

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS E AGRÍCOLA

Estudo de transferência de calor
em um trocador de placas

Enny T. Martucci

Engenheira Tecnóloga de Alimentos

ORIENTADOR:

Dr. László Halász

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia de Alimentos e Agrícola da Universidade Estadual de Campinas, para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Alimentos.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

- 1976 -

CONTEÚDO

	Página
RESUMO	i
SUMMARY	ii
I - INTRODUÇÃO E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
II - MATERIAL E MÉTODOS	14
III - RESULTADOS E DISCUSSÃO	20
IV - CONCLUSÕES	24
V - QUADROS, FIGURAS E ANEXOS	25
VI - NOMENCLATURA	47
VII - BIBLIOGRAFIA	49
AGRADECIMENTOS	51

ÍNDICE DE QUADROS, FIGURAS E ANEXOS

Página

Valores de T_e , T_s , M , m , t_e e t_s , para:

QUADRO I	-	Seção de Aquecimento	26
QUADRO II	-	Seção de Regeneração	27
QUADRO III	-	Seção de Resfriamento	28

Valores de Q , U exp., U calc., % Desvio U calc., V_{min}/V_{max} , ΔT_{lm} , para:

QUADRO IV	-	Seção de Aquecimento	29
QUADRO V	-	Seção de Regeneração	30
QUADRO VI	-	Seção de Resfriamento	31

Valores da velocidade de escoamento, Re , Pr e Nu , para:

QUADRO VII	-	Seção de Aquecimento	32
QUADRO VIII	-	Seção de Regeneração	33
QUADRO IX	-	Seção de Resfriamento	34

A - Re vs U experimental

B - Re vs U calculado, para:

FIGURA I	-	Seção de Aquecimento (lado frio)	35
FIGURA II	-	Seção de Aquecimento (lado quente)	36
FIGURA III	-	Seção de Regeneração (lado frio)	37
FIGURA IV	-	Seção de Regeneração (lado quente)	38
FIGURA V	-	Seção de Resfriamento (lado frio)	39
FIGURA VI	-	Seção de Resfriamento (lado quente)	40

- A - Nu vs $(Re^{0,7}Pr^{0,4})$ (lado frio)
 B - Nu vs $(Re^{0,7}Pr^{0,4})$ (lado quente), para:

FIGURA VII -	Seção de Aquecimento	41
FIGURA VIII -	Seção de Regeneração	42
FIGURA IX -	Seção de Resfriamento	43

ANEXO I	44
---------	----

- A - Modelos de Escoamento (4)
 B - Modelos de Escoamento (P20-HB)

ANEXO II	45
----------	----

- A - Pontos de Medida de Temperatura
 B - Modelo de placa usado
 C - Corte da placa

ANEXO III	46
-----------	----

- A - Gráfico do Fator de Forma (Série)
 B - Gráfico de Fator de Forma (Paralelo)
 C - Variação de U com o número de placas térmicas
 D - Variação de U com a velocidade de escoamento

RESUMO

Foi estudado no trocador de placas modelo P20-HB, da Alfa Laval, a influência da geometria do canal de escoamento na relação $Nu = \psi (Re)(Pr)$, utilizada para o cálculo dos coeficientes de transferência de calor, necessários na obtenção do coeficiente global de transferência de calor, para a determinação da área do trocador.

O modelo P20-HB, montado com 37 placas distribuídas nas seções de aquecimento, regeneração e resfriamento, tem o canal de escoamento formado por placas que apresentam nervuras com base triangular e vértice convexo, e depressões levemente alongadas.

Água foi o líquido usado nos dois lados do trocador, limitando assim a aplicação dos resultados a líquidos semelhantes à água.

Com os valores obtidos dos números de Re, Pr e do coeficiente global de transferência de calor experimental, o expoente de Re e o coeficiente da relação foram estabelecidos por iteração, determinando-se:

$$Nu = 0,045 Re^{0,7} Pr^{0,4} \text{ para a seção de aquecimento e}$$

$$Nu = 0,160 Re^{0,7} Pr^{0,4} \text{ para a seção de regeneração e resfriamento.}$$

Com as relações acima, são obtidos os valores do coeficiente global de transferência de calor calculado e determinado o desvio entre este e o experimental, o qual permite verificar a validade da aplicação das relações acima.

SUMMARY

In the present work the influence of the geometric characteristics of the flow channels in a P20-HB Alfa Laval plate heat exchanger on the relation $Nu = \psi (Re) (Pr)$ was studied.

The above relation was used as basis for the heat transfer coefficients calculations to determine the overall heat transfer coefficient necessary for the computing of the heat transfer area.

The model P20-HB contains a flow channel formed by plates with slightly elongated depressions and ribs with a triangular base and convex top.

Water was used as testing liquid on both sides of the plates, the application of the results being therefore limited to liquids similar to water.

Using Re , Pr and the overall heat transfer coefficient values obtained, a iterative process was employed in order to determine the Re exponent, and the C coefficient of the relation. It was possible to establish the following correlations:

$$Nu = 0,045 Re^{0,7} Pr^{0,4} \text{ - for the heating section, and}$$

$$Nu = 0,160 Re^{0,7} Pr^{0,4} \text{ - for the regenerating and cooling section.}$$

With the aid of the above mentioned correlations the overall heat transfer coefficients as well as the deviations between the theoretical and experimental data were established which made possible to verify the validity of the application of the above correlations.

I - INTRODUÇÃO E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O moderno trocador de placas tornou-se, rapidamente, um equipamento amplamente usado para aquecimento e resfriamento de fluidos.

Desde a patente mais antiga conhecida, tirada na Alemanha por DRACHE, em 1878, para processamento de vinho, vinagre, cerveja e, até após a legalização do processo HTST de pasteurização do leite na Inglaterra, em 1941, o trocador de placas evoluiu de um equipamento com simples placas planas, sem previsão para escoamento dos fluidos, para chegar, já em 1946, ao modelo aperfeiçoado de placas prensadas em aço inox, com guarnição, enfeixadas com pressão, e presas aos suportes de metal (2, 17).

Algumas das razões do sucesso do trocador de placas são:

1. As placas prensadas, principalmente em aço inox, constituem a forma menos dispendiosa para o trabalho em metal;
2. A geometria do canal de escoamento, formado pelas placas com os mais variados modelos de nervuras e depressões, promove, mesmo a números de Reynolds baixos, alta turbulência nos fluidos em escoamento, quebrando o filme estagnante sobre a superfície de transferência de calor;
3. Os trocadores de placas podem ser facilmente modificados para executar diferentes tarefas, pela adição ou diminuição de placas, ou ainda, variando o arranjo destas;
4. Podem ser projetados para mais de uma tarefa em um único suporte;
5. O trocador de placas fornece a mais conveniente e eficaz forma de recuperação direta de calor (produto - produto) - (1, 2, 12, 20).

O trocador de placas é constituído por placas metálicas com guarnição na borda para o enfeixamento das placas com pressão (evitando vazamentos); o escoamento dos fluidos é feito por orifícios na parte superior e inferior das placas, e de acordo com a disposição destes, temos escoamento em contracorrente, paralelo e misto. (11, 19, 20). Os fluidos que escoam ficam sempre separados por uma placa metálica.

Constituindo um equipamento fechado, tem grande aplicação - na Indústria Química e na Indústria de Alimentos (1, 12, 15 17, 18). Nesta, pode ser utilizado para:

1. Destruição de microrganismos;
2. Destruição de atividade enzimática;
3. Produção de mudanças físicas e químicas, como a formação de gel;
4. Aquecimento e resfriamento para diferentes etapas de processamento.

No dimensionamento do trocador de placas, surgem problemas - os mais diversos: O modelo de escoamento, dado pela disposição dos orifícios das placas, influi sobre a transferência - de calor ($Q = UA\Delta T_{1m} \cdot F$); como também influi a turbulência - do escoamento, promovida pelo modelo de nervuras e depressões das placas. O número de Reynolds e o modelo de escoamento dos fluidos, determinam o fator de correção (F) para a temperatura média logarítmica (ΔT_{1m}), (3, 4, 11, 19, 18, - 20, 21).

As nervuras e depressões são peculiares a cada fabricante - de trocador de placas. Deste modo, temos canais retangulares com geometria interna variada, a qual além de dar característica única à transferência de calor, influi na perda - de pressão no escoamento dos fluidos. (5, 11, 19, 20, 22).

SMITH (19) estudou a perda de carga em um protótipo de plástico de um trocador de placas comercial, medindo a perda de pressão do fluido na entrada, saída, cruzamento e seção do canal, e perda de pressão global, como função da velocidade de escoamento.

BUONOPANE (5), fabricando placas de plexiglass, pesquisou a perda de pressão em canais de escoamento com vinte e quatro geometrias diferentes; determinou uma correlação empírica para a perda de pressão na placa, como função da velocidade linear do fluido, e da geometria do canal. Esta correlação envolve funções de sete parâmetros da geometria das nervuras, depressões e canal de escoamento. Em seguida, com a relação do Euler ($NEu = aRe^{-n}$), para sete tipos convencionais de trocador de placas, testou a correlação modelo, encontrando de 31,0% a 73,4% de desvio do NEu calculado. O coeficiente de transferência de calor obtido pela correlação de NNu com NEu, apresenta desvio médio de 15,8%, para os sete tipos de trocador de placas estudados. (4)

Os autores verificaram que a pequena distância entre as placas (largura do canal), não influi significativamente sobre a perda de pressão no escoamento. Esta distância é entretanto limitante para a aplicação do trocador de placas, no tratamento térmico de produtos que tenham mais de 5% de sólidos em suspensão (15); o diâmetro das maiores partículas deve ser 0,5 mm. menor que a largura do canal (16), para afastar a possibilidade de obstrução, por sedimentação das mesmas.

O trocador de placas tem a vantagem de poder operar com uma diferença de temperatura entre a entrada e saída dos fluidos muito pequena, 3-4°C ou menos, facilitando a obtenção da temperatura desejada. Como o gradiente de temperatura entre a parede da placa e o fluido de interesse é muito pequeno, sua aplicação para produtos sensíveis a tratamento térmico é ex-

tremamente satisfatória. Alimentos líquidos apresentam grande número de constituintes, muitos dos quais são instáveis ao tratamento térmico, em sentido físico ou químico. O amido em solução aquosa gelifica, algumas proteínas desnaturam e reações químicas, como Maillard, podem ocorrer, de acordo com a relação tempo/temperatura empregada. (17).

Uma vez que a diferença de temperatura entre o produto e o fluido de aquecimento ou resfriamento pode ser mantido muito baixa, a diferença média logarítmica também é muito baixa, o que aumenta o número de placas (área de transferência de calor) necessário para a execução de uma operação, comparativamente ao uso de um maior valor para a diferença de temperatura média logarítmica.

O trocador de placas é o tipo de equipamento ideal para a regeneração direta de calor (produto para produto) (1), devido ao projeto sanitário de placas de aço inox de superfície lisa, sendo facilmente limpas dos dois lados, obtendo-se habitualmente de 85-90% de conservação de calor. Acima de 90%, o número de placas necessárias na seção de regeneração, não é econômico, em termos de investimento de capital. (18). Para líquidos semelhantes à água, a diferença de temperatura média econômica, é dada por JENSSEN (10).

Os trocadores de placas apresentam ainda a grande vantagem de poder utilizar até 82% da diferença de temperatura média logarítmica teórica, enquanto trocadores de tubo e carcaça, utilizam cerca de 50% da mesma (21).

Empregando a equação já citada : $Q = UA\Delta T_{lm} F$, o fator de correção (F) da temperatura média logarítmica (ΔT_{lm}) deve ser estabelecido de tal modo que, quando aplicado à diferença média logarítmica de temperatura, este valor, para o escoamento contracorrente do trocador de placas, forneça a "verdadeira" diferença média de temperatura para uso na equação acima, com um

coeficiente global (U) de transferência de calor médio.

Muitos tipos de trocadores de tubos e carcaça tem estes fatores de correção estabelecidos, em âbacos, que mostram a correlação deste fator, como função do tipo de trocador, e de parâmetros térmicos e de escoamento. Este tipo de correlação não pode ser aplicada ao trocador de placas devido à complexidade de sua geometria.

Os primeiros dados sobre o fator de correção para a diferença de temperatura média logarítmica são de LAWRY em 1959 (11), mas orientados para um determinado tipo de trocador de placas.

