



## BIBLIOGRAFIA

- 1 Bibley H.A., Keller B.D., Wusz T., "Effect of altitude on octane requirement-1972 cars", SAE Transactions, 1973, Vol. 82/3, pág. 1860.
- 2 Gagg R. F. y Farrar E.V., "Altitude performance of aircraft engines equipped with gear driven superchargers: SAE I Vol 34 (1934), N° 6 pág. 217.
- 3 Ludeña A. y García A., "Fundamentos para la construcción de un banco de pruebas estacionario para el estudio de la influencia de la altura sobre los m.c.i." Memoria del V CONIMERA, Lima, 1979.
- 4 Ludeña A., Flores P., Lira G., "Estudio teórico sobre la influencia de la altura en el ciclo real de los motores de encendido por compresión; Memorias del V CONIMERA, Lima, 1979.
- 5 Lira Guillermo, "Estudio teórico-experimental de un motor Diesel de aspiración natural en un banco de pruebas para simulación de altura", Tesis para optar el título de ingeniero Mecánico, UNI, 1980.
- 6 Majaldiani V.V., O dvigatel'iaj dlia gornij avtomobil'icij y tractorov, (en ruso), Ed. Metsniereba, 1968, pág. 43
- 7 Wu T., Mcaulay K.J., "predicting Diesel Engine Performance at various ambient conditions", SAE Transactions, 1973

INIS-ref - 7645

395

ANAIS		PROCEEDINGS
	<b>COBEM 81</b> VI CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECANICA RIO DE JANEIRO, 15 - 18 de dezembro de 1981	
TRABALHO PAPER	N.º A-38	P.P. 395-404
		FUC/RJ

UM NOVO MÉTODO PARA CÁLCULOS DE PERDA DE CARGA E TRANSFERÊNCIA  
DE CALOR EM TROCADORES DE CALOR DE CARÇAÇA E TUBOS.

Benedito Dias Baptista Filho

Engenheiro, Pesquisador

Centro de Engenharia Nuclear - IPEN - São Paulo - S.P.

Ahmet Aydin Konuk

Prof. Colaborador

Depto. de Eng<sup>a</sup> Química - UNICAMP - São Paulo - S.P.

SUMÁRIO

Um novo método para cálculos de perda de carga ( $\Delta p$ ) e transferência de calor ( $h_c$ ) do fluido de carcaça de trocadores de calor de carcaça e tubos com chicanas segmentais é apresentado. O método é baseado na solução das equações de conservação de massa e quantidade de movimento em um trecho entre duas chicanas. As distribuições de pressão e velocidades calculadas fornecem respectivamente  $\Delta p$  e  $h_c$ . Os parâmetros  $\Delta p$  e  $h_c$  são correlacionados para uma dada geometria com a vazão em massa ( $\dot{m}$ ) e as propriedades do fluido. Valores calculados e experimentais de calor trocado apresentaram boa concordância para um trocador ensaiado. (autor)

SUMMARY

A new method to calculate pressure drop ( $\Delta p$ ) and shell-side heat transfer coefficient ( $h_c$ ) in a shell-and-tube heat exchanger with segmental baffles is presented. The method is based on the solution of the equations of conservation of mass and momentum between two baffles. The calculated distributions of pressure and velocities given, respectively,  $\Delta p$  and  $h_c$ . The values of  $\Delta p$  and  $h_c$  are correlated for a given geometry with the shell side fluid properties and flow rate. The calculated and experimental results agree very well for a U-Tube heat exchanger. (author)

## 1. Introdução

Uma das maiores dificuldades no projeto e nos cálculos de desempenho dos trocadores de calor de carcaça e tubos com chicanas é a avaliação precisa do coeficiente de transferência de calor ( $h$ ) e da perda de carga ( $\Delta p$ ) do fluido de carcaça. Essa dificuldade é decorrente da enorme complexidade da distribuição de fluxo no trocador. O escoamento nesses trocadores depende não só da geometria do feixe de tubos e das chicanas mas também das folgas entre feixe de tubos e carcaça, entre tubos e furos das chicanas e entre chicanas e carcaça.

