

ESTUDO COMPARATIVO DA TROCA
DE CALOR ENTRE PRÉ - AQUECEDORES
DE AR COM FLUXO EM CONTRA-
CORRENTE E FLUXO EQUICORRENTE

AUTOR: MARCELO TOSAKI
ORIENTADOR: HILDO PERA

TF-90
T639p

1990

PMC 581 - PROJETO MECÂNICO II



Título do Trabalho :

PROJETO COMPARATIVO DA TROCA DE CALOR
ENTRE PRÉ-AQUECEDORES DE AR COM FLUXO
EM CONTRA-CORRENTE E FLUXO EQUICORRENTE

Aluno : Marcelo Tosaki

nºUSP 5236546

Professor Orientador : Hildo Pera

Serviço de Bibliotecas
Biblioteca de Engenharia Mecânica

INDICE

- Introdução _____	1
- Justificativa do Projeto _____	2
- Trocadores de Calor _____	2
- Curva Área X Temperatura _____	3
- Comparação entre um Pré-Aquecedor com Fluxo Equicorrente e um com Fluxo em Contra-Corrente _____	4
- Aplicação num Pré-Aquecedor de Caldeira ____	8
- Conclusão _____	14
- Abacos _____	15
- Tabelas _____	20
- Referências Bibliográficas _____	21

1- INTRODUÇÃO :

Pré-aquecedores de ar são aparelhos trocadores de calor que elevam a temperatura do ar de combustão antes deste ser lançado para a fornalha.

O calor trocado provém dos gases de combustão que ainda estão a uma temperatura elevada e estão por abandonar a caldeira. Existe ainda os pré-aquecedores que usam a fase vapor ou a fase líquida proveniente da própria caldeira para aquecer o ar para a combustão, mas estes não serão tratados neste trabalho.

No sistema citado, que utiliza os gases quentes, produtos da combustão, os aparelhos construídos para atenderem a este sistema são chamados de pré-aquecedores de ar e sempre são instalados no circuito de escoamento de gases quentes da própria caldeira.

Os pré-aquecedores de ar diminuem a temperatura dos gases que deixam a caldeira, melhorando assim seu rendimento térmico. Genericamente, uma redução de 20°C na temperatura dos gases de saída, proporciona um aumento de 1% no rendimento térmico da caldeira.

Neste trabalho será tratado o estudo de comparação entre dois pré-aquecedores de concepções diferentes, um com fluxo em contra-corrente e outro com fluxo de correntes paralelas, ou também chamados de equi-corrente). As figuras abaixo exemplificam os dois casos.

2- JUSTIFICATIVA DO PROJETO :

Além de reduzir o consumo de combustível, o pré-aquecedor promove uma considerável melhora na qualidade da combustão, resultando uma queima mais completa do combustível, o que melhora o rendimento da caldeira como foi visto anteriormente e diminui a emissão de monóxido de carbono para a atmosfera.

Portanto um estudo mais detalhado dos pré-aquecedores se justifica para a melhora do rendimento térmico nas caldeiras e até mesmo para a preservação do meio ambiente.

3- TROCADORES DE CALOR :

Trocador de calor é um equipamento térmico, no qual um fluido quente cede calor a um fluido frio. Esta é uma definição muito lacônica, que não consegue valorizar a imensa importância que tal tipo de equipamento representa nas diferentes modalidades da indústria atual.

Até mesmo no cotidiano os trocadores de calor estão presentes, influenciando sob os mais diferentes aspectos. Assim, uma simples geladeira doméstica, no radiador de um automóvel ou num aparelho condicionador de ar, os trocadores de calor estão presentes.

Em todos os setores da indústria, também não existe exceção para o uso dos trocadores de calor.

O pré-aquecedor de uma caldeira nada mais é do que um trocador de calor, no qual o fluido quente, que são os gases da combustão, fornece calor ao fluido frio, que é o ar para a combustão. Assim sendo, o pré-aquecedor será analisado como um trocador de calor, obviamente.

4- CURVA ÁREA X TEMPERATURA :

É de grande utilidade, a curva área temperatura, para auxiliar o projetista, bem como o raciocínio sobre o desempenho de um recuperador de calor, que é nosso pré-aquecedor.

Tal diagrama consta de um par de eixos ortogonais, onde o eixo das abscissas representa a área de transferência de calor do recuperador e o eixo das ordenadas destina-se às temperaturas.

Nesse par de eixos, é possível traçar duas curvas, uma para cada fluido e este é, então, o diagrama área x temperatura.

Antes de se passar à apresentação desse tipo de diagrama, é necessário adotar uma determinada nomenclatura para as quatro temperaturas sistematicamente conhecidas no projeto de um recuperador de calor, isto é, duas temperaturas do fluido quente e duas temperaturas do fluido frio.

Assim:

$T_{a'}$ - Temperatura de entrada do fluido quente;

$T_{b'}$ - Temperatura de saída do fluido quente;

T_a - Temperatura de entrada do fluido frio;

T_b - Temperatura de saída do fluido frio.

Os diagramas para trocadores em contra corrente e em correntes paralelas é apresentado nas figuras 4.1 e 4.2.

