s$ : coeficiente de transferência de calor sólido/fluido

Resultados apresentados em três adimensionais:

erro adimensional: 
$$\frac{T_{surf} - T_{tc}}{T_{surf} - T_f}$$

medida da condutância do termopar comparada com a condutância do sólido:

$$\frac{\sqrt{K\tilde{A}/R} \tanh(K\tilde{A}R)^{-1/2} L}{\pi r_i K_s}$$

Biot do sólido:  $\frac{h_s r_i}{K_s}$  na maioria das vezes  $L \rightarrow \infty, \tan h \rightarrow 1$

Resultados apresentados nas figuras em anexo:

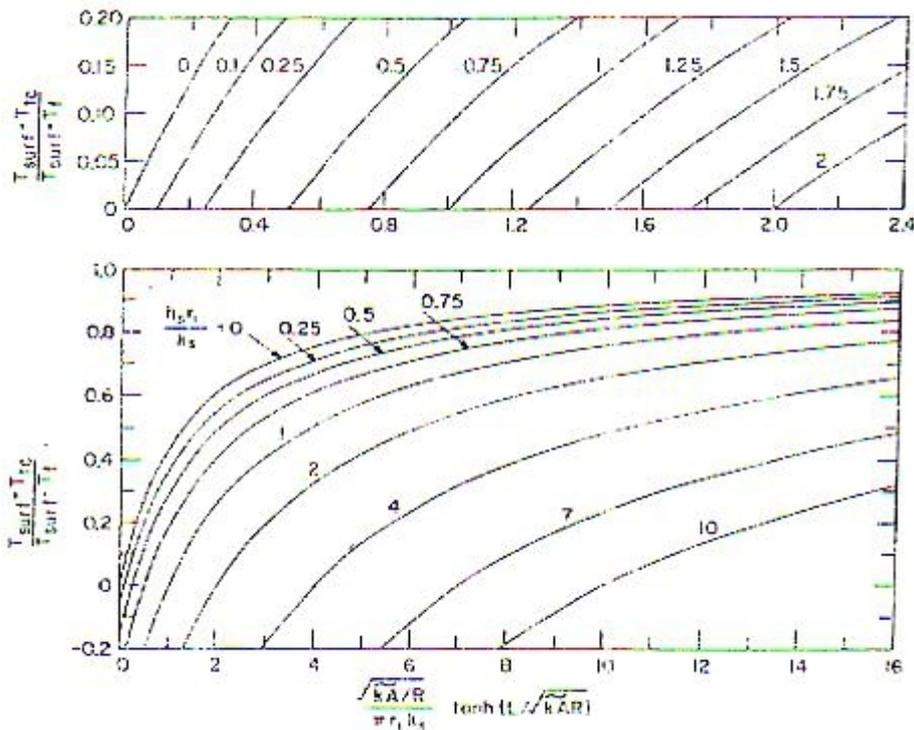
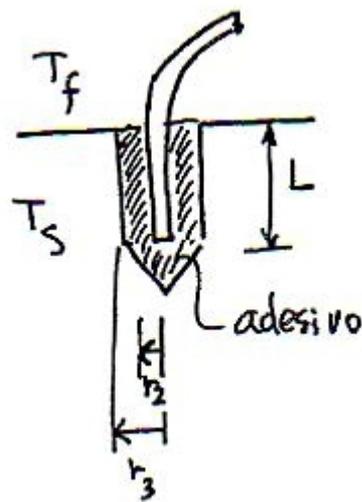


FIG. 1.6 Measurement errors for surface-mounted thermocouple.

Comentários sobre os resultados:

- para um Biot fixo, o erro cresce quando a condutividade do termopar cresce;
- para abscissa fixa, o erro cai quando Biot cresce;
- o erro pode ser negativo. Acontece quando o termopar funciona como isolante (muito raro).

Outro problema estudado por Moffat é apresentado por Sparrow em Error Estimates in Temperature Measurements, in Measurements in Heat Transfer, Eckert and Goldstein.



Concluiu que para uma dada diferença  $T_f - T_s$  o erro aumenta:

- diminuindo  $L$
- aumentando  $K\tilde{A}$
- altos valores de

$$R_I = \frac{\ln(r_2/r_i)}{2\pi K_i} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi K_a}$$

isolamento          adesivo

### • Medida de Temperatura de uma Placa Fina

Problema resolvido por Schneider em Conduction Heat Transfer, Addison-Wesley. Ver gráfico em anexo.