Três tipos de métodos têm sido utilizados para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor e da perda de carga nesses trocadores: métodos integrais; métodos analíticos e métodos de análise de correntes.

Nos métodos integrais as correlações consideram o trocador como um todo e não levam em conta o efeito de diferentes espaçamentos e folgas internas [1]. Já os métodos analíticos são baseados em correlações que utilizam fatores de correção para se considerar o efeito das diferentes correntes de fluxo [2]. Esses fatores de correção são obtidos pelo ajuste de dados experimentais de algumas unidades de trocadores com as correlações. Finalmente, o método de análise de correntes que foi introduzido por Tinker [3] em 1951 e posteriormente aperfeiçoado por Short [4], Palen e Taborek [5] e outros. O método de Palen e Taborek, mais aperfeiçoado que os demais, reduz o complexo escoamento do fluido de carcaça a uma rede de correntes com resistências hidráulicas associadas a cada uma. A solução dessa rede fornece o fluxo através da abertura da chicana, o fluxo perpendicular ao feixe de tubos e as principais correntes através das folgas juntamente com a queda de pressão em um trecho entre chicanas. O coeficiente de transferência de calor é calculado utilizando-se uma média corrigida entre números de Reynolds na região de fluxo cruzado e na abertura da chicana. As resistências e as correções utilizadas foram obtidas pela minimização de erros do método com dados experimentais de 64 trocadores. Este método, apesar de apresentar melhores resultados que os demais, forneceu previsões dentro de  $\pm 20\%$  no cálculo dos coeficientes  $h$  e cerca de  $\pm 30\%$  nos cálculos de  $\Delta p$  para os trocadores simulados pelos autores.

Em 1975, Konuk [6] utilizou o método de análise de subcanais, desenvolvido para análise termo-hidráulica do núcleo de reatores nucleares, e dividiu o espaço entre duas chicanas de um trocador em volumes de controle para os quais foram derivadas e resolvidas as equações de conser-

vação de massa e de quantidade de movimento para se obter as distribuições isotérmicas da pressão e velocidades do fluido de carcaça. O modelo por ele desenvolvido reproduziu com alta precisão distribuições experimentais de fluxo e pressões [7]. Posteriormente, o modelo foi aperfeiçoado e complementado para a avaliação de coeficientes de transferência de calor locais, utilizando-se a distribuição de velocidades e também foram incluídas as equações de energia, escritas para volumes de controle ao longo de todo o trocador, permitindo a obtenção das distribuições de temperaturas dos fluidos de carcaça e tubos [8,9]. Este modelo, não contendo nenhuma correção ou parâmetro otimizado, permitiu previsões de troca de calor dentro de  $\pm 5\%$  de desvio em relação a valores experimentais disponíveis de um resfriador água/hélio do Circuito Experimental de Hélio do IPEN. Infelizmente, a utilização do modelo para cálculos de trocadores com mais de cinco (5) chicanas acarreta em demasiado tempo de computação. Por isso, neste trabalho, propomos um outro método que consiste em se calcular um coeficiente de transferência de calor médio em um trecho entre duas chicanas ( $h_c$ ), obtido pela média ponderada entre coeficientes locais e correspondentes área de troca de calor. Dispondo-se então de  $h_c$ , pode ser utilizado qualquer método para a solução do trocador, como por exemplo, a equação de troca de calor :

$$Q = U A \Delta T_{ml} \quad (1)$$

Assim, o método evita a solução das equações de energia para os volumes de controle utilizados para a obtenção das distribuições de velocidades mas, mantém a precisão fornecida pelo método de análise de subcanais. Note-se que eliminando as equações de energia,  $h_c$  e  $\Delta_p$  têm que ser calculados para a temperatura média do fluido de carcaça. Nos casos porém em que as propriedades do fluido e as temperaturas ao longo do trocador variam acentuadamente e, nos cálculos de desempenho aonde a geometria é dada mas variam as condições de operação, isto é, vazões e temperaturas, é desejável a disponibilidade de correlações para  $h_c$  e  $\Delta_p$ , ao invés de se resolver muitas vezes as equações de conservação de massa e de quantidade de movimento, o que consumiria muito tempo de computação. Assim, tentamos correlacionar  $h_c$  e  $\Delta_p$  com a vazão e com a temperatura do fluido para uma dada geometria, afim de viabilizar a utilização do método. O objetivo deste trabalho é então a exposição do método idealizado e a demonstração da validade de correlações obtidas com sua utilização.