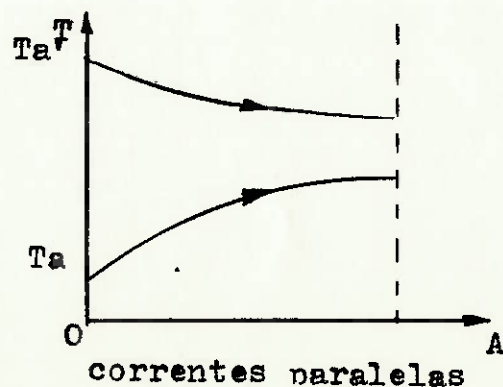


Fig. 4.1

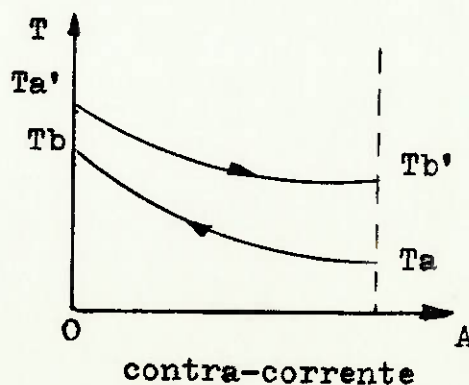


Fig. 4.2

5- COMPARAÇÃO ENTRE UM PRÉ-AQUECEDOR COM FLUXO EQUICORRENTE E UM COM FLUXO EM CONTRA-CORRENTE :

Para isso vamos calcular as efetividades dos dois tipos de pré-aquecedores envolvidos, definida como:

$$E = \frac{\text{Transferência de calor efetiva}}{\text{Máxima transferência de calor possível}}$$

Vamos chamar de fluido frio o ar que será pré-aquecido e de fluido quente os gases da combustão.

O denominador da definição de EFETIVIDADE é obtido em um trocador de calor com fluxo em contra-corrente de área infinita. Neste tipo de unidade se não houver perdas externas de energia, a temperatura de saída do fluido frio (T_b) iguala-se à temperatura de entrada do fluido quente (T_a').

Assim, a EFETIVIDADE é a comparação entre a razão de troca de calor efetiva com a máxima possível, cujo único limite é a segunda Lei da Termodinâmica. Afig 5.1, embora represente um absurdo térmico sugere um trocador de calor com área infinita no sistema contra-corrente, onde $T_a' = T_b$.

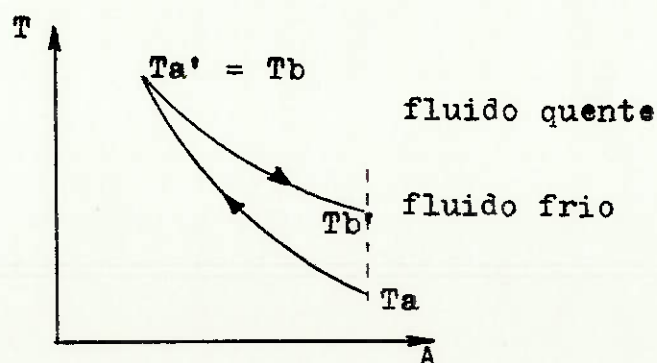


Fig. 5.1 - Diagrama Área X Temperatura para um trocador com área infinita no sistema contra-corrente.

Portanto a EFETIVIDADE fica :

$$E = \frac{m \cdot c \cdot \Delta T}{(mc)_{\min.} \cdot \Delta T_{\max.}} \quad , \text{onde:}$$

m = massa do fluido
 c = calor específico do fluido

$$T_{\max.} = T_{a'} - T_a$$

ou seja,

$$E = \frac{(mc)_{\text{quente}} (T_{a'} - T_{b'})}{(mc)_{\min.} (T_{a'} - T_a)} \quad (5.1)$$

ou

$$E = \frac{(mc)_{\text{frio}} (T_b - T_a)}{(mc)_{\min.} (T_{a'} - T_a)} \quad (5.2)$$

onde $(mc)_{\min.}$ é o menor entre $(mc)_{\text{quente}}$ e $(mc)_{\text{frio}}$.

Uma vez conhecida a EFETIVIDADE de um trocador de calor, a troca de calor "q" pode ser calculada diretamente pela equação :

$$q = E \cdot c_{\min.} \cdot (T_{a'} - T_a) \quad , \text{ sendo } c_{\min.} = (mc)_{\min.}$$

Esta equação exprime "q" em função da EFETIVIDADE da menor capacidade de calor ($c_{\min.}$) e da diferença de temperaturas de admissão.

5.1- Cálculo da "E" para trocadores de correntes paralelas :

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_m = U \cdot A \cdot \frac{(T_{b'} - T_b) - (T_{a'} - T_a)}{\ln \frac{T_{b'} - T_b}{T_{a'} - T_a}} \quad (5.3)$$

$$(mc)_q = \frac{q}{T_{a'} - T_{b'}} \quad \text{e} \quad (mc)_f = \frac{q}{T_b - T_a}$$

substituindo em (5.3)

$$\ln \frac{T_{b'} - T_b}{T_{a'} - T_a} = -U \cdot A \cdot \left[\frac{1}{(mc)_q} + \frac{1}{(mc)_f} \right]$$

$$\frac{T_b' - T_b}{T_a' - T_a} = \exp \left[\frac{-U \cdot A}{(mc)_f} + \left(1 + \frac{(mc)_f}{(mc)_q} \right) \right] \quad (5.4)$$

Se o fluido é o menor (mc) :

$$E = \frac{T_b - T_a}{T_a' - T_a} \quad e \quad T_b' - T_a' = \frac{(mc)_f \cdot (T_a - T_b)}{(mc)_q}$$

$$\frac{T_b' - T_b}{T_a' - T_a} = \frac{T_a' + (mc)_f / (mc)_q (T_a - T_b) - T_b}{T_a' - T_a}$$

Pode ser reescrita :

$$\begin{aligned} & \frac{T_a' - T_a + (mc)_f / (mc)_q (T_a - T_b) + (T_a - T_b)}{T_a' - T_a} = \\ & = 1 - \left[1 + \frac{(mc)_f}{(mc)_q} \right] E \end{aligned}$$

Levando em (5.4) :

$$E = \frac{1 - \exp \left[-U \cdot A / (mc)_f \right] \left[1 + (mc)_f / (mc)_q \right]}{1 + (mc)_f / (mc)_q}$$

Esta expressão é a mesma quando $(mc)_q$ é o mínimo.

