



I – Índice:

1 – Objetivo

2 – Desenvolvimento

3 – Transferência de calor

3.1 – Condução

3.2 – Convecção

3.3 – Transferência de calor global

3.4 – Transferência de calor em tubos

4 – Painéis Refrigerados

4.1 – Reynolds

4.3 – Prandtl

4.3 – Parâmetros de influência no número de Nusselt

5 – Cálculo da espessura da camada de escória

6 – Observações iniciais

7 – Tabela de descrição e unidades dos símbolos

8 – Fadiga Térmica na Tubulação dos Painéis Refrigerados

8.1 – O que é a Fadiga Térmica?

8.2 – O que é a Fluência?

8.3 – Deformações devido ao Aquecimento e Resfriamento

8.4 – Fadiga e Fluência Associados

9 – Referências

1 – Objetivo

O objetivo deste trabalho é mostrar matematicamente como se dá a transferência de calor gerado na atmosfera de um forno elétrico para a água de refrigeração dos painéis refrigerados e entender os fenômenos decorrentes do aumento da carga térmica e da temperatura da água.

2 – Desenvolvimento

Foi feito um estudo da transferência de calor do forno para a água de refrigeração dos painéis. Após esse estudo, equacionou-se o problema para as condições de operação, de onde pode-se tirar algumas conclusões.



### 3 – Transferência de calor

Existem três formas de transferência de calor:

- a **Condução** se dá através de sólidos e em fluidos ( líquidos e gases ) sem movimento,
- a **Convecção** se dá através de fluidos em movimento,
- e a **Radiação** não necessita de um meio para se propagar.

O calor normalmente é transferido simultaneamente por condução, convecção e radiação. Cada tipo de transferência de calor está sujeito a diferentes leis e devem ser tratadas separadamente. Mas a convecção não pode ser totalmente separada da condução porque o calor deve passar por condução para o fluido em movimento que está em contato com a superfície aquecida.

A seguir segue a teoria básica das formas de transferência de calor.

#### 3.1 – Condução:

Se duas superfícies de uma parede plana de espessuras é submetida a temperaturas diferentes  $\vartheta_1$  e  $\vartheta_2$ , a quantidade de calor que flui através de uma área  $A$  por instante de tempo é:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{s} \cdot A \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad (1)$$

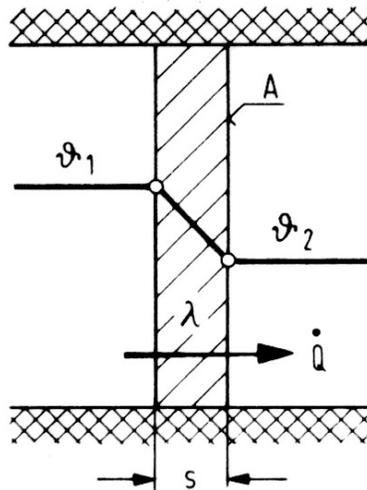
A densidade do fluxo de calor por unidade de tempo e área vem da definição

$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A}$ , logo:

$$\dot{q} = \frac{\lambda}{s} \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad (2)$$



Temos para uma parede plana um gradiente de temperatura linear, como podemos verificar nas equações acima e na *Figura 1*



### 3.2 – Convecção:

A transferência de calor de um fluido a uma temperatura  $\vartheta_{FL}$  para uma parede sólida em movimento a uma temperatura média  $\vartheta_w$  é definida por:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (\vartheta_{FL} - \vartheta_w) \quad (3)$$

A densidade do fluxo de calor por unidade de área é:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (\vartheta_{FL} - \vartheta_w) \quad (4)$$

A transferência de calor é influenciada principalmente por 2 efeitos hidrodinâmicos:

- a) turbulência
- b) camada limite

Representando a equação 1.4 na *Figura 2*, a mudança de temperatura é representada como se tivéssemos um degrau entre o líquido e a superfície aquecida. Mas não é exatamente assim que ocorre essa variação da temperatura. No escoamento turbulento temos a transferência de calor na camada limite por condução, onde o escoamento é laminar. Chamamos essa região como camada limite térmica, onde o gradiente de temperatura é linear. Veja a *Figura 3*.

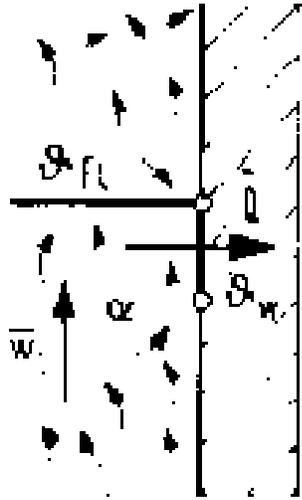


Figura 2



Figura 3

Assumindo que todo o fluxo é transferido por condução através da camada limite térmica, temos:

$$\alpha = \frac{\lambda_{FL}}{\delta_{th}} \quad (5)$$

A espessura da camada limite térmica  $\delta_{th}$  deverá ser determinada para cada sistema. Esse cálculo é feito pela teoria das semelhanças. O número de Nusselt é o adimensional de transferência de calor e seu valor é a razão entre o diâmetro interno da tubulação e a espessura da camada limite térmica  $\delta_{th}$ .

$$Nu = \frac{d}{\delta_{th}} \quad (6)$$

Desta forma, a equação (5) fica:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda_{FL}}{d} \quad (7)$$

Onde:  $\lambda_{FL}$  = condutibilidade do fluido.

