

ESCOLA POLITÉCNICA DA  
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO



“ SECADOR DE AR COMPRIMIDO POR REFRIGERAÇÃO ”

SANTIAGO PÉREZ ÁLVARES

1984

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
PROJETO MECÂNICO

"SECADOR DE AR COMPRIMIDO POR REFRIGERAÇÃO"

AUTOR:

SANTIAGO PÉREZ ÁLVAREZ

ORIENTADOR:

PROF.DR.JOSÉ M.SAIZ JABARDO

1984

641 new

## PREFÁCIO

A idéia de realizar este trabalho surgiu quando fiz estágio técnico em uma firma de secadores de ar comprimido.

Naquela oportunidade pude perceber que a parte - de secagem utilizando a refrigeração necessita de uma remodelação que vise a substituição dos tradicionais trocadores casco e tubo por outros com maior superfície de troca de calor por unidade de volume, adequados ao baixo coeficiente de transferência de calor do ar comprimido.

Este trabalho terá como objetivo estabelecer um procedimento para o desenvolvimento de uma linha industrial de secadores de ar comprimido eficientes e de baixo custo. Na parte inicial do trabalho procuro explicar o problema da presença de umidade no ar comprimido.

O projeto é justificável na medida em que este é um segmento de mercado em desenvolvimento em nosso país.

A meus pais

Arcadio e Maria Luísa que  
tanto trabalho e carinho  
dedicaram ao meu curso de  
Engenharia.

## A G R A D E C I M E N T O S

Ao Professor Doutor José Maria Saiz Jabardo, que dedicou parte de seu tempo em transmitir-me sua experiência.

A Silvana Martins de Menezes, que sempre esteve a meu lado dando todo o apoio necessário.

Aos grandes amigos, que colaboraram para tornar o dia-a-dia mais agradável.

## SUMÁRIO

	Pág.
1. O Ar Comprimido.....	1
2. A Umidade no Ar Comprimido.....	2
2.1- Efeito da Pressão .....	3
2.2- Efeito da Temperatura.....	4
3. Secagem de Ar Comprimido.....	6
3.1- Secagem por Absorção.....	7
3.2- Secagem por Adsorção.....	7
3.3- Secagem por Refrigeração.....	11
4. O Secador Refrigerante.....	14
4.1- Introdução.....	14
4.2- Definição do Circuito.....	15
4.3- Cálculo das Cargas Térmicas.....	19
4.3.1- Carga térmica no pré-resfriador.	21
4.3.2- Carga térmica no evaporador.....	25
4.4- Definição do Circuito Frigorífico.....	26
4.5- Definição dos Trocadores Principais....	32
4.5.1- Método de cálculo.....	32
4.5.2- Arranjo físico.....	36
4.5.3- Seleção do evaporador.....	39
4.5.4- Cálculo do pré-resfriador.....	41
4.6- Elementos do Circuito Frigorífico.....	52
4.6.1- Válvula de expansão.....	52
4.6.2- Tubulações.....	54
4.6.3- Acessórios diversos.....	56
4.7- Comentários.....	58
Referências Bibliográficas.....	59
Anexos.....	60

## 1. O AR COMPRIMIDO

O ar comprimido é um elemento amplamente utilizado nos meios industriais, participando em inúmeros processos de fabricação.

Ele pode ser utilizado como força motriz em pistões, motores, ferramentas, perfuratrizes, acionamento de válvulas, etc. Em sofisticados aparelhos de medição e controle de medição e controle de vazão, pressão, temperatura e volume o ar comprimido é o elemento fundamental para recepção, transmissão e registro de sinais.

Na indústria alimentícia o ar comprimido é utilizado para a fabricação de cerveja, para a agitação de substâncias, pressurização de vasos, transporte de produtos granulados ou em pó (por exemplo, cereais e farinha), etc.

Outras aplicações importantes são a aeração na indústria farmacêutica, a limpeza de componentes na indústria eletrônica, a sustentação pneumática (colchão de ar), como elemento de sopro na fabricação de copos e garrafas na indústria de plásticos, etc.

A água condensada na tubulação e equipamento de ar comprimido é uma das maiores preocupações na indústria, pois os danos causados à produção passam a ser cada vez mais significativos no custo geral.

Tais problemas são de maior ou menor gravidade dependendo da aplicação do ar comprimido. Um problema de caráter geral é a ferrugem que a água ocasiona em tubulações e equipamentos e em consequência custos elevados em manutenção.

Em instrumentação são utilizados canais e orifícios de dimensões muito reduzidas e que ficam obstruídos se ocor-

rer a condensação de água, fornecendo assim leituras erradas em instrumentos e alterações no controle de processos podendo causar grandes prejuízos.

Quando o ar comprimido entra em contato com substâncias, alimentícias ou não, a umidade presente nesse ar pode ser prejudicial à qualidade do produto.

Portanto, é fácil perceber a necessidade de um sistema capaz de remover a umidade em excesso do ar comprimido. A quantidade de umidade permissível será função das exigências que estejam envolvidas em cada aplicação.

## 2. A UMIDADE NO AR COMPRIMIDO

O ar atmosférico é uma mistura de gases e vapor d'água. Denomina-se de ar seco ao ar atmosférico sem a presença de vapor d'água.

Na prática, todo ar no estado natural contém certa quantidade de vapor d'água resultante da evaporação de água do solo, rios, lagos e mares.

A quantidade de vapor d'água que o ar pode conter depende das condições de pressão e temperatura.

Diz-se que o ar está saturado quando para determinadas condições de temperatura e pressão o ar contém a máxima quantidade de vapor d'água sem que ocorra condensação.

Para um melhor entendimento pode-se fazer uma analogia com uma esponja. Suponha que no início ela esteja seca e que comecemos a pingar-lhe água. A esponja estará saturada de água quando perder a capacidade de retê-la, isto é, ao pingar-lhe água ela começará a gotejar por outro lado.



### 2.1)- Efeito da Pressão na Umidade do Ar

Quanto maior for a pressão menor será a capacidade do ar reter o vapor d'água. Voltando à analogia com a esponja, suponha que ela esteja ligeiramente embebida de água. Se começarmos a apertar a esponja, isto é, aumentar a pressão, a capacidade de reter o vapor d'água vai diminuindo até o ponto em que a esponja vai ficar saturada e começar a pingar.

Com o ar atmosférico ocorre coisa semelhante. O compressor irá aumentar-lhe a pressão até o ponto em que ficará saturada e ocorrerá condensação para novo acréscimo de pressão.

Podemos concluir que o estado do ar comprimido na saída do compressor será saturado e que parte do vapor d'água contido anteriormente no ar estará agora condensado - na tubulação sob a forma de gotas ou como uma névoa que será arrastada pela corrente de ar.

### 2.2)- Efeito da Temperatura na Umidade do Ar.

A temperatura também exerce grande influência no conteúdo de vapor d'água no ar comprimido. Quanto menor for a temperatura, menor será a capacidade do ar reter o vapor d'água.

No processo de compressão a temperatura do ar eleva-se de maneira que no seu percurso pela tubulação irá perdendo calor para o ambiente e abaixando sua temperatura. Como na saída do compressor a capacidade de reter vapor é maior,

devido à alta temperatura, haverá condensação ao longo da tubulação à medida que a temperatura for diminuindo.

Em sistemas de ar comprimido costuma-se avaliar a quantidade de umidade através do ponto de orvalho, que é definido como segue:

Ponto de orvalho: é a temperatura na qual se inicia a formação de condensado a determinada pressão, isto é, a temperatura do ar saturado.

O ponto de orvalho é muito útil pois podemos saber qual a queda de temperatura que pode ocorrer na linha ou nos equipamentos sem que haja problemas com condensação de água.

Na figura 1 encontramos um dispositivo muito prático para a determinação do ponto de orvalho em uma linha de ar comprimido, com razoável precisão.

Conecta-se a linha de ar aos terminais e vai se adicionando gelo (ou gelo seco para temperaturas mais baixas) pela boca do copo de alumínio. A indicação do termômetro será aproximadamente a temperatura no interior do copo de vidro.

Quando o dispositivo ficar embaçado internamente - toma-se a medição do termômetro pois esta será a temperatura para a qual inicia-se a condensação, isto é, o ponto de orvalho.

Convém destacar que quando se dá o ponto de orvalho deve-se especificar a que pressão ele está referido.

Se ele for medido à pressão de operação diz-se que temos o ponto de orvalho pressurizado e se for medido a pressão atmosférica teremos o ponto de orvalho atmosférico. O gráfico 1 anexo fornece a conversão de um tipo de ponto de orvalho para outro para diversas pressões de trabalho. Por exemplo, um ponto de orvalho de  $2^{\circ}\text{C}$  à pressão de 7 bar corresponde a um ponto de orvalho de  $-23^{\circ}\text{C}$  à pressão atmosférica.

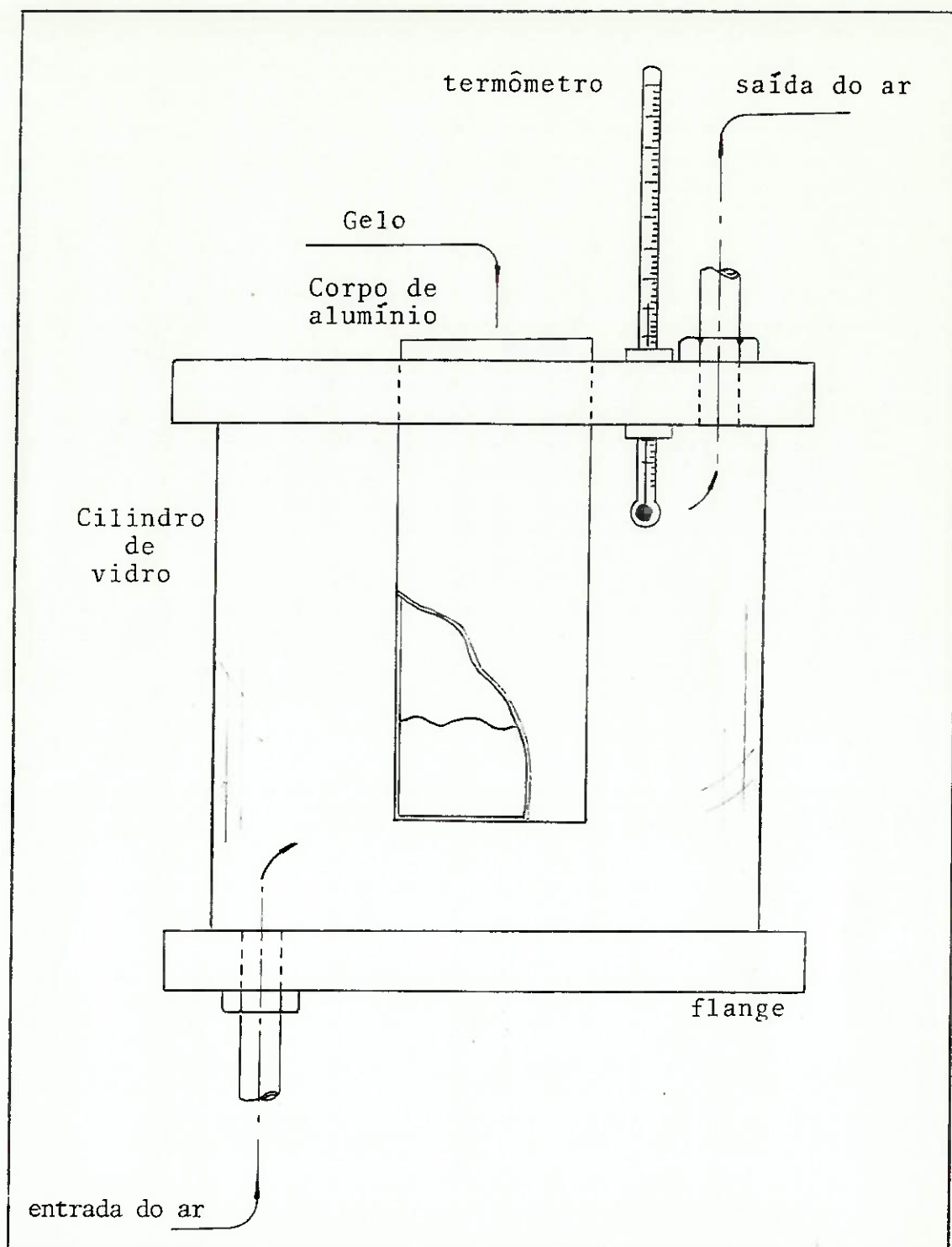


Fig.1 - Dispositivo para medir o ponto de orvalho em uma linha de ar comprimido.

A tabela 1 anexa fornece a quantidade de vapor de água no ar saturado em gramas de água por metro cúbico de ar para diversas condições de temperatura e pressão. Ela será muito útil para determinar a quantidade de água condensada - dentro dos equipamentos.

### 3. SECAGEM DE AR COMPRIMIDO

Como vimos anteriormente há um grande segmento industrial que necessita de ar comprimido com teor de umidade inferior àquele fornecido pelo compressor.

Normalmente os compressores são equipados com resfriadores a ar ou água posteriores. Esta medida faz com que parte do vapor e dos líquidos condensados, água e óleo, sejam retidos e drenados do sistema.

Todavia, a quantidade de umidade restante ainda é prejudicial para uma grande quantidade de aplicações. Deve-se, então, fazer o ar comprimido sofrer um processo de secagem para reduzir sua umidade.

Normalmente são empregados os seguintes processos:

- Secagem por absorção
- Secagem por adsorção
- Secagem por refrigeração

Tais processos serão agora discutidos quanto às - suas vantagens e desvantagens tanto no que se refere ao aspecto operacional quanto ao econômico.

### 3.1)- Secagem por Absorção

A secagem por absorção é um processo puramente químico. O ar carregado de umidade é forçado a passar por um leito de material secativo. Este material combina-se quimicamente com o vapor d'água e se dilui retendo-o consigo.

A construção mecânica é muito simples, como pode ser visto na figura 2. Consiste de um vaso contendo o material secativo. Na parte inferior coloca-se um defletor para reter o grosso do condensado e no fundo há um sistema de drenagem para remoção dos líquidos.

Com o passar do tempo o elemento secador vai sendo consumido e deve portanto ser reabastecido periodicamente, em geral de duas a quatro vezes ao ano.

Como vantagens deste tipo de secador podemos destacar a facilidade de montagem e instalação, desgaste mecânico mínimo já que o secador não possui peças móveis, não necessita de nenhum tipo de energia externa e baixo custo inicial.

Como desvantagens temos que o material secante é carregado pela corrente de ar, necessitando de um pós-filtro, e o ponto de orvalho obtido que é de apenas uns  $10^{\circ}\text{C}$  abaixo da temperatura de entrada, insuficiente para muitas aplicações do ar comprimido.

### 3.2)- Secagem por Adsorção

Este tipo de secador utiliza o princípio físico da adsorção. O elemento secador é um material granulado com arestas ou em forma de perolas constituído de quase 100% de

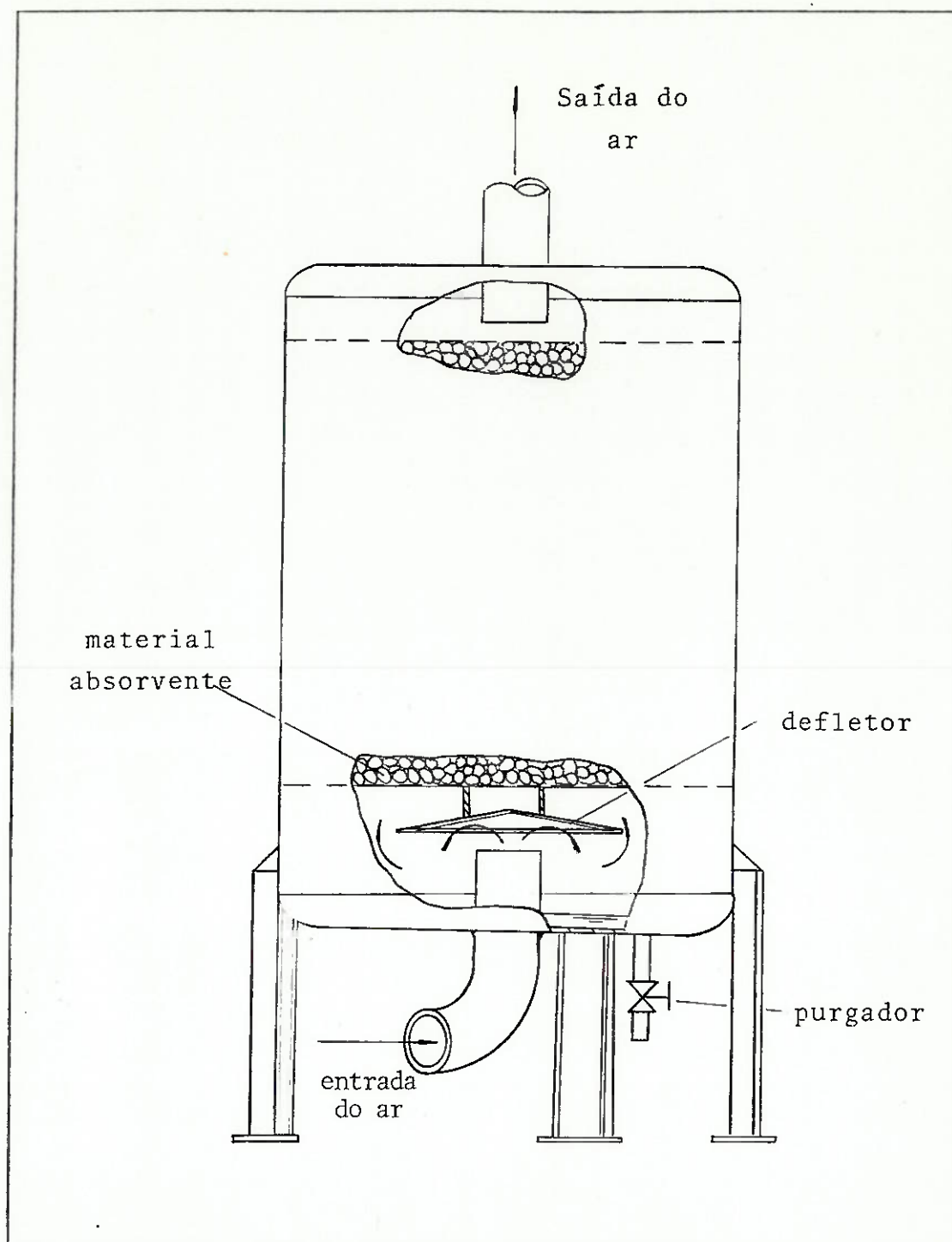


Fig.2 - Esquema de um secador de ar comprimido por absorção.

dióxido de silício comumente conhecido como sílica gel.