$h_1, h_2$  = convection heat-transfer coefficients on the sides of the plate as indicated, Btu/h · ft<sup>2</sup> · °F or W/m<sup>2</sup> · °C

$h_t$  = convection heat-transfer coefficient from each of the thermocouple wires, Btu/h · ft<sup>2</sup> · °F or W/m<sup>2</sup> · °C

$k$  = thermal conductivity of the plate material, Btu/h · ft · °F or W/m · °C

$\delta$  = plate thickness, ft or m

$T_f$  = fluid temperature surrounding the thermocouple wire, °F or °C

$T_t$  = temperature indicated by the thermocouple, °F or °C

$T_p$  = true plate temperature (temperature a large distance away from the thermocouple junction), °F or °C

$r_s = \sqrt{2}r_t$ , where  $r_t$  is the radius of each of the thermocouple wires, ft or m

$$m = \left( \frac{h_1 + h_2}{k\delta} \right)^{1/2} \quad \text{ft}^{-1} \text{ or } \text{m}^{-1} \quad (8-29)$$

$$K = \sqrt{2\pi(k_1^2 + k_2^2)r_t^2 \left( \frac{1}{h_t} + \frac{\delta}{k} \right)^{-1/2}} \quad \text{Btu/h} \cdot \text{°F} \text{ or } \text{W} \cdot \text{°C} \quad (8-30)$$

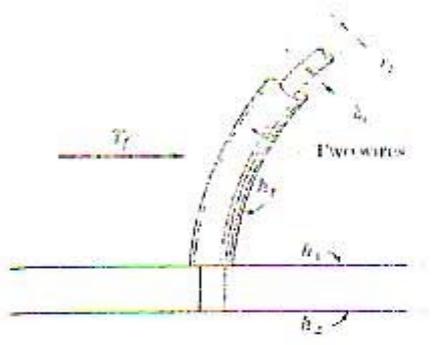


Figure 8-29 Schematic of general thermocouple installation in a flat plate.

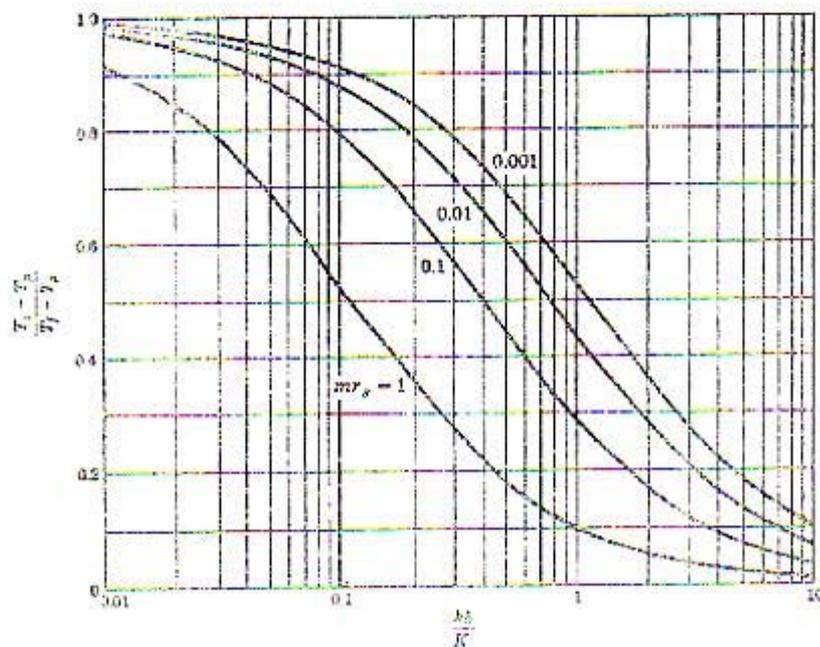


Figure 8-30 Temperature-compression curves for installation in Fig. 8-29. (From Ref. [11])

Exemplo:

Termopar ligado a um sólido grande

diâmetro do termopar: 1.5 mm

sólido: cerâmica  $\rho = 2500 \text{ Kg/m}^3$

$C = 0.7 \text{ kJ/Kg } ^\circ\text{C}$

$k = 0.9 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$

condutividade do termopar:  $K = 80 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$

fio longo sem isolamento

coeficiente de troca de calor:  $h = 250 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  (termopar)