## 2. Método de cálculo dos coeficientes e Correlacionamento

Especificada a geometria do trocador e as condições de operação (m e temperaturas), são resolvidas as equações tridimensionais de conservação de massa e de quantidade de movimento para escoamento isotérmico em um trecho entre duas chicanas. Como resultado tem-se as distribuições de pressão e velocidades (duas componentes laterais e uma axial) nas condições de escoamento consideradas. A distribuição de pressão fornece a perda de carga no trecho ( $\Delta p_c$ ). Com a distribuição de velocidades são calculados coeficientes de transferência de calor, em cada um dos volumes de controle do modelo ( $h_i$ ). Nos volumes que contêm uma chicana, são calculados coeficientes que consideram o fluxo anular entre os tubos e os furos da chicana e o fluxo através da abertura. Nos outros volumes, os coeficientes  $h_i$  são calculados como a média ponderada entre coeficientes para fluxo paralelo e para fluxo cruzado aos tubos (Equação 2). Detalhes sobre esses cálculos são dados em [8].

$$h_i = \frac{\alpha h_{cr}^i + (90^\circ - \alpha) h_p^i}{90^\circ} \quad (2)$$

onde o índice  $i$  refere-se ao volume de controle considerado,  $\alpha$  é o ângulo formado entre o vetor de velocidade resultante no volume e a direção axial do trocador,  $h_{cr}$  é o coeficiente de transferência de calor para fluxo cruzado e  $h_p$  para fluxo paralelo, ambos calculados utilizando-se correlações apropriadas disponíveis na literatura.

Feitos esses cálculos e, uma vez que os coeficientes  $h_i$  variam acentuadamente de ponto a ponto no espaço entre as duas chicanas, é avaliado um coeficiente médio ( $h_c$ ), calculado como a média ponderada entre os coeficientes locais e as correspondentes áreas de troca de calor:

$$h_c = (\sum h_i A_i) / A_c \quad (3)$$

onde  $A_c$  é a área de transferência de calor total no trecho entre as duas chicanas,  $A_i$  a área de troca de calor do volume  $i$  e  $h_i$  os correspondentes coeficientes de transferência de calor.

Para o correlacionamento, podemos lembrar os métodos integrais mencionados na introdução. Podemos afirmar que sua imprecisão está no fato de ser praticamente impossível a definição de uma dimensão característica que possa ser utilizada no correlacionamento da perda de carga e

transferência de calor de uma forma geral, ou seja, independente das características do projeto do trocador tais como espaçamentos e folgas internas. Notamos porém que em trechos entre chicanas, tanto o coeficiente médio  $h_c$  da Equação (3) quanto a perda de carga ( $\Delta p_c$ ) podem ser perfeitamente correlacionados com a vazão em massa ( $\dot{m}$ ) e as propriedades físicas do fluido no trecho considerado. Assim, o modelo de análise de subcanais descrito nas referências [8,9] pode ser utilizado para se obter correlações individuais de perda de carga e transferência de calor para cada unidade de trocador que interesse, considerando-se todas suas características geométricas inclusive as diferentes folgas internas. O procedimento consiste na obtenção dos valores de  $h_c$  e  $\Delta p_c$  para as condições de escoamento de interesse, os resultados são correlacionados na forma das Equações (4) e (5), obtidas por um ajuste de mínimos quadrados.

$$\frac{\Delta p_c \rho}{\dot{m}^2} = C (\dot{m}/\mu)^n \quad (4)$$

$$\frac{h_c}{k Pr^{1/3}} = C' (\dot{m}/\mu)^{n'} \quad (5)$$

onde  $\rho$  é a densidade do fluido,  $\mu$  a viscosidade,  $k$  a condutividade térmica,  $Pr$  o número de Prandtl para as condições isotérmicas consideradas e  $C$  e  $n$  as constantes de correlacionamento.