O vapor de água é atraído para a superfície desse material por meio de forças intermoleculares que ainda não foram claramente explicadas, constituindo o fenômeno da adsorção.

A capacidade de acumulação de vapor d'água da sílica gel é de aproximadamente 25% de seu peso. Isto significa que para permitir operação contínua a sílica deve ser substituída ou recuperada. Devido ao seu alto custo a primeira hipótese é inviável.

A recuperação da sílica gel pode ser conseguida de dois modos: por aquecimento ou por despressurização brusca. Para permitir operação contínua é necessária a fabricação de dois vasos contendo a substância e que se alternam na operação de secagem do ar comprimido e na reativação da sílica gel, conforme esquema da figura 3.

Para vazões baixas a reativação pode ser obtida através de uma despressurização brusca forçando o vapor d'água a desprender-se da superfície da sílica. O método comumente utilizado é o aquecimento de parte do ar seco que está saindo e sua passagem contra-corrente na coluna que não estiver operando, sendo então jogado na atmosfera.

Este tipo de secador tem como grande vantagem o baixo ponto de orvalho obtido, cerca de  $-25^{\circ}\text{C}$ , enquanto que nos outros tipos consegue-se apenas  $2^{\circ}\text{C}$ . Para algumas aplicações mais exigentes este é o único tipo de secador que se aplica.

Como desvantagens temos o alto custo do aparelho devido às suas grandes dimensões relativamente à sua vazão nominal e ao preço do material secante que é na maioria dos casos importado. Além disso, esse material deve ser substituído a cada 3 ou 4 anos de operação.

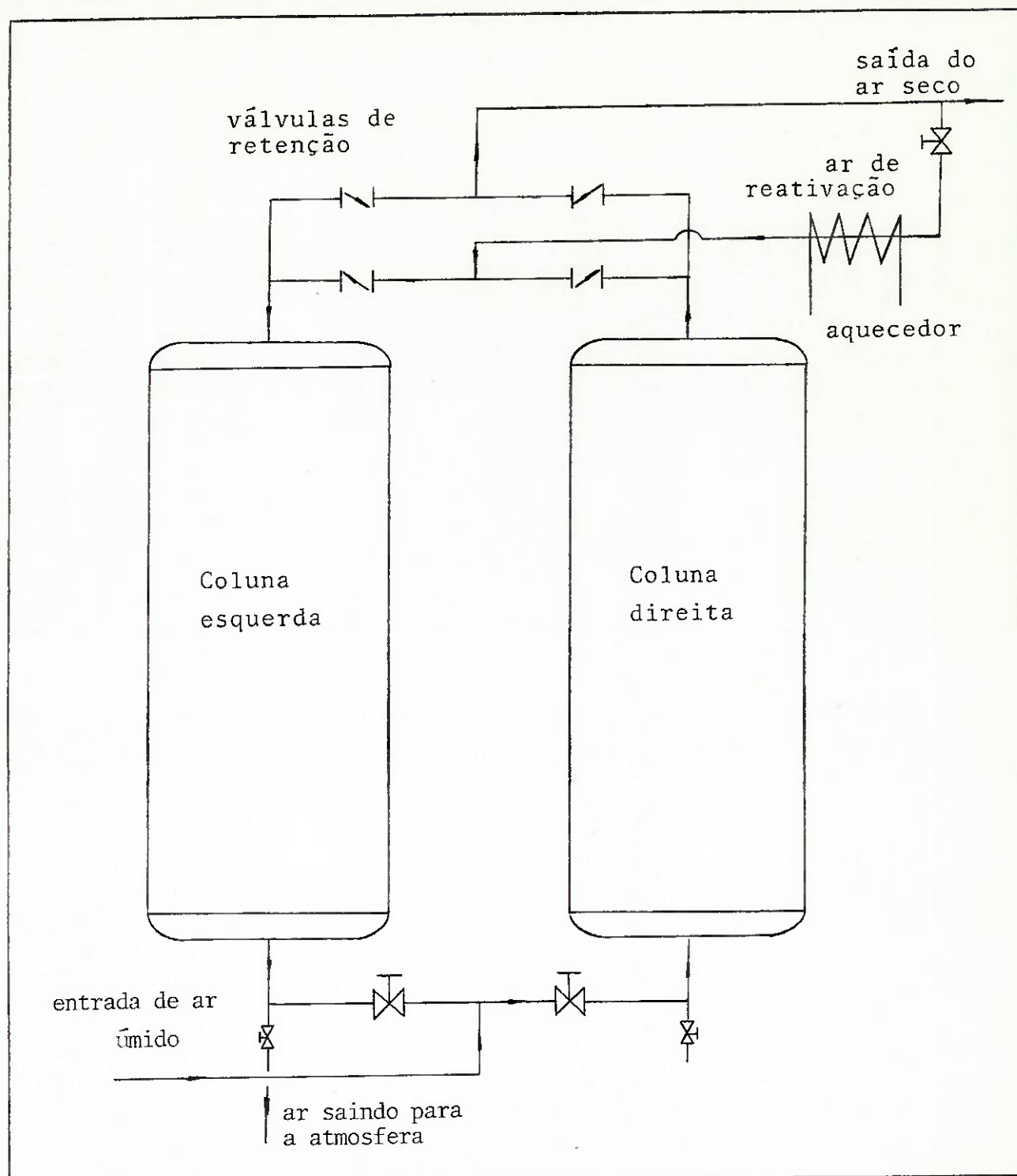


Fig.3 - Fluxograma de um secador por adsorção

OBS:- o sentido de fluxo indicado refere-se à coluna esquerda reativando e à coluna direita operando.



O custo do aparelho é também incrementado pela presença de um aquecedor elétrico, de um filtro de entrada para evitar que o óleo do compressor possa danificar a sílica e filtro de saída para impedir a migração na corrente de ar de pó de sílica. Caso se queira um aparelho com funcionamento automático a inclusão de comandos e válvulas automáticas elevarão ainda mais o custo.

Aliado a um alto investimento de aquisição o secador por adsorção também tem um razoável custo de manutenção. A potência requerida no aquecedor elétrico e o ar comprimido gasto na reativação são as fontes de energia permanentemente utilizadas. O ar comprimido de reativação é da ordem de 5% da vazão nominal do aparelho e o aquecedor deve aquecê-lo até uns  $150^{\circ}\text{C}$ , exigindo portanto um gasto de energia considerável.

Portanto, o secador por adsorção somente é viável em aplicações que exijam pontos de orvalho extremamente baixos que outros tipos de secadores não conseguem obter.

### 3.3)- Secagem por Refrigeração

O princípio básico de funcionamento deste tipo de secador é o resfriamento do ar comprimido provocando a condensação de parte do vapor d'água. Obtém-se assim um ponto de orvalho igual ao da temperatura de resfriamento.

O secador refrigerante opera segundo o ciclo frigorífico de compressão a vapor de maneira semelhante a uma geladeira. O esquema básico do aparelho pode ser visto na figura 4.

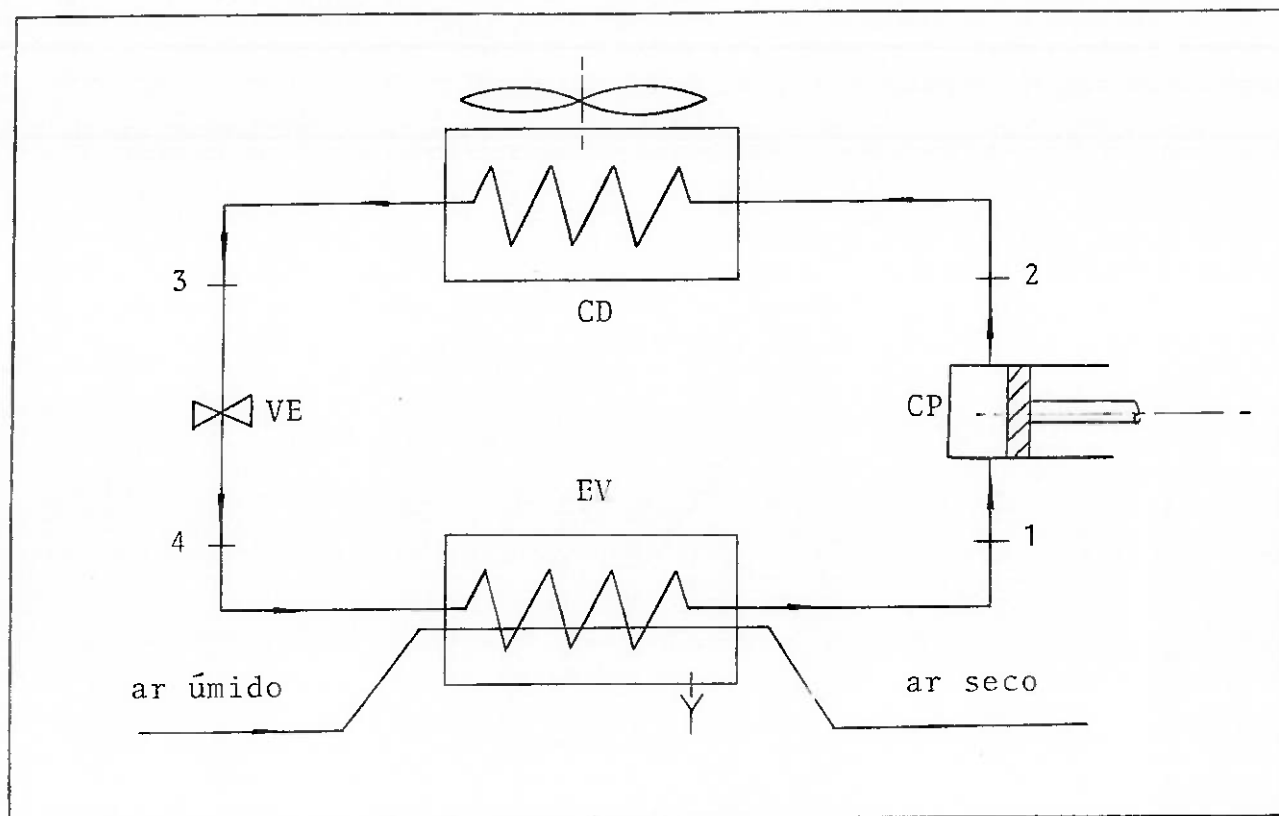
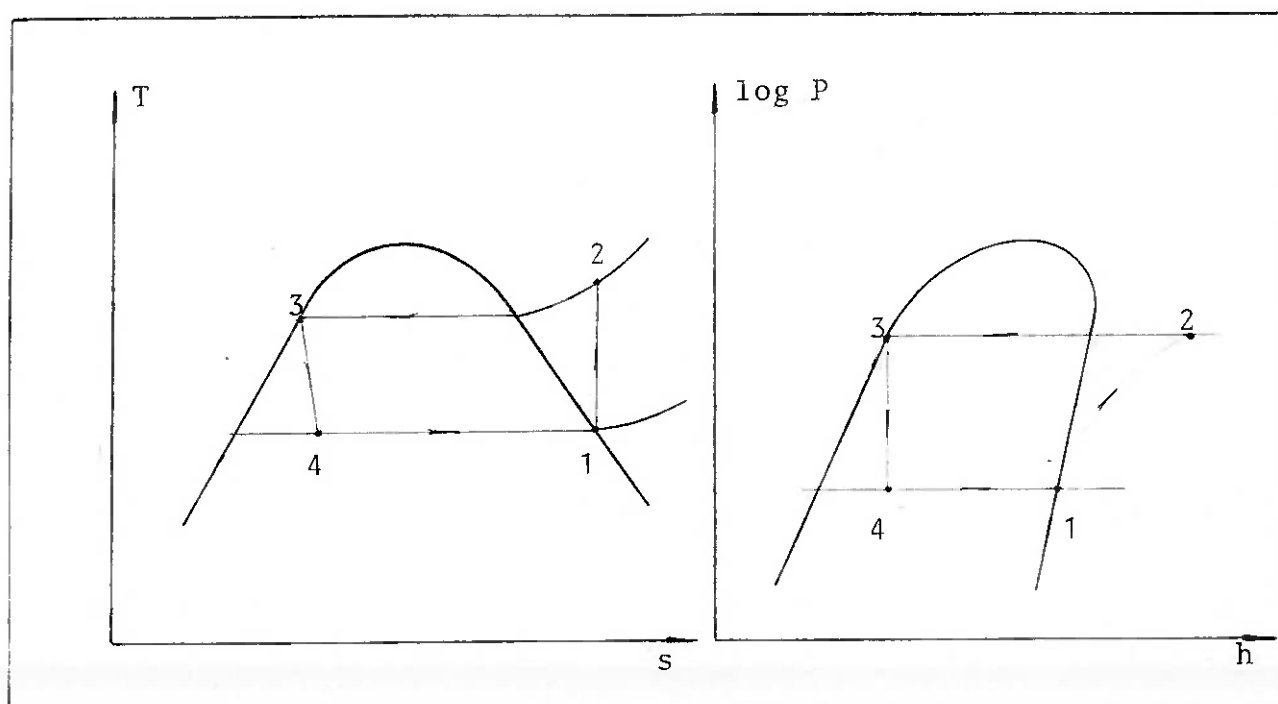


Fig.4 - Esquema básico de um secador por refrigeração

Fig.5 - Diagrama Txs e log P x h para o ciclo frigorífico ideal.



O ar comprimido troca calor com o fluido refrigerante no evaporador do circuito refrigerante. No evaporador o fluido refrigerante entra (ponto 4) como uma mistura saturada de líquido e gás e sai (ponto 1) como gás superaquecido. O calor necessário para obter essa mudança de fase é retirada do ar comprimido resultando daí o resfriamento.

O ciclo frigorífico ideal está representado nos diagramas temperatura-entropia e log pressão-entalpia na figura 5 ,segundo o processo 1-2-3-4 do esquema da figura 4.

O vapor de refrigerante que sai do evaporador entra no compressor (ponto 1) e sai como vapor saturado superaquecido a alta pressão (ponto 2) sofrendo uma compressão adiabática reversível.

O fluido refrigerante é então resfriado a pressão constante segundo o processo 2-3. O resfriamento pode ser feito com água ou com ar no trocador chamado de condensador. Na saída do condensador teremos líquido saturado a alta pressão.

O próximo passo é o estrangulamento adiabático irreversível através da válvula de expansão (processo 3-4). No ponto 4 teremos uma mistura de líquido e vapor a baixa pressão e temperatura que entrará no evaporador para repetir novamente todo o processo.

Deve-se observar que com este tipo de secador não poderemos obter pontos de orvalho menores ou iguais a  $0^{\circ}\text{C}$  - pois, senão irá ocorrer o congelamento do vapor de água causando danos às tubulações e ao próprio equipamento.

No entanto, um ponto de orvalho de  $2^{\circ}\text{C}$  é suficiente para a maioria das aplicações industriais principalmente em regiões onde as condições climáticas no inverno não são muito rigorosas.

Relativamente ao secador por adsorção o secador - por refrigeração tem um custo de fabricação e manutenção me

nor. Não é necessária a substituição de nenhum produto químico ou adsorvente e somente utiliza energia elétrica para acionar o compressor.

Se o circuito frigorífico for devidamente projetado e selecionado terá uma operação tão confiável quanto a de uma geladeira doméstica, de modo automático a um baixo custo.

Uma das desvantagens deste tipo de secador é a dificuldade de projetar trocadores de calor com alta eficiência e que tenham baixo custo de fabricação.

Este trabalho terá como finalidade daqui para frente estabelecer um procedimento para o projeto de um secador por refrigeração. Ele não será um trabalho de projeto completo, servirá como orientação para alguém que deseje investir no desenvolvimento desse equipamento, incluindo a elaboração de um protótipo para testes e, talvez, posterior fabricação.

É amplamente justificável o interesse em um equipamento deste tipo visto que é de ampla utilização na indústria e que é um segmento de mercado ainda em desenvolvimento em nosso país.