$h_s = 20 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  (sólido)

Calcular a temperatura da placa quando o termopar indica  $200 \text{ } ^\circ\text{C}$  e a temperatura do fluido é  $90 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Usando a figura

$$R = \frac{1}{h 2\pi r_i} = \frac{1}{(200)(2\pi)(0.75 \times 10^{-3})} = 0.849$$

$$K\tilde{A} = (80)(\pi)(0.75 \times 10^{-3})^2 = 1.414 \times 10^{-4}$$

$$L \rightarrow \infty, \quad \tanh h(\infty) \rightarrow 1$$

$$\frac{\sqrt{K\tilde{A}/R}}{\pi r K} = \frac{[(1.414 \times 10^{-4})/0.849]^{1/2}}{\pi(0.75 \times 10^{-3})(0.9)} = 6.085$$

$$\frac{h_s r}{K} = \frac{(2.50)(0.75 \times 10^{-3})}{0.9} = 0.208$$

da figura:  $\frac{T_{surf} - T_{tc}}{T_{surf} - T_f} = 0.8$  com  $T_{tc} = 200$  e  $T_f = 90$

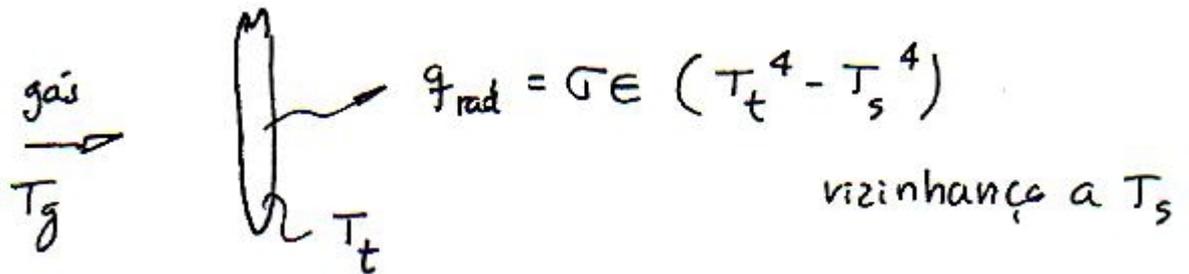
$$T_{surf} = 640 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Se repetirmos o problema para um bloco de alumínio ( $K = 200 \text{ W}$ )

$$T_{surf} \approx 200 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- **Influência da Radiação Térmica na Medida de Temperatura**

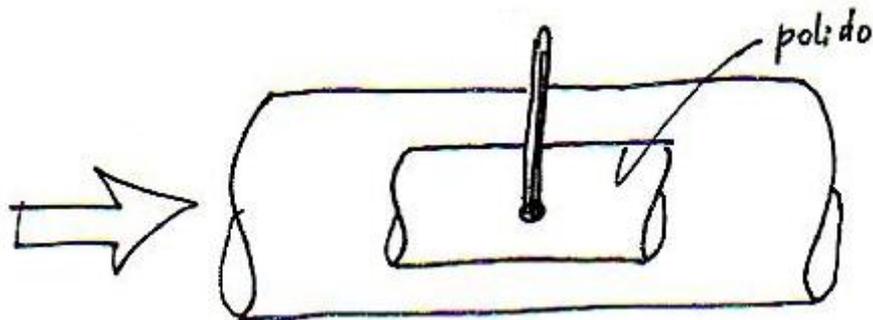
Suponha um termômetro em um fluido



Assumindo a vizinhança envolvendo completamente o termômetro e desprezando a condução de calor,

$$hA(T_g - T_t) = \sigma A \varepsilon (T_t^4 - T_s^4)$$

Para melhorar o problema, usa-se escudos de proteção de radiação



*Ex:* termômetro de mercúrio em vidro em uma câmara frigorífica para medir a temperatura do ar.

Leitura do termômetro:  $1^\circ\text{C}$

Temperatura da parede:  $-10^\circ\text{C}$

$h = 10 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

$\varepsilon = 0.9$  (do vidro)

Achar a temperatura verdadeira. Usando a equação acima:

$$h(T_g - T_t) = \varepsilon \sigma (T_t^4 - T_s^4)$$

$$(10)(T_g - 274) = (5.669 \times 10^{-8})(0.9)(274^4 - 263^4)$$

$$T_g = 278.3 = 5.3^\circ C$$

⇒ Os erros em medidas transientes já foram discutidos no início do curso.