### 3. Utilização das correlações

Dispondo-se da correlação da Equação (5), a solução térmica de um dado trocador pode ser obtida utilizando-se a equação de troca de calor (Equação 1) ou outro método da literatura. A utilização dessa equação pode evidentemente apresentar bons resultados desde que a condição de  $h_c$  constante seja uma boa aproximação. No caso porém em que as propriedades do fluido variem muito ao longo do trocador, essa equação pode conduzir a resultados muito imprecisos, embora alguns testes indicaram erros dentro da faixa de  $\pm 10\%$  [10], o que já indica um grande desvirtuamento da alta precisão das correlações obtidas pelo método de análise de subcanais. Para esses casos é preferível a utilização de métodos numéricos que permitam a solução passo-a-passo do trocador, com a reavaliação dos coeficientes  $h_c$  para cada intervalo entre chicanas. Um método numérico que pode ser considerado, consiste basicamente na solução das equações de energia

de estado estacionário, escritas para cada intervalo entre duas chicanas, considerando-se somente variação axial de temperatura. Considerações sobre esse método são feitas pelos autores em outro trabalho apresentado neste congresso [10].

Quanto à perda de carga do fluido de carcaça, podem ser feitas duas considerações: a) tratando-se o trocador como um todo, a Equação (4) pode fornecer a perda de carga por chicana, avaliada na temperatura média do fluido de carcaça, obtendo-se assim a perda de carga total ( $\Delta p_t$ ) como a somatória entre as perdas de todas as chicanas e as perdas nas seções de entrada ( $\Delta p_e$ ) e saída ( $\Delta p_s$ ) do trocador :

$$\Delta p_t = \Delta p_e + (N-1) \Delta p_c + \Delta p_s \quad (6)$$

onde N é o número de chicanas do trocador e  $\Delta p_c$  e  $\Delta p_s$  as perdas nas seções de entrada e saída respectivamente, considerando os efeitos de encurvamento, expansão e contração da corrente de fluido. Note-se que existindo um número elevado de chicanas, a perda de carga total pode ser aproximada na forma da Equação (7) .

$$\Delta p_t = (N+1) \Delta p_c \quad (7)$$

b) no caso de se utilizar um método numérico como mencionado anteriormente, a perda de carga em cada trecho entre chicanas pode ser obtida como uma função da temperatura e a Equação (6) pode ser reescrita como:

$$\Delta p_t = \Delta p_e + \sum_{i=1}^{N-1} (\Delta p_c)_i + \Delta p_s \quad (8)$$

onde  $i$  refere-se ao intervalo entre chicanas .

#### 4. Resultados

O resfriador de hélio mencionado na introdução deste artigo, donde o hélio circulando no lado dos tubos é resfriado por água no lado de carcaça, constituído de três (3) chicanas de placas segmentadas e noventa e cinco (95) tubos em "U", foi simulado segundo o método descrito. Metade de sua seção transversal foi dividida em 16 subcanais [8]. Foi considerado um trecho entre duas chicanas dividido em 5 níveis axiais (Figura 1). Uma típica distribuição de velocidades para uma relação ( $\dot{m}/\mu$ ) igual a 4030 é mostrada na Figura 2 .

