

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ALIMENTOS E AGRÍCOLA

ESTUDO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA  
EVAPORAÇÃO DE LEITE EM  
PELÍCULA DESCENDENTE

Salvador Massaguer Roig

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.

Prof. Dr. Gonzalo Roa  
Orientador

Campinas  
São Paulo - Brasil  
Dezembro de 1977

UNICAMP  
BIBLIOTECA

La meus pais

Francisco Massaguer Puig

Maria Roig de Massaguer

## ÍNDICE

	Página
RESUMO .....	i
SUMMARY .....	iii
NOMENCLATURA .....	v
INTRODUÇÃO .....	1
OBJETIVO .....	4
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	5
Conceitos gerais .....	5
Evaporadores de película descendente .....	10
Coeficientes de transferência de calor por convecção em películas líquidas descendentes .....	25
Propriedades físicas do leite .....	34
MATERIAIS E MÉTODOS .....	38
RESULTADOS .....	43
COMENTÁRIOS E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS .....	56
CONCLUSÕES .....	60
RECOMENDAÇÕES PARA FUTURAS EXPERIÊNCIAS .....	62
BIBLIOGRAFIA .....	63

## RESUMO

Neste trabalho procurou-se determinar experimentalmente coeficientes globais de transferencia de calor para a evaporação de leite em um evaporador de película descendente, escala de laboratório. Verificou-se a validade para leite de modelos matemáticos relatados na literatura para a evaporação de água e água do mar, neste tipo de equipamento.

Utilizou-se um evaporador constituído de um único tubo de  $2,54 \times 10^{-2}$  m de diâmetro nominal e  $9,7 \times 10^{-1}$  m de altura. O sistema de alimentação permitia ao leite escoar sobre a superfície externa do tubo, e a película de leite era totalmente visível com a finalidade de se detectar discontinuidades, formação de espuma e depositos na mesma. O aquecimento era obtido com vapor condensante no interior do tubo.

Os dados experimentais foram obtidos para as seguintes faixas de valores das variáveis:- número de Reynolds de 210 à 1130; número de Prandtl de 8 à 16; temperatura de evaporação de 37,0 à 54,2 °C; diferença de temperatura entre o meio de aquecimento e o meio evaporante de 3,7 à 6,2 °C; teor de sólidos totais do leite 10,30 à 22,03% e razão de sólidos gordurosos do leite para sólidos totais de 0,10 à 0,25.

Os resultados obtidos concordam satisfatoriamente com os valores previstos por Dukler em sua análise matemática do fenomeno, apresentando um desvio da ordem de 40-50% pa

ra mais dos valores obtidos por Chun, que trabalhou com água destilada em um aparelho de escala de laboratório, e um desvio da ordem de 50% para menos dos valores obtidos por Kroll, que trabalhou com água do mar em um evaporador a escala piloto.

## SUMMARY

Experiments were carried out to determine on laboratory scale the global heat transfer coefficients of milk evaporation in a falling film evaporator.

The applicability of mathematical models, reported in the literature for the evaporation of distilled and sea water, to the milk, was established using the above type of equipment.

An evaporator consisting of one tube only with  $2,54 \times 10^{-2}$  m nominal diameter and  $9,7 \times 10^{-1}$  m height was employed. The feeding system made possible the obtention of a uniform milk film on the outside of the tube, the film being completely visible, which permitted the detection of any discontinuities, formation of froth and deposits. The heating was obtained by steam condensing in the interior of the tube.

Experimental data were obtained for the following values of variables:- Reynolds number 210 - 1130; Prandtl number 8 - 16; evaporation temperature 37,0 - 54,2 °C; temperature difference between the heating and evaporation medium 3,7 - 6,2 °C; total solids content of the milk 10,30 - 22,03%; the ratio between fat and total solids 0,10 - 0,25.

The results obtained agreed satisfactorily with the values predicted by Dukler in his mathematical analysis

of the phenomenon. There was a deviation of the order of 40-50% above the values obtained by Chun who worked with distilled water using a laboratory apparatus, and a deviation of the order of 50% below the values obtained by Kroll who worked with sea water employing a pilot plant evaporator.

## NOMENCLATURA

A	-	constante numérica
Co	-	condensado ..... (Kg/s)
$c_p$	-	calor específico a pressão constante ... (cal/gr s)
f	-	conteúdo de sólidos gordurosos do leite ..... ( % )
g	-	aceleração da gravidade ..... (m/s <sup>2</sup> )
h	-	coeficiente de transferência de calor convectivo ..... (Kcal/s m <sup>2</sup> °C)
$h_{fg}$	-	calor latente de evaporação ( condensação ) ..... ..... (Kcal/Kg °C)
K	-	condutividade térmica ..... (Kcal/s m °C)
L	-	comprimento do tubo de aço Inoxidável ..... ( m )
m	-	conteúdo de sólidos não gordurosos do leite . ( % )
n	-	expoente numérico
P	-	relação entre sólidos gordurosos e sólidos não gordurosos do leite ..... (adimensional)
Pr	-	número de Prandtl ( $cp \mu / K$ ) ..... (adimensional)
Q	-	vazão do produto ..... (Kg/s)
Re	-	número de Reynolds ( $4 \Gamma / \mu$ ) ..... (adimensional)
r	-	raio ..... ( m )
s	-	conteúdo de sólidos totais do leite ..... ( % )
T	-	temperatura ..... ( °C )
U	-	coeficiente global de transferência de calor ..... ..... (Kcal/s m <sup>2</sup> °C)
W	-	conteúdo de água do leite ..... ( % )



- $\Gamma$  - vazão mássica de produto por unidade de comprimento de perimeto molhado ..... (Kg/s m)  
 $\Delta$  - diferença  
 $\Delta T$  - diferença de temperatura, entre o meio de aquecimento e o meio evaporante ..... ( °C )  
 $\delta$  - espessura da película ..... ( m )  
 $\lambda$  - espessura do tubo de aço inoxidável ..... ( m )  
 $\mu$  - viscosidade dinâmica ..... (Kg/s m)  
 $\nu$  - viscosidade cinemática ..... (m<sup>2</sup>/s)  
 $\rho$  - densidade ..... (Kg/m<sup>3</sup>)  
 $\sigma$  - tensão superficial ..... (Kg/s<sup>2</sup>)  
 $\phi$  -  $( K_f^3 \rho_f^2 g / \mu_f^2 )^{1/3}$   
 $\psi$  - grupo numérico definido na Tabela III e IV

Índices:-

- a - propriedade do aço inoxidável  
 e - evaporação  
 f - propriedade física avaliada à temperatura da película de líquido  
 i - transição entre regime laminar e regime ondulado  
 l - propriedade da película de leite  
 m - valor médio  
 N - avaliado pela teoria de Nusselt  
 tr - transição entre regime ondulado e regime turbulento  
 v - vapor de aquecimento  
 x - propriedade local

- 0 - valores a  $x = 0$
- 1 - película condensante
- 2 - película evaporante

## INTRODUÇÃO

A evaporação é uma das operações unitárias mais importantes no processamento de alimentos. Ela consiste na remoção de parte da água do produto por geração de uma fase vapor, de modo a se obter um produto mais concentrado, o qual resulta ser mais econômico e prático de se embalar, transportar ou sofrer novas etapas de processamento. A evaporação é frequentemente empregada na indústria de açúcar, de sucos de frutas, de leite, através do uso de diferentes tipos de evaporadores.

A evaporação de alimentos líquidos tem cada vez mais se firmado, desde a sua introdução no processamento de alimentos, como uma das operações de concentração de alimentos mais importantes de que dispõem a tecnologia moderna. Outras operações de concentração de alimentos tem sido propostas até hoje, mas não conseguiram deslocar a evaporação, quer seja por questões de ordem prática, quer seja por questões de ordem econômica. No que se refere a questões de qualidade do produto concentrado, o aperfeiçoamento dos evaporadores tem permitido a concorrência da evaporação com outros processos, fazendo com que a evaporação seja hoje uma operação de uso crescente e franco desenvolvimento. Avanços em outras áreas tecnológicas tem permitido automatizar o funcionamento dos evaporadores, mediante a medição contínua da concentração do produto e programação de linhas completas com controle por computador,

o que tem contribuído para que a evaporação seja uma operação atual e moderna. A evaporação, como tal, é uma operação que pode ser a etapa final ou uma etapa intermediária de um processamento, segundo o produto processado; por outro lado o evaporador é uma unidade de multi-proposito que em geral numa indústria pode ser utilizado em diferentes processos, particularmente na indústria de laticínios.

Na indústria de leite ela é uma das etapas fundamentais do processamento de diversos produtos tais como:- leite evaporado, leite condensado, doce de leite e leite em pó, bem como no processamento de sub-produtos como soro de queijo e caseinatos. No processamento de leite em pó é prática comum na indústria, se concentrar o leite até valores da ordem de 44% de sólidos totais, introduzindo-o a seguir no secador por atomização (Hall e Hedrick, 1971).

Na evaporação, como em qualquer outra operação unitária, dentro de um processo industrial é objetivo permanente aumentar a produtividade dos equipamentos, diminuindo-se o custo e mantendo-se ou melhorando-se a qualidade do produto. Em particular para o processamento de leite em pó, um dos caminhos para se alcançar tais objetivos é o de se evaporar o leite até uma concentração superior a 44% de sólidos totais, desse modo conseguir-se-ia aumentar a produtividade e diminuir o custo operacional das instalações de evaporação e secagem de leite.

Nas indústrias de leite em pó tem-se difundido nos últimos anos o uso dos evaporadores de película descendente,

para os quais a concentração final do produto é, entre outras coisas, função da otimização do projeto dos mesmos. Para o projeto de evaporadores é importante se conhecer entre outras coisas os coeficientes globais de transferência de calor ou os coeficientes de película de transferência de calor, principalmente para a fase de produto. No sentido de obter tais coeficientes temos dirigido o presente trabalho.

## OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho consistiu em obter dados que nos permitam calcular coeficientes globais de transferência de calor e avaliar coeficientes peliculares de transferência de calor para o caso de leite em evaporadores de película descendente. As variáveis consideradas dentro do estudo são: número de Reynolds da película de produto, a temperatura de evaporação, a concentração de sólidos totais, a relação de sólidos gordurosos para sólidos totais e a diferença de temperatura entre o meio de aquecimento e o meio em evaporação.

A seguir tentou-se correlacionar os dados obtidos com teorias já formuladas para o caso de evaporação de água em película descendente e verificar a sua aplicabilidade e validade para o caso de evaporação de leite.

Para as determinações experimentais foi construído um evaporador de película descendente, em escala de laboratório que permitia fazer as determinações das variáveis acima mencionadas bem como permitia também a observação visual da película de produto com o fim de determinar a perfeita formação da película a partir do ponto inicial proposto, bem como observar a formação ou existência de incrustações na superfície de aquecimento e também a ebulição e formação de espuma e bolhas por parte do produto.

## REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### Conceitos Gerais

Os evaporadores utilizados pelas indústrias de alimentos podem-se classificar de um modo geral em evaporadores de calandria vertical, evaporadores de calandria horizontal. Os de calandria vertical subdividem-se em:- evaporadores de tubos curtos e evaporadores de tubos longos, estes últimos subdividem-se em evaporadores de circulação natural de produto e evaporadores de circulação forçada de produto. Os evaporadores de circulação natural subdividem-se em evaporadores de circulação ascendente (película ascendente) e evaporadores de circulação descendente (película descendente), (Charm, 1963; McCabe & Smith, 1967). Outros tipos de evaporadores são os de película agitada e os de película delgada, dentre os quais os principais poderiam ser os evaporadores tipo "LUWA", evaporadores de serpentina rotatória, evaporadores tipo "Centri-Therm" e evaporadores a placas.

Dos tipos de evaporadores acima mencionados o evaporador de tubos longos de película descendente é um dos tipos que tem vindo ganhando grande popularidade nos Estados Unidos da América do Norte e Europa, (Hall & Hedrick, 1971); (Tressler & Joslyn, 1961). Este tipo de evaporador é largamente utilizado pela indústria láctea, bem como por outros ramos da indús-

rialização de alimentos.

O princípio de funcionamento do evaporador de película descendente consiste em uma película de produto que escoa por ação da gravidade pela superfície interna de um tubo. O calor necessário para aquecer o produto e evaporar a água do mesmo é fornecido em geral por vapor que condensa na superfície externa deste tubo. O produto enquanto escoá é aquecido e utiliza parte do calor fornecido pelo vapor para a evaporação de parte da água. O evaporado produzido pode circular em forma corrente ou contra-corrente segundo o tipo de evaporador, em relação à película do fluido em concentração.

As partes essenciais de um evaporador de película descendente são:- um trocador de calor, um distribuidor de líquido, um separador líquido-vapor e conexões, (Lindsey, 1953). As partes acessórias são:- sistema de pré-tratamento e alimentação do fluido, sistema de condensação de evaporado e produção de vácuo.

Um dos itens importantes para se conseguir um bom funcionamento destes evaporadores é ter uma boa distribuição do líquido sobre a superfície dos tubos, para o que se usam na prática diferentes métodos. Um deles consiste no uso de placas perfuradas sobre o topo final dos tubos; um segundo método, utiliza uma peça de forma geométrica especial que é inserida no topo do tubo; outro método utiliza aspersores de líquido sobre a parede do tubo, (Lindsey, 1953; Loncin, 1965; McCabe & Smith, 1967).



Os evaporadores permitem em geral diferentes possibilidades de operação. A passagem do produto por mais de uma vez pelo trocador de calor de um evaporador é definida como recirculação do produto. A passagem do produto por diferentes trocadores de calor, passando por diferentes etapas de concentração é definida como evaporação por estágios, onde cada unidade em que há troca de calor e subsequente evaporação corresponde a um estágio. Quando se trabalha a pressões diferentes, o aproveitamento do evaporado de um estágio para o aquecimento de outro estágio é definido como operação em múltiplos efeitos; neste caso há obrigatoriamente temperaturas diferentes de evaporação em cada estágio, pois para que o evaporado de um estágio possa ser aproveitado em outro estágio é necessário que a temperatura de evaporação neste seja inferior a do anterior. Quando tal não ocorre e todo o evaporado é produzido a custo de vapor da caldeira, então temos um evaporador de um único efeito (Tressler & Joslyn, 1961).

O evaporador de película descendente nos permite diferentes modos de operação entre os quais podemos citar:-

- a) com ou sem recirculação;
- b) um único ou mais de um estágio;
- c) um único ou mais de um efeito,

os quais podem sofrer combinações entre si.