#### 4. O SECADOR REFRIGERANTE

##### 4.1)- Introdução

As aplicações industriais do ar comprimido são as mais variadas possíveis e exigem desde vazões muito pequenas

em laboratórios até grandes vazões como, por exemplo, em industriais de papel.

O projeto de um secador não deve, portanto, restringir-se a uma determinada vazão. Ele deve ser programado de modo que o projetista seja capaz de adaptá-lo à vazão de sejada num caso específico.

Com relação à pressão e temperatura do ar comprimido na tubulação em que vai ser instalado o secador o texto irá admitir os valores normalmente encontrados ( $P = 7 \text{ kgf/cm}^2 \text{ ef.}$  e  $T = 32^\circ\text{C}$ ), todavia, para outros valores bastará refazer os cálculos apropriadamente.

Na figura 6 podemos ver a disposição industrial - comumente usada para o circuito de ar comprimido. O secador é colocado na tubulação cuja aplicação exija ar sêco enquanto que nas demais aplicações não é necessário um tratamento especial, propiciando economia de energia.

Daqui para a frente o trabalho compreenderá a definição do sistema e o cálculo de seus componentes.

#### 4.2)- Definição do Circuito

O circuito proposto para obter a secagem de ar deve ser tal que forneça operação contínua e automática, independentemente de flutuações de vazão na linha, isto é, variações da carga térmica no evaporador.

Na figura 7 encontra-se o fluxograma do circuito que será desenvolvido e projetado. O circuito compõe-se de duas partes: a principal e a frigorífica.

O circuito principal é o percorrido pelo ar com-

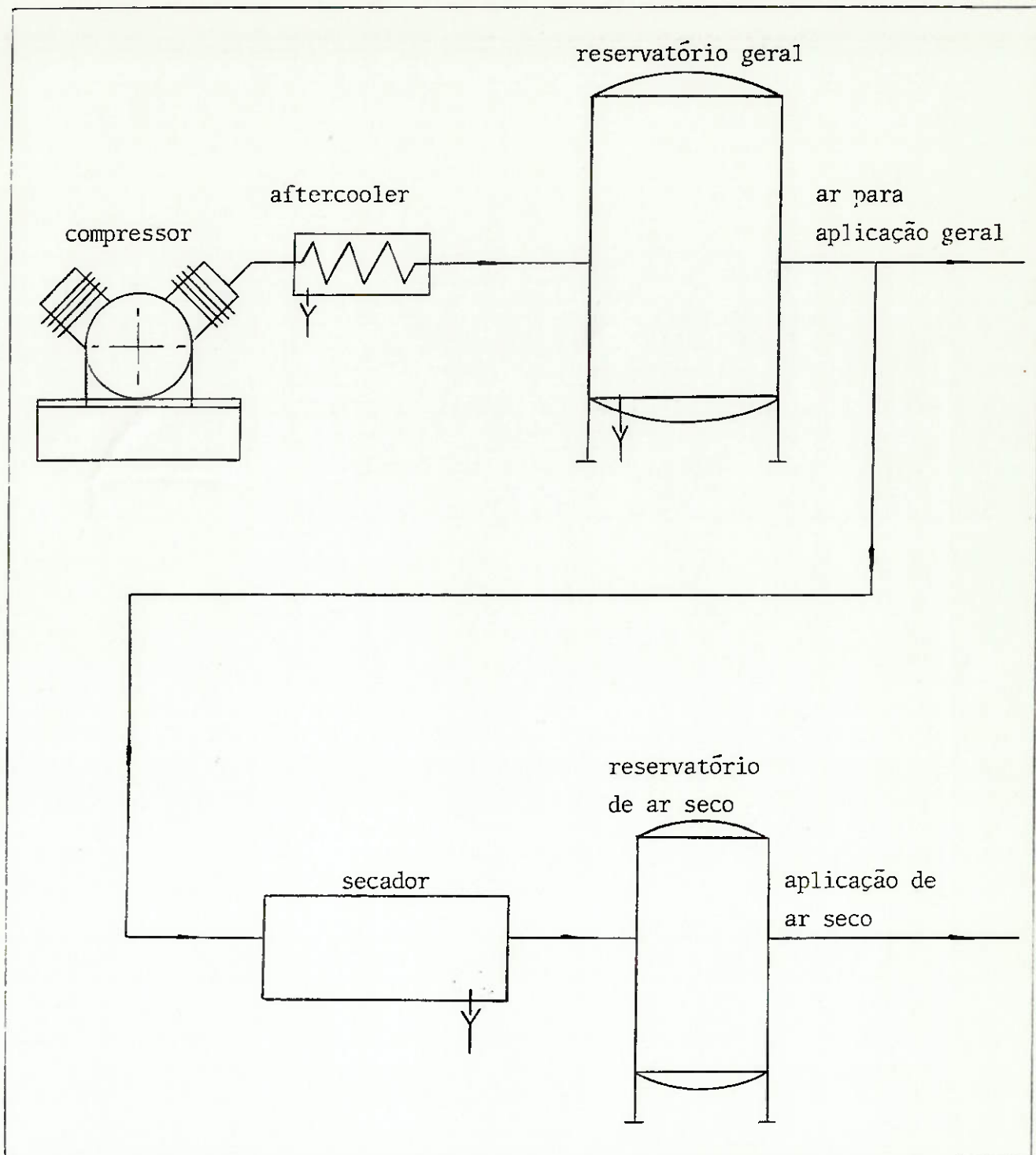


Fig.6 - Posicionamento de um secador em uma linha de ar comprimido industrial.

PR. * pré-resfriador	PAB * pressostato de alta/baixa
EV * evaporador	FS * filtro secador
CP * compressor	VL * visor de líquido
CD * condensador	P * purgador automático
TL * tanque de líquido	SL * separador de líquido
VS * válvula solenóide	R * registro
SO * separador de óleo	VET * válvula de expansão termostática

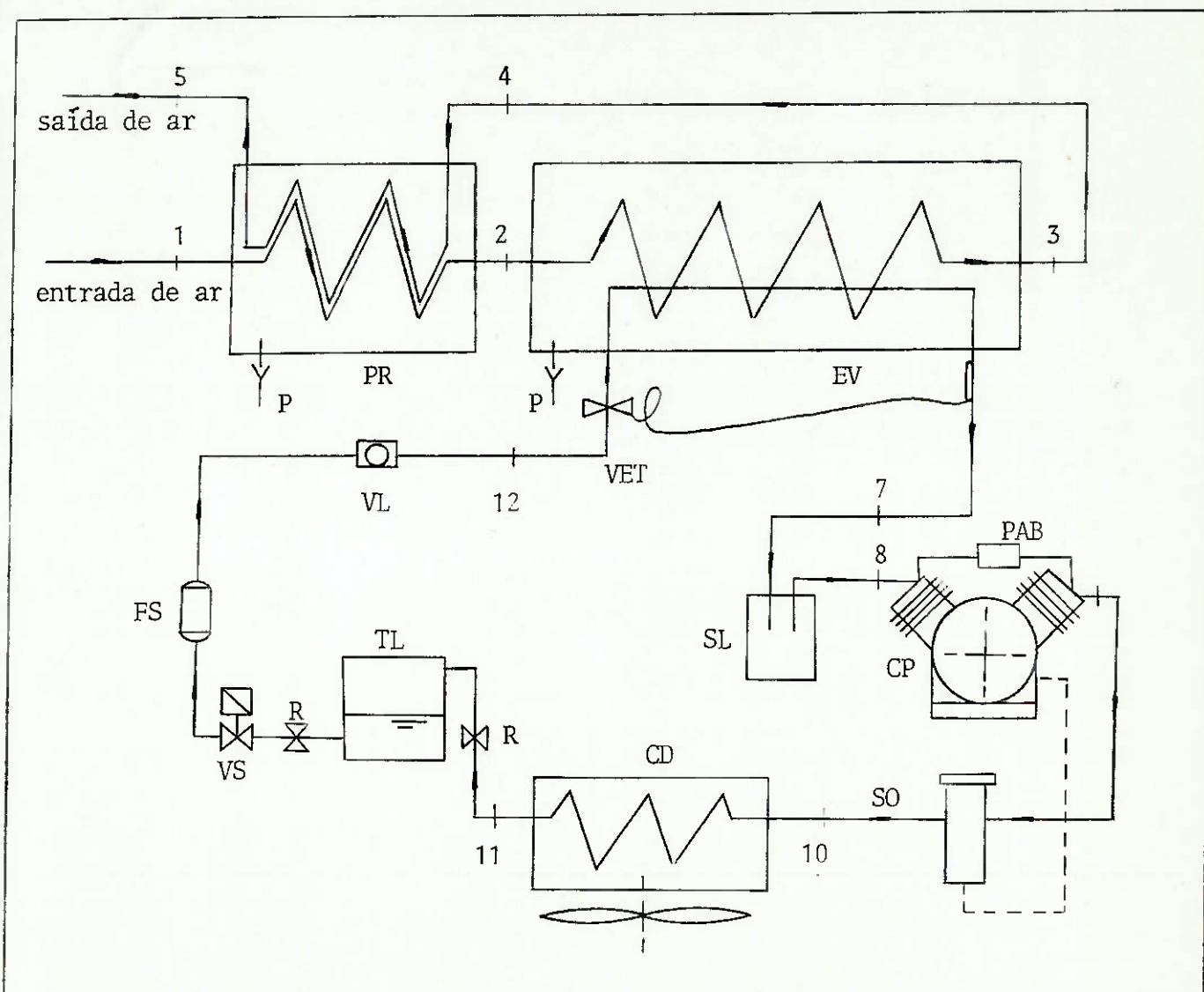


Fig.7 - Fluxograma de um secador por refrigeração.

primido. Inicialmente o ar passa no pré-resfriador onde sua temperatura desce de 32 para 21°C. Depois o ar entra no evaporador onde tem a sua temperatura diminuída até 2°C por um circuito de refrigeração.

O vapor de água que se condensa é recolhido e drenado com o auxílio de purgadores automáticos.

O ar comprimido que está saindo a 2°C é então aproveitado no pré-resfriador para resfriar o ar que está entrando. Isto permite um bom aproveitamento da energia e o ar sai a uns 23°C, seco e próprio para consumo.

O circuito frigorífico é o percorrido pelo fluido refrigerante que irá abaixar a temperatura do ar no evaporador. Ele é composto basicamente pelo compressor, condensa-dor, válvula de expansão termostática com bulbo e evaporador

Compõe ainda o sistema diversos acessórios como o separador de óleo de refrigerante, tanque de líquido, filtro secador, visor de líquido, separador de líquido, registros, manômetros e pressostato de alta e baixa pressão.

A válvula de expansão termostática dispõe de um -bulbo que é colocado na saída do evaporador e controla a injeção de líquido no evaporador em função do superaquecimen-to na saída do evaporador.

O separador de líquido é utilizado para prevenir a passagem de líquido para a sucção do compressor. Como o líquido não é compressível a sua entrada no compressor poderia ocasionar danos às partes mecânicas deste.

O separador de óleo é uma espécie de filtro que retém o óleo do compressor que é carregado juntamente com o fluido refrigerante. Ele dispõe de um sistema que promove o retorno automático do óleo recolhido para o cárter do compressor.

O tanque de líquido permite recolher todo o refri



gerante no caso de algum tipo de manutenção no circuito refrigerante, garante que só líquido vá para a válvula de expansão e assegura fornecimento no caso de variações da carga térmica. Deve ter registros para efetuar a carga do refrigerante.

O filtro secador é utilizado para retirar a umidade do fluido refrigerante que pode danificar o compressor. O visor de líquido permite observar a passagem do líquido e detectar eventuais bolhas consequentes de algum entupimento ou condensação insuficiente.

O condensador deverá usar resfriamento a ar ou água. O ar deve ser usado até vazões de ar comprimido que necessitem de um condensador a ar com dimensões razoáveis. Para vazões maiores deve ser usado um condensador refrigerado a água. Neste caso a indústria deverá dispor de uma torre de resfriamento e sistema de circulação de água.

#### 4.3)- Cálculo das Cargas Térmicas

Uma vez que o circuito está definitivo é importante passar ao cálculo dos trocadores de calor envolvidos.

Vamos supor que desejamos um secador para uma vazão  $\dot{Q}$  em  $\text{Nm}^3/\text{h}$  de ar comprimido. Admitiremos também que o ar esteja saturado a uma pressão de  $7 \text{ kgf/cm}^2$  e a  $32^\circ\text{C}$  na entrada do secador e que desejamos obter na saída um ponto de orvalho pressurizado de  $2^\circ\text{C}$ .

O resfriamento será feito em duas etapas. Na primeira o ar passará de  $32^\circ$  para  $21^\circ\text{C}$  no pré-resfriador e na segunda de  $21^\circ$  para  $2^\circ\text{C}$  no evaporador.

Convém ressaltar que todos esses valores adotados podem ser adaptados a outras situações ou modificados para melhorar o sistema.

A carga térmica para abaixar a temperatura do ar comprimido é composta de duas partes. A primeira corresponde ao calor que deve ser retirado do ar para fazer sua temperatura cair ao valor desejado e a segunda é o calor de condensação do vapor de água presente nesse ar, respectivamente  $\dot{Q}_R$  e  $\dot{Q}_{CD}$ .

Teremos,

$$\dot{Q}_{R_{e-s}} = \dot{m}_{ar} \cdot C_{p_{ar}} (T_e - T_s) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{CD} = \dot{m}_v L_{CD} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_R + \dot{Q}_{CD}$$

onde:

$\dot{Q}_T$  = carga térmica total em kcal/h.

$\dot{Q}_{CD}$  = calor de condensação em kcal/h

$\dot{Q}_R$  = calor de resfriamento do ar em kcal/h

$\dot{m}_{ar}$  = massa de ar em kg/h

$\dot{m}_v$  = massa de água condensada em kg/h

$T_e$  = temperatura de entrada em  $^{\circ}\text{C}$

$T_s$  = temperatura de saída em  $^{\circ}\text{C}$

$L_{CD}$  = calor de condensação da água em kcal/kg

$C_{p_{ar}}$  = calor específico a pressão constante em kcal/kg $^{\circ}\text{C}$

Adotaremos para os cálculos:

$$L_{CI} = 588 \text{ kcal/kg}$$

$$C_{p_{ar}} = 0,249 \text{ kcal/kg } ^\circ K$$

#### 4.3.1)- Carga térmica no pré-resfriador

No pré-resfriador teremos o esquema da figura 8. Somente a temperatura  $T_5$  não é previamente conhecida.

Note que os índices utilizados referem-se aos pontos indicados no fluxograma geral da figura 7.

Para a equação (1) admitiremos que a massa de ar seja igual à massa total de entrada, pois, como veremos pelos cálculos esta é uma aproximação razoável.

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_v = \dot{m}_t$$

$$\dot{m}_{ar} = \dot{Q} \times \rho_{ar}$$

onde:

$\dot{Q}$  é a vazão de ar em  $Nm^3/h$

$\rho_{ar}$  é a densidade do ar nas condições de entrada do compressor.

$$\rho_{ar} = \frac{P}{RT} = \frac{10000}{29,27 \times 293} \approx 1,17 \text{ kg/m}^3$$

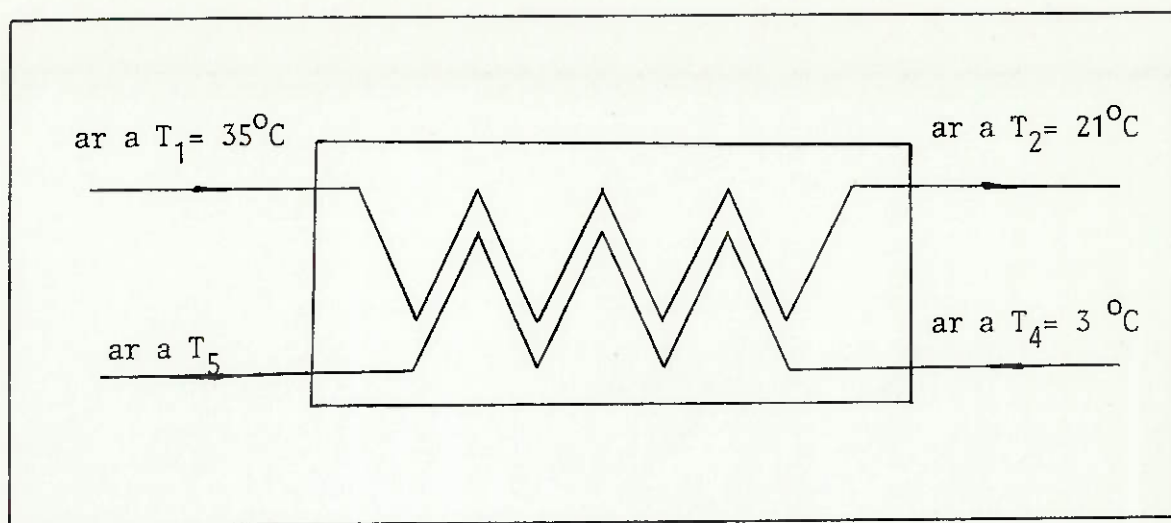


Fig.8 - Esquema do pré-resfriador

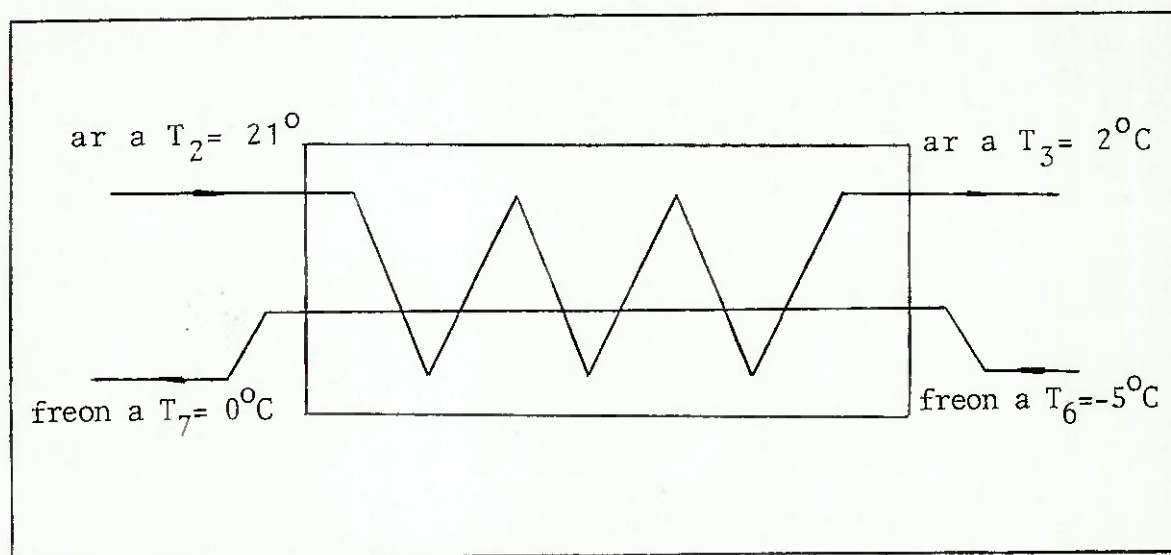


Fig.9 - Esquema do evaporador.