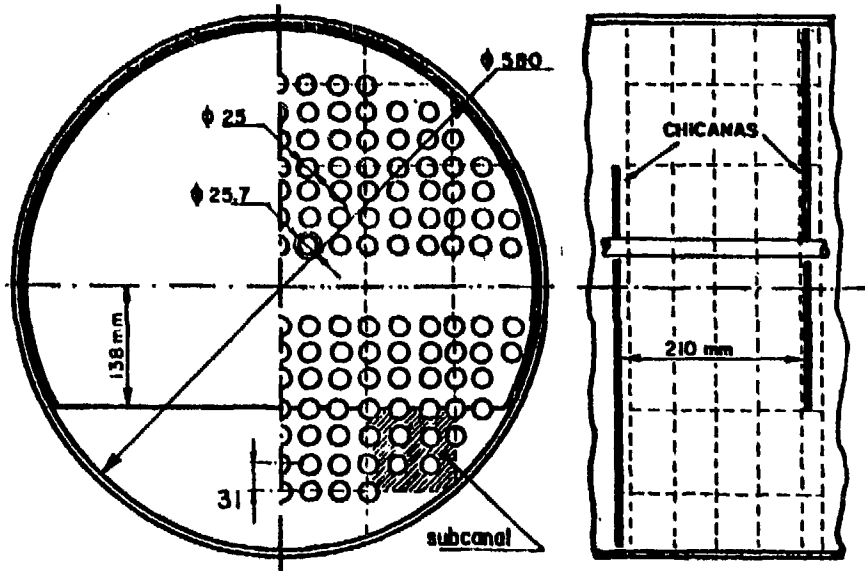


Figura 1 - Distribuidor de Hélio - Modelo .

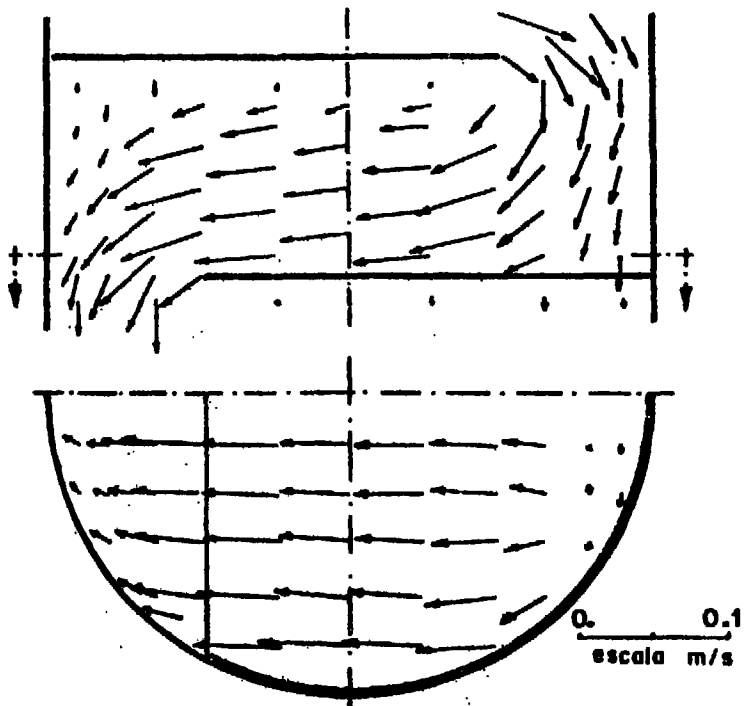


Figura 2 - Distribuição de velocidades -  $\dot{m}/\mu = 4030$  m.



Para se obter as correlações do coeficiente de transferência de calor médio por chicana (Equação 5) e da perda de carga por chicana (Equação 4), válidas para a geometria considerada, foram simuladas operações na faixa de  $\dot{m}/\mu$  entre 2000 m e 5500 m que é a faixa de utilização desse trocador. Os resultados são mostrados na Figura 3.