Mais tarde (1960), McKILLOP (14) fez excelente análise matemática teórica, achando as relações adimensionais:

$$Nu = 0,81 Re^{0,67}$$

$$Nu = 0,15 Re^{0,8}$$

$$Nu = 0,22 Re^{0,7}$$

para três diferentes arranjos de placas com $4.000 < Re < 20.000$, com referência ao valor obtido anteriormente (13) de:

$$Nu = 0,032 Re^{0,8}$$

para $3.500 < Re < 27.000$, para escoamento em canais retangulares. Os autores não aconselham a extrapolação para menores valores de Re, nos três diferentes arranjos de placas, salientando não ter sido suficientemente estudada a influência das nervuras e depressões na turbulência do fluido. Ainda, neste trabalho, não foi computada a influência do número de Prandtl na correlação.

WATSON (23) e colaboradores determinaram as características do escoamento no trocador de placas, ou por filmagem do escoamento com solução de safranina, a qual possibilita contornar-

os perfis de velocidade e calcular o menor tempo de residência das partículas do corante e ainda observar o comportamento das bolsas de ar; ou com testes de condutividade elétrica com sol. 0,1% de cloreto de sódio, para verificar a velocidade maior e menor nas linhas de corrente.

Ar ou espuma podem se acumular em bolsas relativamente estáveis, nos canais de escoamento do trocador de placas. Ar dissolvido ou bolhas ocluidas no líquido (o que é comum na maioria dos alimentos), que entra no trocador de placas, formam as bolsas, que a princípio são pequenas, crescem durante aproximadamente uma hora, para depois atingirem o equilíbrio. No escoamento ascendente, as bolsas de ar não se formam, e os perfis de velocidade têm a mesma forma genérica, nas taxas de escoamento experimentadas. No escoamento descendente, os perfis de velocidade variam consideravelmente com a taxa de escoamento e são modificados pelas bolsas de ar, especialmente a intervalos menores de escoamento. Estudos de DICKERSON (7) sobre a pasteurização do leite no trocador de placas confirmam os perfis de velocidade obtidos por WATSON.

Nos canais entre placas, com escoamento descendente, a incidência de supercozimento (leite) persistente, no canto superior adjacente à entrada do líquido no canal, sugere a presença de bolsas de ar, cujo tamanho é inversamente proporcional à vazão do fluido.

A experiência mostra que bolsas de ar se formam ocasionalmente durante o uso do trocador de placas, mas muitos não reconhecem sua importância. Atuam reduzindo a área útil de transferência de calor, aumentam a perda de pressão, favorecem o supercozimento, dificultam a limpeza, e podem aumentar a contaminação bacteriana no trocador de placas, como já foi observado no processamento de suco de laranja, (23).

Os modelos dos canais de escoamento usados por Watson, tinham as seguintes medidas:

	A	B	C	unidade
comprimento	0,744	0,826	0,792	m
área	0,167	0,251	0,246	m ²
profundidade	0,225	0,219	0,265	m
largura	0,457	0,487	0,792	.10 ⁻² m

Tipos de placas:

- A - com nervuras em diagonal e poucas depressões;
- B - com nervuras transversais e muito poucas depressões;
- C - sem nervuras, apenas com saliências e depressões.

Os modelos de escoamento de A, B e C também foram diferentes. Com vazão de 1.134 kg/h não há formação de bolsas de ar. Abaixo deste valor, aparece uma região de baixa velocidade, onde se formará a bolsa de ar.

Ainda com referência à vazão dos fluidos, a relação entre ambas não deve exceder determinados limites; pode haver deflexão das placas no canal de escoamento do fluido de maior vazão, o que modifica a área de transferência de calor e a seção do canal. As especificações de fabricação devem ser seguidas com bastante aproximação (3).

MARRIOTT (12), em trabalho mais recente (1971), apresenta um gráfico do fator de correção, baseado no NTU (θ), com curvas para diversos modelos de passagens dos fluidos, mas limitado pela variação da relação entre vazão mínima e máxima de 0,7 a 1,0.

USHER (22), mostra como o coeficiente global de transferência de calor aumenta com a velocidade do fluido, mantendo também a relação unitária entre as velocidades destes. Define a relação adimensional de temperaturas como:

$$(T.R)_p = \frac{2UA}{M C_p}$$

para um par de passagens únicas, com igual taxa de escoamento. O número necessário de passagens (área do trocador de placas) seria determinado pelo T.R. global, dividido pelo T.R. da placa.

O trocador de placas, embora opere com baixas velocidades de fluido, de 0,3 - 1,0 m/s para líquidos semelhantes à água, apresenta escoamento turbulento, promovido pelos canais estreitos com nervuras e depressões. O intervalo para Reynolds, crítico, é tomado como de 10 - 400, dependendo da geometria do canal (12), com valor médio de 200 (21). Isto é especialmente importante no caso de líquidos altamente viscosos. Devido à turbulência a baixas velocidades, é possível obter coeficientes de transferência de calor com valores iguais aos dos trocadores de tubos e carcaças, com valores de Reynolds cinco vezes maiores.

TROUPE (21) observa que a viscosidade de fluidos pseudoplásticos em escoamento no trocador de placas, é menor que a viscosidade aparente devido à turbulência criada pelo modelo de ondas das placas. Os limites de viscosidade nominal, são dados por PELOSI (915), como 200 poise, ou ainda por MARRIOTT (12), como de 100 - 1000 poise.

JACKSON (9), estudou o escoamento laminar no trocador de placas com solução aquosa de xarope de milho, entre 0 e 81°-Brix, e com os dados experimentais, calculou o fator de Colburn para transferência de calor (j), com correção para viscosidade, encontrando a relação:

$$j = 0,742 (Re)^{-0,62}$$

no resfriamento e aquecimento das soluções. Neste estudo, o intervalo do Re de transição vai de 400 - 800, com variação total de 0,1 - 10.000. O coeficiente de transferência de calor necessário para o cálculo de j, foi obtido por diferença. A resistência total, é a soma da resistência laminar, turbulenta e da parede:

$$\Sigma R = R_{lam} + R_{turb} + R_p$$

$$\Sigma R = \frac{1}{U} = \frac{A \Delta T_{lm}}{Q}$$

$$R_{turb} = \frac{1}{h_{turb}} \rightarrow h_{turb} = 0,2536 \left(\frac{k}{De} \right) (Re)^{0,65} (Pr)^{0,4}$$

$$R_p = R_{placa} = \frac{L}{K}$$

Foram tomadas precauções para eliminar as bolsas de ar, fazendo vácuo nos canais com líquido viscoso e usando somente escoamento ascendente para o mesmo. O fator de correção (F) para obter a diferença de temperatura média logarítmica operacional não foi determinado.

BUONOPANE (3), em ampla pesquisa para o cálculo da área de transferência de calor no trocador de placas, determinou o fator F para correção da diferença de temperatura média logarítmica, com modelo de escoamento em série, contendo até 17 placas térmicas. A temperatura de cada corrente foi medida na entrada e saída a cada 12 segundos. As médias das medidas periódicas de vazão e temperatura deram erros menores que $\pm 1\%$ nos balanços térmicos da maioria dos experimentos. Observou que o coeficiente global de transferência de calor (U) variava, sobretudo com as diferenças de temperatura da entrada e saída das correntes, mas, que a variação era quase constante operando com pequenas diferenças de temperatura. A maior variação foi observada no modelo de escoamento em série, com igual vazão para os dois fluidos.

Esta variação é, entretanto, linear e igualmente distribuída sobre o valor médio do coeficiente global, diminuindo o valor deste, com o aumento do número de placas (anexo III)

O autor, desenvolvendo 300 experimentos, verificou que no modelo de escoamento em paralelo, o parâmetro escoamento não tinha influência, e que apenas o tipo de configuração do escoamento, afetava a diferença de temperatura média. Trocadores com mais de duas placas térmicas, podem ter número de placas par ou ímpar; os de número ímpar tem o mesmo número de correntes frias e quentes e o fator de correção (F) é 0,942; os de número par tem número desigual de correntes frias e quentes, e o fator de correção (F) é 0,967. Pode-se usar um fator médio de correção 0,95, para uma estimativa inicial na determinação da área do trocador.

O modelo de escoamento em série mostra dependência tanto da forma de escoamento, quanto da configuração do trocador (número de placas térmicas). O fator de correção é apresentado como função do mínimo Reynolds das duas correntes e da configuração do trocador. O valor do fator de correção (F) para a diferença de temperatura média diminui com o aumento de placas térmicas até o número de oito.

Em seguida à determinação do fator de correção (F), o trabalho apresenta os passos necessários para o cálculo da área de transferência de calor do trocador de placas e modelo de escoamento, com a aplicação da relação de PRIFTI, $Nu = 0,2536 (Re)^{0,65} (Pr)^{0,4}$, para cálculo dos coeficientes de transferência de calor.

BUONOPANE (4) estudou a influência de 5 modelos de nervuras e depressões no trocador de placas, correlacionados na relação: $NU = C Re^b Pr^{0,4}$. O valor do expoente de Prandtl foi tomado de acordo com vários trabalhos prévios. Isolando da e-

quação $\frac{C}{h}$, este é calculado para qualquer valor de b , juntamente com os dados experimentais. Determinando $U_{exp.}$ de:

$$U_{exp.} = \frac{Q}{A \cdot \Delta T_{lm}}$$

não usou o fator de correção (F) devido aos arranjos simples utilizados (anexo IA).

O valor do coeficiente C é dado por:

$$C = \frac{\frac{C}{h_q} + \frac{C}{h_f}}{\frac{1}{U_{exp.}} - \left(\frac{x}{k}\right)_{placa}}$$

A combinação do coeficiente C e expoente b que dá o menor desvio para U calc., obtido de:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_q} + \frac{1}{h_f} + \left(\frac{x}{k}\right)_{placa}$$

é tomado para a correlação $Nu = C Re^b Pr^{0,4}$. Os tipos de geometria dos canais de escoamento utilizados e os resultados obtidos foram:

Geometria:

(A) Herringbone triangular; (B) Herringbone semicilíndrico; (C) Trapezoidal transversal; (D) Semicilíndrica cruzada em diagonal; (E) Corrugações triangulares transversais; (F) Triangular transversal; (G) Saliências e depressões.

	Área da placa (T.C.) (m ²)	Coeficiente	Expoente	% Desvio Calculado Médio
(A)	0,118	0,4322	0,62	+ 3,8
(B)	0,137	0,1431	0,79	+ 3,5
(C)	0,140	0,2536	0,65	+
(D)	0,146	0,3116	0,59	+ 7,3
(E)	0,166	0,1333	0,73	+ 2,6
(F)	0,202	0,2213	0,65	+ 3,2
(G)	0,274	0,1446	0,67	+ 8,8

+ Estes dados estão em publicação que não foi obtida.

Nestes experimentos a temperatura do líquido (água) variou de 10-90°C, e Re de 3.000 a 50.000.

Nesta série de estudos e pesquisas citados (3, 4, 11, 14, 23) o líquido usado dos dois lados do trocador foi água, por razões práticas, embora limite a aplicação dos resultados a fluidos Newtonianos, com viscosidade baixa. Na realização dos experimentos foram assumidas as seguintes condições:

- (1) Temperatura e escoamento transientes negligíveis;
- (2) As perdas de calor na vizinhança desprezíveis;
- (3) Somente uma fase (líquida) para os fluidos no trocador;
- (4) Coeficiente global médio de transferência de calor constante através do trocador.

Nos trocadores de placas estas conclusões são favoravelmente-satisfeitas:

- (1) Condições estacionárias são obtidas pela constância de múltiplas medidas feitas simultaneamente nas duas correntes de líquido (14). A circulação rápida destes - nas bordas das placas, não afeta a transferência de calor. A convergência e divergência do escoamento nas - entradas e saídas, toma apenas uma pequena área.
- (2) As superfícies limitantes do trocador de placas tem, - anteriormente, placas com ar, situação que se aproxima da de paredes adiabáticas. As perdas de calor pelas - bordas são diminuídas pelas guarnições.
- (3) A forma dos promotores de turbulência e a disposição - das guarnições não permitem vazios com ar nas correntes dos líquidos.
- (4) Esta condição é a menos favorável para o trocador de placas. A maior variação do coeficiente global de - transferência de calor, ocorre no modelo de escoamento em série, com igual taxa de escoamento para os dois - fluidos. A variação é, entretanto, linear e igualmente distribuída em torno do valor médio do coeficiente - global de transferência de calor (3).

Assumindo as condições acima descritas, este trabalho teve - por objetivo estudar a influência da geometria do canal de escoamento na transferência de calor no trocador de placas, modelo P20-HB da Alfa-Laval.