Assim :

$$E = \frac{1 - \exp \left[-(U \cdot A / c_{\min.}) (1 + c_{\min.} / c_{\max.}) \right]}{1 + c_{\min.} / c_{\max.}} \quad (5.5)$$

5.2- Cálculo de "E" para trocadores em contra-corrente :

Através de procedimento similar, chega-se à expressão :

$$E = \frac{1 - \exp \left[-(U \cdot A / c_{\min.}) (1 - c_{\min.} / c_{\max.}) \right]}{1 - (c_{\min.} / c_{\max.}) \exp \left[-(U \cdot A / c_{\min.}) (1 - c_{\min.} / c_{\max.}) \right]}$$

A equação acima é a equação (5.6).

O termo $U \cdot A / c_{\min.}$ é denominado "número de unidades de troca de calor" (NTU).

Com estas definições foram calculadas as EFETIVIDADES para o trocador de calor em contra-corrente e para o trocador de calor em correntes paralelas para diferentes relações $c_{\min.}/c_{\max.}$, em função de NTU. Os resultados plotados em gráficos resultaram nas figuras 5.2 e 5.3.

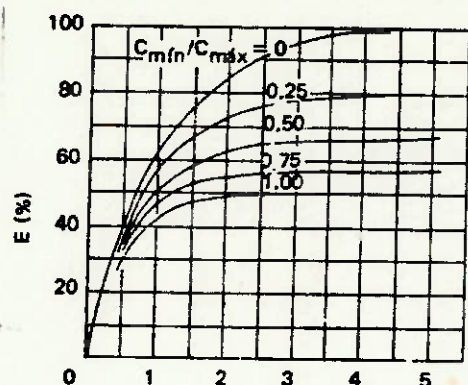


Fig.5.2 - NUT para um trocador de calor em correntes paralelas.

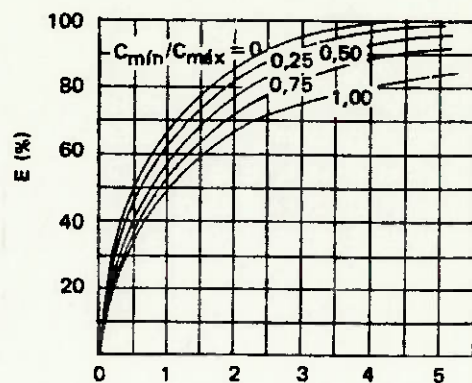


Fig.5.3 - NUT para um trocador de calor em contra-corrente.

Analizando o significado d NTU, chegamos à seguintes conclusões: Altos valores para NTU significam maior aproximação entre o trocador e seu limite termodinâmico.

Percebe-se que, aumentando A, aumenta NTU e, do mesmo modo, aumentando V (velocidade de escoamento), cresce h e portanto aumenta-se NTU.

No caso de dois pré-aquecedores de ar idênticos um trabalhando em contra-corrente e outro em correntes paralelas e os dois trabalhando com o mesmo fluido, tanto o quente como o frio, em condições iguais de escoamento (velocidade iguais e mesma T_a e T_b), podemos observar pelas figuras 5.2 e 5.3 que o pré-aquecedor em contra-corrente promoverá uma maior troca de calor. Pois $c_{\min.}/c_{\max.}$ é o mesmo nos dois casos e NTU também é igual porque possuem as mesmas características construtivas e o escoamento ("h") é o mesmo nos dois pré-aquecedores, pois foi imposto que

as velocidades de escoamento seriam as mesmas. Assim para uma mesma relação $c_{\min.}/c_{\max.}$ e mesmo NTU a efetividade de um trocador de calor em contra-corrente é sempre maior que a efetividade de um trocador em corrente paralela.

Por exemplo, para $NTU = 2$ e $c_{\min.}/c_{\max.} = 1$:

$$E_{\text{contra-corrente}} = 66\%$$

$$E_{\text{correntes paralelas}} = 49\%$$

6- APLICAÇÃO NUM PRÉ-AQUECEDOR DE CALDEIRA :

Vamos aplicar a teoria descrita para a determinação da área de troca de calor para um PRÉ-AQUECEDOR EM CONTRA-CORRENTE e outro em CORRENTES PARALELAS.

Dados para a caldeira :

- Produção de vapor	$D = 40 \text{ tv/h}$
- Qualidade do vapor	Superaquecido $T = 350^{\circ}\text{C}$
- Pressão de saída	$p_g = 26,0 \text{ Kg/cm}^2$
- Combustível (óleo 1A)	$PCI = 9683 \text{ Kcal/Kg}$
- Excesso de ar	15%
- Temperatura de entrada da água	$= 105^{\circ}\text{C}$
- Rendimento	$\eta = 89\%$

Dados para o pré-aquecedor :

- Temperatura de entrada do ar	$T_{ea} = 25^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de saída do ar	$T_{sa} = 220^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de entrada dos gases quentes	$T_{eg} = 310^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de saída dos gases quentes	$T_{sg} = 180^{\circ}\text{C}$

6.1- Cálculo do calor absorvido (Q_u) :

$$h_{(\text{água } 105^{\circ}\text{C})} = 105,08 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_{(\text{vapor superaquecido})} = 745,1 \text{ Kcal/Kg}$$

$$Q_u = 40.000(745,1 - 105,08)$$

$$Q_u = 25.600,8 \text{ Kcal/h}$$

6.2- Cálculo do consumo de combustível (B) :

$$B = \frac{Q_u}{\text{PCI} \cdot \eta} = \frac{25600,8}{9683 \cdot 0,89}$$

$$B = 2970,7 \text{ Kg/h}$$

6.3- Cálculo do volume total dos gases de combustão (V_g^{rt}) e do volume total de ar (Var^{rt}) :

$$Var^{rt} = Var^r \cdot B$$

$$V_g^{rt} = V_g^r \cdot B$$

segundo o ábaco A.6.1 anexo:

$$Var^r = Var^t \cdot n = 10,5 \cdot 1,15 = 12,08 \text{ Nm}^3/\text{Kg}$$

$$V_g^r = 12,7 \text{ Nm}^3/\text{Kg}$$

portanto,

$$Var^{rt} = 12,08 \cdot 2970,7 = 35.871,2 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

$$V_g^{rt} = 12,7 \cdot 2970,7 = 37.727,9 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