As principais vantagens apresentadas por este tipo de evaporador segundo Lindsey (1953), Farral (1963), McCabe & Smith (1967), Tressler & Joslyn (1961), Loncin (1965) e Armeding (1966), são:-

- a) baixo volume de líquido retido no aparelho;
- b) altas velocidades de escoamento de líquido sobre a superfície calefatora;
- c) tempo de residência curto (quando usado sem recirculação);
- d) possibilidade de alcançar concentrações maiores do que outros tipos de evaporadores de tubos longos;
- e) possibilidade de se trabalhar com líquidos viscosos;
- f) não possuem uma coluna hidrostática de líquido - que aumente o ponto de ebulição do líquido das camadas inferiores;
- g) superfície de evaporação igual a de aquecimento;
- h) permite que se trabalhe com diferenças de temperatura pequenas entre o produto e o meio de aquecimento (7 à 15 °C);
- i) permite que se trabalhe a baixas temperaturas de evaporação;
- j) são práticos para operação em múltiplo efeito, e
- k) apresentam coeficientes de transferência de calor relativamente altos.

Por estas razões o evaporador de película descendente é indicado para ser usado com produtos termosensíveis ( .. Coates & Pressburg, 1960; Tressler & Joslyn, 1961; McCabe & Smith, 1967) .

A principal desvantagem apresentada é a dificuldade

em se formar a película de líquido sobre a parede do tubo.

O dimensionamento e/ou projeto de evaporadores é feito baseando-se em balanços de calor, balanços de massa, e em equações de transferência de calor, (Coates & Pressburg, 1960). O caso mais simples é o caso em que se conhecem todas as variáveis que interferem no processo, tais como características iniciais e finais do produto, diagrama de entalpias versus concentração do produto e os coeficientes de transferência de calor para o caso em questão. Neste caso, torna-se relativamente simples determinar a área de troca de calor do mesmo. No entanto, o processo torna-se um pouco mais complexo quando envolve a determinação das áreas de evaporadores que operam com mais de um efeito e mais de um estágio. Neste caso, as temperaturas de evaporação, bem como as áreas necessárias de cada estágio dependerão dos coeficientes globais de transferência de calor, os quais dependem das propriedades físicas e de operação.

O coeficiente global de transferência de calor ( $U$ ) é definido como o inverso da soma de todas as resistências oferecidas a transferência de calor (McCabe & Smith, 1967), o que significa que se pode conhecer o coeficiente global de transferência de calor com precisão, caso se conheça os coeficientes de transferência de calor que estão envolvidos no fenômeno, ou seja, os coeficientes de convecção ( $h$ ) do fluido frio e do fluido quente e as condutividades térmicas das barreiras sólidas, tais como o tubo e os depósitos e incrustações. O conhecimento destes ou do coeficiente global é im-

prescindível para se levar a bom termo o dimensionamento de um evaporador.

### Evaporadores de película descendente

O evaporador de película descendente foi um dos grandes passos para a frente no desenho e projeto de evaporadores. O seu aparecimento foi uma consequência natural da evolução dos evaporadores de calandria de tubos curtos de circulação natural, para os evaporadores de tubos longos; o primeiro evaporador de tubos longos deve-se a Paul Kestner que o patenteou em 1899, (Armeding, 1966).

Schwarz & Penn (1948) descrevem um evaporador de película descendente, desenvolvido para a produção de suco concentrado de laranja, o qual era destinado a desidratação. Nesta unidade a evaporação era realizada a 18,3 °C e a pressão absoluta correspondente a 140 a 200 Kg<sup>\*</sup>/m<sup>2</sup>. A unidade consistia de colunas de 7,6 x 10<sup>-1</sup> m de diâmetro x 8,2 m de altura, com a formação da película nas paredes da coluna. A evaporação do suco era feita sem recirculação, operando-se 13 torres em série. Os autores apresentam coeficientes globais de transferência de calor que variam de 0,160 Kcal/s m<sup>2</sup> °C a menos da metade deste valor. O principal problema citado por Schwarz & Penn (1948) é o da descontinuidade da película, deixando parte da parede descoberta, principalmente a concentrações maiores de 60 °Brix. Isto sugere que os cálculos dos coeficientes globais de transferência de calor foram determinados com vazões variáveis, de mo

do a se obter a concentração final desejada quando a película de líquido chegasse ao fim da parede. Outro problema encontrado por eles, relativo a diminuição da taxa de transferência de calor foi o do aumento do ponto de ebulição devido ao aumento da concentração e que fez com que a diferença de temperatura disponível para a transferência de calor diminuía. O aquecimento das torres de evaporação era feito com água quente proveniente do condensador barométrico do evaporado, o qual apresentava uma carga térmica excedente devido ao uso de ejetores de vapor para a produção de vácuo, colocados como "boosters" entre o evaporador e o condensador barométrico.

Cross e Gemill (1948) descreveram uma unidade de evaporação de película descendente utilizado para a concentração de suco de laranja de 11 a 55 °Brix. A evaporação era feita em três estágios e um único efeito com recirculação em cada estágio até a concentração desejada. No primeiro estágio o produto era concentrado até 17,9°Brix, no segundo estágio o produto era concentrado até 30 °Brix e alcançava a concentração final no terceiro estágio. A temperatura de evaporação indicada pelos autores era de 14,4 °C, sendo a pressão absoluta de evaporação bem como a temperatura do meio calefator igual nos três estágios. A temperatura do meio calefator era da ordem de 39,4 °C. É descrito pelos autores a utilização de um sistema indireto de recompressão dos vapores nesta unidade o qual consistia em:-

- a) usar vapor de  $\text{NH}_3$  a 39,4 °C como meio de aquecimento;

- b) evaporar o  $\text{NH}_3$  liquefeito nos evaporadores, a 5°C, com o evaporado produzido nos evaporadores; e
- c) comprimir o vapor de  $\text{NH}_3$  a 5 °C até 39,4 °C com compressores de pistão.

É ressaltado pelos autores, neste sistema, a economia do mesmo em relação aos evaporadores aquecidos com vapor de água, bem como a relação entre a superfície de evaporação e energia consumida.

Atkins e outros (1950) descreveram um evaporador para sucos de película descendente de dois estágios com recompressão térmica do evaporado e o uso de recirculação do produto até atingir a concentração desejada. O suco cítrico era concentrado até atingir a concentração de 25 °Brix no primeiro estágio e 55 °Brix no segundo estágio. As temperaturas de operação variavam entre 15,6 à 32,2 °C para a evaporação e 32,2 à 49 °C para o meio de aquecimento, sendo comuns para os dois estágios. Os autores deram especial enfoque a câmara de separação dos vapores, na qual a mistura líquido-vapor penetrava tangencialmente, formando uma película na parede lateral da mesma. Segundo os autores a formação desta película facilitava separação do evaporado. A unidade de aquecimento do produto era constituída de 20 tubos de  $3,8 \times 10^{-2}$  m de diâmetro e 3,0 m de comprimento, espaçados de  $5,7 \times 10^{-2}$  m de centro a centro. A remoção do vapor e o aquecimento eram efetuados simultaneamente por um termocompressor que removia o vapor de ambas as câmaras de separação enviando-o de volta aos dois aquecedores de película descendente.

te e removendo-se o excesso de vapor através de um "booster" acoplado ao condensador barométrico. Esta unidade apresentava uma relação de consumo de vapor para água evaporada a 21,1 °C de 1,15 Kg/Kg.

Schwarz (1951) analisou os tipos de evaporadores de película descendente em uso na época para temperaturas de evaporação muito baixas, comparando os custos operacionais e de instalação daquelas unidades, e as principais vantagens e desvantagens. Segundo este autor três tipos de evaporadores estavam em uso na época e que corresponderiam a:-

- a) de um único efeito sem recirculação;
- b) de um único efeito com recirculação; e
- c) múltiplo efeito com recirculação,

podendo para cada um destes sistemas existir duas opções quanto ao modo de remoção do evaporado e que eram:-

- a) sistema com recompressão térmica do vapor; ou
- b) um ciclo de refrigeração.

A comparação em termos de custo inicial favorecia os equipamentos de múltiplo efeito, enquanto os de simples efeito sem recirculação apresentavam maior custo. Schwarz (1951) refere-se neste artigo aos evaporadores de simples efeito, sem recirculação, descritos por Schwarz e Penn (1948) e que por necessitarem um número de estágios muito grande apresentavam um custo inicial muito alto. Em termos de tempo de residência entretanto, as unidades de simples efeito sem recirculação eram favorecidas, apresentando um tempo de residência da ordem de

6 minutos, enquanto unidades de múltiplo efeito apresentavam um valor médio de 30 minutos, e por outro lado a diminuição da vazão fazia com que o tempo de residência diminuísse nas unidades sem recirculação, enquanto aumentava nas unidades com recirculação. A comparação dos diferentes tipos de unidades em termos de temperatura de evaporação favorecia as unidades de simples efeito quando comparadas com as unidades de múltiplo efeito pois as mesmas apresentavam temperatura de evaporação de não mais de 15 °C enquanto que uma unidade de duplo efeito trabalhava com temperatura da ordem de 24 °C no primeiro efeito e 14 °C no segundo efeito. A comparação dos sistemas de reutilização dos vapores apresentava um custo inicial menor à recompressão térmica do evaporado, no entanto, o custo de operação de uma unidade a base de um ciclo de refrigeração era menor. Em relação as condições de operação as unidades de simples efeito sem recirculação, eram mais fáceis de ser operadas, devido principalmente aos problemas apresentados pelas unidades de múltiplo efeito em relação ao início e fim do processo.

Lindsey (1953) cita em seu artigo os evaporadores de tubos longos de película ascendente de circulação forçada e de película descendente como os preferidos pelas instalações novas de indústrias químicas e de alimentos. Segundo este mesmo autor os evaporadores de película descendente em uso na época utilizavam tubos de  $5,1 \times 10^{-2}$  à  $2,54 \times 10^{-1}$  m de diâmetro. Este mesmo autor indicou que a relação de concentração mínima poderia ser limitada pela inundação dos tubos, e a



máxima seria limitada pela vazão mínima de líquido que se necessitaria na seção inferior dos tubos, para evitar a descontinuidade da película e a queima do material. Pode-se minimizar este problema com o fluxo, pelo uso de múltiplos estágios ou operação em cascata, onde o líquido passa através de vários tubos em um único corpo, como é o caso do evaporador "Skinner" para sucos cítricos. Em relação aos métodos empregados para poupar energia, Lindsey (1953) cita quatro deles, utilizados na época e que são:-

- a) recompressão mecânica dos vapores;
- b) recompressão térmica dos vapores;
- c) ciclo frigorífico; e
- d) ,operação em múltiplos efeitos,

estes mesmos métodos foram descritos por Armeding (1966), segundo Lindsey (1953), não haveriam situações universais para se estabelecer qual dos quatro métodos é o melhor, sendo necessário avaliar para cada caso qual a melhor condição. A recompressão mecânica e a operação em múltiplos efeitos eram mais indicados para temperaturas de evaporação altas. A recompressão térmica e ciclo frigorífico eram mais indicados quando a temperatura de evaporação era tal que os vapores não podiam ser condensados diretamente com a água de resfriamento ou havia um limite superior da temperatura do meio de aquecimento.

Kelly e Schwarz (1955) em seu artigo analisaram o estágio de desenvolvimento em que se encontravam o projeto de evaporadores de película descendente, na época, ressaltando, que os melhoramentos a serem introduzidos deviam ser dirigidos a

manufatura e economia de operação. Os autores se referiam a utilização nesta época do evaporador de película descendente a baixas temperaturas, principalmente para sucos cítricos, ressaltando que a tecnologia deste processamento, já estava sob controle nos aspectos físico-químicos e microbiológico do processo.

O primeiro item analisado pelos autores foi o do diâmetro dos tubos, registrando que a tendência na época era de reduzir o mesmo e também as taxas de circulação do produto, no entanto a redução dos diâmetros implicava em reduzir o espaço para a circulação do vapor, produzindo um aumento de sua velocidade; velocidades do vapor demasiado altas, da ordem de  $3,96 \times 10^2$  m/s implicavam em uma perda de carga elevada e portanto em um aumento do ponto de ebulição do líquido, o que resultava na perda de uma fração da diferença de temperatura disponível para a transferência de calor. Os autores citam que por esta razão se podia chegar a perdas da ordem de 9% da taxa de transferência de calor ou como analogia equivalente a perder 9% da área de transferência de calor ou da diferença útil de temperatura. Segundo estes autores as velocidades máximas deveriam ser da ordem de  $9,14 \times 10^1$  m/s. Estes autores também estudaram a variação do coeficiente global de transferência de calor apresentando gráficos da variação do coeficiente de transferência de calor do meio quente (vapor condensante) em função da diferença de temperatura e da temperatura do meio de aquecimento, e também em função da porcentagem de ar presente no vapor. Neste artigo os autores descre-

vem o projeto de um evaporador de quatro estágios onde eles encontraram coeficientes globais de transferência de calor da ordem de 0,176 à 0,095 Kcal/s m<sup>2</sup> °C.

Moore e Hesler (1963) apresentaram um estudo acerca da distribuição de tempo de residência em evaporadores com recirculação de produto, mostrando as suas desvantagens, No seu trabalho descreveram as experiências e os resultados obtidos em cinco tipos diferentes de evaporadores em escala piloto. Os evaporadores testados foram:-

- a) evaporador de calandria horizontal;
- b) evaporador de circulação forçada, de calandria horizontal;
- c) evaporador de tubos longos de película ascendente;
- d) evaporador de película delgada;
- e) evaporador de película ascendente e descendente conjugado.

Apenas os dois últimos foram testados sem recirculação e os dados obtidos pelos autores encontram-se na Tabela I. As condições de operação para todos os evaporadores foram:-

- produto - xarope de milho
  - concentração inicial 20 °Brix (a 68,3 °C)
  - concentração final 50 °Brix (a 68,3 °C)
- temperatura de alimentação - 68,3 °C
- diferença de temperatura constante para todos os evaporadores
- pressão de vapor - 10330 Kg<sup>\*</sup>/m<sup>2</sup> (100 à 101 °C)

- vácuo - 8460 a 8630 Kg<sup>\*</sup>/m<sup>2</sup> (referidas a pressão barométrica de 10360 Kg<sup>\*</sup>/m<sup>2</sup>)

segundo os autores os evaporadores com recirculação apresentam como desvantagens principais o fato de terem um tempo de residência muito mais alto do que os evaporadores sem recirculação, conforme esta evidenciado na Tabela I, bem como o fato de operarem com o produto sempre a concentração final, portanto com o coeficiente de transferência de calor mais baixo. Assinalaram estes autores que estavam em uso nos Estados Unidos da América do Norte até 1961, apenas evaporadores do tipo de baixa temperatura de evaporação, com recirculação, onde os tempos médios de residência por corpo eram da ordem de 30 minutos e as temperaturas de evaporação da ordem de 23,9 °C, no entanto na época já era viável se trabalhar com temperaturas mais altas, para produtos termosensíveis como os produtos alimentícios em geral, desde que não houvesse recirculação de produto.