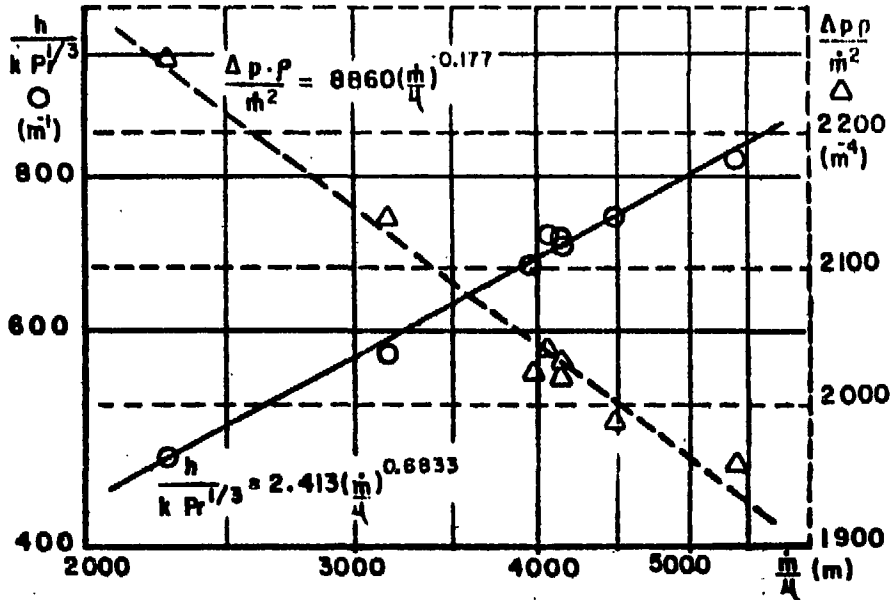


Figura 3 - Correlações de transferência de calor e perda de carga por chicana .

Nota-se na Figura 3 o perfeito correlacionamento dos pontos calculados, justificando a escolha de  $\dot{m}/\mu$  como parâmetro de correlacionamento. Nota-se também que pode ser utilizado um número menor de pontos para serem obtidas as correlações, o que torna o método extremamente econômico.

A seguir são comparados dados experimentais de calor trocado com valores calculados utilizando-se a correlação de  $h_c$  da Figura 3. Foi utilizado o método dado pela Equação 1. São também comparados valores obtidos utilizando-se o método integral descrito por Donohue [1] (Figura 4).

Nota-se nessa figura que os resultados obtidos com o método proposto apresentaram um desvio da faixa de  $\pm 5\%$  em relação aos dados experimentais enquanto que os desvios no caso do método integral atingiram até  $-17\%$ . Os valores de calor trocado ( $Q$ ) foram calculados utilizando-se a Equação 1 porque as hipóteses de  $U$  e  $C_p$  constantes, válidas para essa equação, são boas aproximações nas condições de operação desse trocador.

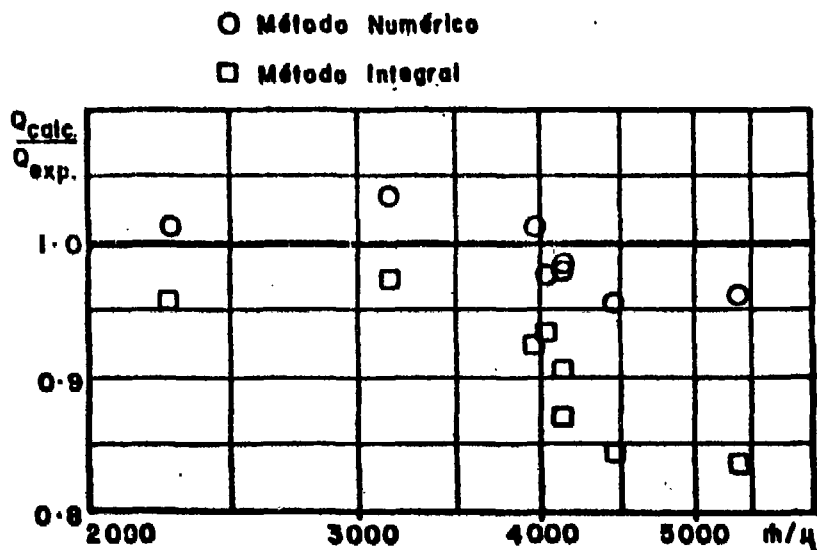


Figura 4 - Comparações entre valores de calor trocado experimentais e calculados.

### 5. Conclusões

Apresentou-se um método para cálculos de perda de carga e transferência de calor do fluido de carcaça de trocadores de calor de carcaça e tubos com chicanas. A perda de carga ( $\Delta p_c$ ) é obtida pela distribuição de pressões entre duas chicanas. O coeficiente de transferência de calor ( $h_c$ ) é calculado através de uma média ponderada entre coeficientes locais obtidos a partir da distribuição de velocidades entre as chicanas. As distribuições de pressão e velocidades são obtidas pela solução das equações de conservação de massa e quantidade de movimento formuladas utilizando-se o método de análise de subcanais.



Demonstrou-se que  $\Delta p_c$  e  $h_c$  correlacionam-se perfeitamente com a vazão em massa ( $\dot{m}$ ) e as propriedades físicas do fluido.

Os resultados de troca de calor obtidos com a utilização do método proposto apresentaram boa concordância com os valores experimentais.