Logo,

$$\dot{m}_{ar} = 1,17 \dot{Q} \quad (\text{em kg/h}) \quad (3)$$

Usando a equação (1) temos:

$$\dot{Q}_{R_{1-2}} = 1,17 \dot{Q} C_{par} (T_1 - T_2)$$

$$\dot{Q}_{R_{1-2}} = 1,17 \dot{Q} 0,249 (35 - 21)$$

$$\therefore \dot{Q}_{R_{1-2}} \approx 4,1 \dot{Q} \quad (\text{em kcal/h})$$

Para utilizar a equação (2) devemos calcular  $\dot{m}_v$ , que é a massa de vapor que se condensa quando o ar passa de uma temperatura para outra. Com o auxílio da tabela C - anexa esse cálculo é bastante fácil.

Para a pressão de 7 kgf/cm<sup>2</sup> temos que o conteúdo de água é:

$$\begin{aligned} P | T = 32^\circ\text{C} & - m_{v_1} = 4,694 \text{ g água/m}^3\text{ar} \\ P | T = 21^\circ\text{C} & - m_{v_2} = 2,434 \text{ g água/m}^3\text{ar} \end{aligned}$$

Logo,

$$m_{v_{1-2}} = m_{v_1} - m_{v_2}$$

$$m_{v_{1-2}} = 2,26 \text{ g água/m}^3\text{ar}$$

$$\dot{m}_{v_{1-2}} = m_{v_{1-2}} \cdot \dot{Q} = 0,00226 \dot{Q} \quad \text{Kg/h}$$

Usando a equação (2) temos,

$$\dot{Q}_{CD_{1-2}} = 0,00226 \dot{Q} \cdot 588$$

$$\therefore \dot{Q}_{CD_{1-2}} \approx 1,22 \dot{Q} \quad (\text{em kcal/h})$$

Logo,

$$\dot{Q}_{T_{1-2}} = \dot{Q}_{CD_{1-2}} + \dot{Q}_{R_{1-2}}$$

$$\dot{Q}_{T_{1-2}} = 1,33 \dot{Q} + 4,1 \dot{Q}$$

$$\therefore \dot{Q}_{T_{1-2}} = 5,43 \dot{Q} \quad (\text{em kcal/h}) \quad (4)$$

Com estes dados é possível calcular a temperatura  $T_5$  pois,

$$\dot{Q}_{1-2} = \dot{Q}_{5-6} \rightarrow$$

Onde,  $\dot{Q}_{5-6}$  é o calor recebido pelo ar que é usado para resfriar o ar de entrada. Esse calor só é composto da parcela de aquecimento do ar de  $T_4 = 3^\circ\text{C}$  até  $T_5$   $^\circ\text{C}$ .

Temos,

$$\dot{Q}_{5-6} = \dot{m}_{\text{ar}} C_{p_{\text{ar}}} (T_5 - T_4) \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{1-2} = 5,43 \dot{Q} \quad (4)$$

Igualando (4) e (5)

$$1,17 \dot{Q} \cdot 0,249 (T_5 - 3) = 5,43 \dot{Q}$$

$$\therefore T_5 \cong 21,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### 4.3.2)- Carga Térmica no Evaporador

De maneira análoga ao pré-resfriador teremos de -  
acordo com a figura 9:

Usando a equação (1):

$$\dot{Q}_{R_{2-3}} = 1,17 \cdot \dot{Q} \cdot 0,249 \cdot (21-2)$$

$$\therefore \dot{Q}_{R_{2-3}} \cong 5,54 \dot{Q} \quad (\text{em kcal/h})$$

Da tabela 1 tiramos para  $p = 7 \text{ kgf/cm}^2$

$$p/ \quad T = 21^\circ\text{C} \quad - \quad m_{v_2} = 2,434 \text{ g } \text{água}/\text{m}^3\text{ar}$$

$$p/ \quad T = 2^\circ\text{C} \quad - \quad m_{v_3} = 0,6686 \text{ g } \text{água}/\text{m}^3\text{ar}$$

$$m_{v_{2-3}} = m_{v_2} - m_{v_3}$$

$$m_{v_{2-3}} = 1,86 \text{ g } \text{água}/\text{m}^3\text{ar}$$

$$\dot{m}_{v_{2-3}} = m_{v_{2-3}} \cdot \dot{Q} = 0,00176 \dot{Q} \quad \text{kg/h}$$

Usando a equação (2)

$$\dot{Q}_{CD_{2-3}} = 0,00176 \dot{Q} \cdot 588$$

$$\therefore \dot{Q}_{CD_{2-3}} \approx 1,04 \dot{Q}$$

Logo,

$$\dot{Q}_{T_{2-3}} = 5,540 \dot{Q} + 1,04 \dot{Q}$$

$$\therefore \dot{Q}_{T_{2-3}} = 6,56 \dot{Q} \quad (\text{em kcal/h}) \quad (6)$$

#### 4.4)- Definição do Circuito Frigorífico

O ciclo real de refrigeração afasta-se do ciclo - ideal, mostrado anteriormente, devido a diversos fatores. Os principais fatores relacionados com a perda de carga no escoamento do fluido refrigerante e com a troca de calor com o meio.

O uso da válvula de expansão com bulbo obriga a - um superaquecimento do fluido na saída do evaporador para - poder operar, como será visto em detalhes mais adiante.

Durante o processo de compressão ocorrem irreversibilidades e transferência de calor para ou do meio, dependendo da temperatura do refrigerante e do meio. Portanto, a entropia pode aumentar ou diminuir durante esse processo, - pois irreversibilidade e transferência de calor para o refrigerante causam aumento de entropia e a transferência de calor do refrigerante com uma diminuição de entropia. Na figura 10 está representado o diagrama real do circuito e as duas possibilidades descritas estão representadas pelas linhas 8-9 e 8-9'.



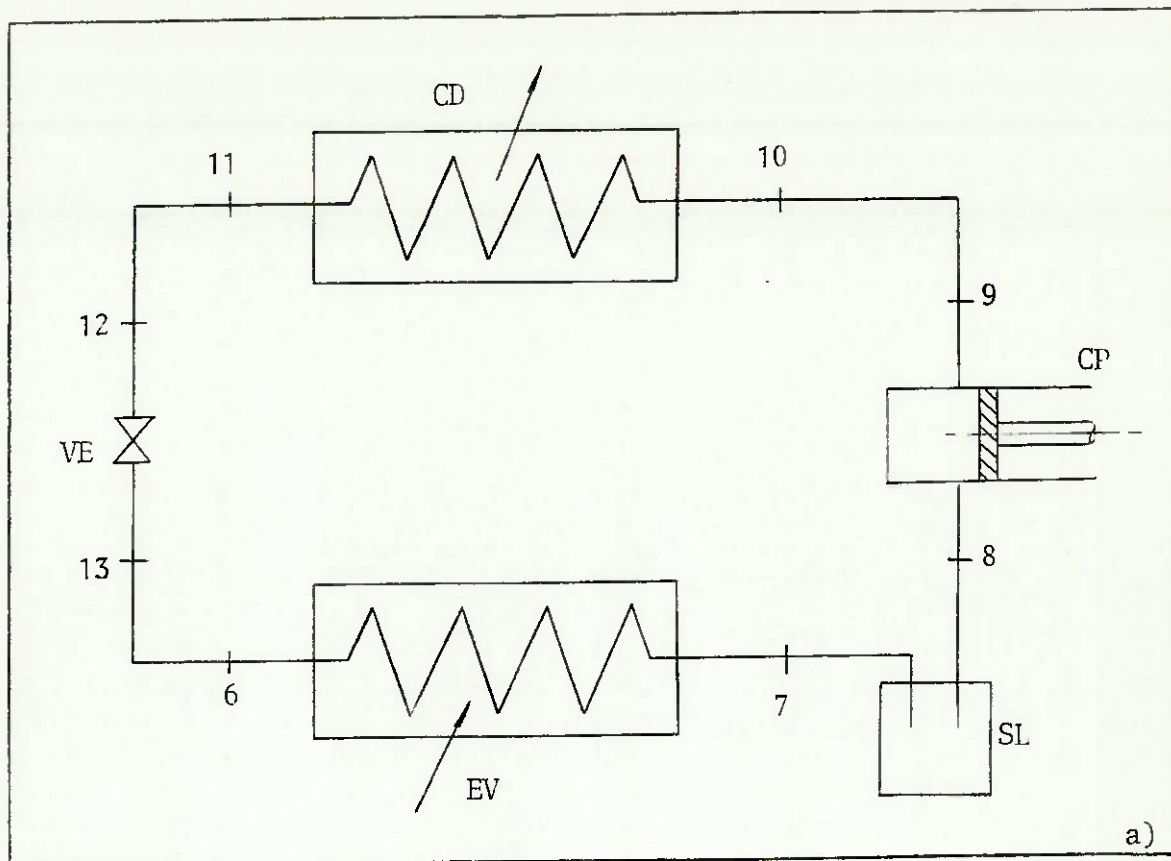
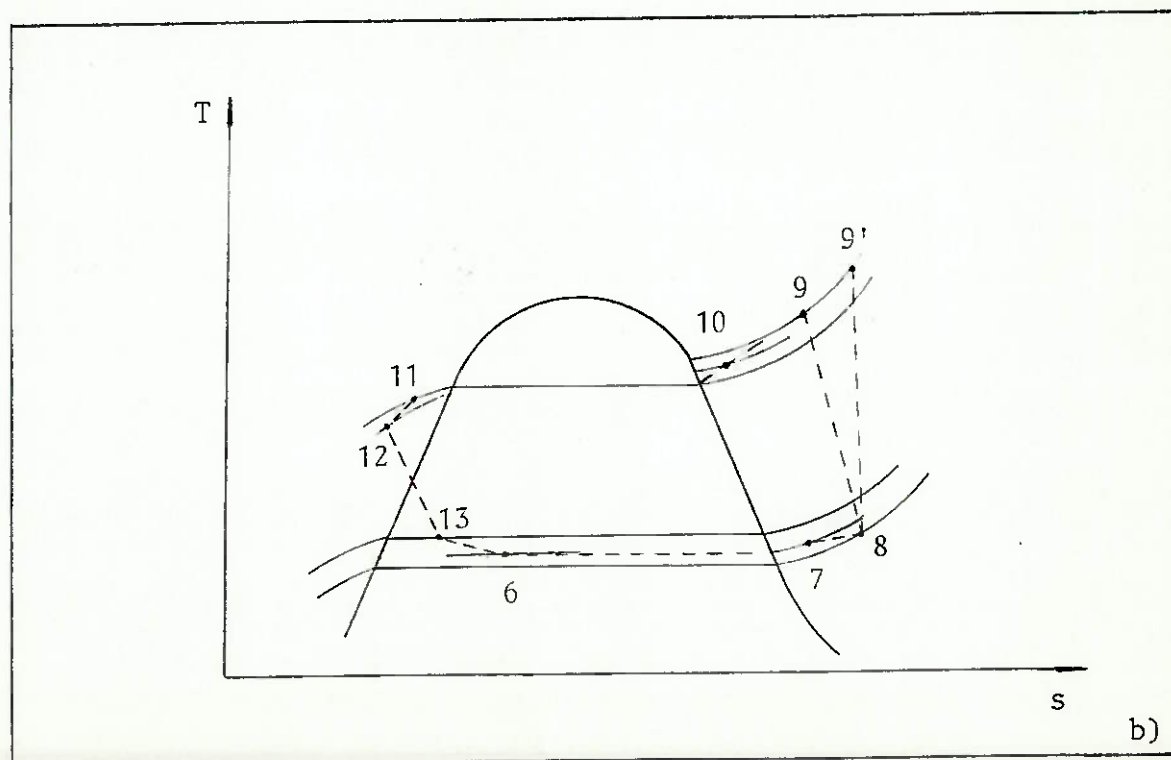


Fig.10- Ciclo real de refrigeração (a) e sua representação no diagrama  $T \times s$  (b)



A pressão do líquido que deixa o condensador será menor do que a pressão do vapor que entra devido à perda de carga no escoamento. A temperatura do líquido que deixa o condensador é menor do que a temperatura de saturação, isto é, ocorre um subresfriamento do líquido devido à transferência de calor para o meio.

Essa troca de calor é favorável na medida em que o fluido refrigerante entrará no evaporador com uma entalpia menor, isto é, mais transferência de calor com o ar comprimido será possível no evaporador.

Ocorrerá uma queda de pressão no escoamento através do evaporador e o fluido estará superaquecido. Isto representa uma perda pois com o aumento do volume específico do fluido que entra haverá aumento do trabalho do compressor.

Nesta parte do trabalho vamos definir como será o ciclo frigorífico e qual será o fluido refrigerante usado.

Os refrigerantes hidrocarbonetos halogenados, - freon-12 e freon-22 são os mais indicados para o caso. Usaremos o freon-12 como nosso fluido de trabalho e deixaremos como opção o estudo para o freon-22. O freon-12 é um refrigerante cujas propriedades principais são a não toxicidade, não inflamabilidade, não tem cheiro e não corrói os metais. Sua principal desvantagem é ser miscível com o óleo.

Em anexo encontra-se um diagrama  $\log p \times h$  para o FREON-12. Nele está representado o ciclo que vamos utilizar em nosso equipamento. Todos os valores de pressão, temperatura, entalpia, volume específico e entropia serão obtidos desse diagrama.

Para efeito de cálculos será feita uma simplificação em relação ao ciclo real. Não iremos considerar as quedas de pressão através do evaporador, condensador e tubulações; o processo de expansão será considerado isoentálpico e a compressão caminhará sobre uma linha isoentrópica.

A temperatura de evaporação será de  $-5^{\circ}\text{C}$  e haverá um superaquecimento na saída até  $0^{\circ}\text{C}$ . Vamos considerar que para o condensador refrigerado a ar a temperatura de condensação será de  $35^{\circ}\text{C}$ . No caso do condensador refrigerado a água deve-se considerar a temperatura de condensação uns  $10^{\circ}$  acima da temperatura da água de resfriamento. Neste trabalho faremos somente o desenvolvimento para o condensador a ar.

Uma vez que o ciclo foi representado no diagrama  $\log p \times h$  e conhecemos a carga térmica no evaporador já é possível calcular diversos elementos importantes do circuito.