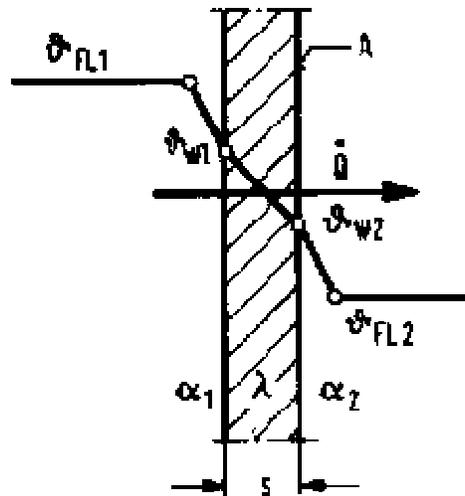
Podemos assim determinar qual o gradiente de temperatura  $\Delta\vartheta_{th}$  da camada limite térmica:

$$\Delta\vartheta_{th} = \vartheta_{FL} - \vartheta_w = \frac{\dot{q}}{\alpha} \quad (8)$$



### 3.3 – Transferência de calor global:

Se o calor é transferido de um líquido para uma parede, conduzido através dela e transferido para um segundo líquido, chamamos de transferência de calor global. Duas convecções e uma condução são conectadas em série. O fluxo de calor é constante e é dado por ( Figura 4 ):



$$\dot{Q} = \alpha_1 \cdot A \cdot (\vartheta_{FL1} - \vartheta_{W1}) = \frac{\lambda}{s} \cdot A \cdot (\vartheta_{W1} - \vartheta_{W2}) = \alpha_2 \cdot A \cdot (\vartheta_{W2} - \vartheta_{FL2}) \quad (9)$$

Se essa equação for resolvida, a diferença total de temperatura é:

$$\vartheta_{FL1} - \vartheta_{FL2} = \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \frac{\dot{Q}}{A} \quad (10)$$

O termo entre parênteses é a soma das resistências ao calor. O fluxo de calor é:

$$\dot{Q} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot A \cdot (\vartheta_{FL1} - \vartheta_{FL2}) \quad (11)$$

Introduzindo o coeficiente global de transferência de calor  $k$  na equação:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot (\vartheta_{FL1} - \vartheta_{FL2}) = k \cdot A \cdot \Delta\vartheta \quad (12)$$



onde:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (13)$$

Numa parede composta por diversas camadas com diferentes espessuras  $s_1, s_2, \dots$  e condutibilidades térmicas  $\lambda_1, \lambda_2, \dots$  ( *Figura 5* ) o coeficiente global de transferência de calor é:

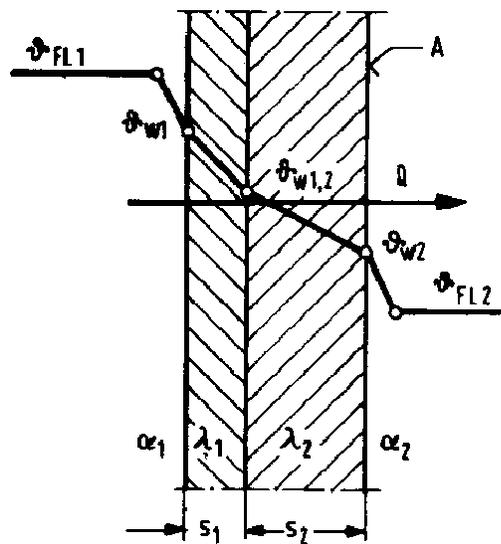


Figura 5



$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s_1}{\lambda_2} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (14)$$

generalizando:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i} + \dots + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (15)$$

### **3.4 – Transferência de calor em tubos:**

Para paredes curvas a área pela qual o fluxo de calor passa é variável, mas o fluxo de calor é constante. Deve-se especificar exatamente qual área ou diâmetro o coeficiente global de transferência de calor se refere. Se o coeficiente  $k_a$  se referir ao diâmetro externo do tubo, então:

$$k_a = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} \cdot \frac{d_a}{d_i} + \frac{s}{\lambda} \cdot \frac{d_a}{\bar{d}_{\log}} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (16)$$

O diâmetro médio  $\bar{d}_{\log}$  do tubo é:

$$\bar{d}_{\log} = \frac{d_a - d_i}{\ln \frac{d_a}{d_i}} \quad (17)$$

Sendo  $s$  a espessura do tubo:

$$s = \frac{d_a - d_i}{2} \quad (18)$$

Onde:  $d_a$  = diâmetro externo e  
 $d_i$  = diâmetro interno.