II - MATERIAL E MÉTODOS

1. - Trocador de Placas

Foi usado o modelo P 20-HB da ALFA-LAVAL, unidade prevista para trabalhos de pesquisa em nível de planta piloto, permitindo operações de aquecimento e resfriamento de fluidos com vazão - de 0,05 - 0,15 m³/h, por canal de escoamento. O trocador está montado em três seções: resfriamento e regeneração, com seis placas cada uma, e aquecimento com 25 placas.

As principais características deste trocador de placas são:

a) As placas são de aço inox polido S1S 2443, com espessura de 5.10^{-4} m, com guarnição de borracha na borda; largura (entre guarnição) de $5,16.10^{-2}$ m. As placas são de dois tipos: A e B, de acordo com a disposição da guarnição para entrada do líquido, no lado direito ou esquerdo das mesmas.

b) O canal de escoamento formado entre duas placas, tem volume de 0,05 l, profundidade de $5,16.10^{-2}$ m (largura interna da placa) e largura média de $1,7.10^{-3}$ m.

A geometria do canal de escoamento é dada pelas nervuras e depressões das placas (Anexo II B, II C). As nervuras são cilíndricas, com vértice convexo, dispostas transversalmente, com comprimento de $1,3.10^{-2}$ m. Na largura da placa temos uma nervura longa, uma depressão (8.10^{-3} m), e uma nervura curta. Longitudinalmente há alternância na disposição das nervuras e depressões; em 0,492 m, temos 82 disposições transversais. As nervuras longas medem $2,6 \times 10^{-2}$ m.

c) Modelos de escoamento: apresentados no Anexo I B.

Os acessórios do trocador são:

- a) Um tanque de aço inox polido, sobre pés, com perfuração na parte inferior, seguida de tubo de aço inox de 0,10 m de comprimento, para saída de líquido; tampa de aço inox, com perfuração e tubo de inox para entrada de líquido. Volume do tanque: 8 litros.
- b) Tanque de aço inox, semelhante ao primeiro, tendo na tampa um termostato adaptado e dois aquecedores de imersão, cada um de 1.000 watt.
- c) Duas bombas centrífugas, tipo MM, da Alfa-Laval, de 0,75HP cada uma, de construção sanitária.
- d) Painel de madeira com tomadas para ligação do termostato, dos aquecedores, das bombas centrífugas e para a ligação geral do painel.
- e) Termômetros de vidro, com niple e protetor de aço inox, montado em uma peça em T. O trocador tem cada um destes conjuntos para o líquido considerado produto, na entrada da seção de regeneração, na saída da seção de aquecimento, e na saída da seção de resfriamento: para o fluido de aquecimento, na entrada da seção de aquecimento e para o líquido de resfriamento na entrada da seção de resfriamento.

Para estes experimentos, a água foi o líquido usado nos dois lados do trocador.

2. - Obtenção de Dados

a) Medida das temperaturas.

Foram instalados no trocador de placas, dez pontos para colocação dos termopares de cobre-constantan, para a medida

das temperaturas (8), com leitura da diferença de potencial obtida no potenciômetro CROYDON PRECISION INST. Co., Type P4/E. Pontos de medida: Anexo II A.

- 0 - Entrada e
- 1 - Saída de água de resfriamento do trocador.
- 2 - Entrada de água fria e
- 3 - Saída de água aquecida da seção de regeneração
- 4 - Saída da água aquecida da seção de aquecimento
- 5 - Entrada da água aquecida e
- 6 - Saída da seção de regeneração
- 7 - Saída da água resfriada do trocador
- 8 - Entrada e
- 9 - Saída da água de aquecimento na seção de regeneração.

(Quadro I, II, III)

b) Medida de vazão da água.

Foi medida, na saída do trocador, a vazão da água de aquecimento, água de resfriamento, e da água aquecida e resfriada logo após as medidas de temperatura. (Quadro I, II, III). Pesagem efetuada em balança METTLER, modelo P-3N.

c) Propriedades físicas da água.

Foram obtidas da literatura (16), tomadas à temperatura média de entrada e saída de cada seção.

3. Método utilizado para determinação da relação do Nusselt

Para determinação do coeficiente C e expoente b na relação do Nusselt:

$$Nu = C Re^b Pr^{0,4}$$

válida para o líquido que é aquecido e resfriado (4), por terem os canais de escoamento a mesma geometria, foi seguido o esquema:

a) Cálculo do U experimental

Com o balanço térmico de cada seção do trocador de placas, obtido da equação:

$$Q = MC_p (T_e - T_s) = mC_p (t_s - t_e)$$

(Quadros IV, V e VI), e conhecida a área de transferência de calor de cada seção, juntamente com o fator de forma, para cada modelo de escoamento calculamos U exp., com a relação:

$$U_{exp.} = \frac{Q}{A \Delta T_{lmF}}$$

O fator de correção F para o modelo de escoamento 3/2 da seção de resfriamento e 2/3 da seção de regeneração, foi achado facilmente. Para a seção de aquecimento (6x2/6x2), o valor do mesmo foi extrapolado (4), Anexo IIIA, IIIB).

b) Determinação dos números de Reynolds e Prandtl.

Com a vazão do líquido quente e frio em cada seção, o diâmetro equivalente da placa, e as propriedades físicas dos mesmos à temperatura média das correntes, foi determinado:

$$Re = \frac{V \rho D_e}{\mu}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k}$$

c) Cálculo do expoente b, foi tentada uma regressão linear - com dados do item b, e com a relação:

$$Nu = C Re^b Pr^{0,4}, \text{ na forma: } 0,4 \log.Pr = \log.\frac{Nu}{C} - b \log.Re,$$

sem resultado significativo.

d) Determinação do coeficiente $\underline{C}$.

Foram arbitrados valores para o coeficiente $\underline{b}$, e de

$$Nu = C Re^b Pr^{0,4}, \text{ como } Nu = \frac{hDe}{k}, \text{ temos:}$$

$$\frac{C}{h} = \frac{De}{k} \cdot Re^{-b} Pr^{-0,4}$$

Determinado $\frac{C}{h}$ para o lado frio e quente das três seções do trocador, da equação:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_q} + \frac{1}{h_f} + \left(\frac{x}{k}\right)_{\text{placa}}, \text{ desprezando o último termo e multiplicando-se por } \underline{C}, \text{ temos:}$$

$$C = \left(\frac{C}{h_q} + \frac{C}{h_f}\right) U_{\text{exp.}}$$

Com esta equação temos o valor de $\underline{C}$ para cada experimento.

c) Determinação do U calculado

Fixada a relação do Nu, com os valores do coeficiente $\underline{C}$ e expoente $\underline{b}$, determinados para o lado frio e quente das três seções, aquecimento, regeneração e resfriamento, foram calculados os coeficientes de transferência de calor - (h_f e h_q) para estas seções, e com estes valores, o U calc. de cada experimento:

$$h = \frac{k}{De} \cdot C \cdot Re^b \cdot Pr^{0,4}$$

$$U_{\text{calc.}} = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_q}}$$

f) Determinação do desvio de U calculado.

UNICAMP
BIBLIOTECA CENTRAL

A determinação do desvio de U calculado foi feita como:

$$\% \text{ Desvio U calc.} = \frac{U \text{ exp.} - U \text{ calc.}}{U \text{ exp.}} \times 100$$

Quanto menor o desvio de U calculado, mais a relação encontrada se aproxima dos dados experimentais.

g) Cálculo do número de Nusselt.

Com a relação obtida, foram calculados os números de Nusselt para cada experimento.

III - RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo são discutidos alguns aspectos dos resultados obtidos nos experimentos.

1. - Números de Reynolds e Prandtl

Devido à limitação de vazão no canal de escoamento do modelo P 20-HB, de $0,05 \text{ m}^3/\text{h}$ a $0,15 \text{ m}^3/\text{h}$ (20), os valores obtidos do Re, são baixos, de 670 a 3300 (Quadros VII, VIII, IX) - com intervalos de variação pequenos. Mesmo para o menor valor do Re, considera-se estabelecido o regime turbulento, de acordo com trabalhos anteriormente citados, - (21).

Os valores do Pr (Quadros VII, VIII e IX) limitados pela temperatura menor da água fria ($22,7^\circ\text{C}$), e maior da água quente ($77,4^\circ\text{C}$), Quadro I, II, III, variaram de 2,40 a 6,00.

2. - Expoente b do número de Reynolds

Não foi possível obter por meio de regressão linear, com os valores do Re e Pr dos experimentos, um valor significativo do expoente b para o número de Re. Houve necessidade de aplicar o método de iteração para cálculo do expoente b e coeficiente C, utilizado anteriormente por BUONOPANE (4). Dos valores obtidos nesta pesquisa, o de b = 0,7, apresentou os menores desvios entre U experimental e U calculado para este modelo de placa.

3. - Coeficiente C da relação do Nusselt

Com o valor do expoente b = 0,7, foi calculado o coeficiente C para cada experimento, e as médias obtidas foram:

Seção	Valor de $\underline{C}$ médio	Arranjo de placas	Modelo Escoamento
Aquecimento	0,045	6x2/6x2	série
Regeneração	0,150	2/3	paralelo
Resfriamento	0,163	3/2	paralelo

Para as duas últimas seções com igual modelo de escoamento, foi tomado o valor de $\underline{C}$ médio = 0,160,

4. - Relação do Nusselt

A relação do Nusselt obtida foi:

Seção de aquecimento : $Nu = 0,045 Re^{0,7} Pr^{0,4}$

Seção de regeneração e resfriamento : $Nu = 0,160 Re^{0,7} Pr^{0,4}$

Os valores de Nu para as três seções, são apresentados nos-Quadros VII, VIII, IX.

Nas Figuras VII, VIII, IX, Nu é plotado contra $Re^{0,7} Pr^{0,4}$ e com a inclinação $\underline{C}$, determinada para as curvas, os pontos correspondentes a cada experimento apresentam afastamento muito pequeno.

5. - U experimental

Os valores obtidos de U experimental, dados nos Quadros IV, V e VI, são crescentes da seção de aquecimento para a de regeneração e resfriamento. Vimos que o valor de U experimental:

- a) Na seção de resfriamento cresce com $850 < Re < 1100$, (1a do frio), e $650 < Re < 950$ (lado quente). Figuras V e VI,

b) Na seção de regeneração, cresce com $850 < Re < 1200$ (lado frio) e $670 < Re <$ (lado quente), Figuras III e IV.

c) Na seção de aquecimento, cresce pouco, com $1200 < Re < 1700$ (lado frio), e praticamente não se altera para $2800 < Re < 3300$ no lado da água quente. Figuras I e II.

Os valores de U experimental, maiores para a seção de resfriamento, que para a de regeneração, para Re semelhantes, são devidos à maior velocidade do líquido frio e quente no canal de escoamento da seção de regeneração. No Anexo IIID, é mostrado um exemplo da referência (22), da variação de U com a velocidade de escoamento, com igual vazão do líquido nos dois lados do trocador.

Os valores de U experimental, menores para a seção de aquecimento, se devem ao decréscimo deste, com o aumento do número de placas, no escoamento em série. No Anexo IIIC, é mostrado um exemplo da referência (3), do decréscimo de U em relação ao aumento do número de placas no trocador. As velocidades de escoamento nas três seções, são mostradas nos Quadros VII, VIII, IX.

Nas Figuras IA, IIA, IIIA, IVA, VA, VIA vemos que a maior dispersão dos valores de U , é encontrada na seção de aquecimento para o lado quente, e na seção de resfriamento para o lado frio, correspondendo respectivamente, aos menores e maiores valores do Prandtl dos experimentos.

6. - U Calculado

Os valores de U calculado e a porcentagem de desvio deste, são apresentados nos Quadros IV, V e VI, e a variação de U calculado com Re , nas Figuras IB, IIB, IVB, VB, VIB.

O desvio médio para a seção de aquecimento é de 5,7 %, para a seção de regeneração de 4,8 % e para a seção de resfriamento, de 4,3 %. Estes valores, praticamente podem ser considerados como devidos a erros experimentais.

7. - Regeneração de Calor

Chamando de:

T1 - temperatura de entrada do produto frio no trocador;

T2 - temperatura de saída do produto na seção de regeneração;

T4 - temperatura final do produto aquecido, temos:

$$\text{Regeneração} = \frac{T_2 - T_1}{T_4 - T_1} \times 100 \approx 75\%, \text{ nestes experimentos, ou a}$$

partir de:

$$\text{Razão temperatura (T.R.)} = \frac{T_2 - T_1}{T_4 - T_2} = \approx 3, \text{ nestes experimentos}$$

$$\text{Regeneração} = \frac{\text{T.R.}}{\text{TR} + 1} \times 100 = \frac{3}{4} \times 100 = 75\%$$

8. - Determinação da área de transferência de calor

O método é dado por BUONOPANE (3), que usa a relação de Prifti:

$$\text{Nu} = 0,2536 \text{ Re}^{0,65} \text{ Pr}^{0,4}$$

para cálculo dos coeficientes de transferência de calor, sem restrição à geometria do canal, e determina a área necessária para o trocador com modelo de escoamento em série e em paralelo.