Casimir e Kefford (1968) citaram no seu artigo que os evaporadores que utilizam recirculação estavam caindo em desuso e sendo substituídos por evaporadores de múltiplos efeitos sem recirculação, como por exemplo na indústria de sucos cítricos em que os evaporadores de película descendente que operavam com recirculação não podiam ultrapassar 23,9 °C e os novos modelos sem recirculação trabalhavam até temperaturas de 54 °C. Os autores apresentaram dados de comparações sensoriais de produtos processados em diferentes tipos de evaporadores, e concluíram destes dados que os provadores tendem a preferir os produtos que tiveram um tempo de residência menor.

Tabela I - Tempo de residência do produto para diferentes tipos de evaporadores.

Tipo de Evaporador	Superfície de aquecimento.	Volume Retido	Alimentação	Taxa de descarga		Tempo de retenção	
				$m^2$	$m^3$	$m^3/s$	$m^3/s m^2$
Calandria	$8,4 \times 10^{-2}$	$3,8 \times 10^{-3}$	$2,933 \times 10^{-6}$	$1,173 \times 10^{-6}$	$1,405 \times 10^{-5}$	$3,23 \times 10^3$	$1,02 \times 10^4$
	$2,6 \times 10^{-1}$	$1,6 \times 10^{-2}$	$1,615 \times 10^{-5}$	$6,460 \times 10^{-6}$	$2,485 \times 10^{-5}$	$2,47 \times 10^3$	$7,8 \times 10^3$
	$4,8 \times 10^{-1}$	$1,3 \times 10^{-2}$	$2,271 \times 10^{-5}$	$9,084 \times 10^{-6}$	$1,881 \times 10^{-5}$	$1,39 \times 10^3$	$5,7 \times 10^3$
E.T.L. F.Asc.	$3,7 \times 10^{-1}$	$1,2 \times 10^{-3}$	$2,871 \times 10^{-5}$	$1,148 \times 10^{-5}$	$3,089 \times 10^{-5}$	$1,1 \times 10^2$	$2,7 \times 10^2$
	$7,2 \times 10^{-1}$	$9,8 \times 10^{-4}$	$4,416 \times 10^{-5}$	$1,766 \times 10^{-5}$	$2,444 \times 10^{-5}$	$5,4 \times 10^1$	$2,4 \times 10^2$

Fonte:- Moore, (1963).

Slater (1974) descreve em seu artigo a implantação de um evaporador de 4 efeitos de película descendente para a evaporação de leite que se destinava a produção de leite em pó. Este evaporador foi posto em operação na Holanda na fábrica de leite em pó "Coberso N.V's Concordia", substituindo um evaporador de duplo efeito que segundo o autor era dos mais atuais, quando a fábrica foi posta em funcionamento em 1955. A principal característica que motivou a substituição do evaporador de 2 efeitos pelo de 4 efeitos foi a possibilidade de se passar a concentração final do produto destinado ao secador - por pulverização de 45 para 52% de sólidos totais e portanto - possibilitando uma economia da ordem de US\$ 220,00 por dia no processamento de 1.000 m<sup>3</sup> de leite por dia. Tal economia deve-se principalmente, segundo o autor, ao menor consumo de energia utilizada na operação de secagem. Segundo o mesmo autor o próximo passo será na direção de se conseguir uma concentração final da ordem de 55 à 58% de sólidos totais em evaporadores de 5 efeitos, pois a economia introduzida no consumo de energia justificaria a substituição dos equipamentos velhos.

Até a década de 70, todas as referências bibliográficas sobre evaporadores de película descendente consultadas referiam-se ao emprego deste evaporador na indústria de sucos cítricos, embora ele também fosse usado na indústria láctea. Isto se deve provavelmente ao fato de ser o suco cítrico um produto que apresenta maiores dificuldades de processamento do que o leite, no entanto a partir desta data encontram-se refe-

rências de aplicações do evaporador de película descendente ao leite, motivadas principalmente com o fim de tornar a operação mais econômica.

Coefficientes de Transferência de Calor por convecção em películas líquidas descendentes

A transferência de calor entre uma barreira sólida e um fluido tem sido definida genericamente como transferência de calor por convecção e ela ocorre por uma combinação de condução e transporte de massa. Para o caso de calor sendo transferido de uma barreira sólida para o fluido o fenômeno basicamente consiste na transferência de calor por condução da barreira sólida para as partículas de fluido próximas a mesma, como consequência estas partículas, cuja energia interna aumentou, deslocam-se devido ao movimento do fluido e finalmente as mesmas cedem o seu calor por condução quando atingem uma região mais fria, (Kreith, 1969).

Os coeficientes que medem quantitativamente este fenômeno são definidos como coeficientes de transferência de calor por convecção, e são funções bastante complexas do escoamento do fluido, das propriedades térmicas do fluido e da geometria do sistema. Seu valor numérico não é em geral constante em toda a superfície de troca de calor. Portanto a análise de um processo que vise obter uma avaliação quantitativa de coeficientes convectivos de transferência de calor deve-se iniciar com o estudo da dinâmica do escoamento do fluido, (Kreith, 1969).

As películas de líquidos escoando sobre uma superfície sólida apresentam um comportamento hidrodinâmico bastante complexo. É costume classificar genericamente o padrão de escoamento em três regimes dependendo do número de Reynolds (Re) da película e que correspondem respectivamente a:- laminar com valores de Reynolds inferiores a  $20 \approx 30$ , ondulado (com presença de ondas) com valores de Reynolds inicial de  $20 \approx 50$  até valores de Reynolds entre  $1000 \approx 3000$  e turbulento a partir deste valor, (Chun, 1969).

Duckler e Bergelin (1952) em seu trabalho sobre características de fluxo de películas descendentes encontraram que o escoamento muda de regime laminar para turbulento a um valor de Re de 1000 a 1080.

Portalsky (1963) apresenta uma compilação de valores de Reynolds de transição de regime laminar ondulado para regime turbulento segundo diversos autores e diferentes épocas de determinação (Tabela II).

Tabela II - Valores do número de Reynolds de transição para películas de água, segundo diversos autores.

Ano	Autor	Re de transição
1934	Kirkbride	2000
1934	Cooper et al.	2100
1945-47	Grimley	1000
1956	Brauer	1600
1958	Thomas and Portalsky	1160
1960	Portalsky	1150

Fonte:- Portalsky (1963).



Segundo o autor na realidade o escoamento de películas descendentes obedece a cinco padrões de escoamento que são:-

- a) laminar estacionário;
- b) pseudo laminar;
- c) de transição;
- d) pseudo-turbulento; e
- e) turbulento.

Ainda Portalsky (1964a) demonstrou matematicamente a formação de ondas e correntes de Eddy no seio da película de líquido, tais correntes (turbilhões de Eddy) induzem a uma grande turbulencia e inclusive a existência de linhas, na película de líquido, de velocidade zero. Provavelmente é devido a turbulencia produzida pelos turbilhões que a transferência de calor apresenta grandes incrementos em relação aos valores previstos pela teoria de Nusselt. No entanto Portalsky (1964b) verificou que a existência de turbilhões não afeta grandemente a relação entre a velocidade máxima e a velocidade média da película de líquido, verificação esta feita através da adição de agentes surfactantes ao líquido que diminuem a intensidade de ondas e turbilhões para uma mesma vazão.

Stirba e Hurt (1955) também indicaram a presença do regime pseudo-laminar onde a película apresenta ondulações as quais são responsáveis pelo aparente conflito que existe entre dados experimentais de transferência de calor, massa e quantidade de movimento, quando analisados sob o ponto de vista de um regime puramente laminar. No entanto esta divergen -

cia se faria notar muito mais intensamente nos fenômenos de transferência de massa do que nos outros fenômenos de transferência. Estes autores não analisaram o caso da evaporação em películas descendentes, levando em consideração apenas o caso de absorção de gases e dissolução de sólidos por parte da película de líquido, para os quais eles calcularam difusividades aparentes.

A transferência de calor entre películas líquidas descendentes e barreira sólidas podem ser basicamente originados por dois fenômenos distintos. Um deles é o caso da película de líquido que se origina naturalmente da condensação de um vapor sobre uma superfície mais fria; o outro é o caso de uma película de líquido produzida artificialmente sobre a superfície da qual retira calor. No primeiro caso a espessura da película, e portanto o seu valor de Reynolds aumenta no sentido do seu deslocamento, já no segundo caso ocorre o inverso. Também no segundo caso o número de Reynolds no início da formação da película depende, entre outras coisas, da vazão de fluido e da área e características da superfície sobre a qual ele escoar.

Nusselt (1916) foi o primeiro a estudar analiticamente a transferência de calor em uma película laminar descendente. Em sua clássica solução, ele assumiu:-

- a) o balanço das forças de cisalhamento e gravidade, negligenciando as forças convectivas;
- b) distribuição de temperatura linear através da pe

lícula de líquido;

c) tensão cisalhante entre vapor e película de líquido nula; e

d) valores das propriedades físicas constantes.

Nusselt obteve como solução para o coeficiente local de transferência de calor, da película líquida, a expressão:-

$$h_{N,x} = \frac{K}{\delta} = \left( \frac{K^3 g}{3 \nu^2} \right)^{1/3} \left( \frac{\Gamma}{\mu} \right)^{1/3}$$

Esta expressão que é válida para escoamento laminar no caso de condensação de vapores, não pode ser aplicada para todos os casos de evaporação de películas descendentes de líquidos.

McAdams (1954) apresentou a seguinte equação para o aquecimento e resfriamento de água em película descendente:-

$$h_m = 120 \Gamma^{1/3}$$

para outros líquidos que não a água apresentou a equação:-

$$h_m = 0,01 \phi_f \left( \frac{C_p \mu}{K} \right)^{1/3} \left( \frac{4 \Gamma}{\mu_f} \right)^{1/3}$$

Estas equações são válidas para valores de Re de .. 2100 à 51000.

A bibliografia é escassa em referências sobre coeficientes locais de transferência de calor convectivo de películas líquidas em evaporação. A maioria das teorias elaboradas sobre este tema datam da década de 60 em diante e elas foram feitas para explicar principalmente o comportamento de pelícu

las de água. Os trabalhos experimentais foram na sua maioria realizados com água ou água do mar e eram destinados a explicar o comportamento de evaporadores de película descendente utilizados para obtenção de água potável a partir de água do mar; Dukler, (1960); Sinek e Young, (1962); Kroll e MacCutchan (1968) e Chun, (1969).

Chun (1969), deduziu diversas expressões para o coeficiente local de transferência de calor convectivo de películas descendentes baseado nos resultados de valores médios de coeficientes convectivos de transferência de calor de diversos autores. As expressões deduzidas por este autor estão apresentadas na Tabela III, na forma:-

$$h_x = A \psi \left( \frac{\Gamma}{\mu} \right)^n$$

Este mesmo autor também apresentou as equações para o coeficiente convectivo de transferência de calor, baseado nos seus dados experimentais obtidos com água destilada evaporando a 28,3 °C; 33,3 °C; 62,2 °C; e 100 °C. Os valores do número de Reynolds para os experimentos de Chun (1969) vão de 320 a 21.000; os valores do número de Prandtl vão de 5,7 a 1,77. Chun sugere três faixas distintas para coeficientes convectivos de transferência de calor, segundo o padrão de escoamento da película de líquido e que são caracterizados de acordo com o valor  $\Gamma/\mu$  do mesmo. Ainda Chun (1969) determinou que o regime de escoamento da película muda de laminar a ondulado a um valor  $(\Gamma/\mu)_l$ , e de ondulado a turbulento a um valor  $(\Gamma/\mu)_{tr}$  onde  $(\Gamma/\mu)_l$  e  $(\Gamma/\mu)_{tr}$  são assim definidos:-

$$\left(\frac{\Gamma}{\mu}\right)_1 = 0,61 \left(\frac{\mu^4 g}{c \sigma^3}\right)^{-1/11}$$

$$\left(\frac{\Gamma}{\mu}\right)_{tr} = 1450 \text{ Pr}^{-1,06}$$

Os valores de  $h_x$  na forma  $h_x = A \psi(\Gamma/\mu)^n$  estão apresentados na Tabela IV. Para Chun (1969), o escoamento muda de ondulado para turbulento a um  $Re_{tr}$  que aparentemente obedece a relação:-

$$Re_{tr} = 5800 (\text{Pr})^{-1,06}$$

no entanto segundo este autor a dependência do  $Re_{tr}$  de Pr é mais aparente do que real, sendo o fenômeno de transição em uma película descendente bem mais complexo do que parece a primeira vista. Baseado nos valores de  $h_x$  propostos na Tabela IV Chun (1969) apresentou a solução para o caso de três barreiras ou seja:-

- a) uma película de líquido descendente evaporando;
- b) uma parede sólida; e
- c) uma película descendente condensando,

e que tem a seguinte forma para o caso de um tubo com condensação de vapor internamente e evaporação externamente,

$$\frac{A_2 \psi_2}{A_1 \psi_1} \left(\frac{h_{fg,2} \mu_2}{h_{fg,1} \mu_1}\right) \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^{1-n_1} \left(\frac{1-n_2}{1-n_1}\right) \left(\frac{\Gamma_{2,0}}{\mu_2}\right)^{n_2-n_1}$$

$$(1-y)^{1-n_1} + (1-y^{1-n_2}) + A_2 \psi_2 \left(\frac{\Gamma_{2,0}}{\mu_2}\right)^{n_2} \left[\frac{r_2}{K_p} \frac{1}{r_1} \left(\frac{r_2}{r_1}\right)\right]$$

Tabela IV - Valores de A,  $\psi$  e n para o cálculo de  $h_x$  na forma  $h_x = A \psi (\Gamma/\mu)^n$  segundo os dados de Chun (1969)

Faixa de $\Gamma/\mu$	A	$\psi$	n
$\left(\frac{\Gamma}{\mu}\right) \leq \left(\frac{\Gamma}{\mu}\right)_A$	$(1/3)^{1/3}$	$\left(\frac{K^3 g}{\nu^2}\right)^{1/3}$	-1/3
$\left(\frac{\Gamma}{\mu}\right)_i < \left(\frac{\Gamma}{\mu}\right) \leq \left(\frac{\Gamma}{\mu}\right)_{tr}$	0,606	$\left(\frac{K^3 g}{\nu^2}\right)^{1/3}$	-0,22
$\left(\frac{\Gamma}{\mu}\right) > \left(\frac{\Gamma}{\mu}\right)_{tr}$	$6,61 \times 10^{-3}$	$\left(\frac{K^3 g}{\nu^2}\right)^{1/3}$ (Pr) <sup>0,65</sup>	0,4

Fonte:- Chun, (1969).