Substituindo as equações (17) e (18) na equação (16), temos:

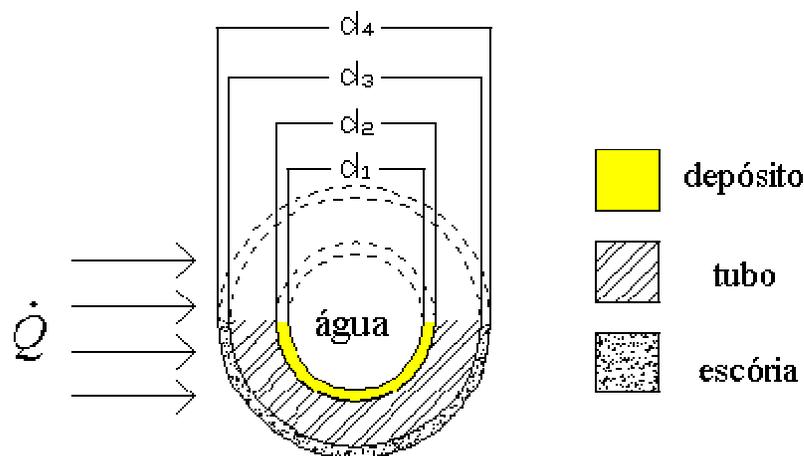
$$k_a = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} \cdot \frac{d_a}{d_i} + \frac{d_a}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (19)$$



#### 4 – Painéis Refrigerados

Os painéis refrigerados recebem através de convecção e radiação um fluxo de calor, o qual é totalmente transferido para a água de refrigeração. Os painéis são formados por tubos dentro dos quais circula a água de refrigeração. Durante a operação do forno acontece a solidificação de escória que está em contato com os painéis. Desta forma, o sistema que estaremos a partir de então estudando é um tubo com escória solidificada em sua superfície externa e a água de refrigeração circulando dentro desse tubo absorvendo todo o fluxo de calor  $\dot{Q}$  incidente no painel.

Vale lembrar que o acúmulo de depósitos na parede interna do tubo, em função da qualidade da água, influenciará diretamente na transferência de calor do forno para a água. O sistema que estamos analisando está agora completo e representado na *Figura 6*.



**Figura 6**

Podemos determinar o gradiente de temperatura das diversas camadas de material e da água com referência ao diâmetro externo. Temos então:

$$\Delta\delta_{\text{escória}} = \dot{q} \cdot d_4 \cdot \left( \frac{1}{2 \cdot \lambda_e} \cdot \ln \frac{d_4}{d_3} \right) = \delta_4 - \delta_3 \quad (20)$$

$$\Delta\delta_{\text{tubo}} = \dot{q} \cdot d_4 \cdot \left( \frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2} \right) = \delta_3 - \delta_2 \quad (21)$$



$$\Delta\delta \text{ depósito} = \dot{q} \cdot d_4 \cdot \left( \frac{1}{2 \cdot \lambda_d} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} \right) = \delta_2 - \delta_1 \quad (22)$$

$$\Delta\delta \text{ camada limite térmica} = \dot{q} \cdot d_4 \cdot \left( \frac{1}{\alpha_a \cdot d_1} \right) = \delta_1 - \delta_a \quad (23)$$

Somando-se as equações (20), (21), (22) e (23), teremos o gradiente de temperatura total  $\Delta\vartheta_t$  entre a superfície da escória e a água:

$$\Delta\vartheta_t = \dot{q} \cdot d_4 \cdot \left( \frac{1}{\alpha_a \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_d} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_e} \cdot \ln \frac{d_4}{d_3} \right) \quad (24)$$

e o coeficiente global de transferência de calor é:

$$k_t = \frac{1}{d_4 \cdot \left( \frac{1}{\alpha_a \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_d} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_e} \cdot \ln \frac{d_4}{d_3} \right)} \quad (25)$$

Temos então o gradiente de temperatura total :

$$\Delta\vartheta_t = \frac{\dot{q}}{k_t} \quad (26)$$

A condutibilidade térmica do tubo, da escória e do depósito interno são respectivamente  $\lambda_t$ ,  $\lambda_e$  e  $\lambda_d$  e são constantes em função do material que são compostos. Já o coeficiente de transferência de calor da água  $\alpha_a$  deverá ser determinado pela equação (7):

$$\alpha_a = \frac{Nu \cdot \lambda_a}{d} \quad (7)$$

onde  $\lambda_a$  é a condutibilidade térmica da água e Nu é calculado por:

$$Nu = 0,024 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \quad (27)$$

Partiremos agora para a definição de Re, Pr,  $f_1$ ,  $f_2$  e  $f_3$ .

#### 4.1 – Reynolds:

O número de Reynolds ( Re ) é a relação adimensional da razão das forças inerciais e forças viscosas. De acordo com o número de Reynolds define-se o escoamento como laminar ou viscoso. Temos que:



$$Re = \frac{w \cdot d_i}{\nu} \quad (28)$$

Sendo a área da seção interna do tubo:

$$A_s = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (30)$$

e  $\dot{V}$  a vazão de água no tubo, a velocidade pode ser determinada:

$$w = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot d_i^2} \quad (31)$$

Onde:  $\pi = 3,14$ .

A vazão  $\dot{V}$  é a necessária para absorver todo o fluxo de calor  $\dot{Q}$  incidente no painel, e é calculada por:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot c \cdot \Delta\theta} \quad (32)$$

Sendo  $\dot{Q} = A \cdot \dot{q}$ , e A a área que recebe calor, temos então:

$$\dot{V} = \frac{A \cdot \dot{q}}{\rho \cdot c \cdot \Delta\theta} \quad (33)$$

Onde:  $\rho$  = densidade da água e  
 $c$  = capacidade térmica da água.

$\Delta\theta$  é a diferença da temperatura da água que entra no painel e sai do painel. Essa diferença de temperatura é decorrente da absorção do fluxo de calor  $\dot{Q}$  incidente no painel.