Como o método apresentado é baseado em um modelo geral, que não utiliza nenhum parâmetro otimizado e nenhum fator de correção, podemos esperar previsões de mesma ordem de precisão na simulação de outros trocadores o que tornará o método extremamente valioso, principalmente, por permitir a análise do escoamento do fluido de carcaça, o que não é possível por nenhum outro método.

REFERÊNCIAS

- [1] | Donohue, D.A., "Heat Transfer and Pressure Drop in Heat Exchanger", Ind. and Engng. Chem., Vol. 41(11), pp. 2499-2511, 1949 .
- [2] | Bell, K.J., "Exchanger Design based on Delaware Research Program", Petro/Chem. Engng., (C), pp. 26-40, 1960 .
- [3] | Tinker, T., "General Discussion on Heat Transfer", Inst. of Mech. Engrs., London, England, pp. 97-116, 1951 .
- [4] | Short, B.E., "Better Method to find Pressure Drop", Hydrocarbon Processing, Vol. 45, pp. 123-130, 1966 .
- [5] | Palen, J.W.; Taborek, J., "Solution of Shell-Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method", Chem. Engng. Progrs. Symposium Series, Vol. 65(92), pp. 53-63, 1971 .
- [6] | Konuk, A.A., "Pressure and Flow Distribution in the Subchannels of Bundles with Segmental Baffles", Santa Barbara, California , 1975 (Ph.D. Thesis, University of California) .
- [7] | Konuk, A.A., Distribuição de Pressões e Velocidades em Trocadores de calor de carcaça e Tubos com Chicanas Segmentadas, V COBEM . Vol. D, 22. pp. 311-320. 1979 .
- [8] | Baptista FQ., B.D., Modelo Numérico para a solução Termo-Hidráulica de um Trocador de Calor de Carcaça e Tubos "U" com Chicanas Segmentais, IPEN, São Paulo, 1979 (Tese de Mestrado)
- [9] | Baptista FQ., B.D., Distribuição de Temperaturas em um Trocador de Calor de Carcaça e Tubos "U" com Chicanas Segmentadas, V COBEM, Vol. D, 22, pp. 291-300, 1979 .
- [10] | Konuk, A.A., Baptista FQ, B.D., Projeto de Trocadores de Calor por Métodos Numéricos, VI COBEM, 1981 .

ANAIS	<b>COBEM 81</b>		PROCEEDINGS
	VI CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA MECANICA		
	RIO DE JANEIRO, 15 - 18 de dezembro de 1981		
TRABALHO PAPER	N.º A-39	P.P. 405 - 413	PUC/RJ

"UM MÉTODO PARA O PROJETO DE FORNOS COM O USO DE COMPUTADOR"

Demetrio Elie Baracat

Engenheiro Mecânico, Professor Instrutor da  
Escola de Engenharia Mauá, de São Paulo.

Moyses Szajnbok

Engenheiro Mecânico, Professor Assistente  
Doutor da Escola Politécnica da Universidade  
de São Paulo

SUMÁRIO

Tradicionalmente, no dimensionamento de fornos, é suposta conhecida a sua temperatura interna [1]. Já o trabalho apresenta um modelo para o cálculo do revestimento de um forno a partir das condições da combustão, isto é, nenhuma hipótese é feita sobre a mencionada temperatura. No modelo são levadas em conta as interações térmicas entre as diversas superfícies internas do forno, a carga, e os gases. É utilizado o computador para se obter o dimensionamento dos refratários e isolantes, o fluxo térmico, e a temperatura da face interna do forno. De um conjunto de possíveis combinações de revestimentos é selecionada a que apresenta custo mínimo.

SUMMARY

Traditionally, the internal wall temperature is supposed known in furnace's design [1]. In this paper is shown a procedure to calculate the furnace wall lining, starting with informations about combustion, that is, no hypothesis is made about the above mentioned temperature. In this procedure are studied the thermal interactions between internal walls furnace, the loading, and the gas from combustion. The computer is employed to design: the thickness of refractories and insulating materials; the heat flow, and the internal wall temperature. From the set of feasible linings, the program selects the one that presents a minimum cost.