6.4- Cálculo do calor trocado no pré-aquecedor (Q_p) :

$$Q_p = V_g^{rt} \cdot (h_{ge} - h_{gs})$$

onde : h_{ge} = entalpia dos gases quentes na entrada

h_{gs} = entalpia dos gases quentes na saída

nelo ábaco A.6.2 anexo:

$$h_{ge} = 105 \text{ Kcal/Nm}^3$$

$$h_{gs} = 61 \text{ Kcal/Nm}^3$$

6.5- Cálculo do coeficiente global para troca de calor (K) :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_{ar}} + \frac{e}{\lambda}} \quad (6.1)$$

onde :

α_{ar} = coeficiente do lado ar

α_g = coeficiente do lado gás

e = espessura do tubo

λ = condutividade do aço

pela equação (6.2) (Ref. 1) abaixo podemos calcular α_g e α_{ar}

$$\alpha = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \frac{\lambda}{d} \quad (6.2)$$

Vamos adotar as seguintes velocidades :

$$V_{ar} = 10 \text{ m/s}$$

$$V_g = 15 \text{ m/s}$$

A viscosidade média do ar é :

$$\nu_{ar} = 1,684 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad (\text{Ref. 1})$$

A viscosidade média dos gases é :

$$\nu_{gás} = 2,7 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \quad \text{de acordo com abaco A.6.3}$$

$$Re_g = \frac{V_g \cdot d_{hg}}{\nu_{gás}} = \frac{15 \cdot 2}{2,7 \cdot 10^{-7}} = 1,11 \cdot 10^8$$

$C_{p_{ar}} = 0,312 \text{ Kcal/Nm}^3\text{°C} = 0,243 \text{ Kcal/Kg}$
encontrado na tabela T.6.1 anexa

$C_{p_{gás}} = 0,343 \text{ Kcal/Nm}^3\text{°C} = 0,268 \text{ Kcal/Kg}$
encontrado na tabela T.6.2 anexa

Viscosidade dinâmica, vide abaco A.6.4 :

$$\mu_{\text{ar}} = 0,102 \text{ Kg/h}\cdot\text{m}$$

$$\mu_{\text{gás}} = 0,105 \text{ Kg/h}\cdot\text{m}$$

Coefficiente de condutividade térmica (Ref.1):

$$\lambda_{\text{ar}} = \lambda_{\text{gás}} = 0,03 \text{ KJ/h}\cdot\text{m}\cdot^{\circ}\text{C} = 0,0072 \text{ Kcal/h}\cdot\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$$

Utilizando-se da equação (6.3) (Ref.1), temos :

$$\text{Pr} = \text{Cp} \cdot \mu / \lambda \quad (6.3)$$

$$\text{- para o ar : } \text{Pr}_{\text{ar}} = \frac{0,243 \cdot 0,102}{0,0072} = 3,44$$

$$\text{- para o gás : } \text{Pr}_{\text{gás}} = \frac{0,268 \cdot 0,105}{0,0072} = 3,9$$

Substituindo os valores para o ar na equação (6.2) :

$$\alpha_{\text{ar}} = 0,023 \cdot (1,78 \cdot 10^6)^{0,8} \cdot 3,44^{0,4} \cdot \frac{0,0072}{3}$$

$$\underline{\alpha_{\text{ar}} = 9,06 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}\cdot^{\circ}\text{C}}$$

Substituindo os valores para o gás na equação (6.2) :

$$\alpha_{\text{gás}} = 0,023 \cdot (11,1 \cdot 10^7)^{0,8} \cdot 3,9^{0,4} \cdot \frac{0,0072}{2}$$

$$\underline{\alpha_{\text{gás}} = 389,70 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}\cdot^{\circ}\text{C}}$$

Voltando com os valores encontrados acima para a equação (6.1) :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{9,06} + \frac{1}{389,7} + \frac{0,25 \cdot 0,0254}{39,5}}$$

$$\underline{K = 8,84 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}\cdot^{\circ}\text{C}}$$

6.6- Cálculo da área de troca de calor :

- Fluxo em contra-corrente :

sabemos que, $Q_p = K \cdot A \cdot t$

onde, A = área de troca de calor

t = diferença média logarítmica de temperatura

$$t = \frac{(T_{eg} - T_{sa}) - (T_{sg} - T_{ea})}{\ln \frac{(T_{ea} - T_{sa})}{(T_{sg} - T_{sa})}}$$

$$T_{eg} = 310 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad T_{sg} = 180 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sa} = 220 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad T_{ea} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t = \frac{(310 - 220) - (180 - 25)}{\ln \frac{(310 - 220)}{(180 - 25)}} = 119,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Voltando à $Q_p = K \cdot A \cdot t$

$$1.660.027 = 8,84 \cdot A \cdot 119,6$$

$$\underline{A = 1.570,1 \text{ m}^2} \quad \begin{array}{l} \text{Área de troca de calor} \\ \text{para um pré-aquecedor} \\ \text{em contra-corrente.} \end{array}$$

- Fluxo em correntes paralelas :

OBSERVAÇÃO : Como um pré-aquecedor em correntes paralelas não pode atender às condições de projeto usadas nos cálculos até este ponto do trabalho, pois a temperatura de saída do ar ($T_{sa}=220^{\circ}\text{C}$) é maior que a temperatura de saída do gás ($T_{sg}=180^{\circ}\text{C}$), isto é impossível em correntes paralelas. Vamos modificar a temperatura de saída do ar e recalcular a temperatura de saída dos gases.