#### 4.2 – Prandtl:

O parâmetro significativo da camada limite hidrodinâmica é a viscosidade  $\nu$ , e o da camada limite térmica é a condutibilidade de temperatura  $a$ . A relação adimensional da razão entre esses dois valores é o número de Prandtl.

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (34)$$

Sendo:



$$a = \frac{\lambda_a}{\rho \cdot c} \quad (35)$$

teremos:

$$Pr = \frac{v \cdot \rho \cdot c}{\lambda_a} \quad (36)$$

#### 4.3 – Parâmetros de influência no número de Nusselt:

##### **Influência da seção de entrada $f_1$ :**

$$f_1 = 1 + \left( \frac{d_i}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (37)$$

Onde:  $d_i$  = diâmetro interno do tubo e  
 $L$  = comprimento do tubo.

Influência da curvatura do tubo  $f_2$  :

$$f_2 = \frac{1 + 3,54 \cdot d_i}{D} \quad (38)$$

Onde:  $D$  = curvatura do tubo

Influência da viscosidade dinâmica  $f_3$  :

$$f_3 = \left( \frac{\eta_{\text{média}}}{\eta_{\text{parede}}} \right)^{0,14} \quad (39)$$

Onde:  $\eta_{\text{média}}$  = viscosidade dinâmica da água na temperatura média e  
 $\eta_{\text{parede}}$  = viscosidade dinâmica da água na temperatura da parede interna do tubo.

#### 5 – Cálculo da espessura da camada de escória



A espessura da escória solidificada nos painéis é calculada a partir da equação (24), o gradiente de temperatura total  $\Delta\vartheta_t$  entre a superfície da escória e a água é:

$$\Delta\vartheta_t = \vartheta_e - \vartheta_a \quad (40)$$

onde:  $\vartheta_e$  = temperatura superficial da escória e

$\vartheta_a$  = temperatura da água.

Devemos entender não só pela *Figura 6* a definição dos diâmetros envolvidos no problema, ela também depende da espessura da escória e do depósito interno:

$d_2$  = diâmetro interno da tubulação

$d_3$  = diâmetro externo da tubulação

$s_e$  = espessura da camada de escória

onde:

$$d_1 = d_2 - 2 \cdot s_d \quad (41)$$

$$d_4 = d_3 + 2 \cdot s_e \quad (42)$$

Para calcular a espessura da escória, fixa-se o valor de  $\dot{q}$ ,  $d_2$ ,  $d_3$ ,  $s_d$ ,  $\vartheta_a$ ,  $\vartheta_e$ ,  $\lambda_t$ ,  $\lambda_e$ ,  $\lambda_d$  e  $\alpha_a$ . Observa-se que  $d_1$  é dependente de  $s_d$ , já fixado. Sabendo que a temperatura de fusão da escória é ao redor de 1400°C, sua espessura será tal que sua superfície chegue a 1400°C. Então para se determinar a espessura da escória, arbitra-se valores para sua espessura, fazendo com que a temperatura na superfície  $\vartheta_4$  chegue a 1400°C.

## 6 – Observações iniciais

Observa-se através da equação (24) e pelos resultados obtidos, que a espessura da escória é fortemente influenciada pela camada de depósito interno. Quando mais espessa a camada de depósito, menor será a espessura da camada de escória acumulada na superfície dos painéis

A título de ilustração, o gráfico na página seguinte foi feito variando-se a espessura de camada de depósito (de 0 até 1 mm de espessura de camada) para uma dada quantidade