Temos, em valor absoluto:

$$\dot{Q}_{\text{EV}_{6-8}} = \dot{Q}_{\text{T}_{2-3}} = 6,56 \dot{Q} \quad (6)$$

Do diagrama,

$$h_6 = 107,0 \text{ kcal/kg}$$

$$h_8 = 137,5 \text{ kcal/kg}$$

$$h_9 = 142,2 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{11} = 107,0 \text{ kcal/kg}$$

$$v_8 = 0,068 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$T_9 = 45^{\circ}\text{C}$$

**\*\* Cálculo da vazão em massa do freon\*\***

Aplicando a 1ª Lei num volume de controle ao redor de circuito de freon do evaporador e usando a equação da continuidade temos:

$$\dot{Q}_{VC} + \dot{m}_F h_6 = \dot{m}_F h_8$$

onde,  $\dot{Q}_{VC} = \dot{Q}_{EV_{6-8}}$  é o calor trocado

$\dot{m}_F$  é a vazão em massa do freon

$$\dot{m} = - \frac{\dot{Q}_{EV_{6-8}}}{(h_6 - h_8)} = - \frac{6,56 \dot{Q}}{(107 - 137,5)}$$

$$\dot{m}_F = 0,215 \dot{Q} \quad (\text{em kg/h}) \quad (7)$$

**\*\*Cálculo do calor de condensação\*\***

Aplicando a 1ª Lei e a continuidade ao redor do -  
circuito de condensação temos,

$$\dot{Q}_{CD_{9-11}} = \dot{m}_F (h_{11} - h_9)$$

$$\dot{Q}_{CD_{9-11}} = 0,215 \dot{Q} (107,0 - 142,2)$$

$$\therefore \dot{Q}_{CD_{9-11}} = -7,6 \dot{Q} \quad (8)$$

**\*\*Cálculo da capacidade do compressor\*\***

Vamos inicialmente obter a relação de pressões r  
no compressor:

$$r = \frac{\text{pressão de condensação}}{\text{pressão de evaporação}} = \frac{P_{CD}}{P_{EV}}$$

Do diagrama  $\log p \times h$  tiramos que,

$$P_{CD} = P_9 \approx 8,6 \text{ kgf/cm}^2 \text{ abs}$$

$$P_{EV} = P_8 \approx 2,6 \text{ kgf/cm}^2 \text{ abs}$$

$$\therefore r = \frac{8,6}{2,6} = 3,3$$

O volume na aspiração do compressor será dado por:

$$\dot{V}_8 = \dot{m}_F \cdot v_8$$

$$\dot{V}_8 = 0,215 \text{ Q} \times 0,068 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right]$$

$$\therefore \dot{V}_8 = 0,0146 \dot{Q} \quad (\text{em m}^3/\text{h}) \quad (9)$$

A potência requerida para a compressão será:

$$\dot{W}_{CP_{8-9}} = \dot{m}_F (h_9 - h_8)$$

$$\dot{W}_{CP_{8-9}} = 0,215 \dot{Q} (142,2 - 137,5)$$

$$\dot{W}_{CP_{8-9}} = 1,01 \dot{Q} \quad (\text{em kcal/h})$$

$$\therefore \dot{W}_{CP_{8-9}} \approx 0,016 \dot{Q} \quad (\text{em CV}) \quad (10)$$

Portanto, dada a vazão  $\dot{Q}$  do ar comprimido em  $\text{Nm}^3/\text{h}$ , já é possível determinar as cargas térmicas nos trocadores, vazão de refrigerante e o tamanho do compressor.

Com os dados obtidos o compressor pode ser selecionado a partir de catálogos de fabricantes. A unidade de condensação correspondente pode ser encontrada entre os fabricantes de trocadores de calor. Neste caso o emprego de condensadores existentes no mercado deve ser a solução mais econômica. Caso se deseje calcular o condensador a referência bibliográfica 8 dá um tratamento completo a essa parte.

#### 4.5)- Definição dos Trocadores Principais

##### 4.5.1)- Método de cálculo.

O cálculo dos trocadores de circuito principal é a parte mais importante deste projeto. Devido aos complexos fenômenos de transferência de calor envolvendo troca de calor através de complicadas geometrias e com fluidos em mudança de fase não é possível um tratamento analítico completo.

Devemos lembrar inicialmente que o nosso fluido de operação é o ar comprimido e sendo este um gás possui um coeficiente de transmissão de calor muito baixo. Teremos - que utilizar trocadores com grande superfície de troca por volume, isto é, trocadores compactos.

Os trocadores de calor compactos são amplamente estudados na referência bibliográfica 4 como será visto - mais adiante.

Nosso cálculo partirá da equação da troca de ca-

lor entre dois fluidos separados por uma parede e que combina os fenômenos de transmissão de calor por condução e convecção através do coeficiente global  $U$ , discutida na referência 1.

$$Q = U_q A_q \Delta T_m \quad (11)$$

Nessa equação o coeficiente global  $U$  será dado por:

$$\frac{1}{A_q U_q} = \frac{1}{\eta_{oq} A_q h_q} + \frac{a}{A_p K} + \frac{1}{A_f \eta_{of} h_f} + R_{inc} \quad (12)$$

onde, os índices  $q$  e  $f$  referem-se respectivamente ao fluido quente e frio;  $h_q$  e  $h_f$  são os coeficientes de película;  $\eta_{oq}$  e  $\eta_{of}$  são as eficiências globais das superfícies, incluindo as aletas e  $R_{inc}$  será usado para incluir uma resistência adicional devido às incrustações que irão ser depositadas durante a operação do aparelho.

Nos casos em que a superfície não seja aletada a eficiência global  $\eta_o$  será considerada unitária. Todavia, no caso do emprego de aletas o gradiente de temperatura - através da superfície irá reduzir a eficiência da troca de calor e a eficiência global será calculada como segue:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{aletas}}{A_{total}} (1 - \eta_f) \quad (13)$$

$$\eta_f = \frac{tg h (m C)}{m.C} \quad (14)$$

$$m = \sqrt{2 h / K e} \quad (15)$$

onde "C" é o comprimento de um aleta, "e" é a espessura da aleta e K é o coeficiente de condutibilidade térmica. Se a aleta estende-se de parede a parede o comprimento C será a metade dessa distância.

Os coeficientes de película são funções complexas da geometria da superfície, das propriedades dos fluidos e das condições de fluxo. Para a sua determinação serão empregados os gráficos levantados na referência 4.

Esses gráficos foram obtidos através de métodos experimentais e fornecem valores com uma precisão razoável para os coeficientes de película e para o fator f de atrito do fluxo.

A abcissa desses gráficos é o número de Reynolds definido como segue:

$$N_R = \frac{4 R_h G}{\mu} \quad (16)$$

onde,

$\mu$  é a viscosidade em kg/h m<sup>2</sup>

G é o fluxo de massa baseado na área mínima de escoamento em kg/h m<sup>2</sup>

$R_h$  é o raio hidráulico.

Uma vez obtido o  $N_R$  tiram-se do gráfico os valores de f e de  $N_{St} N_{Pr}^{2/3}$  que é definido como:

$$N_{St} (N_{Pr})^{2/3} = \left( \frac{h}{G C_p} \right) \left( \frac{\mu C_p}{K} \right)^{2/3} \quad (17)$$

onde,

$N_{St}$  é conhecido como número de Stanton

$N_{Pr}$  é o número de Prandtl.



$h$  é o coeficiente de película procurado

$C_p$  é o calor específico a pressão constante

$K$  é o coeficiente de condutibilidade térmica

O fator de atrito do fluxo  $f$  será utilizado para estimar a queda de pressão através do trocador utilizando a seguinte fórmula:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2g_c} \frac{v_1}{P_1} \left\{ (1 + \sigma^2) \left( \frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A}{A_c} \left( \frac{v_m}{v_1} \right) \right\} \quad (18)$$

onde,

$\Delta P$  é a queda de pressão

$P_1$  e  $P_2$  as pressões de entrada e saída respectivamente

$v_1$  e  $v_2$  os volumes específicos

$v_m$  o volume específico médio

$\sigma$  é a razão entre a área de fluxo livre e a área frontal

$f$  é o fator de atrito

$A$  é a área total de troca de calor

$A_c$  é a área mínima do escoamento.

A queda de pressão através dos trocadores deverá manter-se dentro dos limites aceitáveis na prática, tanto para o lado do ar comprimido quanto para o de freon.

Nessa expressão o valor  $v_m$  deverá ser estimado em função da variação do volume específico dentro do trocador. Numa primeira aproximação pode-se adotar:

$$v_m = \frac{v_1 + v_2}{2}$$

#### 4.5.2)- Arranjo Físico.

Uma análise muito importante neste trabalho é a disposição dos trocadores de calor do circuito principal.

Uma vez que o equipamento deve adaptar-se à vazão especificada deveremos ter trocadores com dimensões diferentes para cada caso. Isto exige um grande investimento pois a fabricação de trocadores com geometrias complicadas é de alto custo, principalmente se a sua produção não é seriada.

Para resolver este problema deve-se fazer um equipamento constituído de trocadores modulares. Isto é, estabelece-se uma dimensão padrão para um trocador e o equipamento será constituído de um ou mais desses trocadores - acoplados de maneira conveniente.

Na figura 11 temos o arranjo físico proposto para o secador refrigerante modular. Como se pode observar o pré-resfriador e o evaporador são formados por módulos acoplados e ligados em série através de flanges características de cada módulo.

A união dos módulos deve ser feita com parafusos e junta vedante de neoprene para evitar vazamentos de ar. Este tipo de união permite uma fácil desmontagem do aparelho para manutenção e limpeza interna das superfícies de troca de calor.

As bocas de entrada e saída do equipamento assemelham-se a coifas e tem como função distribuir o fluxo de ar de modo igual na superfície de troca. As bocas de entrada no pré-resfriador devem dispor de defletores que distribuam o ar em toda a área frontal do trocador para assegurar que toda a área de troca disponível está sendo usada.

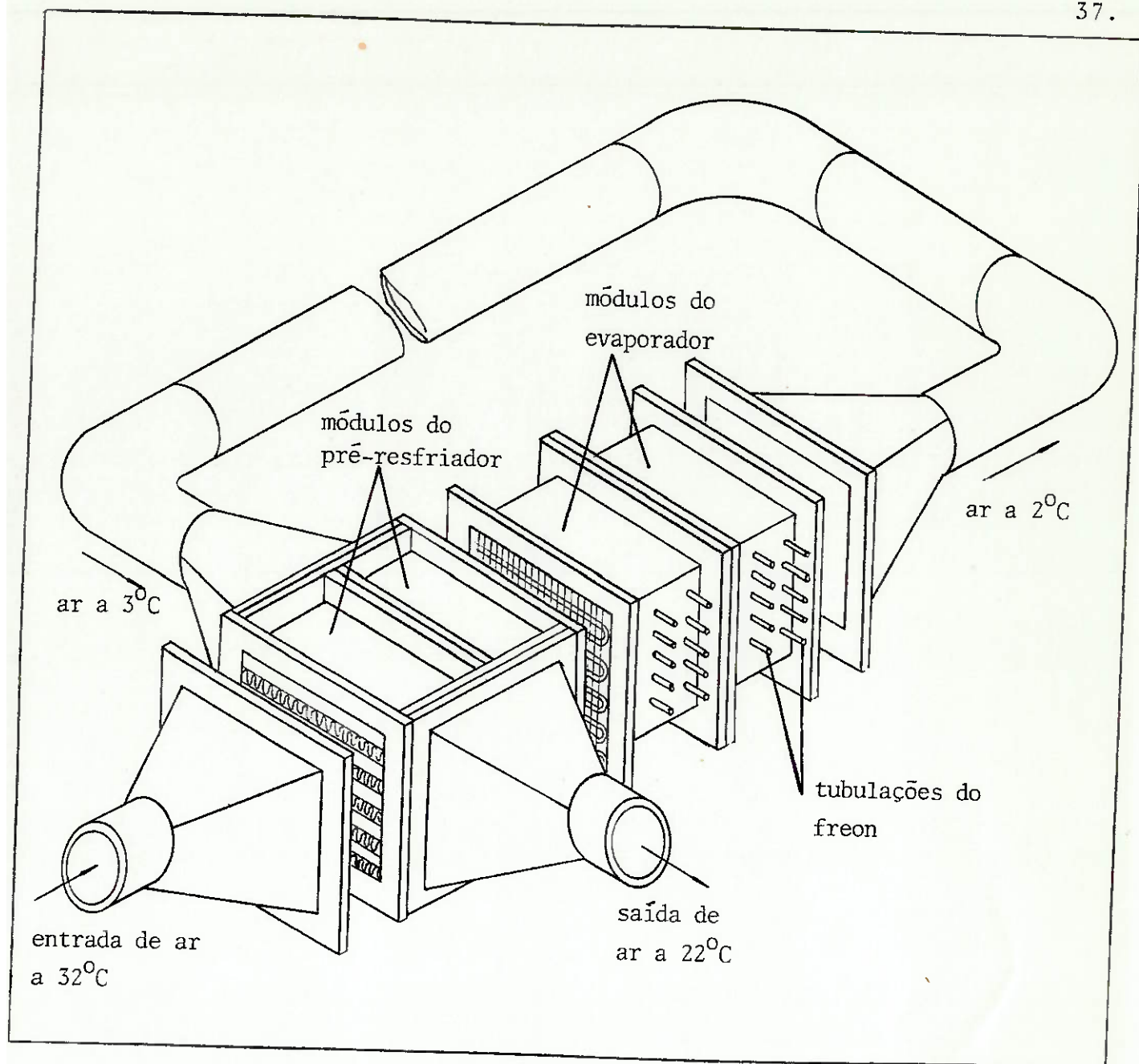


Fig.11 - Arranjo físico do secador refrigerante mostrando a disposição dos módulos do pré-resfriador e do evaporador, e suas respectivas tubulações de entrada e saída

Os módulos do evaporador e a tubulação que o une ao pré-resfriador deverão receber uma camada de isolante - para evitar perda de calor para o meio ambiente e consequentemente perda de eficiência. Esse isolamento poderá ser feito com os materiais tradicionais como a lã de vidro, espuma ou isopor cobertos com alumínio corrugado. A seleção do material de isolamento deve ser baseada na capacidade de isolação e em seu custo de aquisição.

A dificuldade deste sistema com módulos é a compatibilização das áreas de escoamento nos trocadores envolvendo dois fluidos diferentes e nas variações da perda de carga em cada caso. Observe que a perda de carga aumenta - com a velocidade e que, portanto, para duas vazões  $Q$  e  $Q'$  - tais que  $Q'$  seja maior do que  $Q$ , a perda de carga em um mesmo módulo será maior para o aparelho cuja vazão é  $Q'$ .

Portanto, supondo que decidamos fazer uma linha de secadores com vazão variando entre 300 e 2000  $\text{Nm}^3/\text{h}$  devemos adotar o seguinte procedimento. Inicialmente adota-se a perda de carga máxima admissível no equipamento. Calcula-se o equipamento para 300  $\text{Nm}^3/\text{h}$  e adotam-se suas dimensões para padrão dos módulos do pré-resfriador e do evaporador. Depois calcula-se o equipamento para 2000  $\text{Nm}^3/\text{h}$  utilizando as dimensões dos módulos pré-estabelecidos e verifica-se se a perda de carga ainda é aceitável. Caso a perda de carga esteja elevada deve-se adotar nova seção de escoamento do módulo e refazer os cálculos.

Outra característica do arranjo mostrado na figura 11 é a inclinação do conjunto de módulos em relação à horizontal. Essa inclinação deve ser de 5 a 10° e tem como função escoar a água condensada para os compartimentos que dispõe de purgadores automáticos. Um deles deve situar-se na boca de entrada e o outro no primeiro módulo do evaporador. É conveniente a colocação de uma pequena barreira na

parte inferior entre o evaporador e o pré-resfriador para que a água condensada no evaporador não entre no pré-resfriador.

Os purgadores automáticos são facilmente encontráveis no mercado e devem ser dimensionados de acordo com catálogos de fabricantes em função de pressão de trabalho e da vazão de água a ser escoada.

A seguir entraremos em detalhes do cálculo do evaporador e do pré-resfriador.

#### 4.5.3)- Seleção do evaporador

No evaporador temos a troca de calor entre dois fluidos com coeficientes de convecção bem diferentes. Do lado do freon a troca de calor é bem mais fácil do que para o lado do ar comprimido.

Deveremos então usar um trocador com bastante área de troca do lado do ar relativamente ao lado do freon.

Na referência 4 encontram-se dados para cálculo de várias superfícies que se enquadram dentro dessas características. Na figura 12 estão esquematizadas essas superfícies de troca de calor. Um trabalho definitivo exigiria a esta altura uma pesquisa entre os fabricantes de trocadores de calor para escolher a superfície de menos custo de fabricação que possa se enquadrar entre as propostas.

Neste trabalho adotaremos uma superfície como a de tubos e aletas contínuas designada na referência 4 como 7.75 - 5/8 T. Essa escolha deve-se a que já existem evaporadores com essa configuração no mercado, bastaria somente adaptá-la às nossas dimensões.