IV - CONCLUSÕES

1. - Dos valores obtidos de U experimental e do desvio médio de U calculado, parece viável o uso das correlações obtidas no trocador de placas, modelo P20-HB, para líquidos semelhantes à água, na determinação da área de transferência de calor, para determinada tarefa.

2. - As correlações obtidas:

$$Nu = 0,045 \text{ Re}^{0,7} \text{ Pr}^{0,4} - \text{escoamento em série}$$

$$Nu = 0,160 \text{ Re}^{0,7} \text{ Pr}^{0,4} - \text{escoamento em paralelo,}$$

são restritas à geometria de placas utilizadas no modelo de trocador, e, provavelmente, só poderão ser extrapoladas para valores pouco maiores do Re.

3. - Com a introdução da porcentagem de regeneração:

$$0,75 = \frac{T_2 - T_1}{T_4 - T_1}$$

e do balanço térmico, pode-se determinar a área de cada seção do trocador separadamente.

4. - Conhecida a limitação de vazão do modelo de trocador, - pode-se optar pelo modelo de escoamento conveniente, em paralelo ou em série.

V - QUADROS, FIGURAS E ANEXOS

QUADRO I

Seção de Aquecimento

Nº	M (kg/h)	Te (°C)	Ts (°C)	m (kg/h)	te (°C)	t̄s (°C)
1	96,5	63,4	76,1	245,0	76,7	71,7
2	97,4	62,5	74,8	200,0	75,5	69,5
3	100,8	63,1	75,6	210,0	76,2	70,2
4	104,4	64,5	76,8	237,6	77,4	72,0
5	112,6	62,5	74,6	247,5	75,2	69,7
6	113,7	63,0	75,4	220,0	76,1	69,7
7	118,4	59,7	71,9	225,6	72,8	66,4
8	125,5	60,3	72,3	246,9	73,1	67,0
9	127,0	60,5	72,2	239,8	73,0	66,8
10	141,1	57,8	68,4	245,7	69,5	63,3
11	143,0	56,5	68,4	230,0	69,7	62,3

QUADRO II

Seção de Regeneração

Nº	M (kg/h)	Te (°C)	Ts (°C)	m (kg/h)	te (°C)	ts (°C)
1	96,5	25,2	63,4	96,5	75,8	37,4
2	97,4	24,3	62,5	97,4	74,5	36,4
3	100,8	24,2	63,1	100,8	75,4	36,3
4	104,4	25,1	64,5	104,4	76,5	37,0
5	112,6	25,5	62,5	112,6	74,3	37,1
6	113,7	24,4	63,0	113,7	75,2	36,5
7	118,4	24,4	59,7	118,4	71,6	36,4
8	125,5	25,2	60,3	125,5	72,0	36,9
9	127,0	25,7	60,5	127,0	71,8	37,0
10	141,1	26,2	57,8	141,1	68,2	36,5
11	143,0	24,4	56,5	143,0	68,3	36,4

QUADRO III

Seção de Resfriamento

Nº	M (kg/h)	Te (°C)	Ts (°C)	m (kg/h)	te (°C)	ts (°C)
1	215,6	23,0	29,0	96,5	37,4	24,0
2	215,0	22,7	28,5	97,4	36,4	23,6
3	221,0	22,7	28,5	100,8	36,3	23,6
4	220,6	23,0	29,2	104,4	37,0	23,9
5	222,0	23,0	29,6	112,6	37,1	24,1
6	240,7	23,0	28,9	113,7	36,5	24,0
7	221,0	22,7	29,3	118,4	36,4	24,1
8	250,8	23,0	29,3	125,5	36,9	24,3
9	222,0	23,0	30,1	127,0	37,0	24,6
10	239,3	23,0	30,0	141,1	36,5	24,6
11	240,0	22,7	29,8	143,0	36,4	24,5

QUADRO IV

Seção de Aquecimento

Nº	Q(kcal/h)	U exp. (kcal/hm ² °C)	U calc. (kcal/hm ² °C)	% Desvio U calc.	-V min/ V máx	ΔTlm (°C)
1	1226	970	1092	+ 12,57	0,394	2,93
2	1198	1013	1028	+ 1,48	0,487	2,74
3	1260	1091	1054	- 3,39	0,480	2,63
4	1284	1071	1132	+ 5,69	0,439	2,73
5	1362	1151	1159	+ 0,69	0,455	2,65
6	1410	1187	1052	- 11,37	0,517	2,66
7	1444	1119	1092	- 2,41	0,525	2,89
8	1506	1218	1136	- 6,70	0,508	2,77
9	1486	1231	1155	- 6,72	0,530	2,66
10	1524	1172	1284	+ 9,55	0,574	2,32
11	1702	1276	1307	+ 2,43	0,622	2,94

QUADRO V

Seção de Regeneração

Nº	Q(kcal/h)	U exp. (kcal/hm ² °C)	U calc. (kcal/hm ² °C)	% Desvio U calc.	V min/ V máx.	ΔTlm (°C)
1	3686	1999	2194	+ 9,75	0,67	12,30
2	3721	2060	2197	+ 6,65	0,67	12,05
3	3901	2133	2257	+ 5,81	0,67	12,20
4	4113	2296	2318	+ 0,95	0,67	11,95
5	4166	2376	2435	+ 2,48	0,67	11,70
6	4389	2410	2455	+ 1,86	0,67	12,15
7	4180	2334	2521	+ 8,01	0,67	11,95
8	4405	2512	2620	+ 4,29	0,67	11,70
9	4420	2610	2650	+ 1,53	0,67	11,30
10	4459	2874	2840	- 1,18	0,67	10,35
11	4590	2573	2832	+ 10,06	0,67	11,90

QUADRO VI

Seção de Resfriamento

Nº	Q(kcal/h)	U exp. (kcal/hm ² °C)	U calc. (kcal/hm ² °C)	% Desvio U calc.	V min/ V máx.	ΔTlm (°C)
1	1293	2479	2489	+ 0,40	0,45	3,48
2	1247	2584	2492	- 3,56	0,45	3,22
3	1280	2677	2553	- 4,63	0,46	3,19
4	1368	2861	2591	- 9,43	0,47	3,19
5	1464	2933	2668	- 9,03	0,51	3,33
6	1421	2917	2746	- 5,86	0,47	3,25
7	1456	2840	2734	- 3,73	0,53	3,42
8	1581	2954	2997	+ 1,45	0,50	3,57
9	1575	2895	2945	+ 1,72	0,57	3,63
10	1679	3210	3049	- 5,01	0,59	3,49
11	1702	3077	2998	- 2,89	0,60	3,69

QUADRO VII

Seção de Aquecimento

Nº	Veloc. esc. canal (m/s)		Re		Pr		Nu	
	Frio	Quente	Frio	Quente	Frio	Quente	Frio	Quente
1	0,156	0,251	1242	3331	2,57	2,42	9,64	18,72
2	0,157	0,324	1233	2663	2,62	2,48	9,66	16,23
3	0,163	0,340	1287	2824	2,59	2,45	9,89	16,79
4	0,169	0,385	1358	3255	2,54	2,40	10,20	18,42
5	0,182	0,401	1426	3295	2,62	2,48	10,70	18,84
6	0,184	0,356	1450	2943	2,59	2,46	10,75	16,20
7	0,191	0,365	1437	2896	2,74	2,58	10,90	16,64
8	0,202	0,399	1533	3178	2,72	2,56	11,41	18,49
9	0,205	0,388	1552	3086	2,72	2,57	11,51	18,24
10	0,227	0,396	1715	3003	2,86	2,71	12,59	18,26
11	0,230	0,371	1653	2798	2,88	2,73	12,35	17,38

QUADRO VIII

Seção de Regeneração

Nº	Veloc. esc. canal (m/s)		Re		Pr		Nu	
	Frio	Quente	Frio	Quente	Frio	Quente	Frio	Quente
1	0,154	0,103	829	679	4,00	3,18	30,16	23,96
2	0,155	0,104	823	673	4,07	3,25	30,18	23,96
3	0,161	0,108	855	701	4,06	3,23	30,99	24,66
4	0,167	0,111	904	736	3,96	3,18	31,86	25,36
5	0,180	0,120	962	781	4,03	3,23	33,47	26,60
6	0,181	0,121	965	790	4,05	3,23	33,73	26,81
7	0,189	0,126	977	805	4,18	3,33	34,42	27,51
8	0,200	0,134	1047	854	4,13	3,31	35,92	28,49
9	0,202	0,136	1069	864	4,10	3,31	36,45	28,72
10	0,225	0,151	1163	930	4,18	3,43	38,88	30,80
11	0,228	0,153	1150	943	4,31	3,43	39,01	31,11

QUADRO IX

Seção de Resfriamento

Nº	Veloc. esc. canal (m/s)		Re		Pr		Nu	
	Frio	Quente	Frio	Quente	Frio	Quente	Frio	Quente
1	0,275	0,153	851	637	6,06	5,35	36,19	28,11
2	0,227	0,154	841	635	6,12	5,43	36,07	28,19
3	0,233	0,159	864	655	6,12	5,44	36,75	28,95
4	0,233	0,165	873	685	6,05	5,39	36,84	29,72
5	0,235	0,178	883	742	6,01	5,36	37,14	31,27
6	0,268	0,180	950	744	6,06	5,41	39,09	31,49
7	0,233	0,187	873	774	6,06	5,41	36,84	32,38
8	0,265	0,199	994	827	6,05	5,36	40,50	33,74
9	0,235	0,201	987	841	5,98	5,34	39,95	35,36
10	0,253	0,223	1031	928	5,98	5,37	41,19	36,76
11	0,254	0,226	953	939	6,03	5,39	39,17	37,07