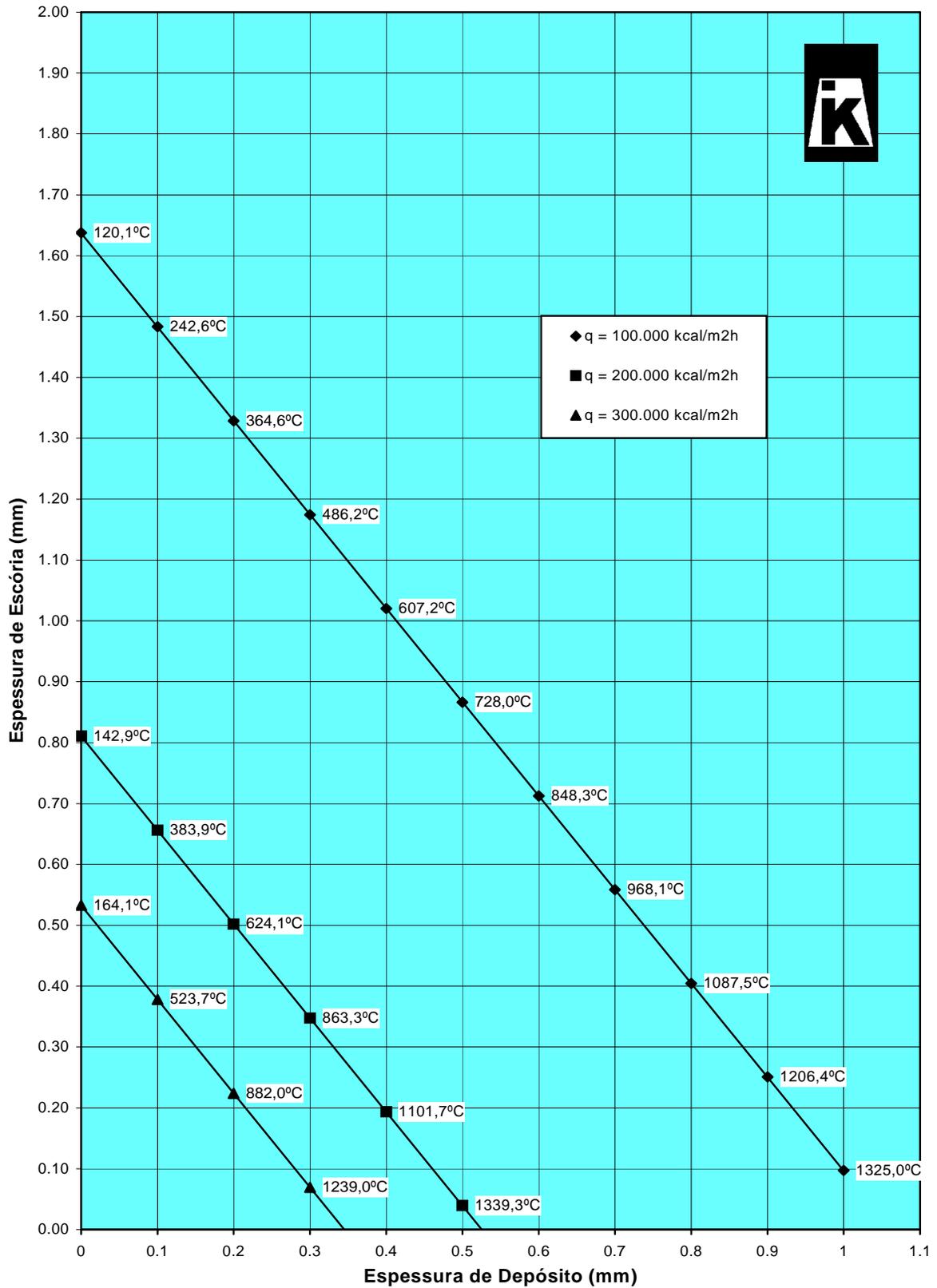
**KONUS ICESA S.A.**  
SOLUCÕES TÉRMICAS E SIDERÚRGICAS

de calor incidente no tubo (100.000 kcal/m<sup>2</sup>h, 200.000 kcal/m<sup>2</sup>h e 300.000 kcal/m<sup>2</sup>h). Com estas informações foi calculada a espessura da camada de escória que se formará e a temperatura externa da parede do tubo decorrente para cada caso.

A fadiga térmica é proveniente do (super)aquecimento e resfriamento repetido do tubo (ciclos de aquecimento / resfriamento durante as etapas da corrida e durante as corridas). Diversos fatores são responsáveis por esse (super)aquecimento. Dentre eles os mais importantes são o acúmulo de depósito interno, fluxo de calor muito elevado e condições de operação da água não ideais.

O depósito interno atua como um isolante térmico entre o tubo e a água, dificultando a troca de calor, provocando o superaquecimento do tubo. Já o aumento do fluxo de calor  $Q$  sobre o painel também fará com que a temperatura do tubo aumente. Combinando a ação desses 2 fatores faz com que a fadiga térmica venha a danificar o painel rapidamente.

É desejado que a água opere sob condições ideais de temperatura e pressão. Se o aumento da temperatura da água na camada limite térmica for suficientemente alto tal que a temperatura da água ultrapassasse sua temperatura de vaporização na pressão de trabalho, a água vaporizará. Essa formação de vapor é também responsável pelo superaquecimento do tubo, já que a transferência de calor no vapor é ruim, fazendo com que atue como um isolante térmico entre o tubo e a água. Caso adicionalmente a água ao se vaporizar precipitar resíduos sólidos na parede do tubo haverá uma superposição de fatores (depósito interno mais vapor).





7 – Tabela de descrição e unidades dos símbolos

Símbolo	Descrição	Unidade
A	área, área de seção seccional	m <sup>2</sup>
D	diâmetro	m
L	comprimento	m
m	fluxo de calor	W
$\dot{V}$	vazão	m <sup>3</sup> /s
a	condutibilidade de temperatura	m <sup>2</sup> /s
c	capacidade térmica	J/(kg·K)
d	diâmetro	m
k	coeficiente global de transferência de calor	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$\dot{q}$	densidade de fluxo de calor	W/m <sup>2</sup>
r	raio	m
s	espessura de camada, espessura de parede	m
w	velocidade	m/s
$\alpha$	coeficiente de transferência de calor	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$\delta$	espessura da camada limite térmica	m
$\eta$	viscosidade dinâmica	Pa·s
$\vartheta$	temperatura °Celsius	°C
$\lambda$	condutibilidade térmica	W/(m·K)
$\nu$	viscosidade cinemática	m <sup>2</sup> /s
$\rho$	densidade	kg/m <sup>3</sup>

8 – Fadiga Térmica na Tubulação dos Painéis Refrigerados

O sistema a ser estudado é o painel refrigerado tubular. Denominaremos o lado interno do painel aquele que está voltado para o interior do forno (face quente), enquanto que o lado externo é aquele voltado para fora do forno.