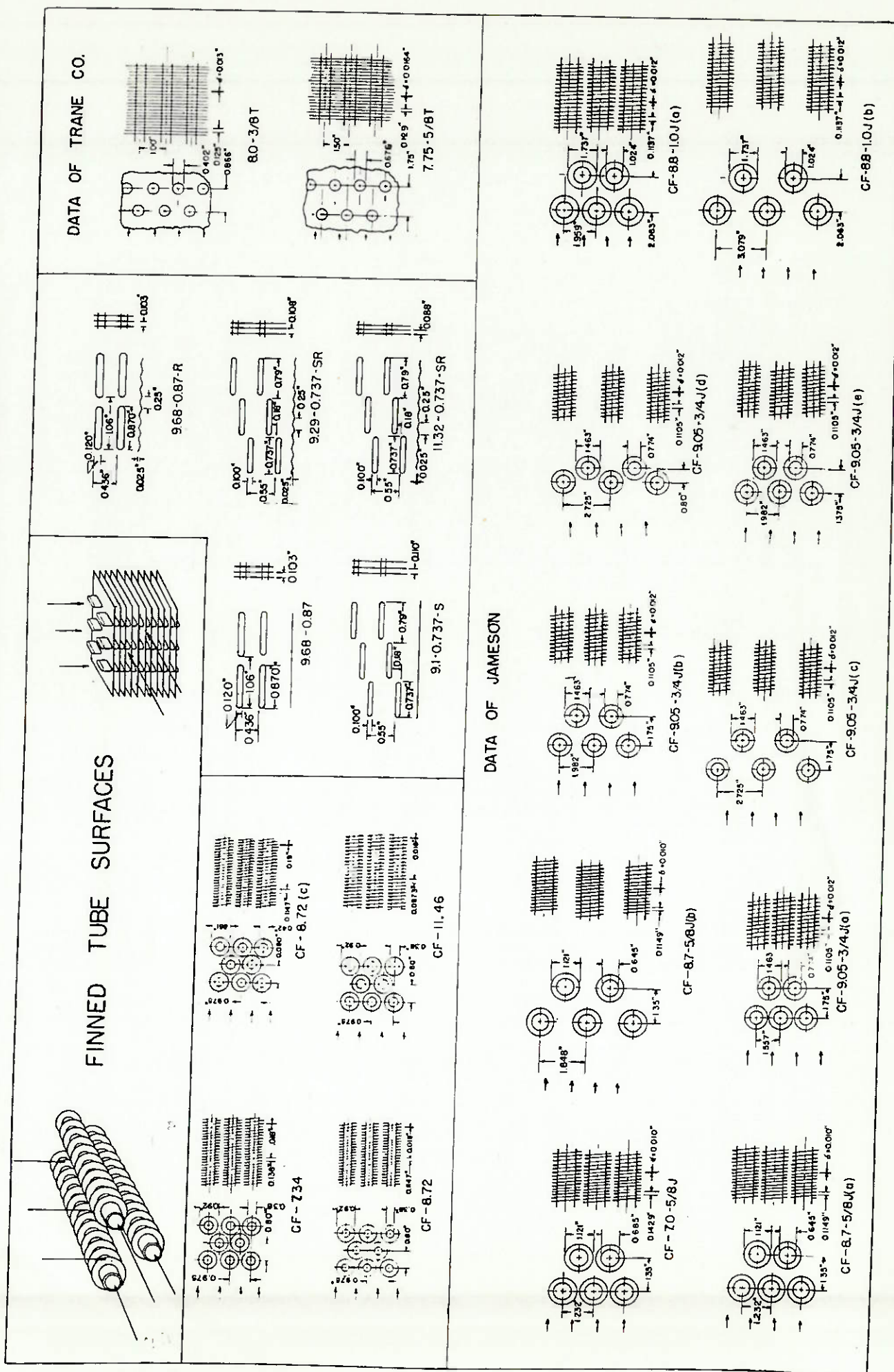


Fig.12 - Superfícies de troca de calor possíveis para o evaporador conforme a referência 4.

A distribuição do líquido refrigerante nos tubos deve ser tal que o comprimento de um tubo forneça uma perda de carga inferior à máxima recomendada. Na referência 8 encontram-se critérios para cálculo de perda de carga em função do comprimento e do diâmetro do tubo.

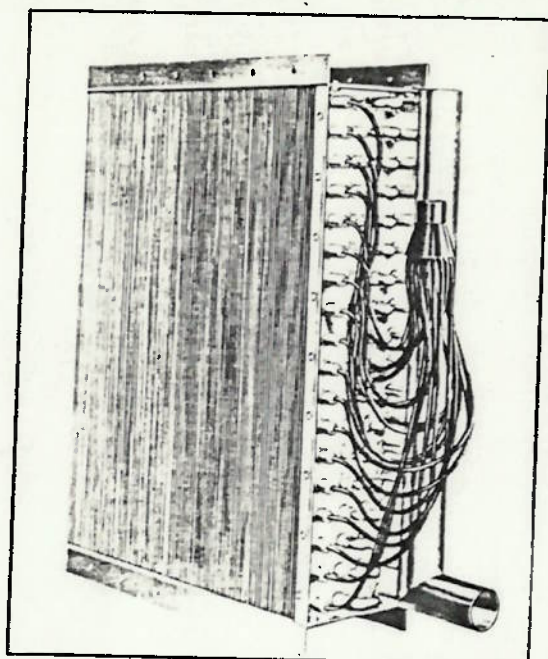
Para fazer o circuito de tubos com aletas deve-se cortar as chapas e depois furá-las em conjunto; atravessam-se então os tubos nos orifícios, faz-se o espaçamento das aletas e depois a expansão dos tubos com ar comprimido bem seco ou óleo. O próximo passo é a soldagem das curvas para obter os circuitos de serpentinas.

Como este tipo de superfície já existe no mercado a melhor opção é fazer o cálculo seguindo orientação dos dados práticos fornecidos pelos fabricantes. Através dos dados dos fluidos de operação, ar e freon, será possível selecionar a unidade evaporadora. A adaptação para o sistema modular não deve causar grandes problemas.

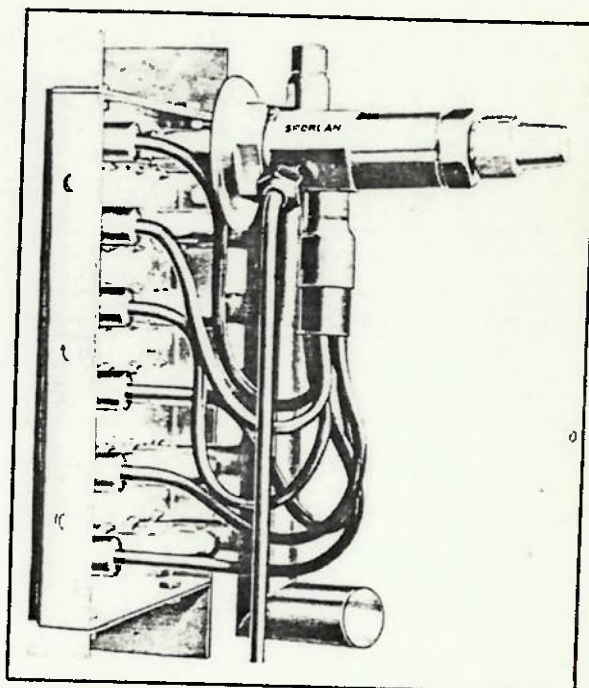
Na figura 13 podemos observar uma possível distribuição dos tubos. Observe que o líquido proveniente do tanque é distribuído entre alguns circuitos de serpentina. Deve-se garantir que essa distribuição seja uniforme numa secção perpendicular ao fluxo de ar para evitar que parte do ar passe por regiões onde não haja resfriamento suficiente.

#### 4.5.4)- Cálculo do pré-resfriador

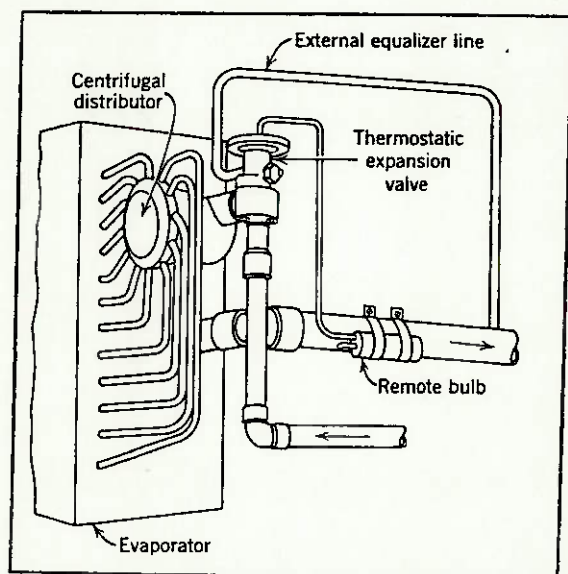
O pré-resfriador funciona como um recuperador de calor do ar comprimido. Como os fluidos de troca de calor são iguais e possuem baixo coeficiente de transmissão deveremos empregar um trocador compacto e com área de troca igual dos dois lados.



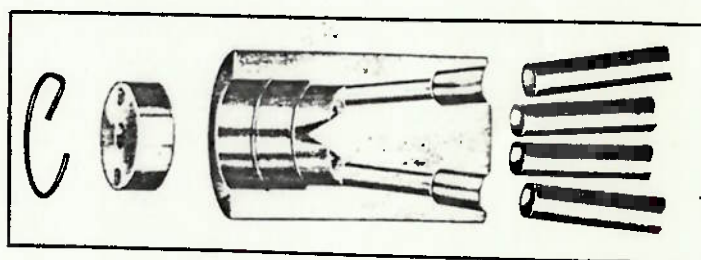
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig.13- Módulo do evaporador (a) e sistemas de distribuição de líquido que garantem fluxo uniforme de freon na área - frontal (b), (c) e (d).



Novamente nesta parte deveríamos fazer um levantamento junto aos fornecedores de trocadores de calor a respeito das superfícies existentes no mercado e de seus respectivos custos de fabricação.

Na figura 14 encontramos as superfícies propostas pela referência 4 e que se enquadram nesses requisitos. Estes tipos de superfícies não são comuns no mercado e talvez seja necessário um desenvolvimento junto a fornecedores - deste tipo de trocador.

Adotaremos a superfície com aletas planas 11.1 - para os dois lados do trocador com a intenção de exemplificar o procedimento a ser adotado. No gráfico 2 anexo encontramos o gráfico para o cálculo dessa superfície.

Vamos tentar exemplificar o cálculo para um secador de vazão  $\dot{Q} = 300 \text{ Nm}^3/\text{h}$ . Suporemos que as dimensões do módulo encontrado para o evaporador sejam de 30 x 30 cm para a área frontal ao fluxo de ar.

Calculemos a vazão em massa de ar através da equação (3):

$$\dot{m}_{\text{ar}} = 1,17 \dot{Q} = 1,17 \cdot 300 = 351 \text{ kg/h}$$

A carga térmica a ser trocada é dada pela equação (4)

$$\dot{Q}_{T_{1-2}} = 5,43 \dot{Q} = 5,43 \cdot 300 = 1629 \text{ kcal/h}$$

Na figura 15 encontramos o esquema desse trocador de aletas onduladas. Queremos determinar a dimensão b desconhecida.

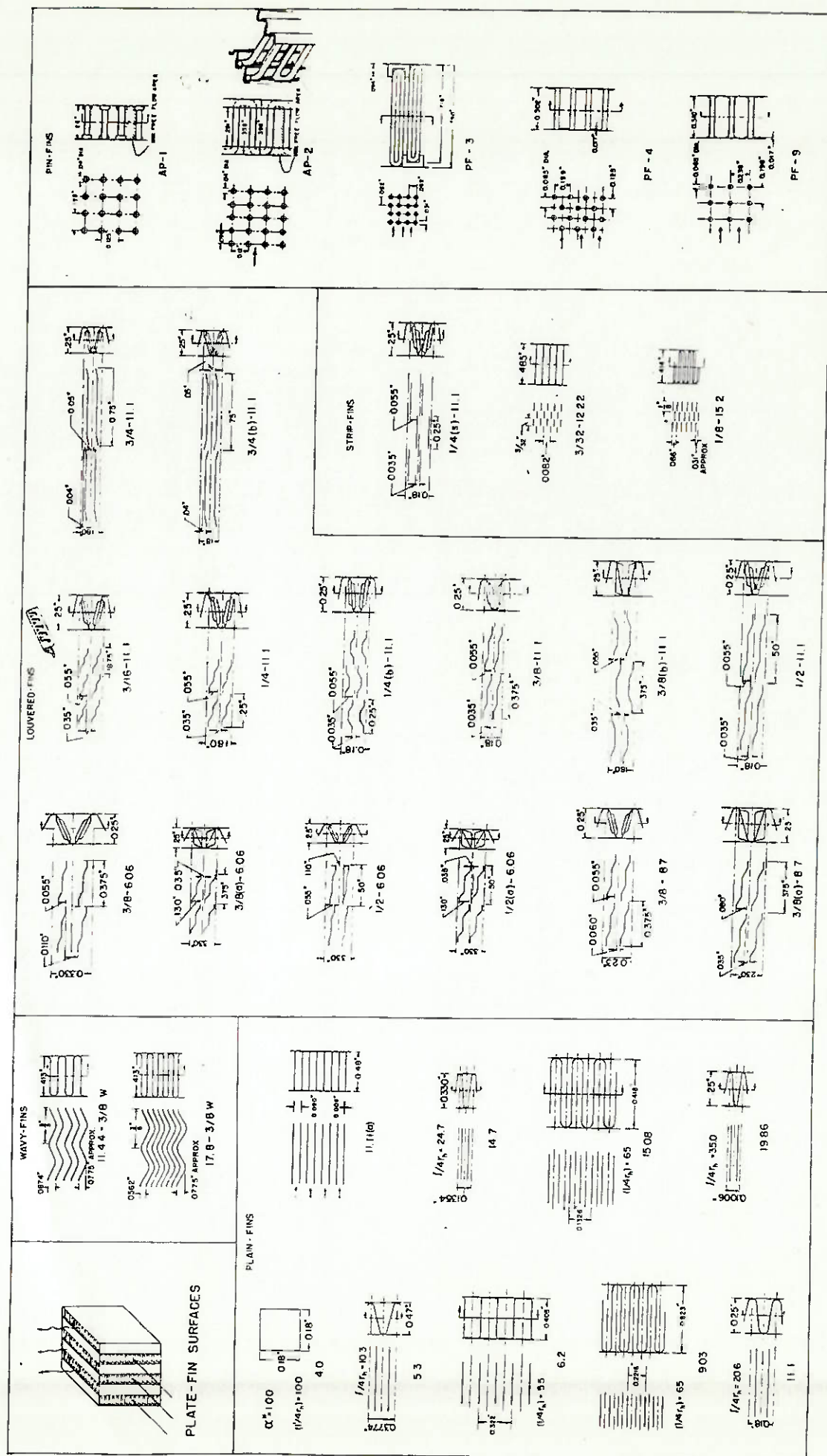


Fig. 14 - Superfícies de troca de calor possíveis para o pré-resfriador conforme a referência 4.

Na figura 16 temos a variação das temperaturas - dentro do trocador. Elas serão utilizadas para calcular a diferença média logaritmica  $\Delta T_m$  :

$$\Delta T_a = 13^{\circ}$$

$$\Delta T_b = 19^{\circ}$$

$$\Delta T'_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} = \frac{13 - 19}{\ln\left(\frac{13}{19}\right)} = 15,8$$

Como o fluxo é cruzado deveremos corrigir esse - valor calculado. No gráfico 3 anexo encontramos o fator de correção para trocadores de calor de correntes cruzadas - com ambos os fluidos não misturados. Temos, segundo a referência 1

$$P = \frac{21 - 35}{3 - 35} = 0,44 \quad Z = \frac{3 - 22}{21 - 35} = 1,35$$

Do gráfico tiramos  $F = 0,89$ . Logo, a  $\Delta T_m$  verdadeira será:

$$\Delta T_m = \Delta T'_m \cdot F = 15,8 \times 0,89 \approx 14^{\circ}$$

Na equação  $\dot{Q} = UA \Delta T_m$  já conhecemos o valor da carga  $\dot{Q}$  e o  $\Delta T_m$ . Deveremos ter

$$UA = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_m} = \frac{\dot{Q}_{T_{1-2}}}{\Delta T_m} = \frac{1629}{14} = 116,4 = U_e A_e = U_s A_s$$

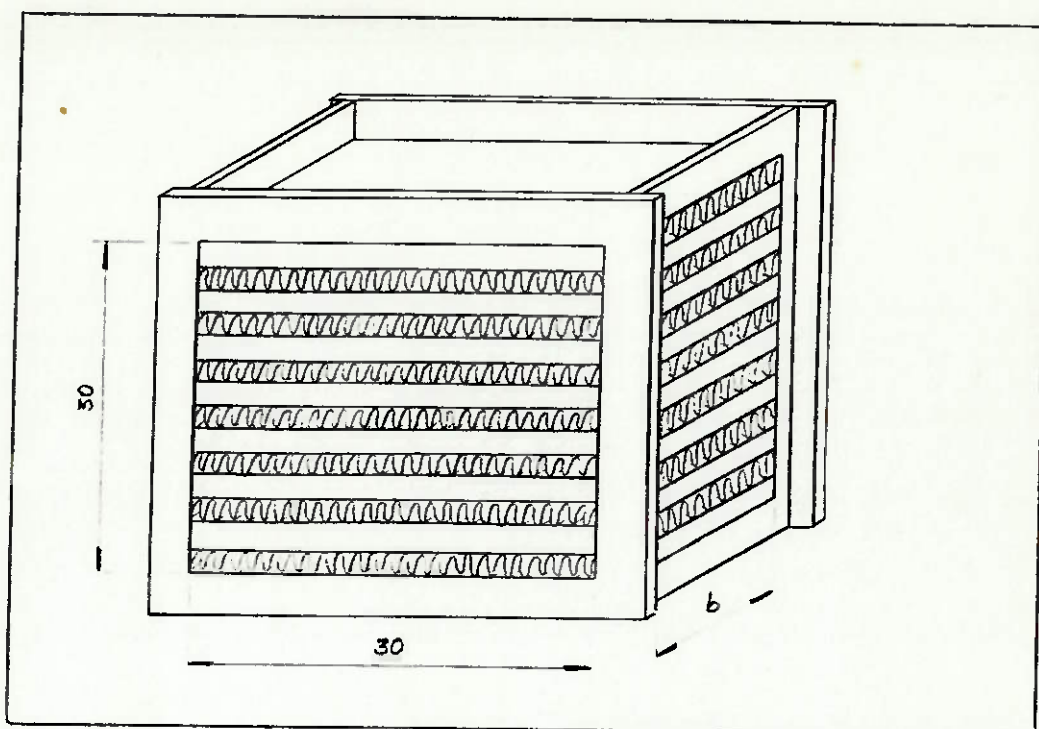


Fig.15- Esquema do pré-resfriador com superfícies de aletas onduladas dos dois lados do trocador

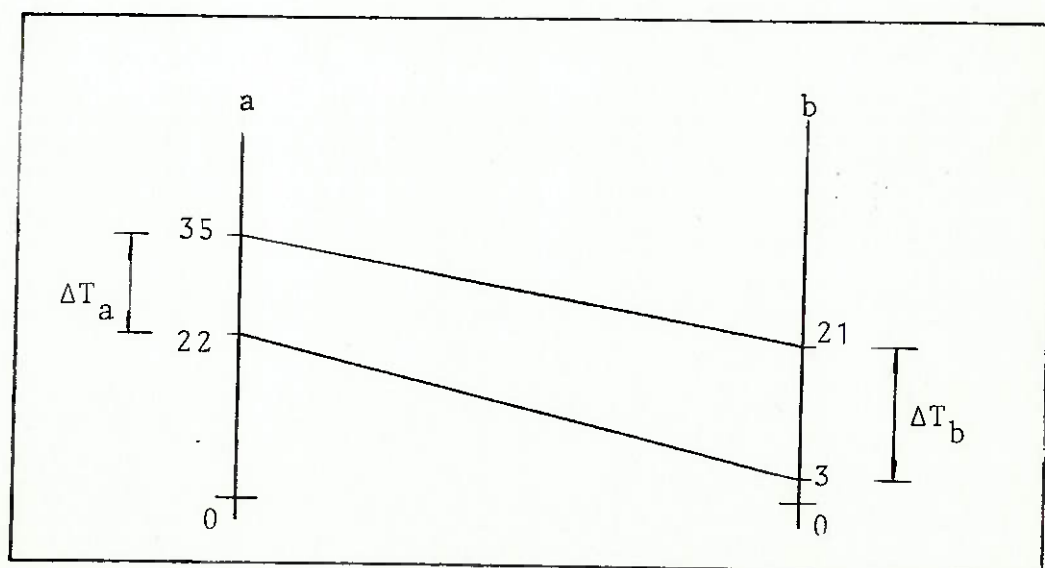


Fig.16 - Variação da temperatura no pré-resfriador para as condições de entrada e saída.