Tabela III - Valores de A, e n para o cálculo de  $h_x$  na forma  $h_x = A \psi(\Gamma/\mu)^n$  segundo diversos autores.

	A	$\psi$	n	Fonte
Laminar Re < (20 - 30)	$\left(\frac{1}{3}\right)^{1/3}$	$\left(\frac{k^3 g}{\gamma^2}\right)^{1/3}$	$-\frac{1}{3}$	Teoria de Nusselt.
Laminar ondula do.	0,606	"	- 0,223	Fórmula Empírica de Zazuli.
	0,0667	$\left(\frac{k^3 g}{\gamma^2}\right)^{1/3}$	(Pr) <sup>1/3</sup> 0,2	Resultado baseado na fórmula semi empírica de Colburn para fricção em tubos.
	0,0295	"	$\frac{1}{3}$	Analogia do tipo Colburn baseado na fórmula empírica de $\delta_{Tx}$ de Brotz.
Turbulento Re > (1000 - 3000)	0,191	"	$\frac{1}{15}$	Analogia do tipo Colburn baseada na fórmula empírica de $\delta_{Tx}$ de Brauer.
	0,0078	"	0,4	Fórmula empírica de Kirkbride para condensação turbulenta (Pr não conhecido porém assumido = 5).
	0,0122	"	$\frac{1}{3}$	Fórmula empírica de Grigull para condensação turbulenta (Pr = 5 na exp.).

Fonte:- Chun, (1969).

$$(1 - n_2)^{-1} (1 - y) = \frac{A_2 \psi_2 (1 - n_2) (T_1 - T_2)}{h_{fg,2} \mu_2 \left( \frac{\Gamma_{20}}{\mu_2} \right)^{1 - n_2}} \times$$

Esta equação foi deduzida para o caso de não haver mudança de comportamento da película durante o seu escoamento, no entanto se houver, ela ainda pode ser aplicada, simplesmente aplicando-a por partes, correspondentes as faixas já definidas para  $(\Gamma/\mu)$  por Chun (1969). Comparando os resultados experimentais de Webb, Unterberg e Gregson (1964), Dukler e Elliot (1968a e b) e Sephton (1969), Chun (1969) chegou a conclusão que a teoria apresentada por ele pode ser utilizada com segurança para fluxo turbulento de produto, mesmo com a presença de solutos, desde que a fração evaporada não cause uma mudança significativa do ponto de ebulição do produto entre o início e o fim do tubo, em comparação com a diferença total de temperatura. Uma restrição adicional é que a perda de carga seja insignificante.

Dukler (1960) ao contrário dos outros autores não assume a existência de um número de Reynolds de transição onde o comportamento da película muda de laminar a turbulento, supõe no entanto que para qualquer número de Reynolds a película se encontra em regime laminar ou uma parte dela encontra-se em regime laminar e o restante em regime turbulento. Aplicando a fórmula de Deissler sobre difusividade de tipo "Eddy" a região próxima a parede e a equação de Von Karman ao restante da película obteve numericamente o coeficiente de transfe-



rência de calor como uma função de  $Re$ , tensão de cisalhamento interfacial e número de Prandtl.

Sinek e Young (1962) realizaram determinações experimentais de coeficientes globais de transferência de calor e dos coeficientes de película em um evaporador piloto de 7,3 m de altura, com tubos de  $5,02 \times 10^{-2}$  e  $2,54 \times 10^{-2}$  m de diâmetro utilizando água salgada e água salgada concentrada como produtos a serem evaporados. A seguir correlacionaram os valores obtidos experimentalmente com um modelo matemático que consistia basicamente em estimar o fluxo de calor através da película de líquido levando em consideração a queda de temperatura na película de líquido, o superaquecimento do evaporado e a perda de carga do evaporado. Para a avaliação da queda de temperatura na película de líquido, Sinek e Young (1962) utilizaram o coeficiente convectivo de transferência de calor proposto por Dukler (1960).

Com este modelo eles obtiveram valores de  $U$  dentro de uma faixa de 10% em torno do valor experimental e valores de  $h$  dentro de uma faixa de 20% em torno dos valores experimentais.

Kroll e McCutchan (1968) desenvolveram dois modelos matemáticos levemente distintos que levam em consideração as seguintes variáveis:-

- a) diferença de temperatura entre o vapor condensante e a película evaporante;
- b) a pressão (ou temperatura) a qual ocorre a evaporação;
- c) a vazão de entrada do líquido;

- d) a temperatura do líquido de alimentação;
- e) a salinidade da água;
- f) o comprimento do tubo;
- g) o diâmetro do tubo.

O primeiro modelo leva em consideração que a evaporação ocorre apenas na superfície da película, não havendo a formação de bolhas no seio do líquido. No segundo modelo estes autores levaram em consideração que ocorre ebulição nucleada, havendo a ocorrência de formação de bolhas no seio do líquido, que no entanto não o destroem e contribuem para o superaquecimento do vapor formado, do mesmo modo como foi assumido por Sinek e Young (1962). Estes modelos foram a seguir comparados com os dados experimentais obtidos por eles em um evaporador escala piloto, de película descendente, que foi operado nas seguintes condições:-

- a) Re de 1000 a 13000;
- b) comprimento dos tubos:-  $8,5 \times 10^{-1}$  m; 2,0 m; 2,7 m e 3,99 m;
- c) diâmetro nominal dos tubos:-  $1,5 \times 10^{-2}$  m;
- d) diferença de temperatura entre o vapor condensante e a película de líquido de 5,6 e 11,2 °C;
- e) temperatura de evaporação de 71 °C, 82 °C e ... 100 °C.

A comparação dos resultados experimentais com as teorias elaboradas pelos autores deu diferenças médias absolutas em torno de 11,5% para a primeira teoria e 8,1% para a segunda. Em relação às variáveis testadas foi constatado experi

mentalmente e pela primeira teoria a existência de um mínimo de fluxo aparente de evaporado que ocorre para uma vazão de entrada em torno de  $4,5 \times 10^{-2}$  à  $9,0 \times 10^{-2}$  Kg/s, para todos os comprimentos testados. Em relação ao comprimento, tanto os valores experimentais quanto ambas as teorias elaboradas, mostram que a taxa aparente de evaporado tende assintoticamente para um máximo, em relação ao aumento da vazão de entrada.

Quanto a diferença de temperatura os dados experimentais não mostram segundo os autores, grandes diferenças, no entanto, as duas teorias elaboradas predizem que U será maior para  $\Delta T$  de 5,6 °C para os comprimentos de tubos menores e que será maior para  $\Delta T$  de 11,2 °C para os comprimentos de tubos maiores. Em relação a temperatura de evaporação tanto os dados experimentais quanto as duas teorias mostraram que o coeficiente global de transferência de calor, e a taxa de evaporação - diminuem com a diminuição de temperatura para os comprimentos maiores que  $8,5 \times 10^{-1}$  m.

Saravacos e outros (1970) trabalhando em um evaporador de película descendente de escala piloto apresentam a variação do coeficiente global de transferência de calor em relação a:- a) temperatura de ebulição; b) vazão de produto; c)  $\Delta T$ ; e d) concentração de produto, para água, suco de maçã, e de uva, e leite de soja. Eles obtiveram valores que variam de 0,35 à 0,57 Kcal/s m<sup>2</sup> °C sendo que o fator que mais afetava o coeficiente global de transferência de calor era a temperatura de evaporação. Segundo os autores o  $\Delta T$  é um fator que tem pequena influência no valor do coeficiente global de trans

ferência de calor, no entanto os autores realizaram experiências com diferenças totais de temperatura que vão de 33 a 55 °C. Segundo os autores este fato seria decorrência da pequena influência que teria a turbulência causada pela diferença de temperatura na película de produto, no processo de evaporação. Em relação a concentração de produto afirmam estes autores que o valor do coeficiente global de transferência de calor diminui com o aumento da concentração do produto, provavelmente devido a um aumento da viscosidade do mesmo. Estes autores citam em seu trabalho várias diferenças de temperatura críticas para os diferentes produtos, a partir das quais a formação de incrustações no tubo é crítica. A formação desta incrustação ocorre provavelmente devido a que a partir destes valores de diferença de temperatura deve-se ter a ebulição da película de líquido, com a formação de bolhas e a seguir formação de incrustações do produto. Os autores utilizaram nestes experimentos um evaporador escala piloto constituído de um único tubo de  $5,08 \times 10^{-2}$  m de diâmetro, com a película escoando pela face interna do mesmo e aquecido por meio de vapor condensante do lado externo deste tubo.

#### Propriedades Físicas do Leite

A capacidade calorífica de uma substância é definida como a quantidade de calor necessária para elevar a temperatura, de uma quantidade unitária de massa desta substância, através de um pequeno intervalo de temperatura. Ela depende

da temperatura e para o caso particular da água tem o valor - de 1 cal/g °C à 15 °C; certos autores referem-se a esta definição como capacidade calorífica por unidade de massa da substância e definem calor específico de uma substância como a relação entre a sua capacidade calorífica por unidade de massa e a da água, (Carslaw, 1973). É comum definir-se duas maneiras diferentes de se determinar a capacidade calorífica; uma delas a pressão constante ( $c_p$ ) e a outra o volume constante ( $c_v$ ). A capacidade calorífica do leite e de cremes de leite variam grandemente, dependendo do conteúdo de gordura e da temperatura, tendo o seu valor mínimo a 19,4 °C. Esta variação é tanto maior quanto maior for o conteúdo de gordura, (Farral, 1963).

Fernandez (1972a) determinou experimentalmente a variação da capacidade calorífica para leite, numa faixa de temperatura de 5 à 80 °C com uma relação de gordura para sólidos não gordurosos de 0,01 à 0,4 e relação de concentração variando de 1 à 3,7. Este autor determinou para a faixa de 40 à 80 °C a seguinte equação:-

$$c_{p,l} = \frac{W + (0,328 - 0,0027 T) s}{100} \quad (\text{cal/g s})$$

onde:- W = conteúdo de água ( % )

T = temperatura ( °C ) ( 40 < T < 80 °C )

s = porcentagem total de sólidos ( 8% < s < 40% ) ( % )

A viscosidade é a propriedade de um fluido que é numericamente igual a uma força agindo tangencialmente, sobre u

ma área unitária de contato entre duas camadas de fluido, movendo-se uma sobre a outra, quando o gradiente de velocidade é unitário (Bretsznajder, 1971).

Fernandez (1972b), determinou experimentalmente a variação da viscosidade aparente de leite, numa faixa de temperatura de 0 à 80 °C para leite desnatado, leite magro e leite integral a diferentes concentrações (natural até cerca de 30% de sólidos totais) obtendo a seguinte equação para a viscosidade aparente:-

$$\log \mu = A_0 + A_1 T + A_2 T^2 + (B_0 + B_1 T + B_2 T^2) s + (C_0 + C_1 T + C_2 T^2) s^2$$

onde os valores de  $A_1$ ,  $B_1$  e  $C_1$  encontram-se na Tabela V.

Tabela V - Valores das constantes  $A_1$ ,  $B_1$  e  $C_1$  para a equação da viscosidade de leite segundo Fernandez (1972b).

i	$A_1$	$B_1$	$C_1$
0	0,2490	0,02549	0,000543
1	-0,0130	-0,000098	-0,0000139
2	0,000052	0,00000040	0,000000117

A condutividade térmica é uma propriedade de um material que indica a quantidade de calor que fluirá através de uma unidade de área se o gradiente de temperatura for unitário (Kreith, 1969).

Fernandez e Montez (1972) determinaram experimentalmente a variação da condutividade térmica de leite numa faixa de temperatura de 5 a 75 °C para amostras de leite desnatado, leite magro e leite integral com teor médio de gordura de 0,12; 1,63 e 2,94 respectivamente e relação de concentração, variando de 1 a 3,7 para os diferentes tipos de leite testados. Eles determinaram a seguinte equação para a condutividade térmica de leite em função da porcentagem de gordura, porcentagem de sólidos não gordurosos e temperatura:-

$$K = A_0 (1 + A_1 p + A_2 p^2) + A_3 m + A_4 (1 + A_5 p) f + \\ + [B_0 (1 + B_1 p + B_2 p^2) + B_3 m + B_4 (1 + B_5 p) f] T + \\ + [C_0 (1 + C_1 p + C_2 p^2) + C_3 m + C_4 (1 + C_5 p) f] T^2$$

onde os valores de  $A_i$ ;  $B_i$  e  $C_i$  encontram-se na Tabela VI.

Tabela VI - Valores das constantes  $A_i$ ;  $B_i$  e  $C_i$  para a equação da condutividade térmica de leite segundo Fernandez e Montez (1972).

i	$A_i$	$B_i$	$C_i$
0	13,35	0,0500	-0,000170
1	-0,5	3,15	3,5
2	1,25	-4,5	5
3	-0,04	-0,00007	-0,000001
4	-0,0046	-0,0133	0,00009
5	100	-1,6	-1,25

## MATERIAIS E MÉTODOS

Para este trabalho foi construído um evaporador de película descendente, escala de laboratório, segundo a Figura I. Este consistia de um tubo de aço inoxidável 304, gauge 18 de  $2,534 \times 10^{-2}$  m de diâmetro externo e  $2,286 \times 10^{-2}$  m de diâmetro interno, por  $9,70 \times 10^{-1}$  m de altura, polido externamente e decapagem química internamente. A película de produto a ser evaporado deslizava pela superfície externa deste tubo em cujo interior circulava vapor saturado em contra-corrente que através da sua condensação fornecia o calor necessário para a evaporação.