FIGURA 1

Seção de Aquecimento - Lado Frio

A - U exp. vs. Re

B - U calc. vs. Re

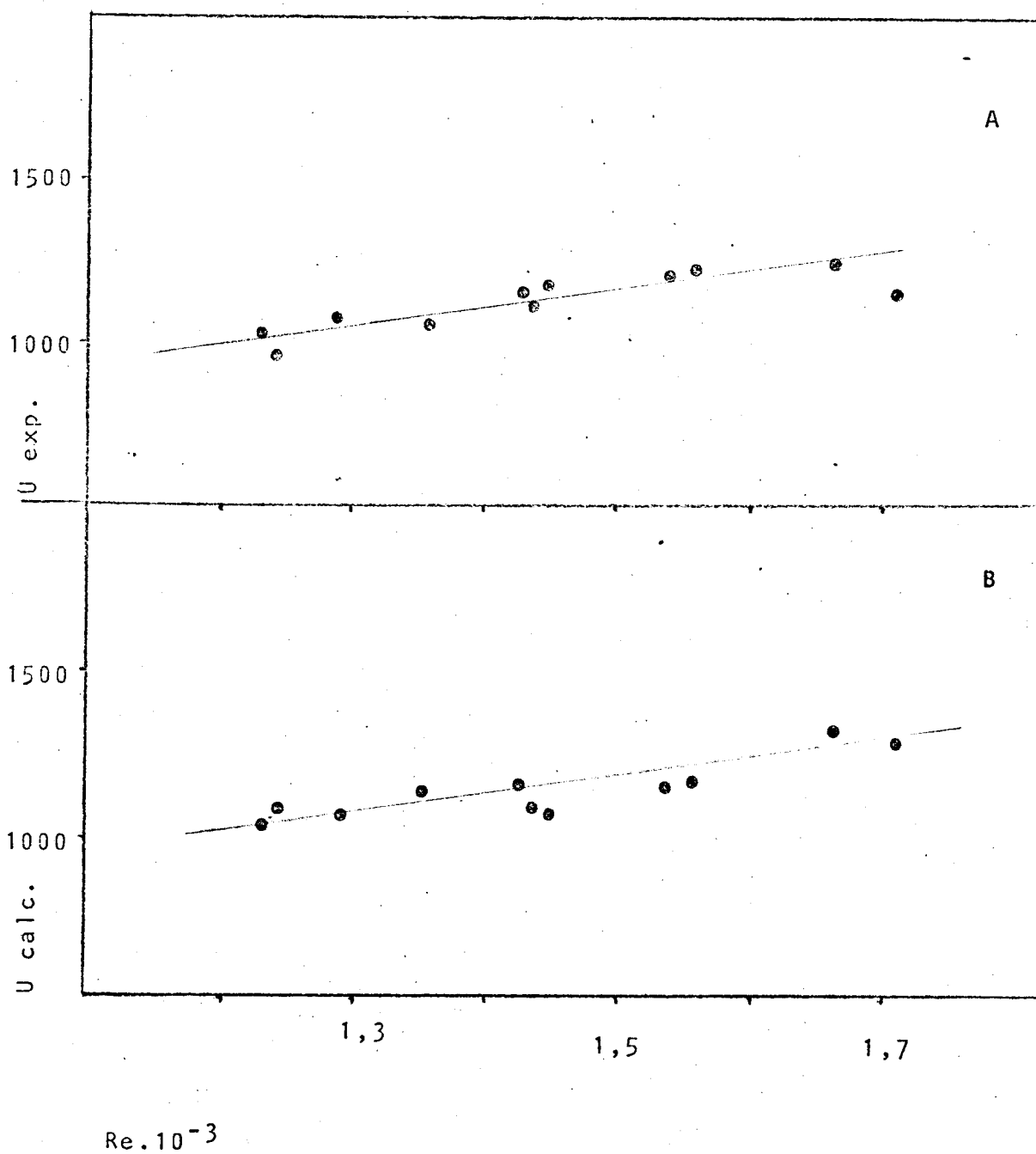


FIGURA II

Seção de Aquecimento - Lado Quente

A - U exp. vs. Re

B - U calc. vs. Re

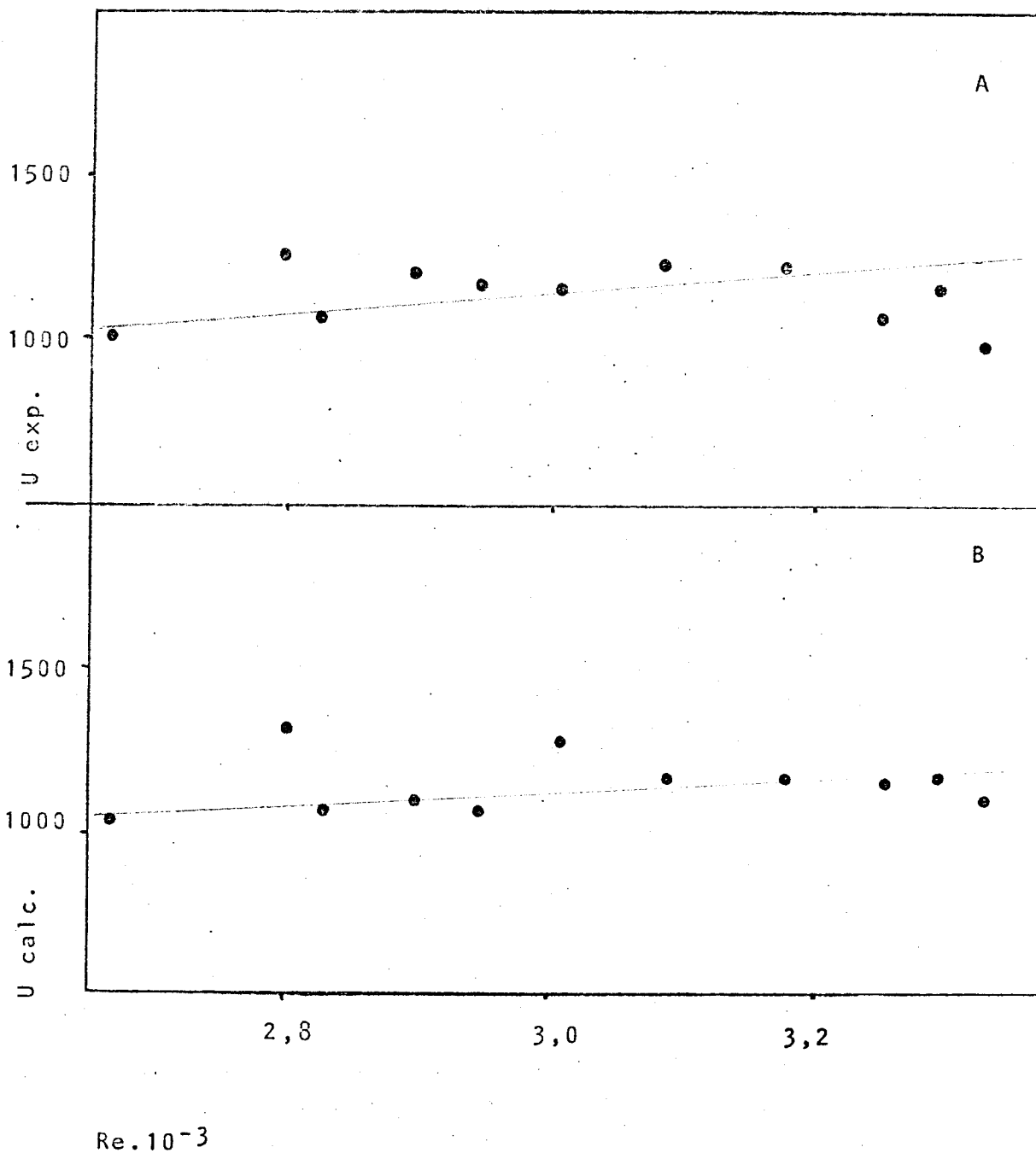


FIGURA III

Seção de Regeneração - Lado Frio

A - U exp. vs. Re

B - U calc. vs. Re

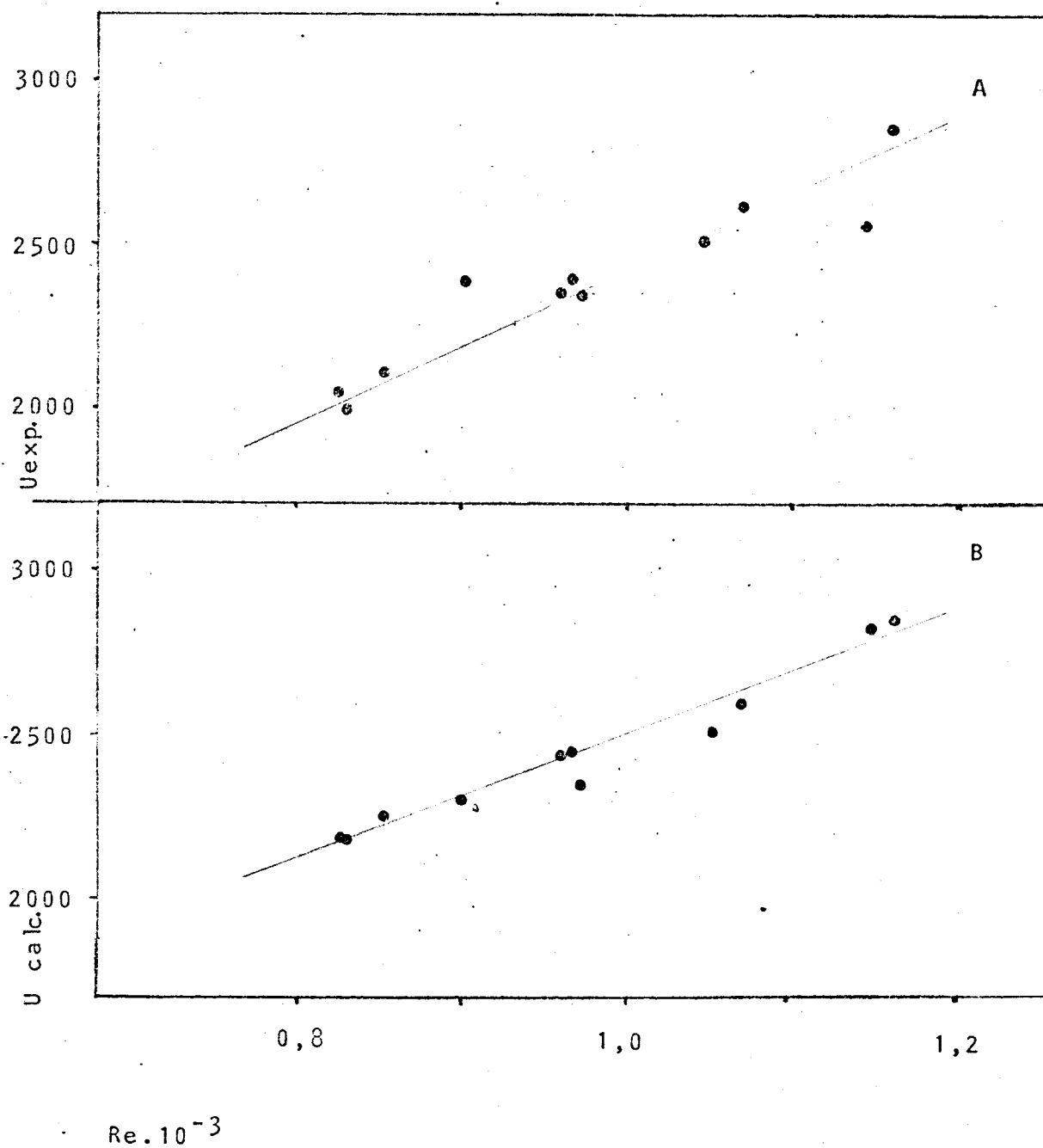


FIGURA IV

Seção de Regeneração - Lado Quente

A - U exp. vs. Re

B - U cal. vs. Re

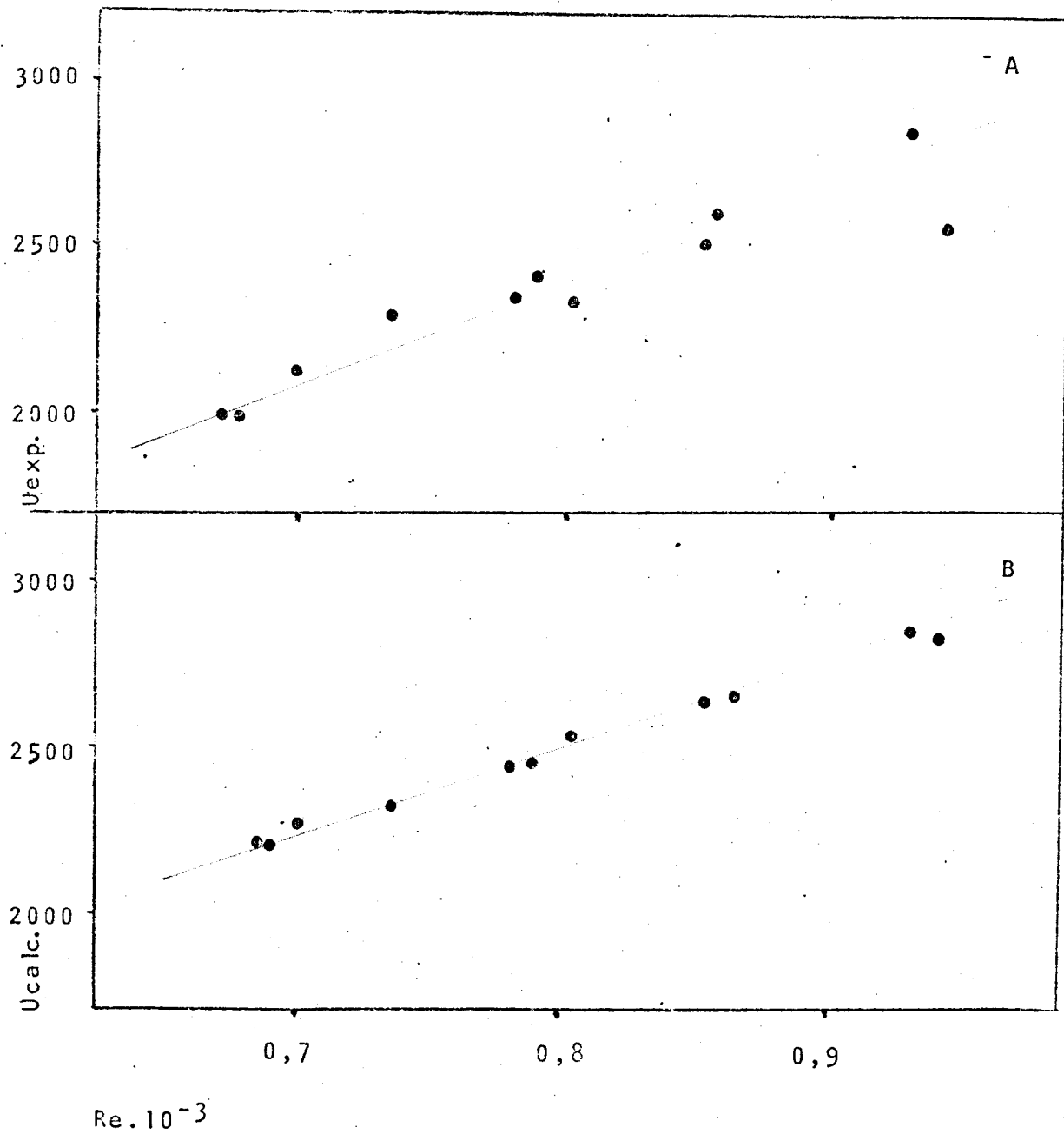


FIGURA V

Seção de Resfriamento - Lado Frio

A - U exp. vs. Re