Usando a equação (12) referida à área correspondente ao ar que entra no aparelho (indicaremos "e" para o ar que entra e "s" para o ar que está saindo), teremos:

$$\frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{\eta_{o_e} A_e h_e} + \frac{1}{\eta_{o_s} A_s h_s} \quad (19)$$

Note que para este cálculo simples desprezamos a resistência da parede e a de incrustações. O cálculo definitivo deve considerar esses fatores.

Do gráfico 2 tiramos os dados:

Área aletas/área total : 0,756  
 Espaço entre placas, b : 0,00625 m  
 Raio hidráulico,  $r_h$  : 0,000759 m  
 Espessura das aletas, e : 0,00015 m  
Área de troca ,  $\beta$  : 1233,3 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>  
 Volume entre placas

Espessura da placa entre os espaços(admitidos), a: 0,0003 m

Calculando as áreas frontais:

$$A_{fr_s} = 0,3 \times \ell = 0,3 \ell \text{ m}$$

$$A_{fr_e} = 0,3 \times 0,3 = 0,09 \text{ m}$$

$$V = 0,3 \times 0,3 \times \ell = 0,09 \ell \text{ m}^3$$

Vamos calcular o valor de  $\alpha$ , relação entre a área de troca e volume ocupado:

$$\alpha = \frac{A}{V_{\text{total}}} = \frac{b \beta}{2b + 2a}$$

$$\alpha_e = \alpha_s = \frac{0,00625 \times 1233,3}{2 \times 0,00625 + 2 \times 0,0003} = 588,4 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$$

Calculando a área de transferência teremos:

$$A = \alpha V = A_e = A_s = 588,4 \cdot 0,09 \ell \approx 53 \ell$$

A relação entre a área de fluxo e a área frontal é dada por:

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} = \alpha r_h$$

$$\sigma_e = \sigma_s = 588,4 \times 0,000759 = 0,446$$

Podemos então calcular as áreas de fluxo livre de cada lado, isto é, a área efetiva de escoamento:

$$A_c = \sigma A_{fr}$$

$$A_{c_e} = 0,446 \times 0,09 = 0,04 \text{ m}^2$$

$$A_{c_s} = 0,446 \times 0,3 \ell = 0,134 \ell \text{ m}^2$$

Para o ar comprimido temos as seguintes propriedades:

$$\mu = 0,062 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{h}}$$

$$N_{Pr} = \frac{C_p \mu}{K} = 0,72$$

Cálculo de  $N_R$

\* lado do ar de entrada

$$G_e = \frac{\dot{m}_{ar}}{A_{c_e}} = \frac{351}{0,04} = 8775 \frac{\text{kg}}{\text{h m}^2}$$

$$N_R = \frac{4r_h G_e}{\mu} = \frac{4 \times 0,000759 \cdot 8775}{0,062} = 430$$

$$\text{Do gráfico tiramos: } N_{St} (N_{Pr})^{2/3} \cong 0,009$$

$$f \cong 0,040$$

Da equação (17) tiramos:

$$h_e = \frac{GC_p}{(N_{Pr})^{2/3}} \cdot 0,009 = \frac{8775 \cdot 0,24}{(0,72)^{2/3}} \cdot 0,009 = 23,6 \frac{\text{kcal}}{\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Adotaremos } h_e = 23 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

\*\* lado do ar de saída

Vamos adotar um valor para " $\ell$ " e depois verificamos se a escolha foi certa. Adotaremos  $\ell = 0,2$  m.

$$G_s = \frac{m_{ar}}{A_{C_s}} = \frac{351}{0,134 \times 0,2} = 13.097 \frac{\text{kg}}{\text{hm}^2}$$

$$N_R = \frac{4 \times 0,000759 \cdot 13.097}{0,062} \approx 641$$

$$\begin{aligned} \text{Do gráfico tiramos: } N_{St}(N_{Pr})^{2/3} &\approx 0,007 \\ f &\approx 0,028 \end{aligned}$$

$$\therefore h_s = \frac{13.097 \cdot 0,24}{(0,72)^{2/3}} \cdot 0,007 = 27,4 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Adotaremos } h_s = 27 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Para completar devemos calcular a eficiência - dessas aletas de acordo com as equações (13), (14) e (15). Assumiremos que as aletas sejam de aço com  $K = 18 \text{ kcal}/(\text{hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{m})$ . Temos que  $c \approx b/2 = 0,00625/2 = 0,003$  m.

$$(15) \quad m_e = \sqrt{2 \times 23 / (18 \times 0,00015)} = 130,5$$

$$m_s = \sqrt{2 \times 27 / (18 \times 0,00015)} = 141,4$$

$$(14) \quad \eta_{fe} = - \frac{\text{tg h}(130,5 \times 0,003)}{130,5 \times 0,003} = 0,948$$



$$\eta_{fs} = \frac{\operatorname{tg} h (141,4 \times 0,003)}{141,4 \times 0,003} = 0,939$$

$$(13) \quad \eta_{oe} = 1 - 0,756(1 - 0,948) = 0,96$$

$$\eta_{os} = 1 - 0,756(1 - 0,939) = 0,95$$

Voltando à equação (19) temos:

$$\frac{1}{U_e A_e} = \frac{1}{0,96 \times 53 \times 0,2 \times 23} + \frac{1}{0,95 \times 53 \times 0,2 \times 27}$$

$$\therefore U_e A_e = 125,7$$

Para a nossa carga deveríamos ter  $U_e A_e = 116,4$  logo, o trocador está um pouco superdimensionado. Como desprezamos a resistência das paredes e não consideramos incrustações este superdimensionamento é razoável. Um cálculo rigoroso deve considerar estes fatores e o valor de " $\ell$ " deve ser ajustado para obter o  $U_e A_e$  real.

Obtivemos então para o pré-resfriador um módulo - com 30 x 30 x 20 (cm) num caso em que a área frontal do evaporador é 30 x 30 e a vazão nominal é 300 Nm<sup>3</sup>/h a 7 kgf/cm<sup>2</sup> e 35°C na entrada do equipamento.

A perda de carga pode ser estimada facilmente com o auxílio da equação (18).

Uma vez estabelecidos os módulos do pré-resfriador e do evaporador para uma vazão mínima pré-fixada a obtenção de equipamentos para outras vazões deve basear-se na utilização desse módulos acoplados. Devem ser feitos cálcu-

los para determinar a quantidade de módulos em cada caso.

É importante observar que um aparelho de  $300 \text{ nm}^3/\text{h}$  não necessariamente usará 3 módulos calculados para um de  $100 \text{ Nm}^3/\text{h}$  pois como a área frontal é mantida teremos velocidades maiores para vazões maiores e, portanto, melhores condições de troca de calor e aumento da perda de carga.

Recomenda-se que o cálculo completo de um linha de secadores leve em conta todos esses fatores. Cada equipamento de uma vazão estabelecida deve ser calculado e viabilizado em termos dos módulos básicos que devem servir para todas as vazões.

#### 4.6)- Elementos do Circuito Frigorífico

Daremos aqui alguns detalhes dos principais elementos do circuito de refrigeração. As referências 6 a 9 poderão dar um complemento de informações não incluídas neste trabalho e que serão necessárias num projeto detalhado do sistema.

##### 4.6.1)- Válvula de expansão

Usaremos uma válvula de expansão termostática como a da fig.17. Esse tipo de válvula regula a injeção de líquido no evaporador de acordo com o superaquecimento na linha de sucção, no ponto onde o bulbo é instalado.

O superaquecimento corresponde à diferença entre a temperatura de saída e a de evaporação. No caso de uma di

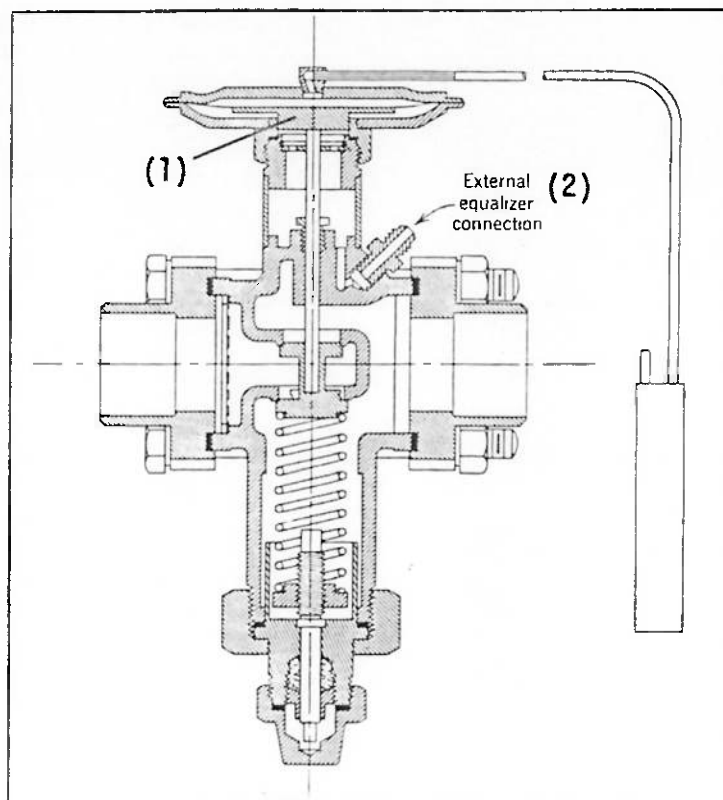


Fig.17 - Válvula de expansão termostática

minuição da carga térmica, devida à diminuição da vazão de ar, o superaquecimento aumentará.

A válvula deve ser regulada para que se tenha um superaquecimento de  $5^{\circ}$ , isto é, temperatura de saída igual a  $0^{\circ}\text{C}$ .

Pelo esquema vemos que há um diafragma (1) que regula a abertura da válvula. Na parte superior do diafragma atua a pressão do gás do bulbo e na inferior atua a pressão da linha de sucção após o bulbo e que é conectada na posição (2).

Este diferencial de pressão corresponde ao superaquecimento do gás de modo que a válvula fechará para um superaquecimento acima de  $5^{\circ}$  e abrirá em caso contrário. Podemos deste modo compensar flutuações na vazão e temperatura do ar comprimido.

A válvula pode ser facilmente selecionada de catálogos de fabricantes em função do fluido, das pressões de evaporação e condensação e da carga térmica necessária. O capilar é geralmente fornecido com 3 metros de comprimento. O bulbo deve ser instalado num ponto conveniente após o evaporador seguindo as recomendações do fabricante.

#### 4.6.2)- Tubulações

Todas as tubulações devem ser dimensionadas de modo a que tenhamos a menor perda de carga possível. Usaremos tubos de cobre em todas as partes do circuito.

Na sucção e descarga do compressor teremos gás e do condensador à válvula de expansão teremos líquido.

Na tabela abaixo encontramos as velocidades práticas recomendadas em m/s para o fluido refrigerante, freon - no caso.

GÁS		LÍQUIDO	
Sucção	Descarga	CD ao Receptor	Receptor à Ve
6-20	10-18	0,5	0,5 - 1,25

Adotando-se a velocidade a equação abaixo fornece o diâmetro  $d$  do tubo

$$\frac{D \cdot v}{3600} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot V \quad (20)$$

$D$  é a descarga em kg/h

$v$  é o volume específico em  $m^3/kg$

$V$  é a velocidade em m/s

Caso a perda de carga for muito grande admite-se a perda de carga e adota-se a velocidade. Dados para cálculo da perda de carga encontram-se na referência 6.

Deve-se isolar a linha de sucção e o trecho entre a válvula de expansão e o evaporador para reduzir a perda de calor e evitar formação de gelo sobre o tubo. A isolação deve ser feita com poliuretano expandido e borracha esponjosa.

Para calcular a quantidade de líquido refrigerante a ser colocado no circuito deve-se fazer um cálculo por partes no circuito. Deve-se verificar qual é o volume de ca

da parte e qual a massa específica do freon no caso. Calcula-se então a massa com

$$m = V \rho \quad \begin{array}{l} m \text{ em kg} \\ V \text{ em m}^3 \\ \rho \text{ em kg/m}^3 \end{array} \quad (21)$$

No compressor só temos gás cuja massa pode ser - desprezada. No evaporador podemos considerar que a massa de líquido seja 25% do volume total. Nas tubulações aplica-se a equação (21).

A soma de todas as massas nos fornece a carga de freon necessária para operação. Na referência (9) encontramos os procedimentos para carga e descarga do freon e quais válvulas são necessárias para operação e manutenção do sistema.

É conveniente a colocação de uma válvula solenóide no circuito de líquido de modo que quando se deseja encerrar a operação ela é fechada e todo o líquido fica recolhido no tanque.

#### 4.6.3) - Acessórios diversos

Os acessórios comumente usados em circuitos de refrigeração são facilmente encontrados no mercado. Incluem - se neste caso todas as válvulas de controle, separados de - líquido, filtro secador, visor de líquido, manômetros, válvulas solenóide, separador de óleo e pressostato de alta e baixa pressão.

O pressostato de alta e baixa pressão tem como - função desligar o compressor quando a pressão de sucção - cair ou a de descarga subir além dos níveis pré-fixados em

a	*	chave geral do circuito
b	*	chave de partida/parada
c	*	contator do motor do compressor
$f_1, f_2$	*	fusíveis
VS	*	válvula solenóide
$h_{VS}$	*	sinaleiro da válvula solenóide
$h_M$	*	sinaleiro do motor
r	*	relé térmico do motor
PAB	*	pressostato de alta baixa

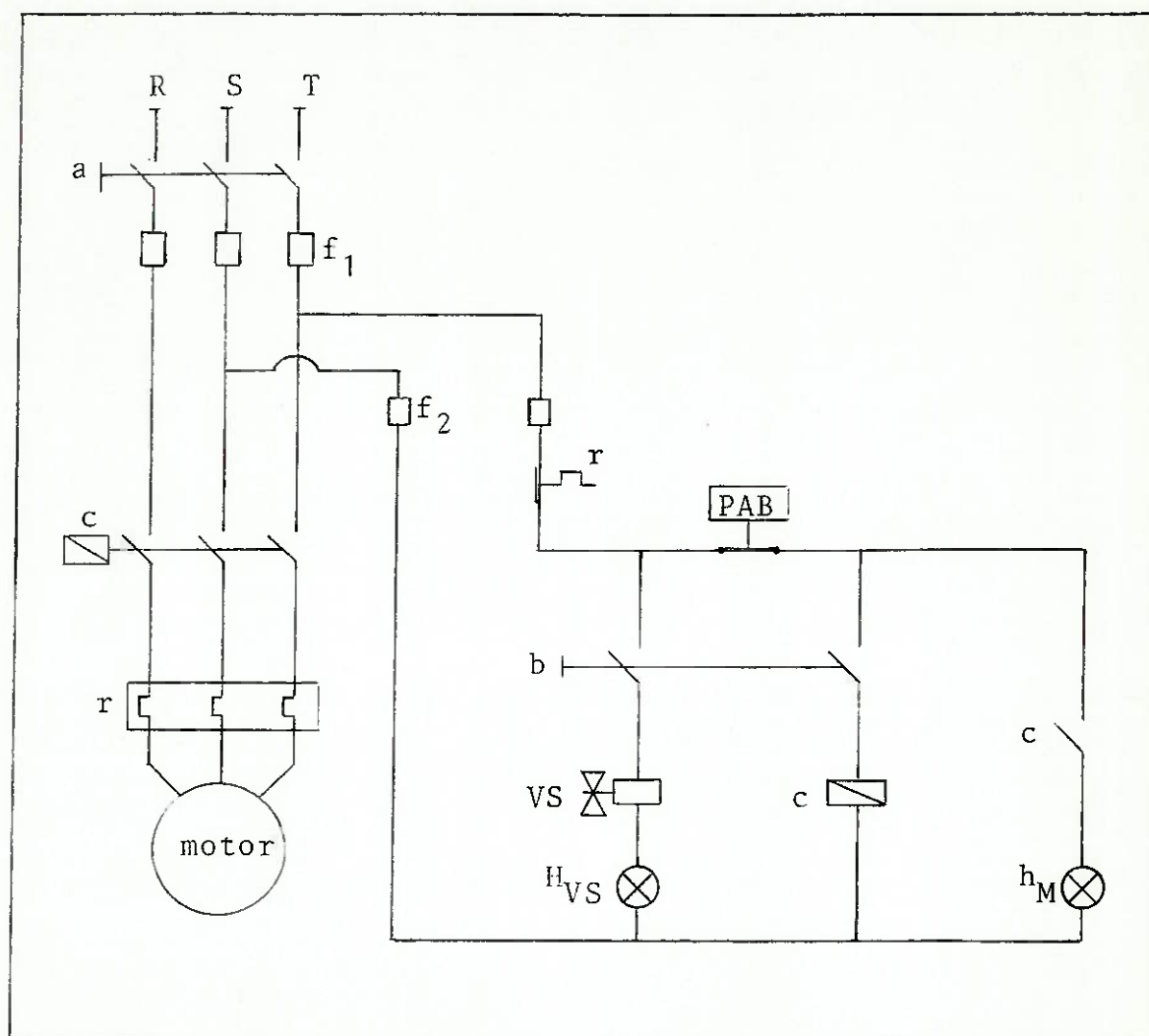


Fig.18- Circuito elétrico proposto para o secador refrigerante.

sua escala.