A condensação da água evaporada do produto processava-se em um condensador tubular, de resfriamento indireto, constituído de sete tubos de  $1,6 \times 10^{-2}$  m de diâmetro por  $5,7 \times 10^{-1}$  m de altura. A água de resfriamento circulava em contra-corrente. A água condensada era coletada em dois Erlenmeyers, através dos quais era feito o vácuo na câmara de evaporação. Um sistema de "by-pass" permitia isolar um Erlenmeyer do outro de modo a se poder pesar o volume de evaporado condensado, sem se necessitar interromper o funcionamento do evaporador ou perturbar as condições de trabalho. Um sistema idêntico era utilizado para a coleta do condensado do vapor de aquecimento, no entanto o vácuo na câmara de aquecimento era feito através de um tubo de vidro de  $9,5 \times 10^{-3}$  m de diâme



tro que fazia a sucção a  $1,0 \times 10^{-1}$  m do topo do tubo de aço inoxidável, de modo a evitar que o vapor que penetrava pela base do mesmo passasse diretamente a sucção sem circular pelo tubo.

O vácuo era feito através de uma bomba de vácuo Alfa-Laval, modelo VB 2.3 que permitia atingir pressões absolutas de trabalho da ordem de  $500 \text{ K}^*/\text{m}^2$ . Para se poder variar livremente, tanto a pressão do vapor como a pressão de evaporação as linhas de vácuo estavam dotadas de "vents" que permitiam regular as pressões tanto da câmara de evaporação como da câmara de aquecimento..

Os condensados coletados por intervalos de tempo da ordem de 300 a 600 segundos, medidos com cronômetro com precisão de  $\pm 0,1$  s eram pesados em uma balança Mettler, modelo P 1210 N com precisão de  $\pm 1,0 \times 10^{-5}$  Kg.

Para se confirmar o valor das pressões medidas em manômetros diferenciais de mercúrio com precisão de  $\pm 7 \text{ Kg}^*/\text{m}^2$  media-se a temperatura tanto do vapor de aquecimento como do evaporado, obtendo-se uma concordância satisfatória. Na leitura das temperaturas utilizaram-se termômetros de mercúrio.

O corpo do evaporador era constituído por um tubo de vidro de  $1,386 \times 10^{-1}$  m de diâmetro interno e que permitia a inspeção visual da película, de modo a se verificar tanto a existência de incrustações, bem como a ebulição nucleada do produto e/ou a formação de espuma.

A alimentação era por sucção, controlada através de uma válvula e medida por diferença de pesagem em um intervalo

de tempo determinado; para isto utilizou-se uma balança Hobart Dayton modelo CB 25 com precisão de  $1,0 \times 10^{-2}$  Kg.

A película era produzida por um cabeçote colocado - no topo do tubo de aço inoxidável que tinha um espaço anular livre, responsável pela formação da película sobre a superfície do tubo; este espaço anular tinha uma abertura de ....  $3,06 \times 10^{-3}$  m, e uma altura de  $41,64 \times 10^{-3}$  m. O produto concentrado era retirado do evaporador por meio de duas bombas positivas marca "mono pump" modelo SB 15 uma das quais era dotada de variador de velocidade, de modo a se ajustar as diferentes condições de operação.

As determinações experimentais foram realizadas com leite pasteurizado comercial tipo C e leite concentrado. Os produtos foram analisados quanto ao teor de gordura pelo método de Gerber, segundo APHA (1967) e quanto ao teor de sólidos totais pelo método recomendado em AOAC (1970).

Os produtos testados foram ensaiados sob diferentes condições, onde se variaram as seguintes características:- a) vazão do produto; b) temperatura de evaporação; c) diferença de temperatura entre o meio de aquecimento e o produto; d) teor de gordura; e e) sólidos totais. As características dos produtos ensaiados e os dados experimentais obtidos em 33 experiências encontram-se sumarizados na Tabela VII. Cada experiência é o resultado de 2 a 3 determinações realizadas em sequência.

Para a efetuação dos cálculos utilizaram-se Tabelas de fatores de conversão de unidades de Perry (1963), Tabe

la de propriedades do vapor de água saturado de Silva (1971), Tabelas de propriedades físicas do leite de Pereira ( ), e as correlações de Fernandez (1972a) e (1972e) e Fernandez e Montes (1972).

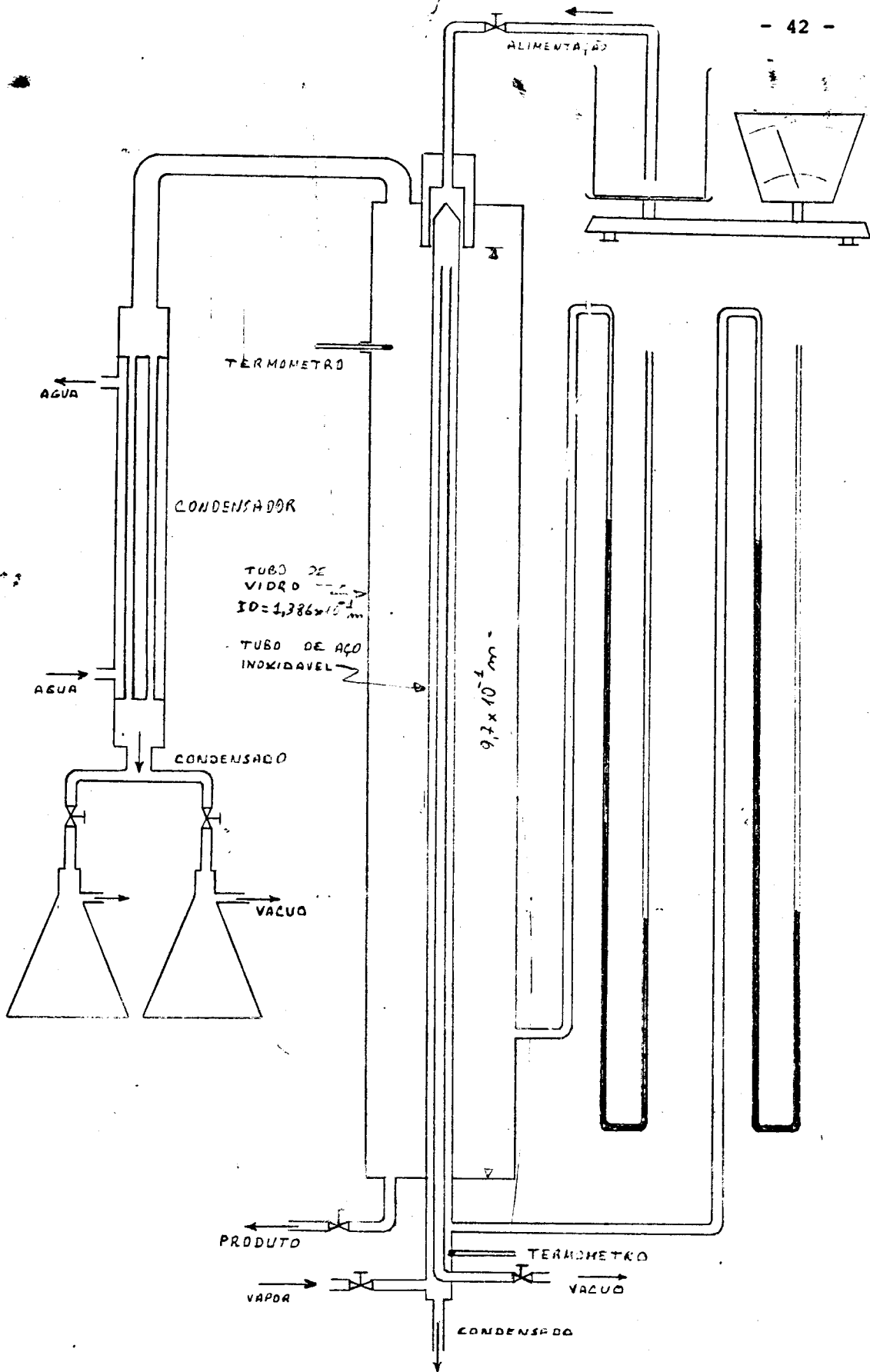


FIGURA I

## RESULTADOS

Na Tabela VII são apresentados os resultados das determinações experimentais realizadas no evaporador de película descendente com leite, apresentando-se os valores determinados para a:- vazão ( $Q$ ), pressão do vapor de aquecimento ( $P_v$ ), temperatura do vapor de aquecimento ( $T_v$ ), pressão de evaporação ( $P_e$ ), temperatura de evaporação ( $T_e$ ), taxa de condensação ( $C_o$ ), sólidos totais ( $s$ ) e sólidos gordurosos ( $f$ ) do leite, apresentando-se também o valor do número de Reynolds ( $Re$ ) e do número de Prandtl ( $Pr$ ) para cada uma das 33 experiências realizadas.

As figuras II à VI apresentam os valores do coeficiente global de transferência de calor computados em função dos seguintes parâmetros:- vazão de alimentação; conteúdo de sólidos totais do leite; relação entre o conteúdo de sólidos totais e de sólidos gordurosos do leite; temperatura de evaporação; e diferença de temperatura entre o meio de aquecimento e o produto. No cálculo foi particularizada a variação para uma ou duas das variáveis citadas e mantendo as outras constantes. Devido a capacidade das nossas bombas de extração do produto concentrado ser pequena, capacidade máxima da ordem de  $2,5 \times 10^{-2}$  Kg/s foi-nos impossível trabalhar com valores de Reynolds acima de 1200. Por esta razão os nossos dados se referem a faixa de película laminar ondulada, ou transicional

na qual o número de Reynolds varia entre 210 e 1100, segundo Portalski (1963). Todos os resultados obtidos foram agrupados de acordo a algumas das variáveis tomadas como constantes e - graficadas em função das variáveis restantes. Devido a limitações dos nossos equipamentos não foi possível manter os valores das variáveis tomadas como constantes numa experiência, em posições totalmente fixas, razão pela qual elas são apresentadas com uma pequena faixa dentro da qual foram tomados os dados experimentais.

Na figura II estão apresentados os resultados obtidos para o coeficiente global de transferência de calor em função da vazão e de três diferentes combinações do teor de sólidos totais-sólidos gordurosos. Este gráfico foi obtido a partir dos ensaios nºs. 1, 2, 3, 24, 4, 5, 6, 7, 32, 31, 8, 33, 26, 21, 23, 20, 19, 22. As diferentes combinações sólidos totais-sólidos gordurosos são o resultado do desnate parcial do leite. Para estes dados manteve-se constante a diferença total de temperatura (3,7 a 4,6 °C) e a temperatura de evaporação (40 a 44 °C).

Na Figura III encontram-se os valores do coeficiente global de transferência de calor em função da vazão para dois valores diferentes de  $\Delta T$  (3,7-4,1 °C e 5,8-6,2 °C), mantendo-se constante a temperatura de evaporação (40-43 °C), o teor de sólidos totais (10,57-11,43%) e sólidos gordurosos (1,8 - 1,7%). Este gráfico foi obtido a partir dos ensaios nºs. 6, 7, 32, 31, 8, 33, 11, 12, 28, 27, 13, 14.

Na Figura VI estão apresentados os valores do coeficiente global de transferência de calor em função da temperatura de evaporação, mantendo-se constante a vazão de produto ( $1,37-1,44 \times 10^{-2}$  Kg/s), sólidos totais (10,65-11,23%), sólidos gordurosos (1,7-2,0%) e  $\Delta T$  (3,7-4,4 °C). Este gráfico foi obtido a partir dos ensaios n.ºs. 25, 7, 30, 18.

Na Figura V estão apresentados os valores do coeficiente global de transferência de calor em função do teor de sólidos totais para duas vazões diferentes ( $1,51-1,58$  e  $1,82-1,88 \times 10^{-2}$  Kg/s) mantendo-se constante a temperatura de evaporação (40,2-42,8 °C), a relação sólidos gordurosos-sólidos totais (0,22-0,25) e o  $\Delta T$  (3,8-4,6 °C). Este gráfico foi obtido com os ensaios n.ºs. 4, 29, 10, 16, 15, 24.

Na Figura VI estão apresentados os valores do coeficiente global de transferência de calor em função da vazão para dois níveis de sólidos totais (11-12% e 21-22%), mantendo-se constante a temperatura de evaporação (40-43 °C), o  $\Delta T$  (3,8-4,6 °C) e a relação sólidos gordurosos-sólidos totais (0,23). Este gráfico foi obtido a partir dos ensaios n.ºs. 1, 2, 3, 24, 4, 5, 26, 9, 10, 16, 17.

Na Figura VI apresentamos todos os dados experimentais na forma  $h_{\ell} (\mu_{\ell}^2 / K_{\ell}^3 \rho_{\ell}^2 \text{ g})^{1/3}$  versus Re. O coeficiente de transferência de calor convectivo da película de produto ( $h_{\ell}$ ) foi calculado assumindo-se que o processo obedece a equação:-

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_v} + \frac{\lambda}{K_a} + \frac{1}{h_{\ell}}}$$

na qual  $h_v$  foi avaliado a partir da equação recomendada por McAdams (1954) para condensação de vapor em tubos verticais,

$$h_v = \frac{4000}{L^{1/4} (\Delta T)^{1/3}} \quad \text{onde:-}$$

$h_v$  = coeficiente convectivo de transferência de calor em BTU/h pé<sup>2</sup> °F;

L = comprimento do tubo em pés, e

$\Delta T$  = diferença de temperatura entre o meio condensante e o meio frio em graus Fahrenheit.

Na Tabela VIII são apresentados os erros relativos experimentais dos principais cálculos efetuados em função da precisão das medidas realizadas. Os mesmos foram calculados com base nos erros absolutos de cada uma das variáveis envolvidas nos cálculos, já mencionados no capítulo de Materiais e Métodos.

Tabela VIII - Erros relativos das principais variáveis calculadas.

Variável	Erro relativo - %
Q	0,44 - 1,2
Co	0,041 - 0,12
Área de troca de calor	0,005
Re	5
U	0,6
T	0,2



Tabela VII - Dados experimentais e características dos produtos ensaiados.