B - U calc. vs. Re

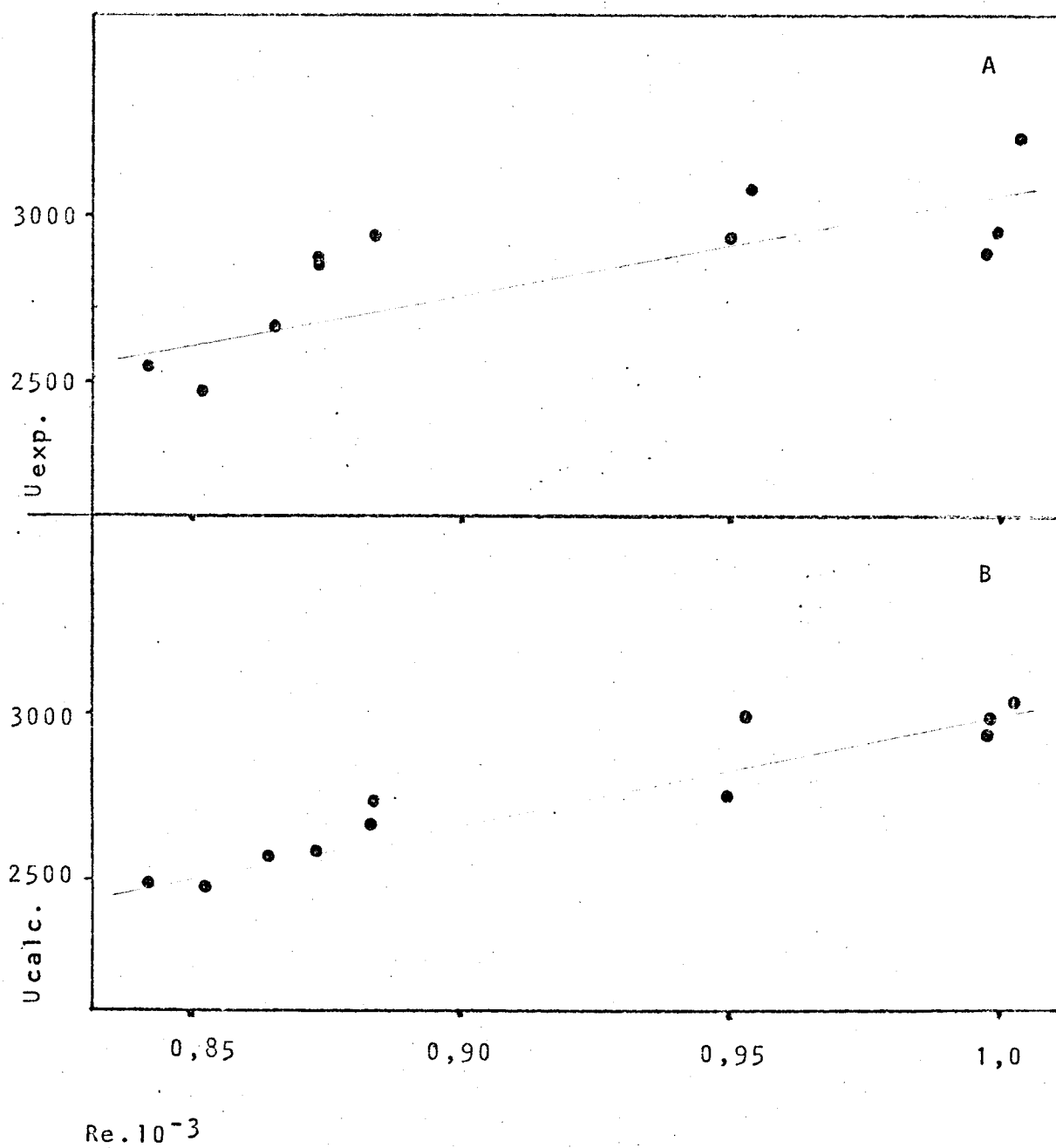


FIGURA VI

Seção de Resfriamento - Lado Quente

A - U exp. vs. Re

B - U calc. vs. Re

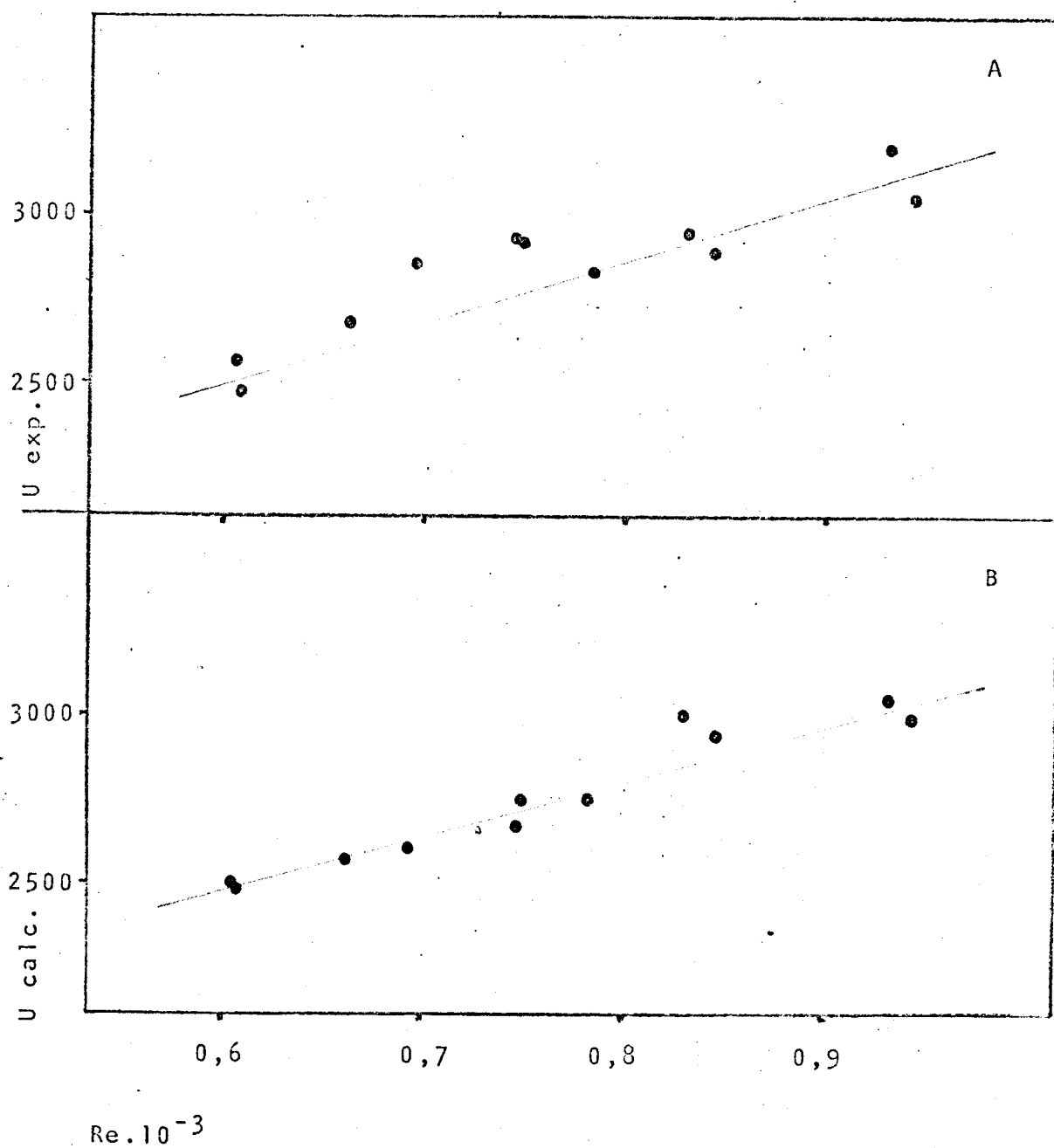


FIGURA VII

Seção de Aquecimento

A - Nu_f vs. $(Re^{0,7}Pr^{0,4})_f$ B - Nu_q vs. $(Re^{0,7}Pr^{0,4})_q$

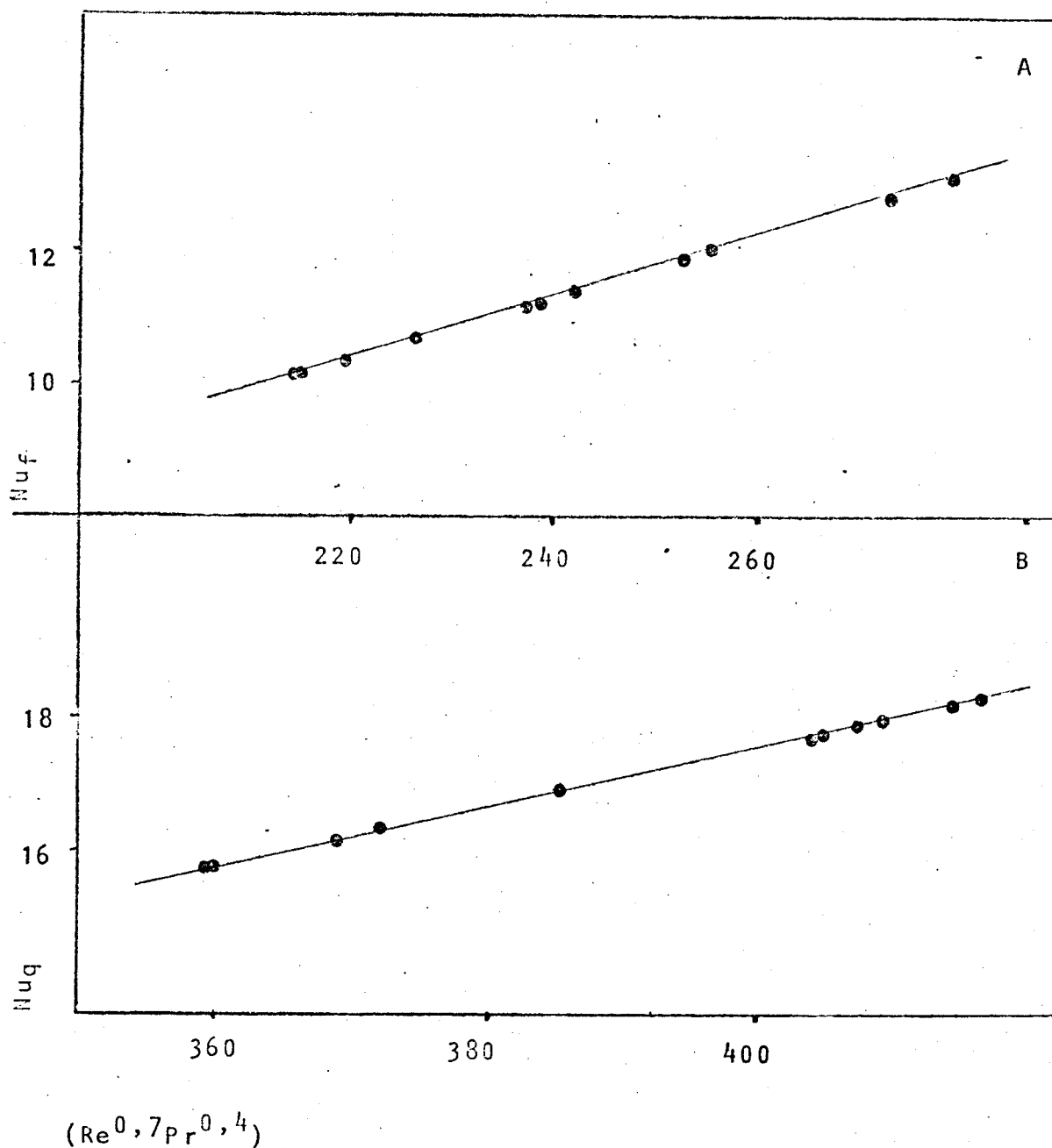


FIGURA VIII

Seção de Regeneração

A - Nu_f vs. $(Re^{0,7} Pr^{0,4})_f$

B - Nu_q vs. $(Re^{0,7} Pr^{0,4})_q$

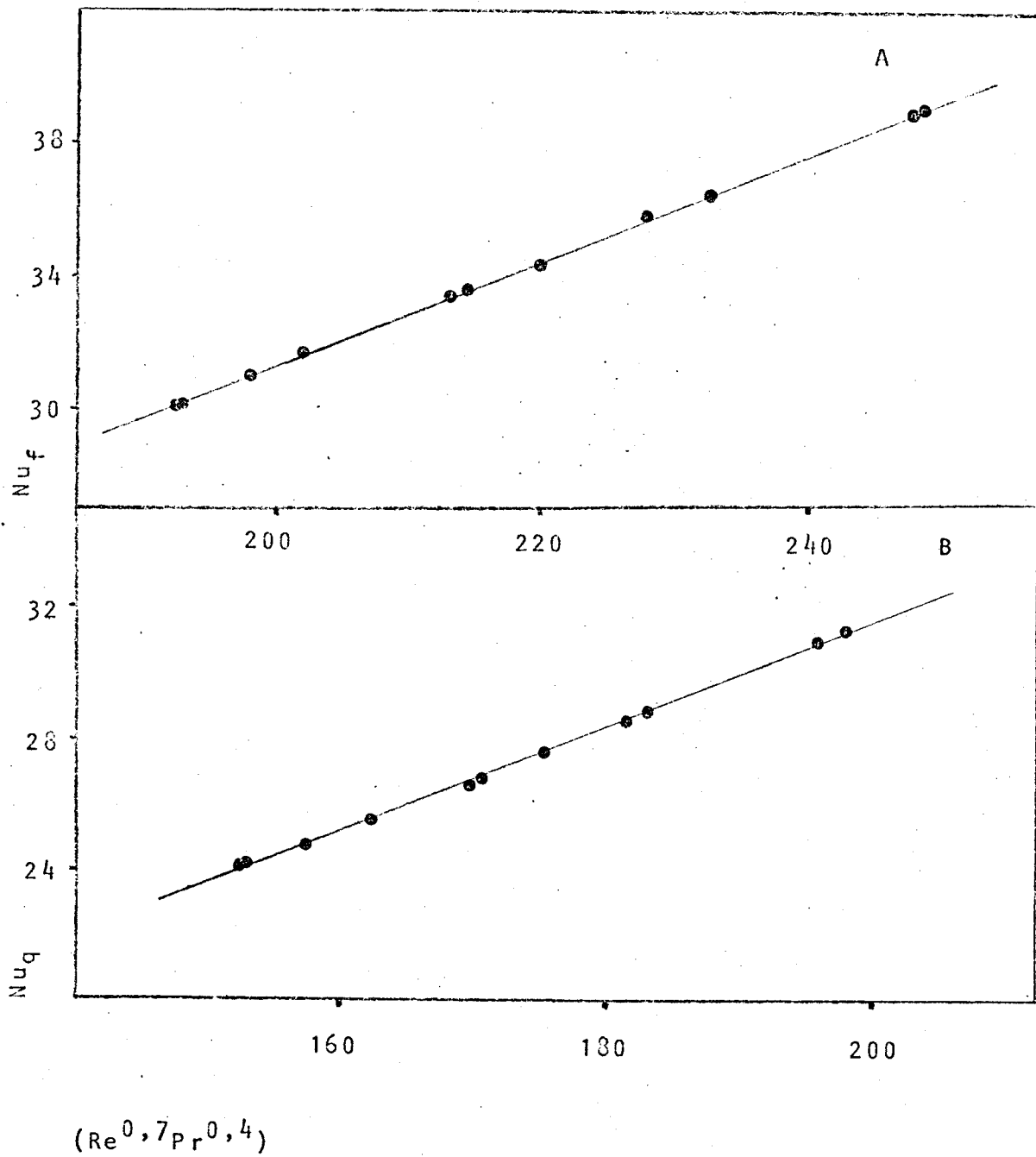
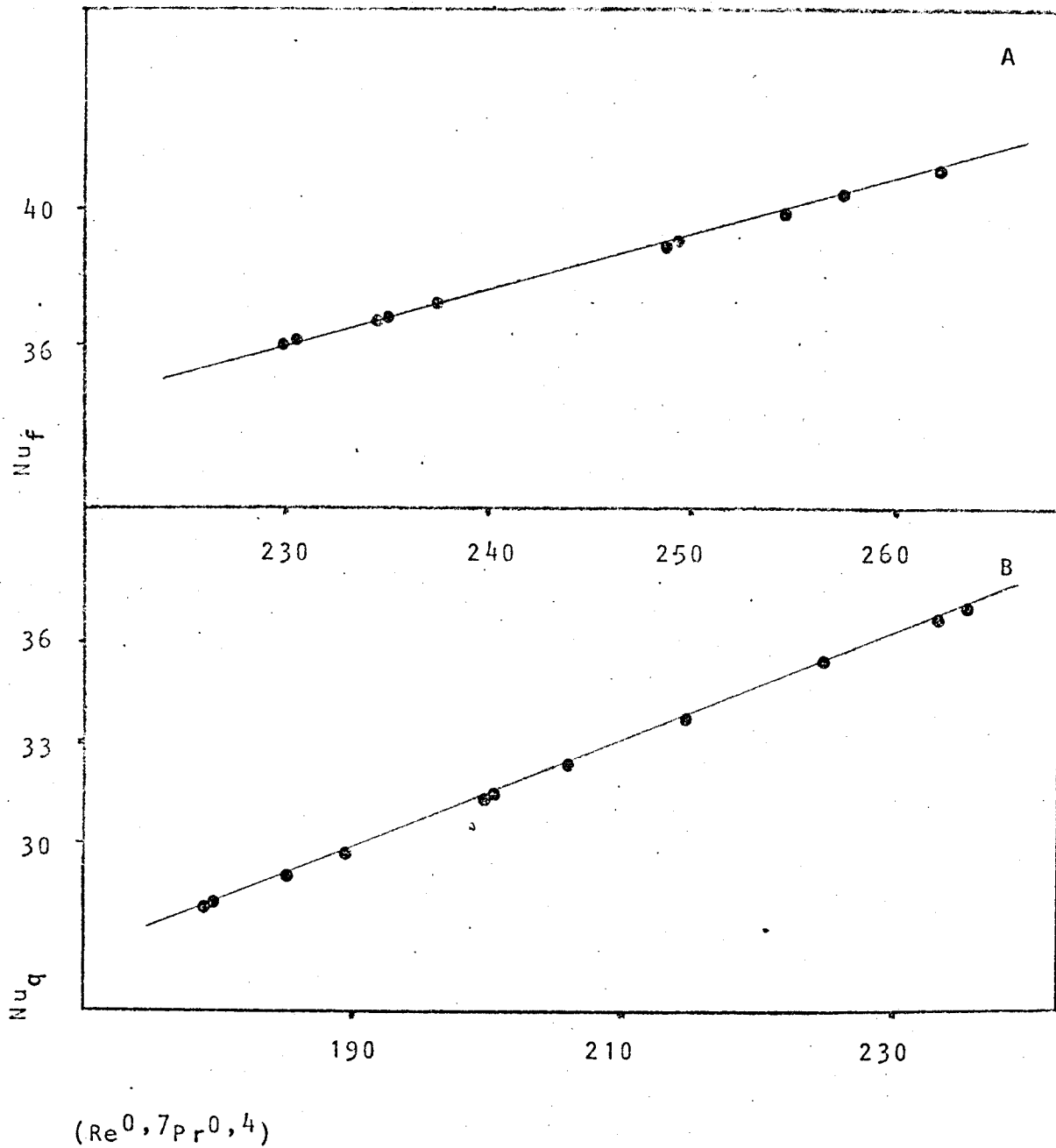


FIGURA IX

Seção de Resfriamento