Nova condição de projeto :

$$T_{eg} = 310 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ea} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sa} = 160 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

- Cálculo da nova temperatura de saída dos gases (T_{sg}) :

$$Var^{rt} \cdot C_{p_{ar}} \cdot (T_{sa} - T_{ea}) = V_{gás}^{rt} \cdot C_{p_{gás}} \cdot (T_{eg} - T_{sg})$$

$$35.871,2 \cdot 0,312 \cdot (190 - 25) = 37.727,9 \cdot 0,343 \cdot (310 - T_{sg})$$

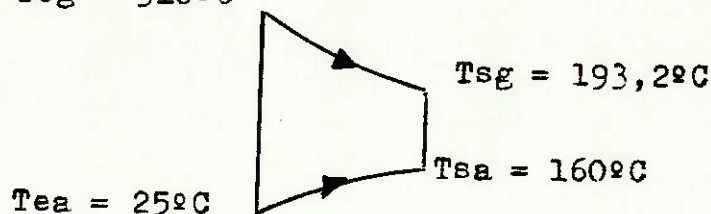
$$\underline{T_{sg} = 193,2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Vamos admitir que as propriedades do ar e dos gases não se alteraram com esta mudança nas condições de projeto, o que é seguramente válido se levarmos em conta que existe uma certa imprecisão nas leituras dos dados nos ábacos e nas interpolações das tabelas.

- Recalculando as áreas, temos :

- Fluxo em correntes paralelas :

$$T_{eg} = 310^\circ\text{C}$$



$$\Delta t = \frac{(310 - 25) - (193,2 - 160)}{\ln \frac{(310 - 25)}{(193,2 - 160)}} = 117,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\ln \frac{(310 - 25)}{(193,2 - 160)}$$

Calor trocado na nova condição :

$$Q_p = 35.871,2 \cdot 0,312 \cdot (160 - 25) = 1.510.895 \text{ Kcal/h}$$

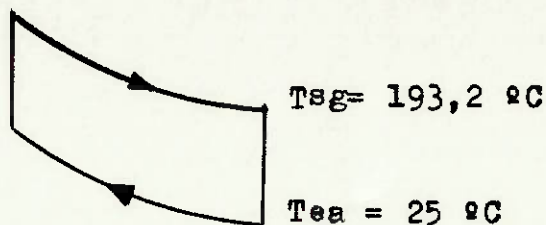
Cálculo da área de troca de calor :

$$A = \frac{Q_p}{K \cdot \Delta t} = \frac{1.510.895}{8,84 \cdot 117,1} = \underline{1.459,6 \text{ m}^2}$$

- Fluxo em contra-corrente :

$$T_{eg} = 310 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sa} = 160 \text{ }^{\circ}\text{C}$$



$$\Delta t = \frac{(310 - 160) - (193,2 - 25)}{\ln \frac{(310 - 160)}{(193,2 - 25)}} = 158,9^{\circ}\text{C}$$

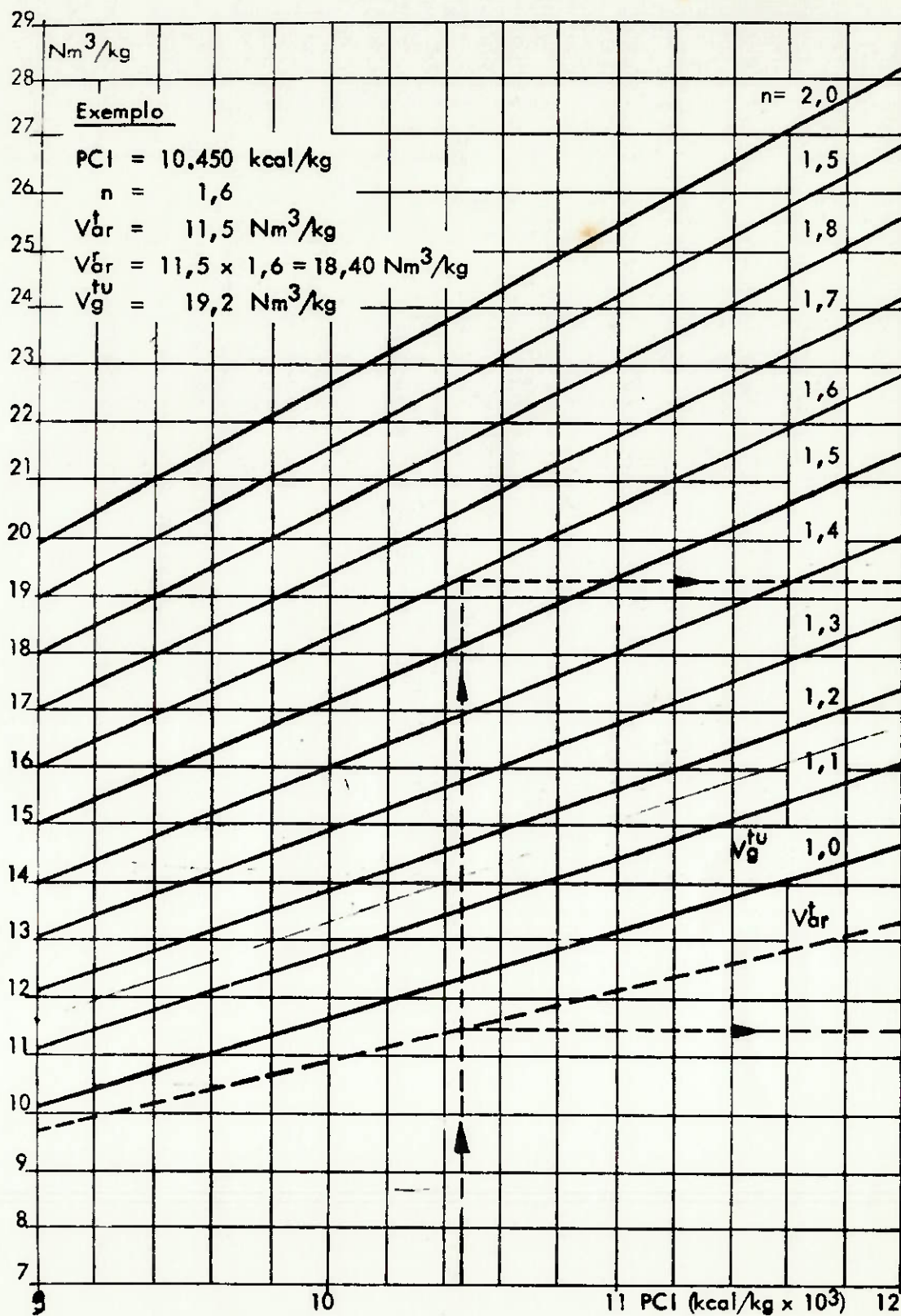
Cálculo da área de troca de calor :

$$A = \frac{Q_p}{K \cdot t} = \frac{1.510.895}{8,84 \cdot 158,9} = 1075,6 \text{ m}^2$$