O fluxo de calor incide o painel pelo lado interno. Esse fluxo de calor, como já visto, gera um aumento da temperatura da tubulação deste lado, enquanto que o lado externo dos tubos do painel mantém-se muito próximo à temperatura ambiente. Esse aumento de temperatura do lado interno do painel maior que o aumento de temperatura do lado externo fará o lado interno dilatar-se mais que o lado externo. Mas como o painel é uma estrutura rígida, essa dilatação térmica desigual da estrutura fará com que tensões térmicas apareçam. A região interna é impedida de se dilatar pela parte externa. A princípio, tensões de compressão deveriam aparecer na parte interna do painel e tensões de tração deveriam aparecer na parte externa do painel.



Sabemos que as trincas transversais que aparecem na tubulação do lado interno do painel foram geradas por fadiga térmica. Com o decorrer do tempo, o painel tende a fechar-se, isto é, curvar-se no sentido interno do painel. Como primeira análise, é difícil entender como trincas surgiram no lado interno do painel, já que as tensões que surgem devido ao aquecimento são de compressão neste lado. E porque o painel tende a curvar-se para dentro, já que com o aquecimento, o painel se abre?

Para responder a estas questões tentaremos explicar os fenômenos envolvidos a partir de um sistema composto de 2 partes firmemente conectadas (simulando as paredes de um tubo de um painel). A parte 1 (face quente) é sujeita a um aumento de temperatura  $T$  enquanto a parte 2 mantém sua temperatura inicial.

Se as duas partes tem rigidez iguais, então a parte 1 é sujeita a uma tensão de  $-\frac{1}{2}E\alpha T$  enquanto a parte 2 é sujeita a uma tensão de  $\frac{1}{2}E\alpha T$ . Qualquer que seja a razão de rigidez entre a parte 1 e 2, uma ou outra parte estará sujeita a tensões entre  $\frac{1}{2}E\alpha T$  e  $E\alpha T$  em magnitude.

Sabe-se que  $E$  e  $\alpha$  variam muito pouco com a temperatura, sendo assim, não será considerada essa variação nos sistemas aqui descritos. Por outro lado, a tensão de escoamento para um dado material varia significativamente com a temperatura. A tensão de escoamento da parte 1 que sofreu o aquecimento, diminuirá com a temperatura, enquanto a tensão de escoamento da parte 2 se manterá constante.

Se um número de mudanças de temperaturas ocorre, tal que no final de cada mudança a temperatura inicial é restaurada, e se esse ciclo de temperaturas é repetido um número de vezes, um novo fenômeno surge, a fadiga térmica.

### 8.1 – O que é a Fadiga Térmica?

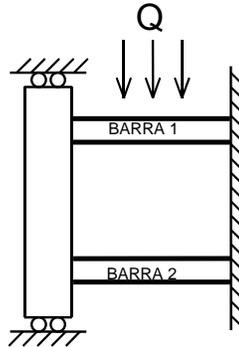
Para definirmos fadiga térmica, é preciso entender primeiramente o que é a fadiga: o termo FADIGA é usado para descrever a falha de um material sob repetitiva tensão aplicada menor que a resistência limite do material.

O aquecimento desigual de partes de um componente pode produzir tensões térmicas que podem levar a falha por fadiga. É o que chamamos de FADIGA TÉRMICA.

Consideraremos um modelo estrutural simples sujeito a um ciclo térmico. O modelo consiste em 2 barras idênticas, cada uma de área seccional  $A$ , e comprimentos iguais. A barra 1 é sujeita a um ciclo de temperatura  $0 \rightarrow T \rightarrow 0 \rightarrow T \rightarrow 0 \rightarrow \dots$ , enquanto a barra 2 é mantida a temperatura inicial 0. A tensão de escoamento do material



em uma temperatura 0 especificada é  $\sigma_0$ , enquanto que na temperatura final de aquecimento é  $\sigma_T$ . A figura na próxima página ilustra o exemplo:



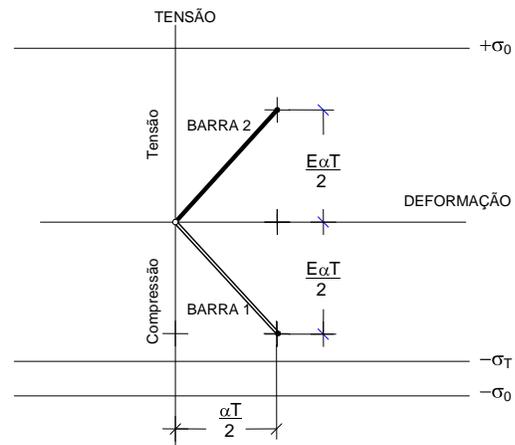
Existem diversos modos de comportamento deste simples modelo. Consideremos o modelo em termos da tensão pela deformação total.

Caso 1 : Ambas as barras manterão o regime elástico a cada ciclo.