Ens. nº	Q Kg/s $\times 10^{-2}$	Re $\times 10^2$	Pr	P <sub>v</sub> Kg/m <sup>2</sup>	T <sub>v</sub> ºC	P <sub>e</sub>		T <sub>e</sub> ºC	Co Kg/s $\times 10^{-4}$	s %	f %
						Kg/m <sup>2</sup> $\times 10^2$	Kg/s $\times 10^{-4}$				
1	1,09	4,5	8,1	1,013x10 <sup>3</sup>	45,8	8,21	8,21	41,6	2,165	11,98	2,8
2	1,19	5,0	8,1	1,013x10 <sup>3</sup>	45,8	8,21	8,21	41,6	2,110	11,98	2,8
3	1,23	5,1	8,1	1,013x10 <sup>3</sup>	45,8	8,21	8,21	41,6	2,290	11,98	2,8
4	1,82	7,6	8,1	1,013x10 <sup>3</sup>	45,8	8,21	8,21	41,6	2,519	11,98	2,8
5	1,98	8,3	8,1	1,013x10 <sup>3</sup>	45,8	8,21	8,21	41,6	2,352	11,98	2,8
6	1,15	4,6	8,0	9,86 x10 <sup>2</sup>	45,3	8,03	8,03	41,2	2,288	11,00	1,8
7	1,44	6,0	8,0	9,86 x10 <sup>2</sup>	45,3	8,21	8,21	41,6	2,255	11,00	1,8
8	2,08	8,7	8,0	9,86 x10 <sup>2</sup>	45,3	8,21	8,21	41,6	2,261	11,00	1,8
9	1,00	2,1	16,4	1,033x10 <sup>3</sup>	46,0	8,31	8,31	42,0	1,784	21,42	5,0
10	1,52	3,2	16,4	1,067x10 <sup>3</sup>	46,6	8,72	8,72	42,8	1,947	21,42	5,0
11	1,07	4,5	8,0	1,149x10 <sup>3</sup>	48,2	8,31	8,31	42,0	3,532	11,43	1,8
12	1,21	5,1	8,0	1,149x10 <sup>3</sup>	48,2	8,31	8,31	42,0	3,470	11,43	1,8
13	1,84	7,7	8,0	1,159x10 <sup>3</sup>	48,4	8,51	8,51	42,4	3,711	11,43	1,8

Tabela VII (cont.)

14	2,02	8,5	8,0	1,159x10 <sup>3</sup>	48,4	8,51	42,4	3,631	11,43	1,8
15	1,51	4,2	16,4	1,068x10 <sup>3</sup>	46,6	8,72	42,8	1,954	20,56	5,1
16	1,88	3,8	17,0	1,040x10 <sup>3</sup>	46,4	8,31	42,0	2,255	22,03	4,9
17	2,04	4,1	17,0	1,040x10 <sup>3</sup>	46,4	8,31	42,0	2,306	22,03	4,9
18	1,37	7,7	6,0	1,880x10 <sup>3</sup>	58,6	1,544x10 <sup>3</sup>	54,2	2,672	10,82	1,7
19	1,89	8,6	7,3	1,068x10 <sup>3</sup>	46,6	8,51x10 <sup>2</sup>	42,4	2,504	10,30	1,0
20	1,53	7,0	7,3	1,068x10 <sup>3</sup>	46,6	8,51	42,4	2,511	10,30	1,0
21	1,00	4,6	7,3	1,068x10 <sup>3</sup>	46,6	8,51	42,4	2,277	10,30	1,0
22	2,11	9,7	7,3	1,183x10 <sup>3</sup>	48,8	9,26	44,0	2,994	9,85	1,0
23	1,36	6,2	7,3	1,159x10 <sup>3</sup>	48,4	9,26	44,0	2,669	9,85	1,0
24	1,58	6,6	8,1	9,69 x10 <sup>2</sup>	44,8	7,59	40,2	2,505	11,59	2,8
25	1,41	5,1	9,3	7,96 x10 <sup>2</sup>	40,8	6,37	37,0	2,152	11,23	2,0
26	2,48	11,3	7,5	9,79 x10 <sup>2</sup>	45,0	8,02	41,2	2,308	11,08	2,5
27	1,69	7,1	8,0	1,105x10 <sup>3</sup>	47,4	8,21	41,6	3,503	10,83	1,8
28	1,54	6,5	8,0	1,095x10 <sup>3</sup>	47,0	7,83	40,8	3,302	10,83	1,8

Tabela VII (cont.)

29	1,86	5,2	12,2	$1,068 \times 10^3$	46,6	8,51	42,4	2,472	17,67	4,4
30	1,50	7,5	6,7	$1,390 \times 10^3$	51,8	$1,117 \times 10^3$	47,6	2,520x	10,65	1,7
31	1,90	8,0	8,0	$9,59 \times 10^2$	44,6	$7,76 \times 10^2$	40,6	2,359	10,57	1,7
32	1,73	7,2	8,0	$9,59 \times 10^2$	44,6	7,76	40,6	2,252	10,57	1,7
33	2,21	9,2	8,0	$9,59 \times 10^2$	44,6	7,76	40,6	2,448	10,57	1,7

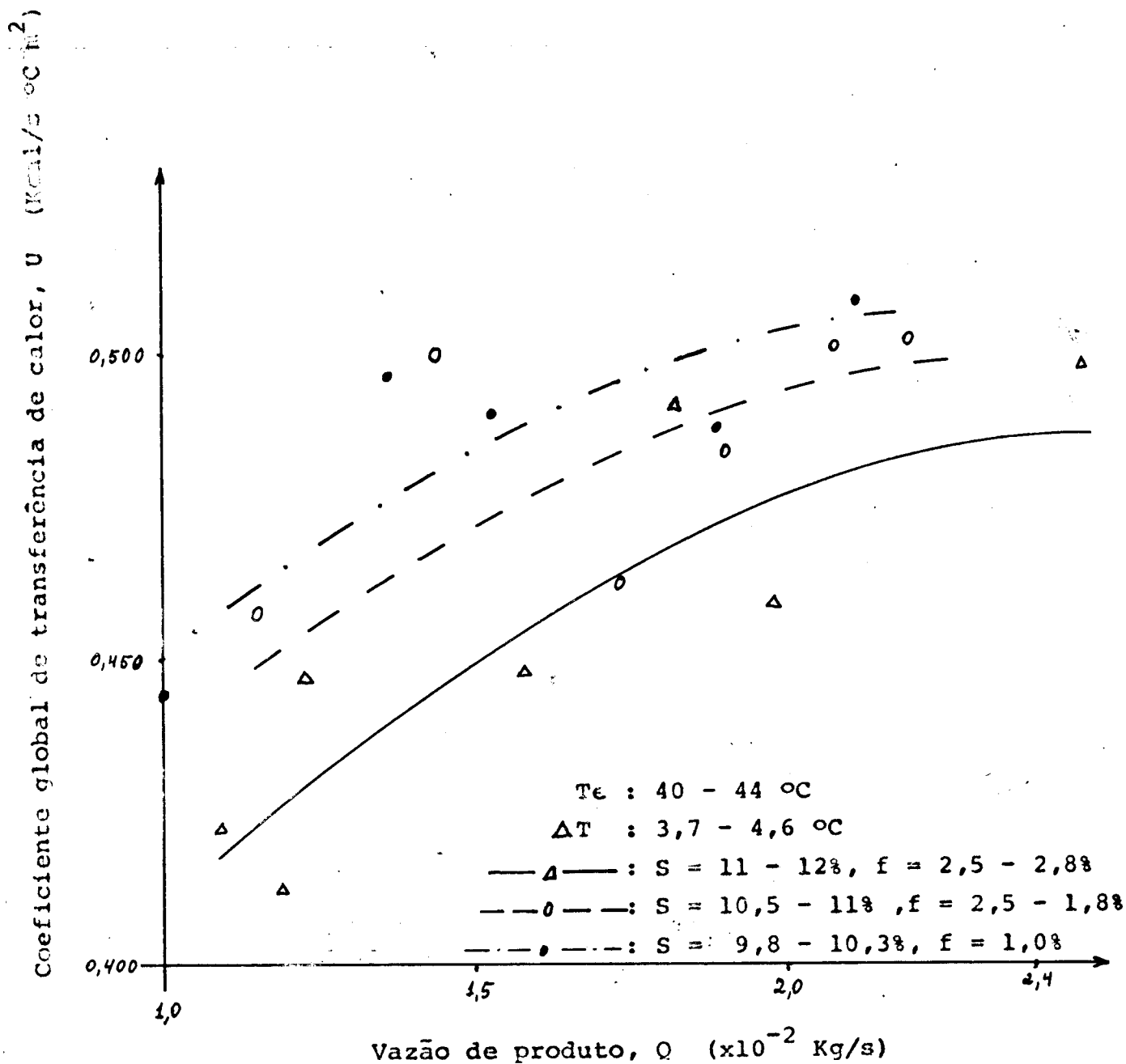


Figura II - Variação do coeficiente global de transferência de calor x a vazão para três níveis diferentes da concentração de sólidos totais e sólidos gordurosos e para temperatura de evaporação e ΔT constantes.

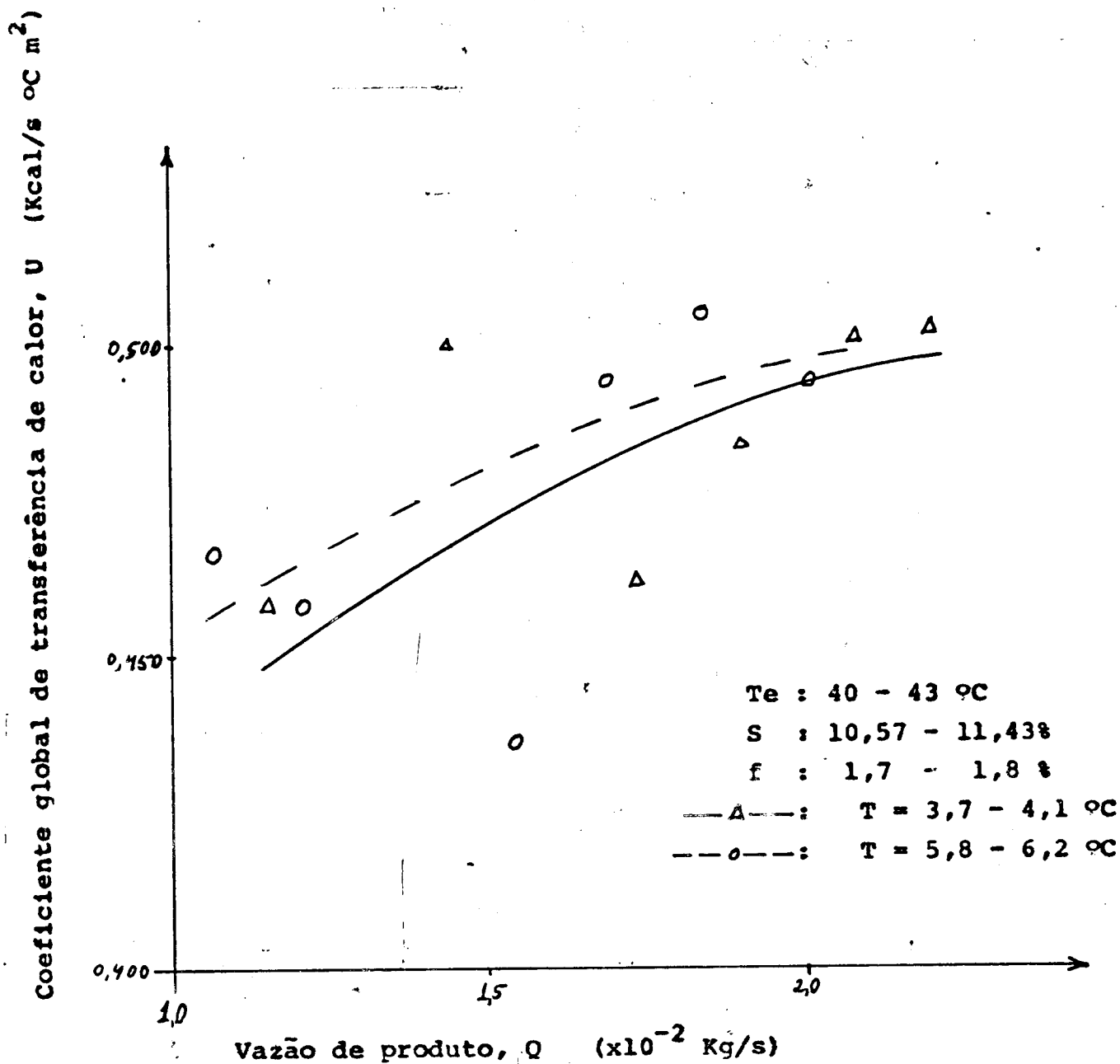


Figura III - Variação do coeficiente global de transferência de calor versus a vazão para  $\Delta T$  de 3,7 - 4,1 e 5,8 - 6,2 °C e para temperatura de evaporação, sólidos totais e sólidos gordurosos, constante.

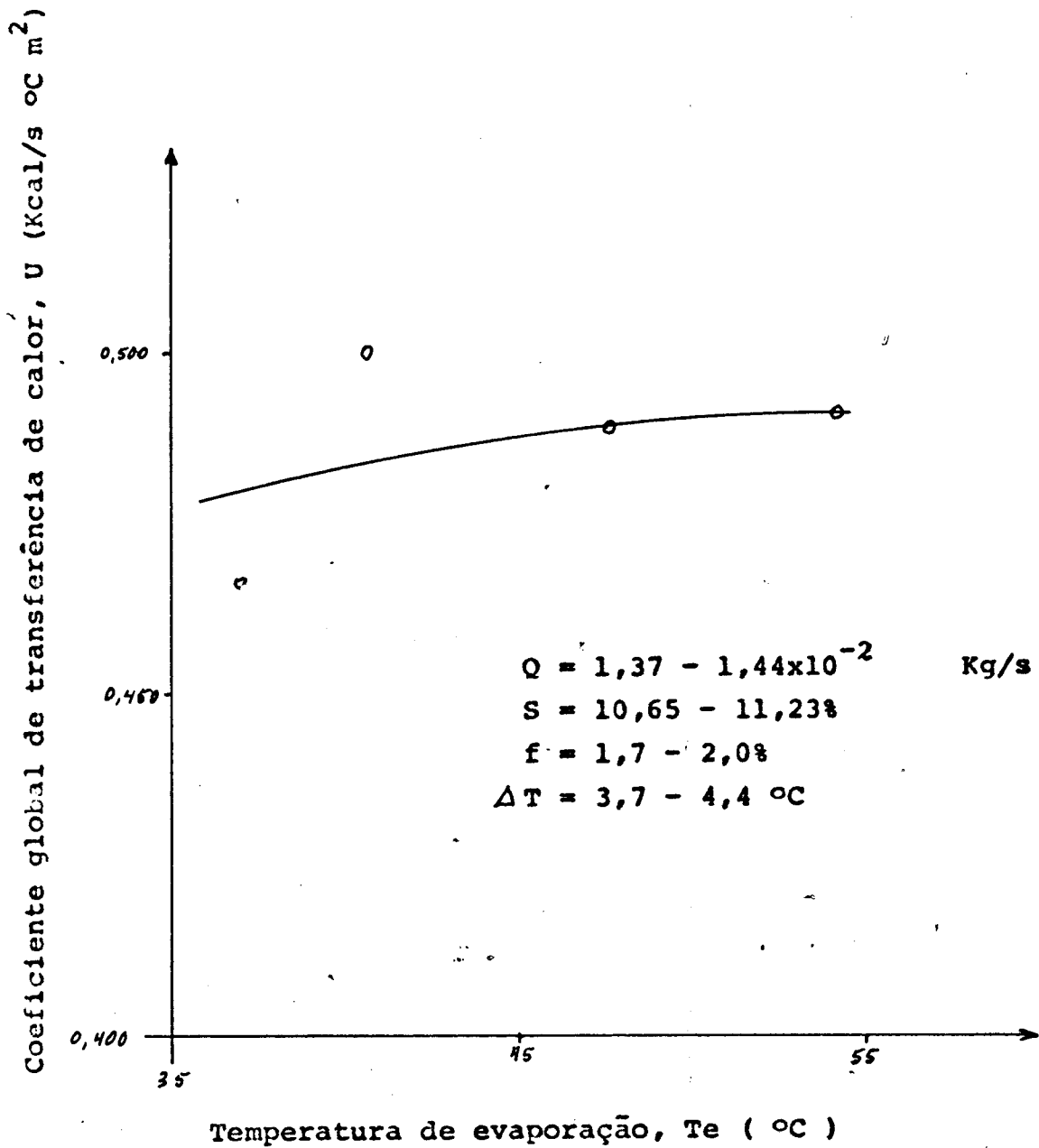


Figura IV - Variação do coeficiente global de transferência de calor x temperatura de evaporação para vazão, sólidos totais e gordurosos, e  $\Delta T$  constante.