A - Nu_f vs. $(Re^{0,7} Pr^{0,4})_f$

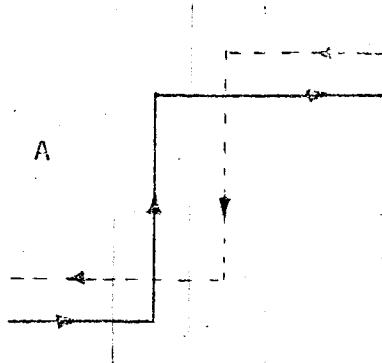
B - Nu_q vs. $(Re^{0,7} Pr^{0,4})_q$



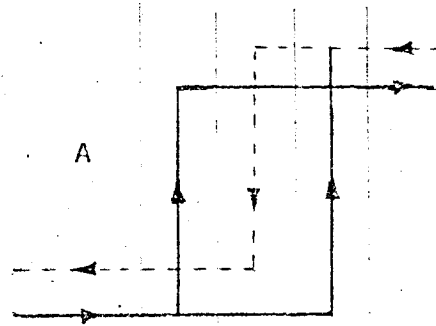
ANEXO I

A - Modelos de Escoamento (4)

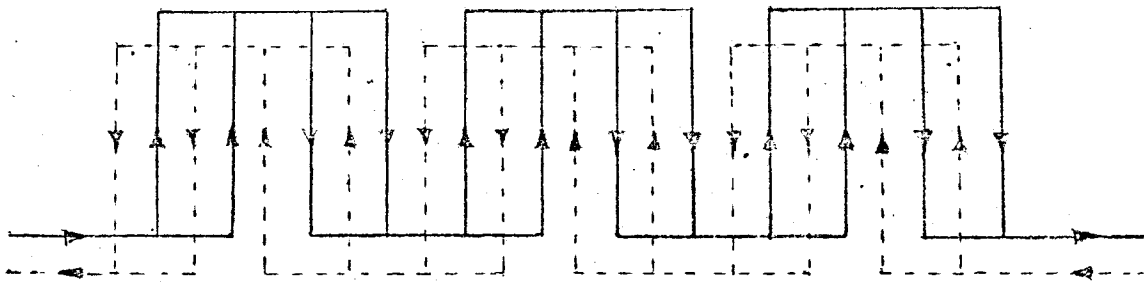
3 placas



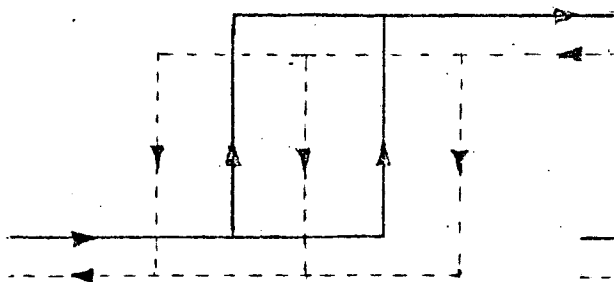
4 placas



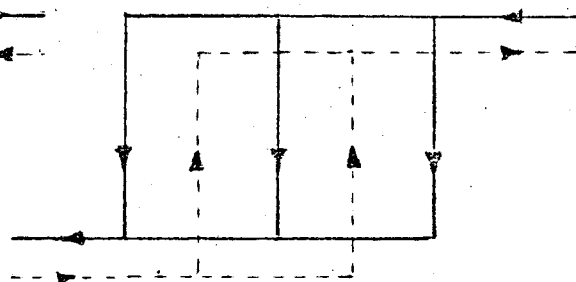
B - Seção de Aquecimento (6x2/6x2)



B - Seq. Regeneração (2/3)



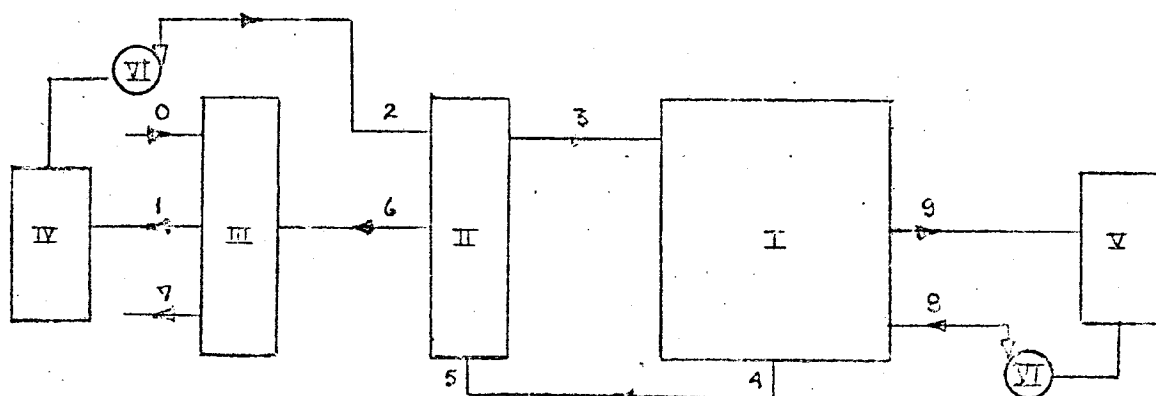
B - Seq. Resfriamento (3/2)



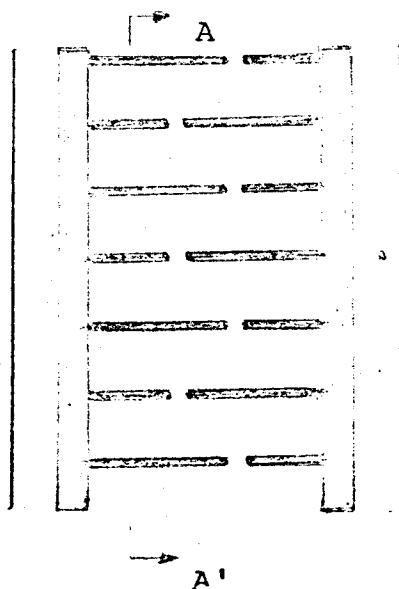
ANEXO II

A - Pontos de Medida de Temperatura: 0,1,2,3,4,5,6,7, 8 e 9.