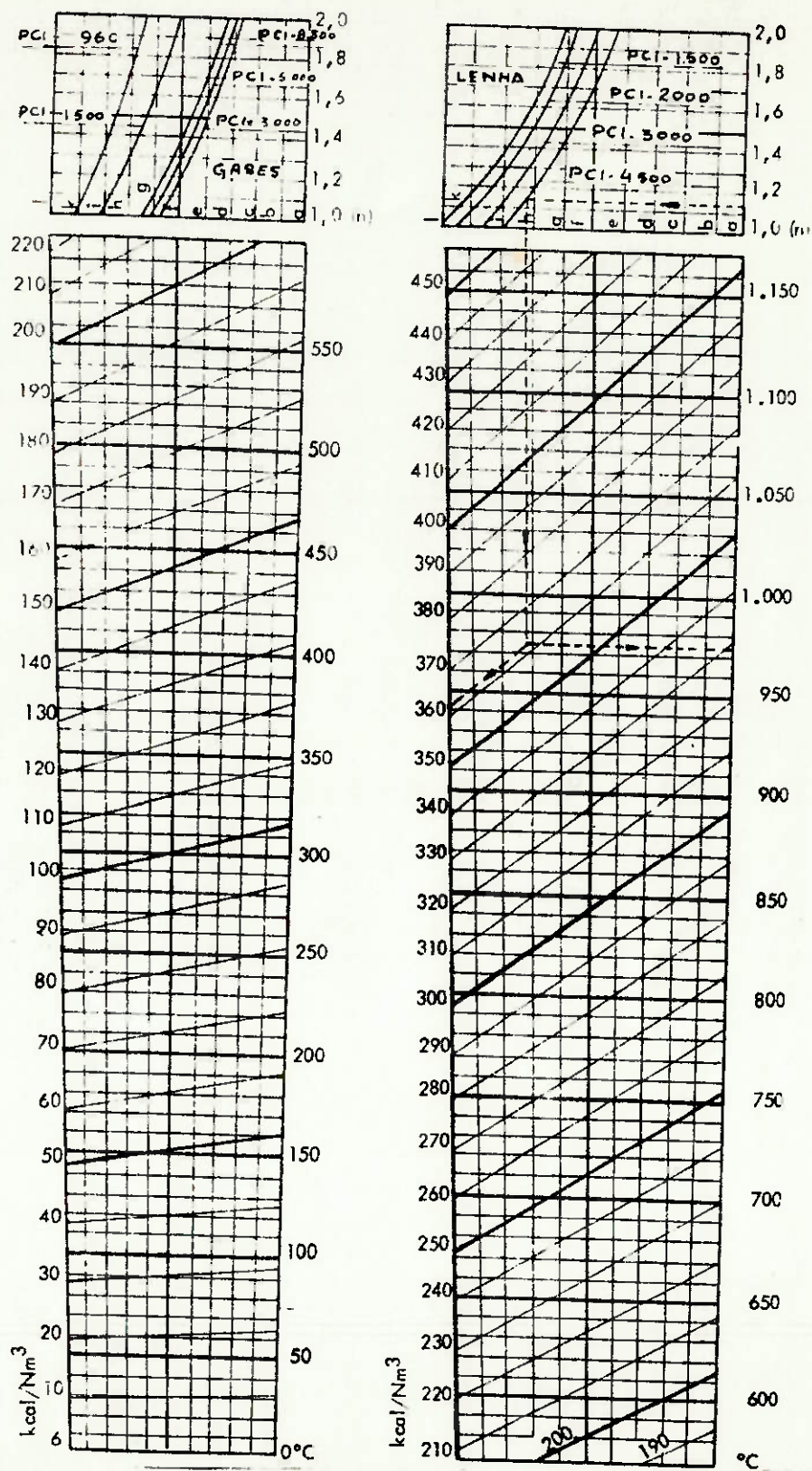
7- CONCLUSÃO:

Através do cálculo das áreas para troca de calor, nos casos de pré-aquecedores em contra-corrente e em correntes paralelas, conclui-se que o pré-aquecedor usando o sistema contra-corrente exigiu uma área de troca de calor 35% menor que o pré-aquecedor em corrente paralelas na aplicação prática feita neste trabalho. Conclusão esta confirmada teoricamente no item 5 deste trabalho.