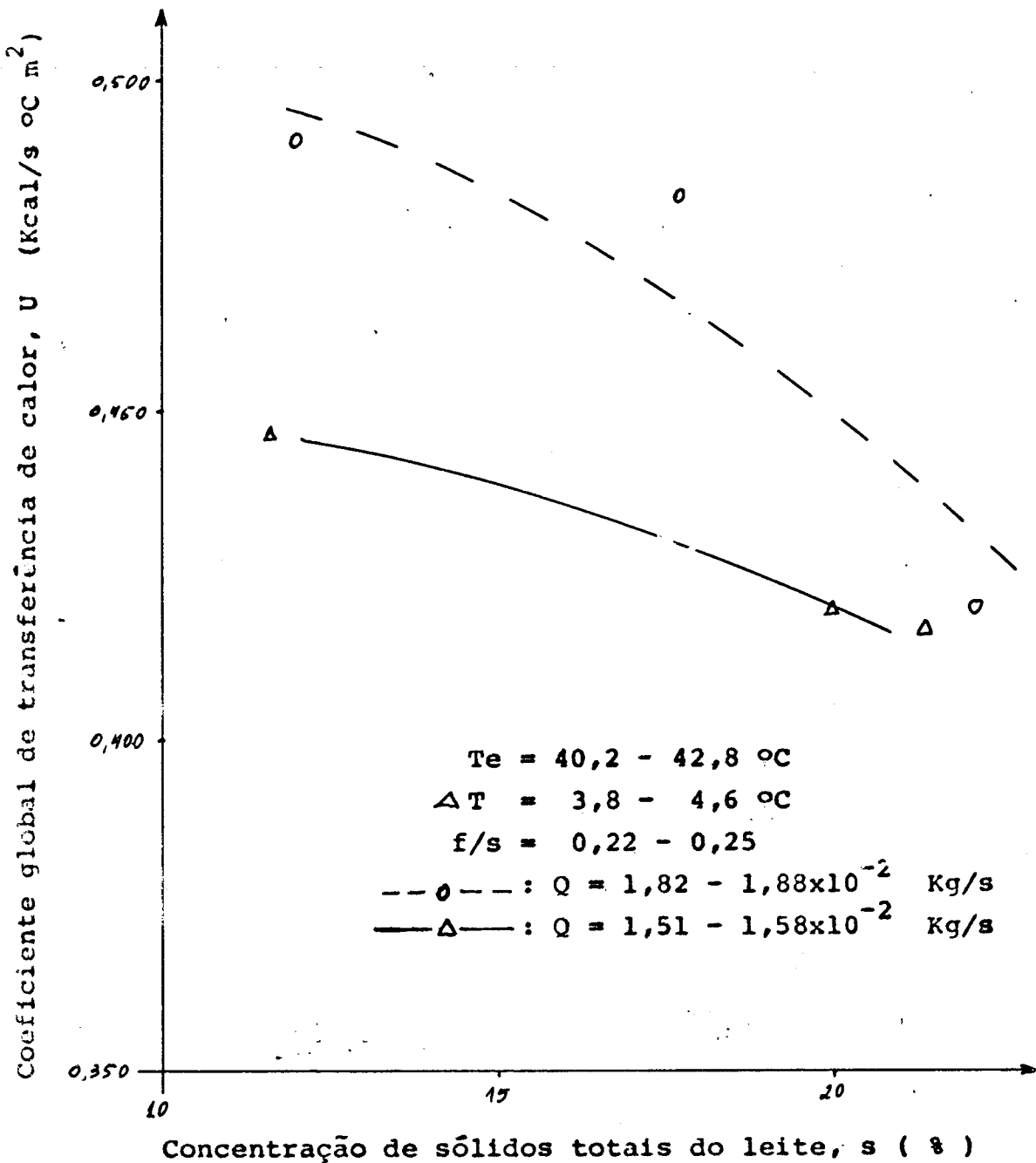


Figura V - Variação do coeficiente global de transferência de calor x concentração total de sólidos para temperatura de evaporação, ΔT e razão de sólidos gordurosos para sólidos totais, constantes.

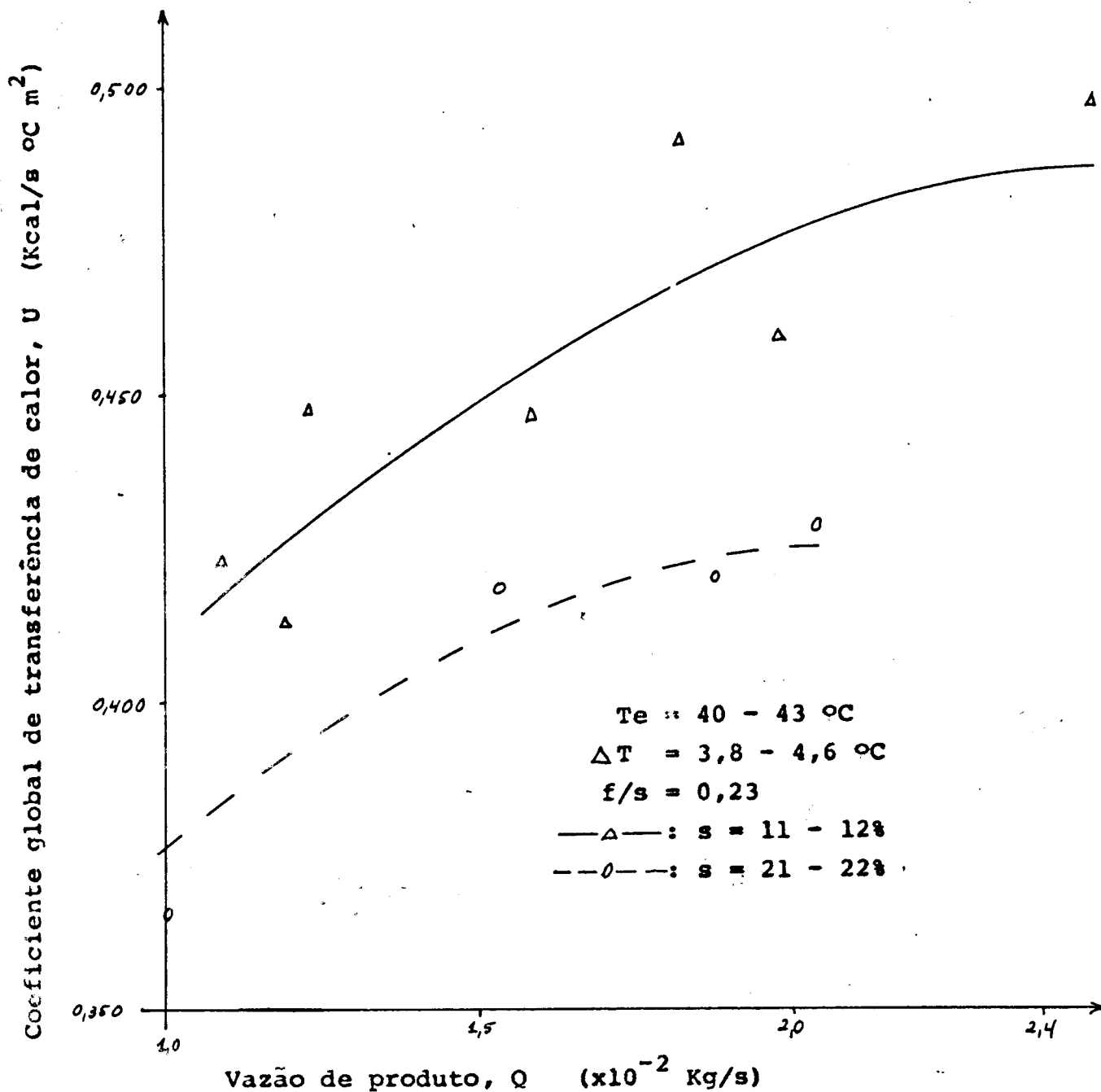


Figura VI - Variação do coeficiente global de transferência de calor x vazão para dois níveis de sólidos totais e para temperatura de evaporação,  $\Delta T$  e razão de sólidos gordurosos para sólidos totais constantes.



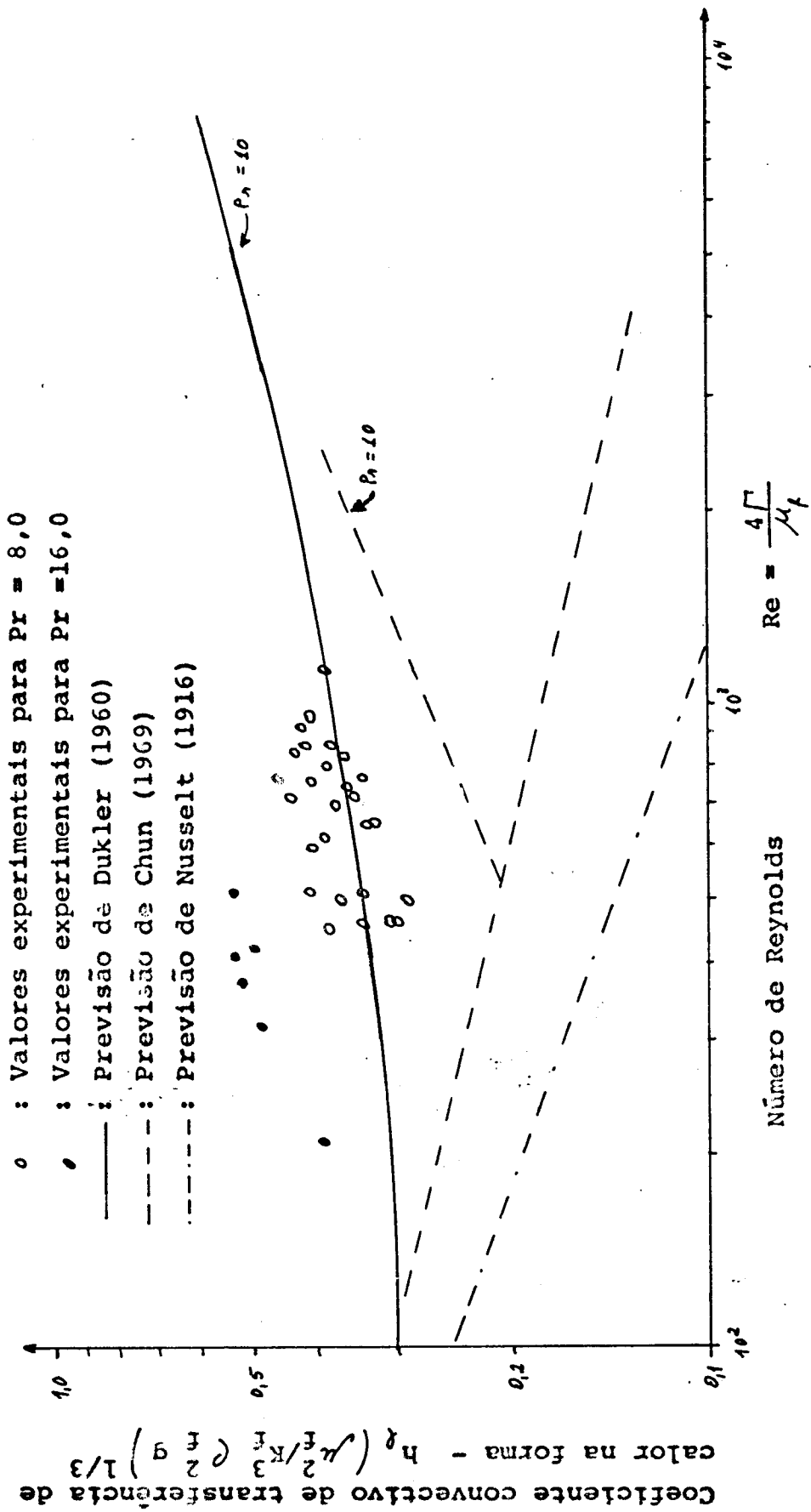


Figura VII - Coeficiente convectivo de transferência de calor x número de Reynolds

## COMENTÁRIOS E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

As curvas apresentadas nas Figuras II a VI mostram a influência das principais variáveis, envolvidas no fenômeno da evaporação de uma película de leite, sobre o coeficiente global de transferência de calor.

De um modo geral os nossos dados coincidem em aspecto e ordem de grandeza com os dados obtidos por Saravacos e outros (1970), para produtos alimentícios diferentes de leite.