- I - Seção de aquecimento
- II - Seção de regeneração
- III - Seção de resfriamento
- IV - Tanque de água fria
- V - Tanque de água quente
- VI - Bombas



B - Modelo da Placa



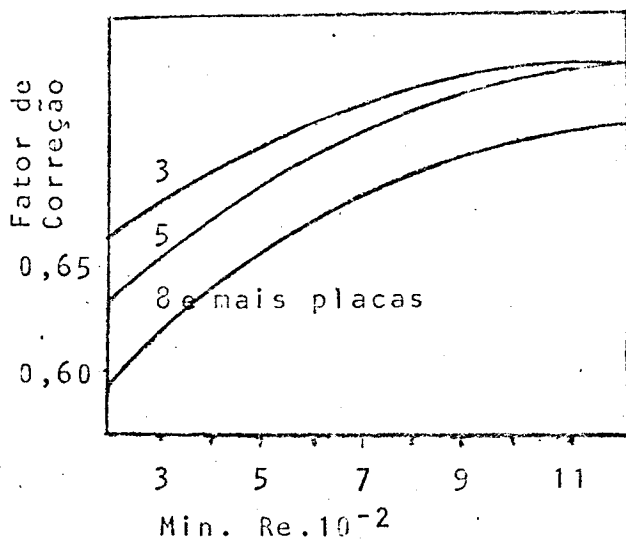
C - Corte da Placa



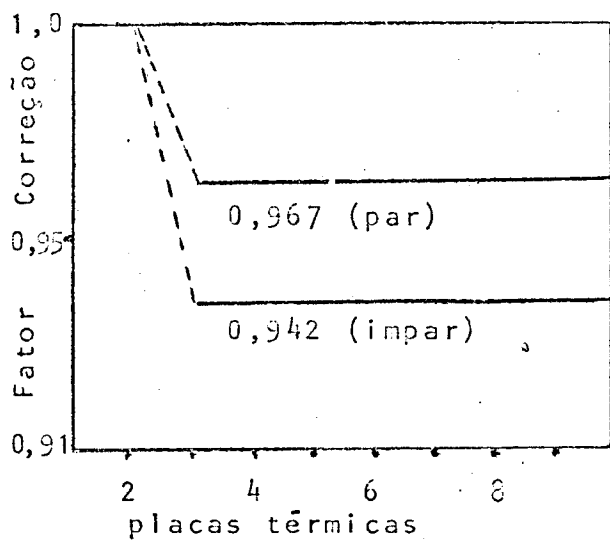
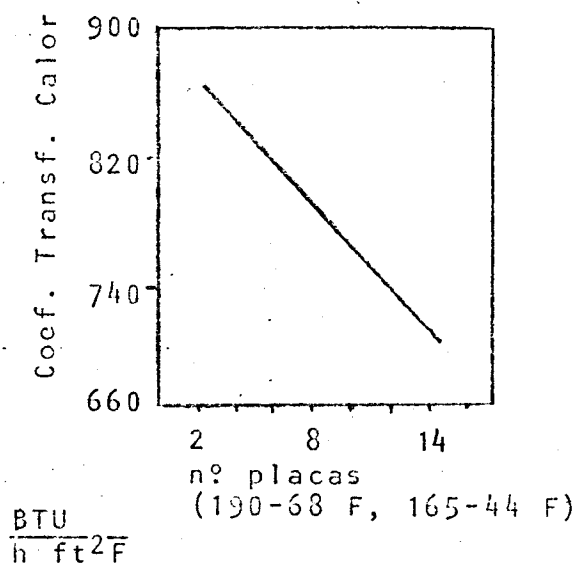
Corte A-A'

ANEXO III

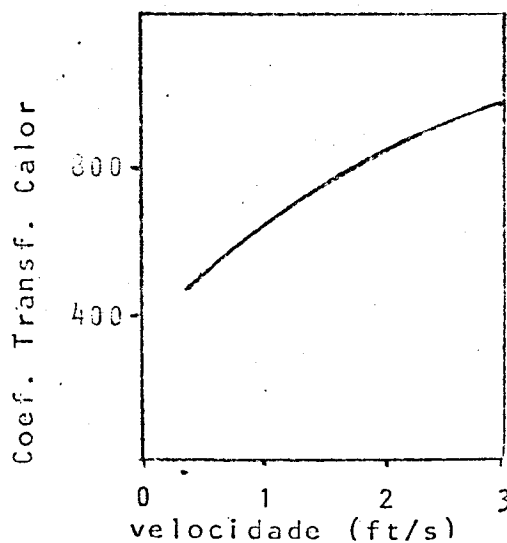
A - Fator de correção, escoamento em série (3)



C - Variação de U com o número de placas (3)



B - Fator de correção, escoamento paralelo (3)



D - Variação de U com a velocidade (22)

VI - NOMENCLATURA

- A Área de transferência de calor (m^2)
- Ap Área da placa ($A_p = 0,031 m^2$)
- At Área transversal do canal de escoamento
 $At = bs = 8,772 \cdot 10^{-5} m^2$
 $b = 5,16 \cdot 10^{-2} m, S = 1,7 \cdot 10^{-3} m$
- a Coeficiente da relação do NEu
- b Expoente do Reynolds na relação do Nusselt
- C Coeficiente da relação do Nusselt
- Cp Calor específico ($kcal/kg^{\circ}C$)
- De Diâmetro equivalente, $De = \frac{4(b \cdot s)}{2(b+s)}$ ($De = 3,29 \cdot 10^{-3} m$)
- NEu Número de Euler, adimensional, ($NEu = \frac{\Delta P}{\rho v^2}$)
- e Índice para entrada de líquido
- F Fator de correção para a diferença de t° média logarítmica
- f Índice para líquido frio
- h Coeficiente de Transferência de Calor ($kcal/hm^2^{\circ}C$)
- j Fator de Colburn para Transferência de Calor
 $j = StPr^{2/3} \quad St = \frac{Nu}{RePr} = \frac{h}{\rho v Cp}$
- k Condutividade térmica ($kcal/hm^{\circ}C$)
- M Taxa de massa do líquido frio (Kg/h)
- m Taxa de massa do líquido quente (kg/h)
- Nu Número do Nusselt, adimensional ($Nu = \frac{h De}{k}$)
- N Expoente de Reynolds na relação do NEu

Pr	Número de Prandtl, adimensional ($Pr = \frac{\mu C_p}{k}$)
p	Índice para <u>placa</u>
Q	Taxa de Calor Transferido (kcal/h)
q	Índice para <u>líquido quente</u>
Re	Número de Reynolds, adimensional ($Re = \frac{v_{De} \rho}{\eta}$)
T	Temperatura do líquido frio ($^{\circ}C$)
t	Temperatura do líquido quente ($^{\circ}C$)
T.R.	Relação de temperaturas ($^{\circ}C$)
ΔT_{lm}	Diferença média logarítmica de temperatura = $= \frac{\Delta T_{maior} - \Delta T_{menor}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{maior}}{\Delta T_{menor}}\right)}$
U	Coeficiente global de Transferência de Calor (kcal/hm ² °C)
V	Vazão do líquido (m ³ /h)
Vp	Vazão do líquido no canal de escoamento (m ³ /h)
vp	Velocidade do líquido no canal de escoamento (m/s) $vp = \frac{V}{3600 \text{ At}}$
x	Espessura da placa (m)
ρ	Densidade do líquido (kg/m ³)
μ	Viscosidade dinâmica do líquido (kg/ms)
η	Viscosidade cinemática do líquido (m ² /h)

VII - BIBLIOGRAFIA

1. AGGARWAL, M.L. - Computes Efficiency of Regenerative Heat Transfer. Food Eng. 45, n° 11, 83 (1973).
2. BRISSENDEN, C.H. - Plate Heat Exchangers Then and Now. J. Soc. Dairy Technology 25, 140-7 (1972).
3. BUONOPANE, R.A., TROUPE, R.A., & MORGAN, J.C., - Heat Transfer Design Method for Plate Heat Exchangers. Chem. Eng. Progress 59, 57-61 (1963).
4. BUONOPANE, R.A. & TROUPE, R.A. - A Study of the Effects of Internal Rib and Channel Geometry in Rectangular Channels - Part II. - Heat Transfer - AICHE J. 15, 592-6 (1969).
5. BUONOPANE, R.A. & TROUPE, R.A. - A Study of the Effects of Internal Rib and Channel Geometry in Rectangular Channels - Part I. - Pressure Drop - AICHE J. 15, 585-592 (1969).
6. DARLINGTON - Heat Transfer and Heat Exchangers. - Food Manufacture 47, n° 10, 31-4 (1972).
7. DICKERSON Jr., R.W., WINDAU, T.D. & READ Jr., R.B. - Flow Profiles in the Plates of a Milk Pasteurizer. - J. Dairy Science 57, 1-8 (1973).
8. HOLMAN, J.P. - Experimental Methods for Engineers. Mc Graw Hill 1966.
9. JACKSON, B.W. & TROUPE, R.A. - Laminar Flow in a Plate Heat Exchanger. Chem. Eng. Progress 60, 62-5 (1964).
10. JENSSEN, S.K. - Heat Exchanger Optimization. - Chem. Eng. Progress 65, 59-66 (1969).
11. LAWRY, F.J. - Plate-Type Heat Exchangers. - Chem. Eng. 29, 89-94 (1959).

12. MARRIOTT, J. - Where and How To Use Plate Heat Exchangers. Chem. Eng. 5, 127-33 (1971).
13. McADAMS, W.H. - Heat Transmission. - Mc Graw Hill, 3a. ed. 1954.
14. McKILLOP, A.A. & DUNKLEY, W.L. - Plate Heat Exchangers - Heat Transfer. - Ind. & Eng. Chem. 52, 740-4 (1960).
15. PELOSI, M - Heat Exchangers - Performance Data, Costs, Applications. - Food Eng. 44, n° 2 (1972).
16. PERRY, J.H. - Chemical Engineer's Handbook. - Mc Graw Hill, 4a. ed. 1963.
17. SCOTT, R. - Plate Heat Exchangers in Food Processing. Process Biochem. 5, n° 5, 39-42 (1970).
18. SMITH, R.W. - Applications of Plate & Scraped Surface Heat Exchangers. - Food Manufacture 47, n° 10, 37-40 (1972).
19. SMITH, V.C. & TROUPE, R.A. - Pressure Drop Studies in a Plate Heat Exchanger. - AIChE J. 11, 487-91 (1965)
20. THERMAL HANDBOOK - Alfa Laval - Sweden - 1969.
21. TROUPE, R.A. MORGAN, J.C. & PRIFTI, J. - The Plate Heater - Versatile Chemical Engineering Tool - Chem. Eng. Progress 56, 124-8 (1960).
22. USCHER, J.D. - Evaluating Plate Heat-Exchangers - Chem. Eng. 23, 90-3 (1970).
23. WATSON, E.L., McKILLOP, A.A., DUNKLEY, W.L. & PERRY, R.L. - (Plate Heat Exchangers) Flow characteristics. Ind. & Chem. Eng. 52, 733-40 (1960)

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Doutor *László Halász*, orientador desta tese.

Ao Professor Doutor *André Tosello*, Diretor da Faculdade -
de Engenharia de Alimentos e Agrícola.

Ao Professor Doutor *Ch n Shu Chen*, Chefe do Departamento-
de Engenharia de Alimentos.

Aos meus colegas de Departamento que me incentivaram e au
xiliaram no desenvolvimento deste trabalho.