As expressões abaixo que podem caracterizar o nível de tensões deste caso, em que nenhuma das barras sofrerá deformação plástica:

$$\left. \begin{array}{l} -\frac{E\alpha T}{2} > -\sigma_T \\ +\frac{E\alpha T}{2} < \sigma_0 \end{array} \right\}$$

**CASO 1**





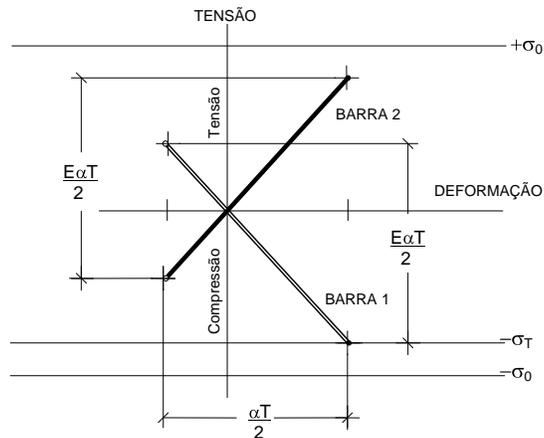
Caso 2: A barra 1 sofrerá deformação plástica no primeiro ciclo de mudança de temperaturas, mas a partir do segundo ciclo, ambas as barras estarão no regime elástico. Essa condição é chamada de *shakedown*. Quando a barra 1 aquece no primeiro ciclo, ela atinge a tensão de escoamento de compressão  $-\sigma_T$ . Após esse ponto, com a continuação do aquecimento, a tensão na barra 1 não mudará, e por equilíbrio, a tensão na barra 2 também se manterá constante. A barra 2 comporta-se elasticamente com tensão constante e temperatura constante. Seu comprimento se mantém constante, assim como a barra 1. A expansão da barra 1 devido ao aumento de temperatura é balanceada igualmente pela sua compressão.

Quando a temperatura da barra 1 é restaurada para 0, sua tensão aumenta elasticamente de  $\frac{1}{2}E\alpha T$ , e que esse aumento de tensão não seja de tal magnitude que faça a barra 1 deformar-se plasticamente. Nos próximos ciclos ambas as barras irão se comportar elasticamente.

Na condição que a barra 1 irá sofrer deformação plástica quando aquecida no primeiro ciclo, e não sofrerá deformação no resfriamento, lembrando que a barra 2 não sofre deformação plástica, tem-se as equações abaixo:

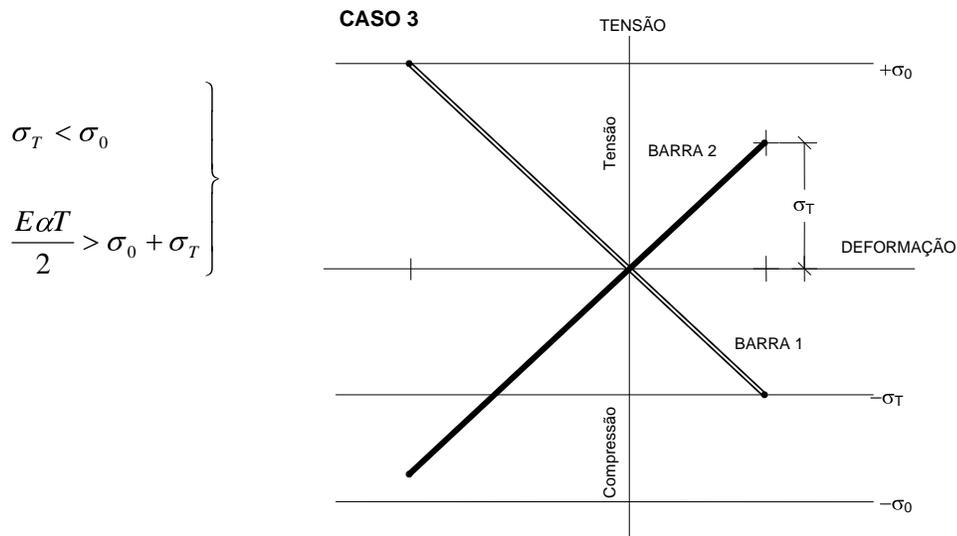
$$\left. \begin{aligned} -\frac{E\alpha T}{2} &< -\sigma_T \\ \sigma_T &< \sigma_0 \\ \frac{E\alpha T}{2} &< \sigma_0 + \sigma_T \end{aligned} \right\}$$

**CASO 2**



Caso 3: A barra 1 se deformará plasticamente no aquecimento e no resfriamento em cada ciclo de mudança de temperatura. A deformação tanto no aquecimento quanto no resfriamento se dá em um comprimento constante ( determinado pela barra 2 ) que balanceia a expansão e contração decorrentes da mudança de temperatura. Esse tipo de comportamento é chamado de plasticidade alternada.

As condições para barra 1 se deformar plasticamente no aquecimento e resfriamento ( sem que a barra 2 se deforme plasticamente ) são :



A magnitude da deformação plástica alternada na barra 1 pode ser descrita por:

$$\varepsilon = \pm \left\{ \alpha T - \frac{2 \cdot (\sigma_0 + \sigma_T)}{E} \right\} \quad (3.2)$$

### 8.2 – O que é a Fluência?

Fluência é definida como a deformação do material decorrente da aplicação de uma carga constante através do tempo. Mesmo que a temperatura não seja mencionada na definição acima, a fluência em materiais para engenharia geralmente só apresenta valores significativos a altas temperaturas. Geralmente para os aços, este fenômeno ganha importância em temperaturas acima de 350°C.

Existem diversos casos onde isso ocorre, particularmente quando tensões térmicas estão envolvidas, aonde o material é restringido de se dilatar e a fluência tem a função de reduzir as tensões devido à restrição. Com isso a deformação elástica é substituída pela deformação plástica ou deformação por fluência. Isso é conhecido como alívio de tensões.