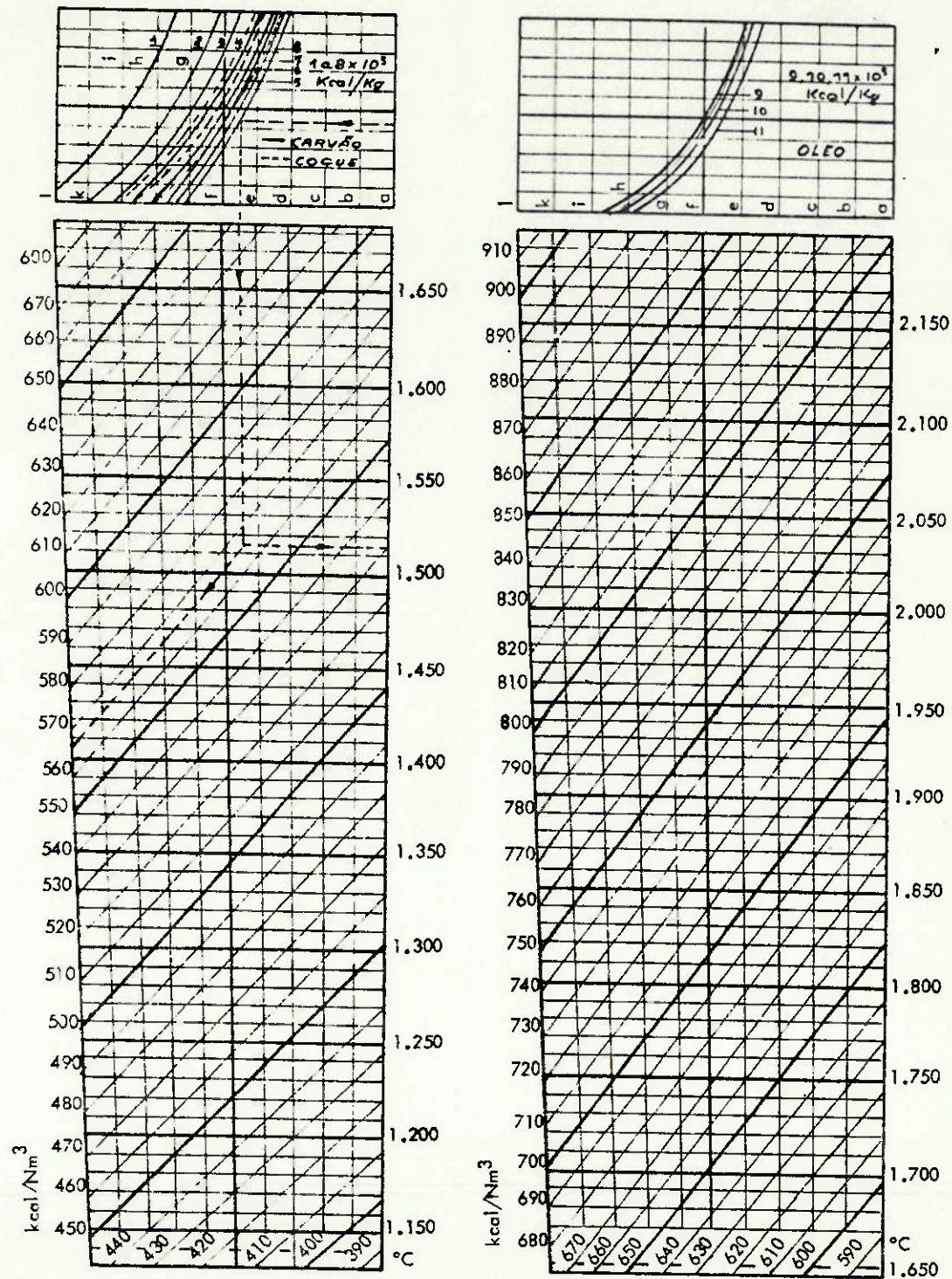
Esta conclusão é largamente observada na prática, visto que a totalidade das caldeiras, com raríssimas exceções, têm seus pré-aquecedores de ar concebidos em contra-fluxo. Somente quando é impossível dispor de posicionamento adequado do pré-aquecedor, devido à falta de espaço ou outro motivo de força maior, somos obrigados à utilizar pré-aquecedores em fluxo paralelo, em caso contrário o pré-aquecedor em contra-corrente é sempre a melhor opção.



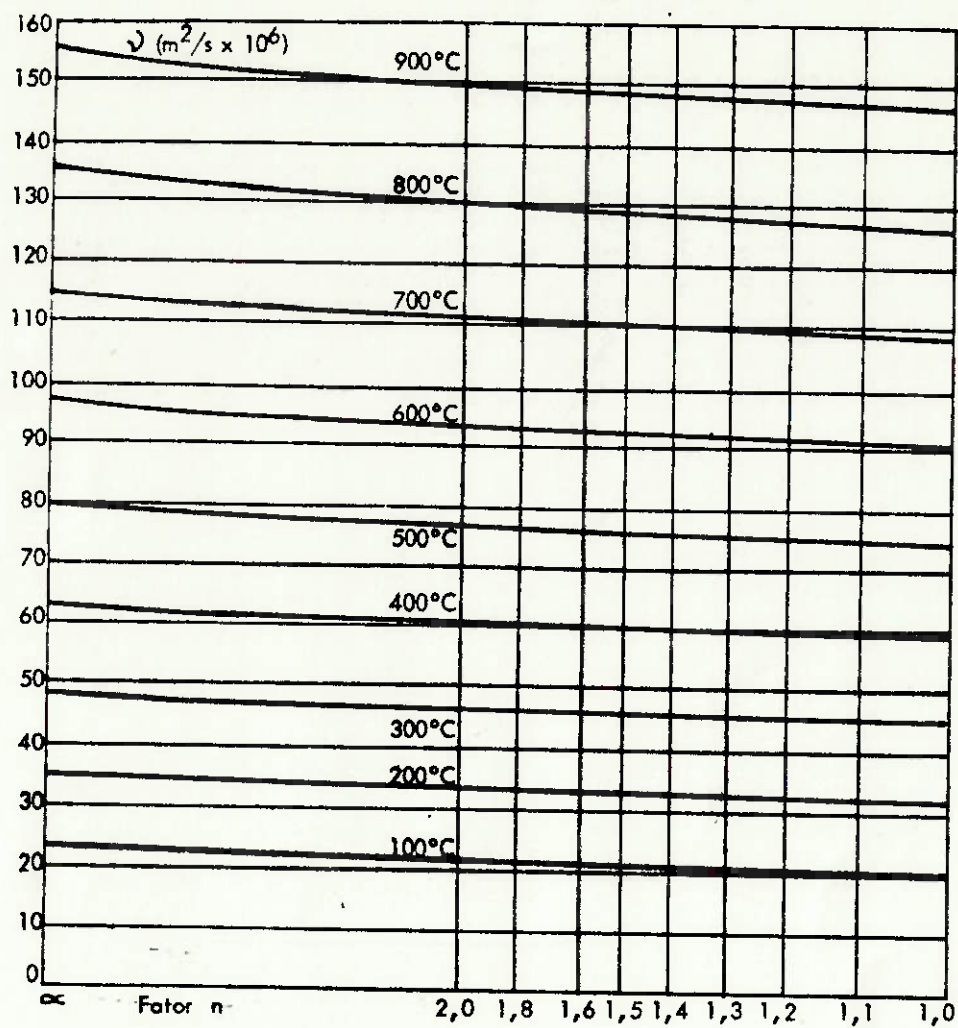
Ábaco A.6.1 - Volumes de AR e Gases de Combustão na
Queima de Combustíveis Líquidos.