- **Medidas de Temperatura em Escoamentos de Alta Velocidade**

A temperatura que desejamos medir é a temperatura estática. Para isto, teríamos que acompanhar o movimento do fluido com o sensor de temperatura.

Quando colocamos um termômetro no escoamento, a velocidade do gás vai a zero na superfície do sólido. A energia cinética do gás é convertida em energia interna, aumentando a leitura da temperatura.

Se o gás é estagnado adiabaticamente,

$$T_0 = T_\infty + \frac{V_\infty^2}{2c_p}$$

$T_0$ : temperatura de estagnação

$T_\infty$ : temperatura estática

$V_\infty$ : velocidade do fluido

$C_p$ : calor específico do gás à pressão constante

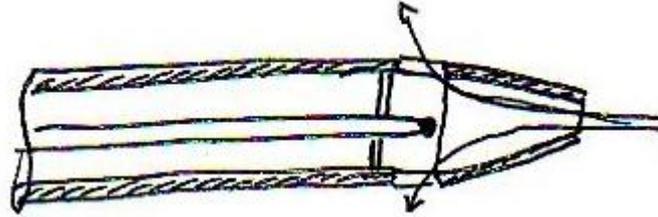
A temperatura de estagnação pode ser expressa em termos do número de Mach.

$$\frac{T_0}{T_\infty} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \qquad \gamma = \frac{C_p}{C_v} \approx 1.4 \text{ (ar)}$$

Na realidade, uma sonda colocada em um escoamento não mede nem  $T_\infty$  nem  $T_0$ . Mede a temperatura de recuperação (recovery temperature). O fator de recuperação (recovery factor) é definido como:

$$r = \frac{T_r - T_\infty}{T_0 - T_\infty} \qquad T_r = \text{temperatura de recuperação}$$

$r$  é determinado por meio de calibração. Normalmente  $0.75 < r < 0.99$ . O objetivo de um bom projeto de sonda é obter alto  $r$  e  $r$  constante com a velocidade e o ângulo de ataque.



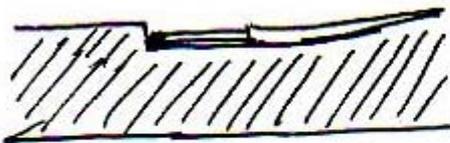
- Algumas sugestões para instalação de termopares:



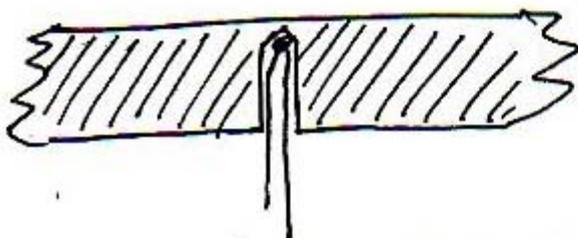
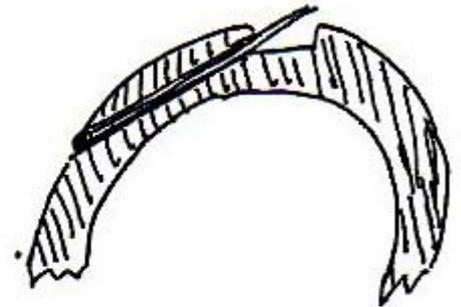
montagem direta



melhora contato térmico



termopar em ranhura  
com a superfície recomposta



Recomendações para minimizar erros:

- usar a menor instalação possível
- conduzir o termopar para fora da placa através de uma isoterma (pelo menos 20 diâmetros). Use fio de baixa condutividade
- junção mais próxima possível da superfície

## • Aquecimento de Superfícies e Isolamento

Tipos de aquecimento

- combustão
- fluido (convectivo)
- mudança de fase ( $T = \text{const}$ )
- elétrico resistivo  $T_w = \text{const}$   
 $q_w = \text{const}$

Isolamento térmico e perdas de calor

- suporte das seções de testes com linhas de nylon
- aerogel (muito isolamento aumenta tempo para regime permanente)
- minimizar perdas por condução
  - placas em ângulo
  - parafusos com ponta
  - aquecedores de proteção