A magnitude das tensões térmicas correspondentes devido às deformações térmicas é influenciada pelo fato que se a temperatura aumenta, tanto o módulo de *Young* como a tensão de escoamento do material diminuem.

As trincas por fluência ou fadiga que se desenvolverão devido ao carregamento térmico cíclico irão depender das condições de temperatura e tensão que aparecerão



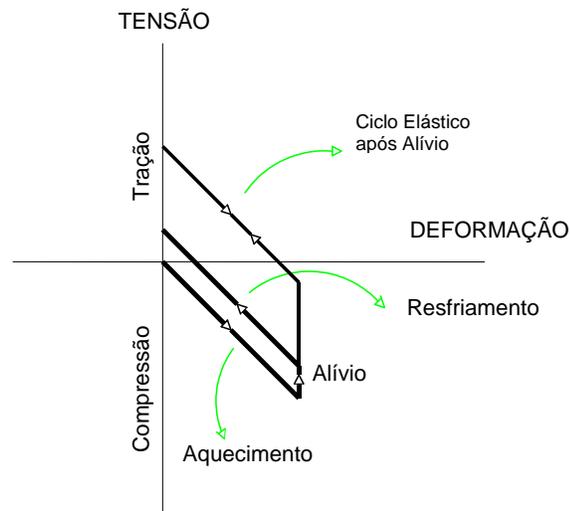
durante os ciclos térmicos, da resistência do material nessas condições e do número de ciclos.

### 8.3 – Deformações Térmicas devido ao Aquecimento e Resfriamento

As deformações térmicas irão aparecer tanto por tração quanto por compressão. Podemos exemplificar uma situação com 2 níveis de intensidade.

Nível 1: O aquecimento provoca deformação térmica e tensão elástica correspondente que são diretamente proporcionais ao aumento de temperatura. Quando mantido à temperatura final de aquecimento, alívio deverá ocorrer e as tensões diminuirão com o passar do tempo. Com o resfriamento, o material deverá reduzir no mesmo montante que expandiu quando aquecido, desta forma tensões residuais de tração deverão surgir, na mesma magnitude do alívio de tensão quando aquecido. A repetição do ciclo fará com que haja alívio até que as tensões cíclicas geradas sejam totalmente de tração.

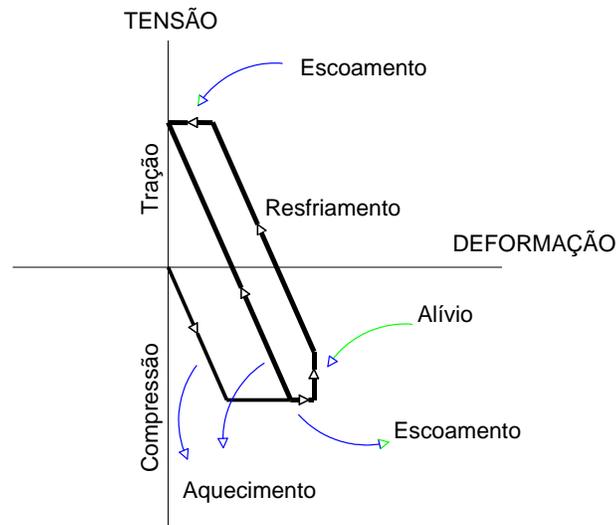
#### **NÍVEL 1**





Nível 2: Consideremos que a deformação imposta no primeiro aquecimento seja grande o bastante que cause deformação plástica, e seguirá com um alívio de tensão na temperatura final de aquecimento. No resfriamento, a deformação de tração será equivalente à deformação plástica total durante o aquecimento e o alívio de tensões na temperatura final de aquecimento, fazendo que uma deformação plástica venha a surgir durante a tração. Aparentemente os danos causados por esse ciclo térmico são maiores do que o Nível 1 já que ocorrem maiores deformações plásticas em cada ciclo.

## NÍVEL 2



O nível de alívio que ocorrerá a cada ciclo dependerá da tensão, temperatura e o do tempo que a temperatura é mantida, assim como a resistência à fluência do material.

### 8.3 – Fadiga e Fluência Associados

Tensões estáticas e dinâmicas deverão ocorrer as altas temperaturas e desta forma é necessário considerar os efeitos de fadiga e fluência. Ocorrerá deformação no material devido a uma tensão constante sobreposta a uma tensão cíclica em um determinado período de tempo.



**KONUS ICESA S.A.**  
SOLUÇÕES TÉRMICAS E SIDERÚRGICAS

A fluência surgirá com a manutenção a uma dada alta temperatura da tensão constante gerada pelo aquecimento desigual de um componente. E a fadiga surgirá devido ao ciclo de aquecimento e resfriamento que gera tensões térmicas.

### 9 – Referências Bibliográficas

Manual Konus Icesa de Transferência de Calor – Alemanha

North American Combustion Handbook – EUA

F. W. Winter – Technische Wärmelehre – Alemanha

Holman, Jack Philip – Heat Transfer – EUA

BIRD – Transport Phenomena – EUA

Dr. W. Heiligenstaedt – Alemanha

Metal Fatigue – J.A.PODE – EUA

Thermal Stress – BENHAM and HOYLE – EUA

Metal Fatigue in Engineering – FUCHS, STEPHENS – EUA

Stress-Rupture Parameters: Origin, Calculation and Use – J.B.CONWAY – EUA