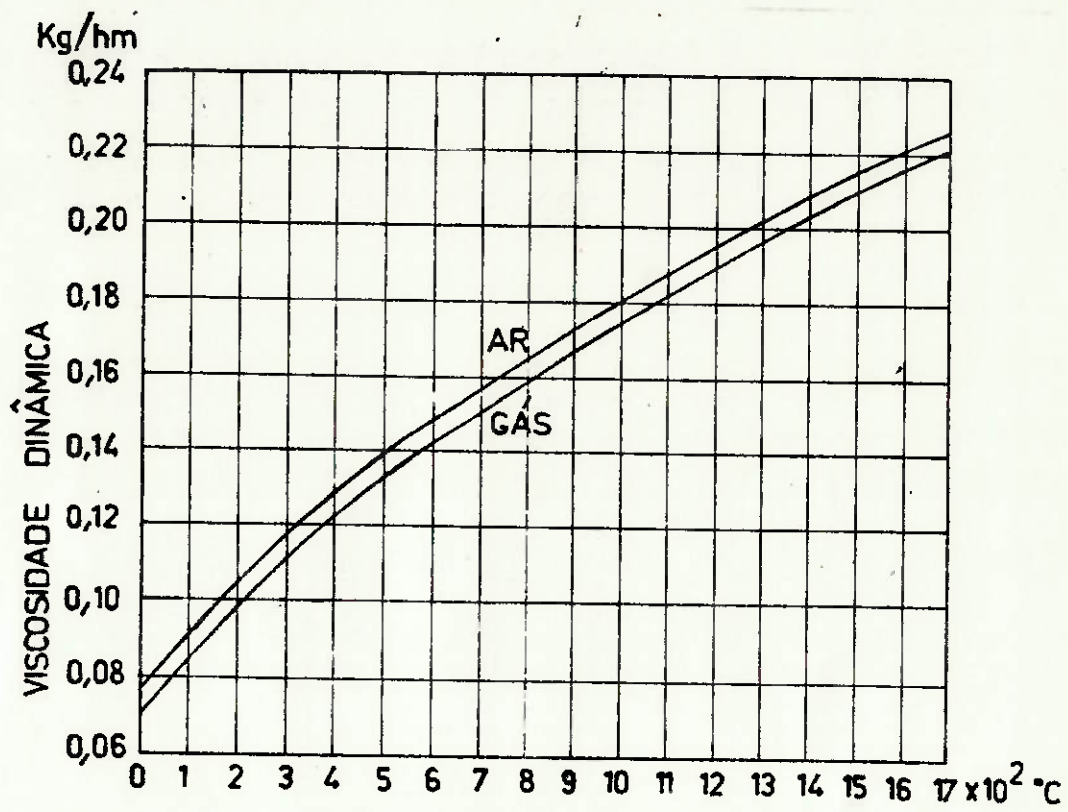
Ábaco A.6.2- Entalpia dos Gases em kcal/Nm³



Ábaco A.6.2 (continuação)-Entalpia dos Gases em kcal/Nm^3



Abaco A.6.3 - Viscosidade Cinemática de Gases de Combustão de Óleo BPF (Shell)



Ábaco A.6.4

Viscosidade dinâmica do ar e do gás combustível

°C	N ²	H ₂ O	CO ₂	Ar
0	0,310	0,355	0,386	0,311
200	0,311	0,362	0,429	0,313
400	0,315	0,372	0,464	0,318
600	0,321	0,384	0,491	0,324
800	0,327	0,396	0,512	0,330
1000	0,333	0,409	0,530	0,336
1200	0,338	0,421	0,543	0,341
1400	0,343	0,432	0,553	0,346
1600	0,347	0,443	0,563	0,350
1800	0,351	0,453	0,572	0,354
2000	0,354	0,462	0,579	0,357

**Tabela T.6.1-Calor Específico Médio à Pressão Constante
em kcal/Nm³.Cº**

°C	Combust. Sólido	Óleo	Gás de Geradores	Gás de Forno a Coke	Gás de Alto Forno
200	0,337	0,336	0,337	0,333	0,342
400	0,347	0,345	0,347	0,341	0,353
600	0,357	0,352	0,357	0,350	0,363
800	0,365	0,362	0,365	0,358	0,373
1000	0,373	0,370	0,373	0,367	0,382
1200	0,381	0,379	0,381	0,374	0,390
1400	0,388	0,386	0,388	0,382	0,397
1600	0,394	0,390	0,394	0,388	0,403
1800	0,401	0,395	0,401	0,392	0,410
2000	0,404	0,400	0,404	0,397	0,412

**Tabela T.6.2-Calor Específico Médio à Pressão Const.
dos Gases de Combustão de Vários Combustíveis
em kcal/Nm³.Cº**

- REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS :

- (1) PERA, Hildo
"Geradores de Vapor"
Editora Fama - São Paulo.
- (2) ARAÚJO, Carlos de
"Transmissão de Calor"
Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.
- (3) KERN, Donald Q.
"Processos de Transmissão de Calor"
Guanabara Dois.
- (4) HOLMAN, J. P.
"Transferência de Calor"
McGraw - Hill.

////////////////////////////////////