Na figura 18 temos um circuito elétrico básico - que pode ser empregado no aparelho. Temos uma chave geral - (a) que energiza o circuito e outra (b) que serve para ligar o compressor, através do contator c, e abre a válvula solenóide da linha de freon.

No caso do pressostato abrir seu contato o compressor será desligado. Para desligar o aparelho usa-se a chave (b) que irá somente fechar a válvula solenóide do freon, ficando o compressor funcionando até que a baixa pressão de sucção o faça desligar pelo pressostato. Isto permitirá que o líquido fique recolhido e não provoque danos quando o aparelho for ligado novamente.

#### 4.7)- Comentários

As informações dadas neste trabalho permitem o desenvolvimento de uma linha industrial de secadores de ar comprimido por refrigeração.

Fica claro que a intenção não foi a elaboração de um projeto detalhado mas sim uma síntese de informações e idéias que permitem que isso seja feito.

Ainda resta pela frente um trabalho junto a fornecedores de trocadores de calor no sentido de obter maiores informações para especificação do evaporador e pré-resfriador e um trabalho de base que inclui a elaboração de protótipos para testes de desempenho operacional.



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Kreith, Frank; "Princípios da Transmissão de Calor"  
Edgard Blücher, 1977
2. Hollmann, J.P.; "Transferência de Calor"  
McGraw-Hill, 1981
3. Van Wylen, Gordon John; "Fundamentos da Termodinâmica Clássica"  
Edgard Blücher, 1976
4. Kays e London; "Compact Heat Exchangers"  
Palo Alto, Califórnia, National Press, 1955
5. Silva, Remi B.; "Manual de Termodinâmica e Transmissão de Calor"  
Gremio Politécnico, 1980
6. ASHRAE, HANDBOOK OF FUNDAMENTALS, 1972
7. Silva, Remi B.; "Instalações Frigoríficas"  
Gremio Politécnico, 1979.
8. Allthouze and Turnquist, "Modern Refrigeration and Air Conditioning"  
The Goodheart-Willcox, 1960
9. Catálogos Técnicos da Danfoss-Controles Automáticos de Refrigeração.

ANEXOS

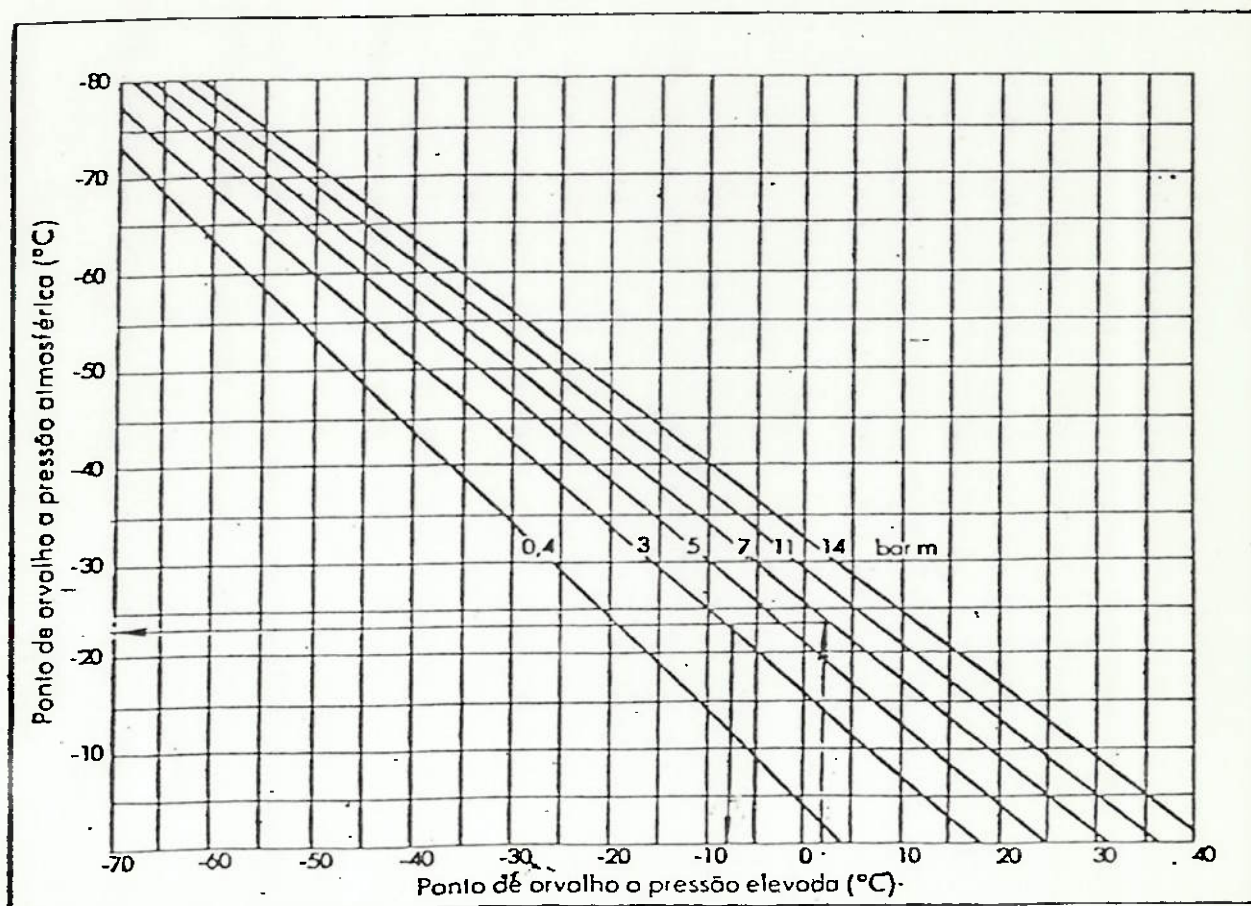


Gráfico 1 - Conversão do ponto de orvalho pressurizado para ponto de orvalho atmosférico.

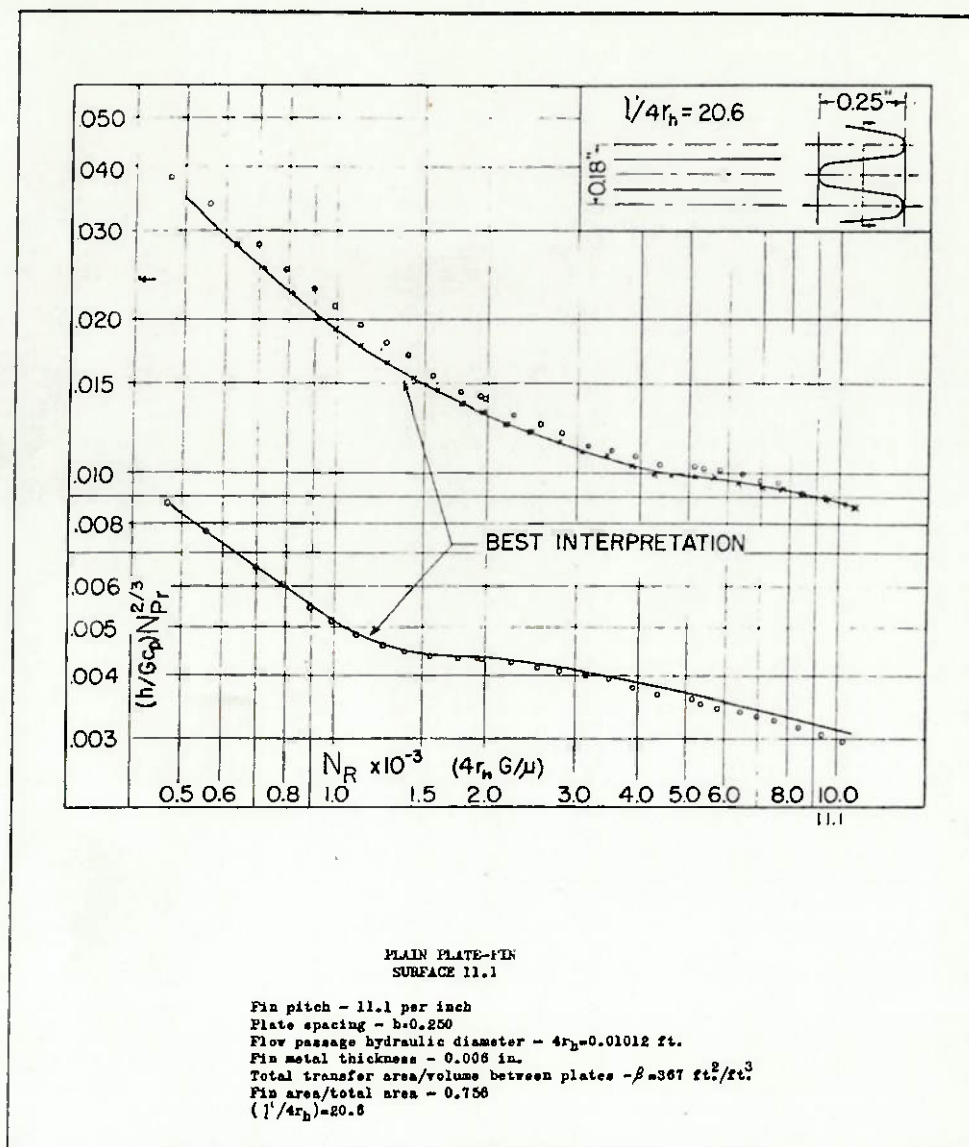


Gráfico 2 - Dados para cálculo do pré-resfriador utilizando a superfície 11.1 de acordo com a referência 4.

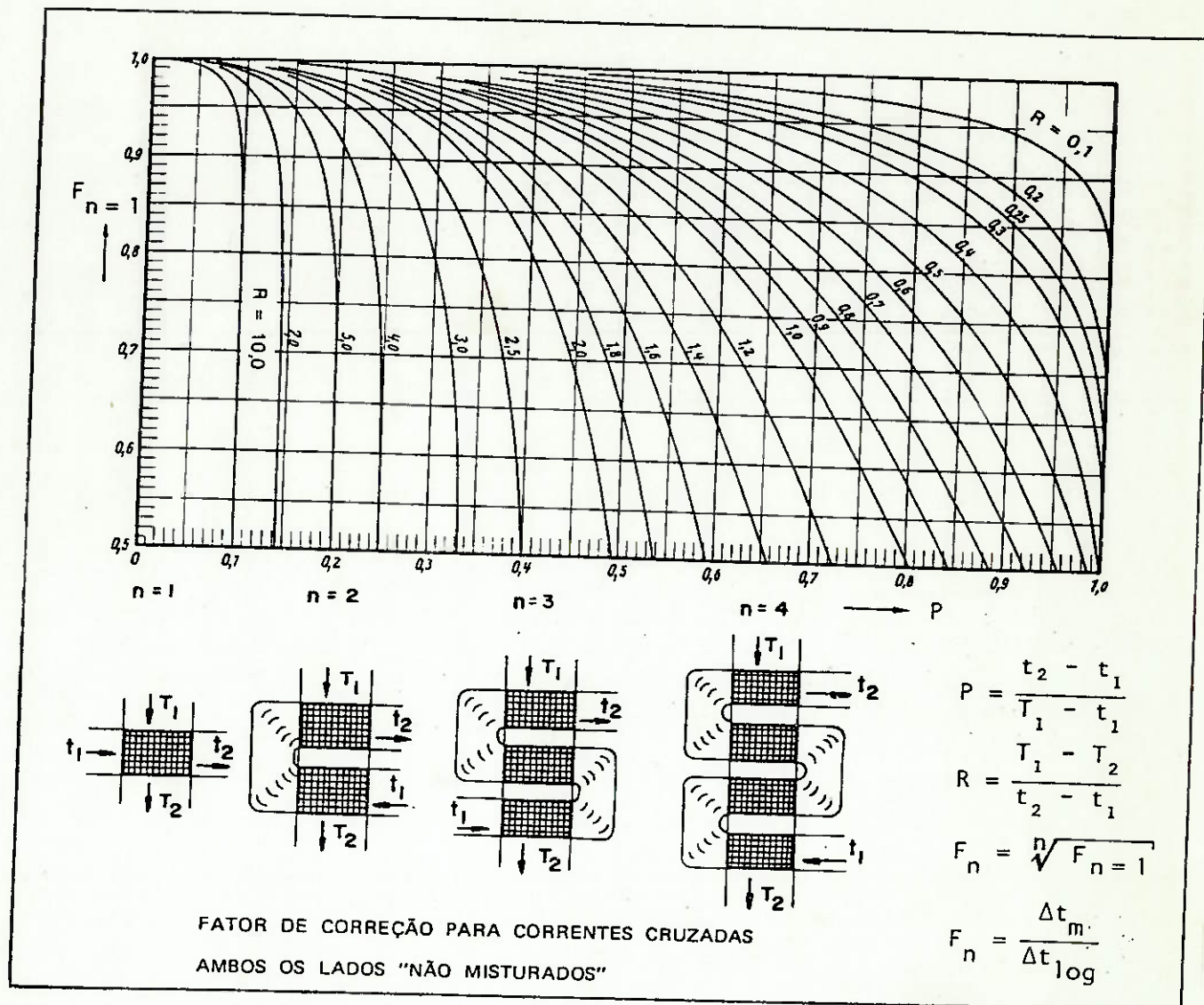


Gráfico 3 - Fator de correção para correntes cruzadas com ambos os fluídos não misturados.

CONTEUDO DE ÁGUA NO AR SATURADO GRAMAS DE ÁGUA/m <sup>3</sup> .ar												
Pressão Kgf/cm <sup>2</sup>	TEMPERATURA (°C)											
	2	4	10	15	21	27	32	38	43			
0	5,242	6,392	9,387	13,59	19,39	27,36	38,20	51,90	72,78			
0,7	3,116	3,784	5,563	8,023	11,42	16,05	22,29	30,62	41,71			
1,4	2,206	2,688	3,945	5,696	8,090	11,35	15,72	21,56	29,23			
2,1	1,712	2,086	3,062	4,413	6,271	8,919	12,15	16,62	22,49			
2,8	1,404	1,712	2,500	3,597	5,121	7,167	9,909	13,53	18,28			
3,5	1,190	1,444	2,113	3,049	4,319	6,044	8,358	11,41	15,40			
4,2	1,030	1,244	1,832	2,634	3,744	5,228	7,221	9,855	13,30			
4,9	0,909	1,096	1,618	2,327	3,289	4,613	6,365	8,678	11,71			
5,6	0,802	0,989	1,444	2,073	2,942	4,119	5,683	7,756	10,46			
6,3	0,735	0,895	1,310	1,872	2,661	3,731	5,148	7,007	9,441			
7,0	0,668	0,815	1,190	1,712	2,434	3,396	4,694	6,392	8,612			
7,7	0,615	0,748	1,096	1,578	2,233	3,129	3,319	5,870	7,916			
8,4	0,575	0,695	1,016	1,457	2,073	2,888	3,985	5,442	7,328			
9,1	0,534	0,641	0,949	1,364	1,925	2,688	3,717	5,055	6,806			
9,8	0,494	0,601	0,882	1,270	1,805	2,514	3,477	4,734	6,365			
10,5	0,468	0,561	0,829	1,190	1,685	2,367	3,263	4,439	5,977			

Tabela 1 - Quantidade de vapor de água no ar saturado em gramas de água/m<sup>3</sup> de ar.