Na Figura II observa-se a tendência do coeficiente global de transferência de calor de aumentar em relação ao aumento da vazão, esta tendência foi também observada por Saravacos e outros (1970). Para estes autores o coeficiente global de transferência de calor tenderia assintoticamente para um máximo, já a diminuição de  $U$  a vazões muito baixas poderia ser explicado como devido a descontinuidade da película sobre a parede do tubo. Nenhuma destas duas situações foi encontrada no nosso trabalho. Também Kroll e McCutchan (1968) analisaram a influência da vazão do fluido sobre o fenômeno da evaporação. Segundo estes autores a mesma tendência foi notada, no entanto o coeficiente global de transferência de calor diminuiria com a diminuição da vazão até atingir um mínimo, e a partir daí passaria a aumentar até atingir a condição de parede seca. Quanto a concentração de sólidos totais e sólidos gordurosos observa-se que  $U$  tende a aumentar com a di-

minuição-dos mesmos, provavelmente devido a diminuição da viscosidade do produto.

Na Figura III também se observa o comportamento do coeficiente global de transferência de calor em função da vazão, para dois valores diferentes de  $\Delta T$ . O comportamento é análogo ao já descrito na Figura II, no entanto observa-se que não há ou é muito pequena a influência de  $\Delta T$  no coeficiente global de transferência de calor. Saravacos e outros (1970), também encontraram que o  $\Delta T$  tem uma pequena influência no coeficiente global de transferência de calor.

Na Figura IV observa-se a influência da temperatura de evaporação sobre o coeficiente global de transferência de calor, segundo nossos dados esta influência é pequena concordando com as conclusões de Kroll e McCutchan (1968), segundo eles esta influência depende do comprimento do tubo e seria tanto maior quanto maior o comprimento do tubo. Para estes autores, para tubos da ordem de 1 m de comprimento não haveria praticamente influência da temperatura de evaporação sobre o coeficiente global de transferência de calor. Já para Saravacos e outros (1970) o coeficiente global de transferência de calor sofreria uma influência muito grande da temperatura de ebulição. Como estes autores trabalharam com um evaporador de aproximadamente 3 m de altura as suas conclusões concordam satisfatoriamente com as de Kroll e McCutchan (1968).

Na Figura V observa-se mais uma vez a influência da concentração sobre o coeficiente global de transferência de calor, neste caso manteve-se uma relação de sólidos gordurosos

para sólidos totais do leite constante. Observa-se que a tendência é a de diminuir o valor do coeficiente global de transferência de calor com o aumento da concentração de sólidos do leite.

Na Figura VI observamos a influência da vazão sobre o coeficiente global de transferência de calor para 2 níveis diferentes de concentração de sólidos, observa-se mais uma vez que  $U$  aumenta com o aumento da vazão, observando-se que ele é menor quanto maior a concentração de sólidos conforme já foi discutido.

Uma comparação aproximada indica que os nossos dados apresentam um desvio da ordem de 50% para menos dos valores apresentados por Kroll e McCutchan (1968), tanto teóricos quanto práticos, no entanto não é possível uma comparação mais rigorosa, porque as suas condições de trabalho são diferentes das nossas e os modelos matemáticos elaborados pelos autores são específicos para as suas condições de trabalho.

Os nossos dados experimentais foram obtidos basicamente para duas faixas de Prandtl, ou seja  $Pr \approx 8$  e  $Pr \approx 16$ . Devido a grande área para deslocamento do vapor assumimos não haver cisalhamento entre a fase vapor e a película de líquido e comparamos os nossos dados com o caso de igual assunção de Dukler (1960).

Conforme se pode observar na Figura VII os nossos valores experimentais de  $Pr \approx 8$  coincidem bastante bem com a previsão de Dukler (1960) para  $Pr = 10$ , no entanto apresentam um desvio da ordem de 40 - 50% para mais dos valores pre-

vistos pela teoria de Chun (1969). Isto se deve provavelmente a que o modelo matemático de Chun (1969) foi elaborado para um produto com propriedades físicas diferentes às do leite.

Devido a faixa de valores de  $Re$  em que trabalhamos, não nos foi viável comparar os nossos dados com as equações recomendadas por McAdams (1954).

## CONCLUSÕES

Do presente trabalho pode-se concluir acerca do coeficiente global de transferência de calor para a evaporação de leite em película descendente que o mesmo diminui em relação ao aumento tanto da concentração de sólidos totais do leite, na faixa de 11,5 à 22%, quanto da razão sólidos gordurosos/sólidos totais do leite, na faixa de 0,1 à 0,25.

Em relação a temperatura de evaporação, na faixa de 37 à 54 °C, verificamos nos nossos experimentos, que ela exerce pequena influência sobre o coeficiente global de transferência de calor. Quanto a diferença de temperatura entre o meio de aquecimento e o meio de evaporação ( $\Delta T$ ), na faixa de 4,0 à 6,0 °C, verificamos que é pequena a sua influência sobre o coeficiente global de transferência de calor.

Em relação a vazão pudemos verificar que é um fator importante sobre o comportamento do coeficiente global de transferência de calor, fazendo com que ele aumente quando a vazão aumenta de  $1,0 \times 10^{-2}$  à  $2,4 \times 10^{-2}$  Kg/s.

Concluimos portanto que na faixa de valores testados o comportamento do leite se assemelha ao da água.

Quanto a comparação dos nossos dados de coeficientes convectivos de transferência de calor com modelos matemáticos da literatura, verificamos que o modelo de Dukler (1960) se adapta satisfatoriamente para a evaporação de leite, no entan-

to encontramos uma diferença da ordem de 50% para menos dos dados de Kroll e McCutchan (1968) e uma diferença da ordem de 50% para mais dos valores de Chun (1969).

Quanto ao nosso equipamento verificamos ser possível se operar este evaporador a escala de laboratório com a película de produto totalmente visível, também constatamos que a ebulição da película ou a descontinuidade da mesma sobre a superfície calefatora são os fatores mais importantes na formação de depósitos.

Verificamos também que com valores de vazão de leite abaixo de  $1,0 \times 10^{-2}$  Kg/s era muito difícil trabalhar, pela dificuldade de se manter a película contínua sobre a superfície do tubo, ocorrendo a descontinuidade do mesmo e a consequente exposição da superfície do tubo iniciando-se logo em seguida a deposição de leite sobre o mesmo.

Em relação aos valores de Reynolds ensaiados verificamos que era difícil trabalhar com  $\Delta T$  maiores aos empregados devido a facilidade do produto formar espuma, caso em que imediatamente se iniciava a deposição de produto sobre o tubo.

Foi constatado também que uma das dificuldades de operação do evaporador se referia a temperatura de entrada do produto pois para temperaturas próximas à temperatura de evaporação iniciava-se a formação de espuma de leite no distribuidor de leite, impedindo a formação da película de leite sobre o tubo.

## RECOMENDAÇÕES PARA FUTURAS EXPERIÊNCIAS

As propriedades físicas do leite variam bastante acima das faixas de concentração testadas, acreditamos que seria muito útil o estudo da variação dos coeficientes de transferência de calor nessa região, os quais não puderam ser feitos neste trabalho.

Também seria interessante que se estudasse o comportamento do leite para valores maiores de Reynolds, bem como comprimentos maiores de tubos.

Embora o modelo elaborado por Dukler (1960) se adapte satisfatoriamente para o caso de evaporação de leite em película descendente, acreditamos que seria muito útil a formulação de um modelo específico para a evaporação de leite em película descendente.

Quanto ao equipamento em si, cabem algumas observações:-

a) um grave problema que se deve tentar evitar num próximo experimento é o da condensação de vapor na superfície do tubo de vidro que dificulta a observação da película de leite, e também afeta a precisão da medida do condensado do evaporado.

b) Deve-se utilizar bombas de sucção do concentrado de capacidade maior de modo que não se limite a vazão do produto, para se evitar a inundação do aparelho.



## BIBLIOGRAFIA

1. A.O.A.C. - 1970. "Official methods of analysis"; Ed. Horwitz, W. Washington, D.C. Proc. 16.032.
2. A.P.H.A. - 1967. "Standard methods for the examination of dairy products"; American public health Association - Inc., New York.
3. Armeding, G.D. - 1966. Evaporation as applied to the food industry. In "Advances in food research" Ed. Chichester, C.O.; Mrak, E.M. Academic Press, New York 15:p.318-358.
4. Atkins, C.D.; Wenzel, F.W.; Moore, E.L. - 1950. Report new technical strides in design of FCC evaporator. Food Ind.      1353, 1466 - 1467.
5. Bretsznajder, S. - 1971. "Prediction of transport and other physical properties of fluids". Pergamon Press. Oxford.
6. Carslaw, H.S.; Jaeger, J.C. - 1973. "Conduction of heat in solids". Clarendon Press. Oxford.
7. Casimir, D.J.; Kefford, J.F. - 1968. Developments in Low-Temperature Evaporation. Csiro Food Preservation Quarterly. 28 : 1-2
8. Charm, S.E. - 1963 - "The fundamentals of food Engineering". The AVI Publishing Company, Inc. Westport, Connecticut.
9. Chun, K. - 1969 - "Evaporation From Thin Liquid Films": Ph.D - Thesis. University of California, Berkeley. California.

10. Coates, J.; Pressburg, B.S. - 1960 - How heat transfer occurs in evaporators. Chem. Eng., Febr.
11. Cross, J.A.; Gemmil, A.V. - 1948 - Revolutionary evaporator raises quality and lowers costs. Food Ind. \_\_\_ : ( )  
1421 - 1423.
12. Dukler, A.E.; Bergelin, O.P. - 1952 - Characteristics of flow in falling liquid films. Chem. Eng. Progress 48  
(11) 557 - 563.
13. Dukler, A.E. - 1960 - Fluid mechanics and heat transfer in vertical falling - film systems. Chem. Eng. Prog. Symp. Serv. 56 (30) 1-10.
14. Dukler, A.E.; Elliot, L.C. - 1968a - Experimental and analytical studies of heat transfer in a falling film system. Office of Saline water, R&D Report n° 287.
15. Dukler, A.E.; Elliot, L.C. - 1968b - Experimental and analytical studies of heat transfer in a falling film system - Part II, Houston Research Institute.
16. Farral, A.W. - 1963 - "Engineering for dairy and food products". John Wiley and Sons. New York.
17. Fernández - Martín, F. - 1972a - Influence of temperature and composition on some physical properties of milk and milk concentrates. I: Heat Capacity, J. Dairy Res. 39 ( ) 65 - 73.
18. Fernández - Martín, F. - 1972b - Influence of temperature and composition on some physical properties of milk and milk concentrates. II: Viscosity. J. Dairy Res. 39 ( ) 75 - 82.

19. Fernández - Martín, F.; Montes, F. - 1972 - Influence of temperature and composition on some physical properties of milk and milk concentrates. III: Thermal conductivity. *Milchwissenschaft* 27 : (12) 772 - 776.
20. Hall, C.W.; Hedrick, T.I. - 1971 - "Drying of milk and milk products". 2<sup>o</sup> Ed. The AVI Publishing Co. Inc. Westport, Connecticut.
21. Kelly, E.J.; Schwarz, H.W. - 1955 - Role of the evaporator in the production of frozen concentrates. *Food Tech.* \_\_\_\_ : (7) 335 - 340.
22. Kreith, F. - 1969 - "Principles of heat transfer". International Text Book Co. Scranton. Pennsylvania.
23. Kroll, J.E.; McCutchan, J.W. - 1968 - Heat transfer in an LTV falling film evaporator: A theoretical and experimental analysis. *J. Heat Transfer*, May, 201 - 210.
24. Lindsey, E. - 1953 - Evaporation. Chemical engineering Report - *Chem. Eng.* \_\_\_\_ : April, 227 - 240.
25. Loncin, M. - 1965 - "Técnica de la Ingeniería Alimentaria" Editorial Dossat. Madrid.
26. McAdams. W.P. - 1954 - "Heat Transmission". 3rd. Ed. McGraw - Hill Book Co. Inc. - New York.
27. McCabe, W.L.; Smith, J.C. - 1967 - "Unit operations of chemical Engineering". New York. McGraw - Hill Co.
28. Moore, J.G.; Hesler, W.E. - 1963 - Equipment for the food industry. 2. Evaporation of heat sensitive materials. *Chem. Eng. Progress.* 59 : (2) 87 - 92.

29. Pereira, J.F. - - Tabelas de propriedades do leite.  
ILCT - EPAMIG. Juiz de Fora, Brasil.
30. Perry, J.H. - 1963 - "Chemical engineers' handbook".  
McGraw - Hill Book Co. New York..
31. Portalski, S. - 1963 - Studies of falling liquid film  
flow. Film thickness on a smooth vertical plate. Chem.  
Eng. Sci. 18 : ( ) 787 - 804.
32. Portalski, S. - 1964a - Velocities in film flow of liq-  
uids on vertical plates. Chem. Eng. Sci. 19 : 575-582.
33. Portalski, S. - 1964b - Eddy formation in film flow down  
a vertical plate. Ind. Eng. Chem. - Fundamentals 3 :  
(1) 49 - 53.
34. Saravacos, G.D.; Moyer, J.C.; Wooster, G.D. - 1970 - Con-  
centration of liquid foods in a pilot - scale falling  
film evaporator. New York's food and life Sci. Bull.  
(4) 1 - 14.
35. Schwarz, H.W.; Penn, F.E. - 1948 - Production of orange  
juice concentrate and powder. Ind. Eng. Chem. 40 : (5)  
938 - 944.
36. Schwarz, H.W. - 1951 - Comparison of low-temperature evap-  
orators. Food Tech. 5 : (11) 476 - 479.
37. Sephton, H. - 1969 - An investigation of vertical tube  
evaporation utilizing the Sephton flash tube. U.S.Dept.  
of Interior OSW, R&D Progress Report 19 361.
38. Silva, R.B. - 1971 - "Manual de Termodinâmica e Transmis-  
são de Calor. 4ª Ed. Politécnica da Universidade de  
São Paulo. São Paulo

39. Sinek, J.R.; Young, E.H. - 1962 - Evaporation 5: Heat transfer in falling - film long - tube vertical evaporators. Chem. Eng. Progress, 58 : (12) 74 - 80.
40. Slater, L.E. - 1974 - 4-Effect evaporator saves \$ 6.6 k each month. Food Eng. \_\_\_ : July 1974.
41. Stirba, C.; Hurt, D.M. - 1955 - Turbulence in falling liquid films. A. I. Ch. E. J. 1 : (2) 178 - 184.
42. Tressler, D.K.; Joslyn, M.A. - 1961 - "Fruit and vegetable juice processing technology". The AVI Publishing Co. Inc. p. 285. Westport, Connecticut.
43. Webb, R.; Unterberg, W.; Gregson, W.Jr. - 1964 - Evaporation experiments with wiped and falling saline water films. UCLA Report n<sup>o</sup> 64 - 23 (May).

