

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE FORMATURA

INSTALAÇÃO DE AR CONDICIONADO

ALUNO: EDUARDO LEO KAYANO

ORIENTADOR: ALJÍSIO O. MARCONDES FILHO

= 1980 =

169206

new 217

## Agradecimentos

Queremos deixar nossos agradecimentos aos engenheiros Osvaldo Bueno e Francisco Gonzales da STARCO S.A., pela orientação na parte de máquinas e equipamentos em geral; aos Srs. Kiyoshiko Hirata , Eizo Kozai e Eng<sup>s</sup> Jorge A. Kayano e Sônia Regina Teixeira da Thermoplan Engenharia Térmica Ltda, pela orientação na parte de cálculos de carga térmica e dos sistemas; ao Engenheiro Fuad da CONTEC - Comércio e Montagens S.A. pela orientação na parte de estudos econômicos.

Queremos também agradecer ao prof. Aluísio O. Marcondes Filho pela orientação geral, que possibilitou a elaboração deste trabalho.

## SUMÁRIO

Este projeto foi desenvolvido efetuando-se os cálculos para uma instalação de ar condicionado, com a aplicação de uma Bomba de Calor.

Na primeira parte do trabalho, dividido em dois volumes, foi efetuado um estudo teórico, abordando especificamente a Bomba de Calor; em seguida, foi desenvolvido um projeto para um prédio específico, como aplicação.

Para esta aplicação, foram feitos os cálculos de carga térmica, tanto para inverno como para verão, o dimensionamento e seleção dos equipamentos utilizados, a instalação dos equipamentos, tubulações e dutos.

A aplicação da Bomba Térmica se justifica, para o caso da instalação estudada, devido à existência de computadores, os quais apresentam problemas quando a umidade se torna elevada.

O estudo apresentado, foi baseado em material de várias entidades, assim como normas nacionais e estrangeiras.

Este trabalho deve ser acompanhado com os dois volumes em conjunto, pois qualquer um deles visto individualmente se torna incompleto e incompreensível.

## ÍNDICE

I.	Introdução .....	1
II.	A Bomba de Calor .....	2
II.1.	Definição .....	2
II.2.	Estudo Econômico .....	4
II.3.	Princípios Teóricos .....	7
II.4.	Bombas Térmicas de Compressão de Vapor .....	16
III.	Projeto de Instalação .....	27
III.1.	Cálculo de Carga Térmica .....	27
III.2.	Sistema de Refrigeração .....	87
III.2.1.	Condições de Trabalho .....	89
III.2.2.	Circuito Frigorífico .....	91
III.3.	Dimensionamento dos Trocadores .....	93
III.3.1.	Evaporador (cálculo para verão) .....	93
III.3.2.	Evaporador (cálculo para inverno) .....	110
III.3.3.	Condensador (cálculo para verão) .....	118
III.3.4.	Condensador (reaquecimento) .....	130
III.4.	Seleção dos equipamentos .....	140
III.4.1.	Compressores .....	140
III.4.2.	Válvula de Expansão Termostática .....	141
III.4.3.	Torre de Resfriamento.....	141
III.4.4.	Fan-Coil .....	142
III.4.5.	Serpentinas de Aquecimento .....	149
III.4.6.	Bombas .....	159
III.4.7.	Trocador Externo .....	162
III.4.8.	Cálculos dos dutos .....	162
III.4.9.	Ventiladores :.....	170
III.4.10.	Difusores .....	172
III.5.	Sistemas de Controle .....	176
III.5.1.	Controle das salas .....	176

III.5.2.	Torre de Resfriamento .....	177
III.5.3.	Controle da Pressão de descarga do Compressor.....	178
III.5.4.	Controle do Trocador Externo .....	178
III.5.5.	Controle da Divisão do R 22 nos Condensadores.....	178
IV.	Bibliografia .....	180

ANEXOS |

A.1.	Diagrama Log P x h ( R22 ) ( verão )
A.2.	Diagrama Log P x h ( R 22 ) ( inverno )
A.3.	Tabela de coeficientes de Transmissão de Calor
A.4.	Desenho 1/5
A.5.	Desenho 2/5
A.6.	Desenho 3/5
A.7.	Desenho 4/5
A.8.	Desenho 5/5

### III.3. DIMENSIONAMENTO DOS TROCADORES DE CALOR

#### III.3.1. EVAPORADOR (CÁLCULO PARA VERÃO)

Conforme já visto no cálculo da carga térmica, a carga a ser retirada da instalação é de 264.000 kcal/h = 1047619 Btu/h.

Para tanto será utilizado:

Temperatura de entrada da água = 12,5 °C = 54,5 ° F

Temperatura de saída da água = 7,0 °C = 44,6 ° F

Portanto necessita-se uma massa de água  $\dot{m}_{H_2O} = 47.856,43$  kg/h = 105.523,43 lb/h.

A temperatura de evaporação do Freon 22 é fixada a 10° abaixo da temperatura de saída da água, por experiência, sendo portanto de 34,6 °F.

Como se pode observar na figura III.3. e no diagrama anexo log P x h (Anexo A.1. ) é feito um superaquecimento para garantir que não haja entrada de R<sub>22</sub> no estado líquido no compressor.

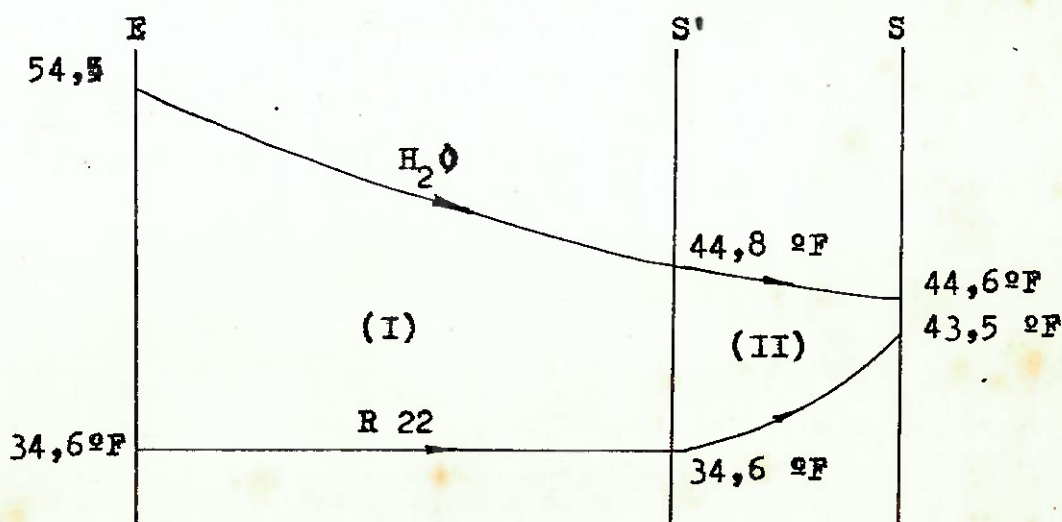


Figura. III.3.

- Cálculo da vazão em massa de Freon 22 necessária:

Temos o calor total trocado:

$$Q_T = 264.000 \text{ kcal/h}$$

pelo diagrama anexo ( A.l. ), temos as entalpias:

$$h_E = 113 \text{ kcal/kg}$$

$$h_S = 150,5 \text{ kcal/kg}$$

$$h'_S = 149,6 \text{ kcal/kg}$$

portanto a vazão em massa será:

$$\dot{m}_{R22} = \frac{Q_T}{(h_S - h_E)}$$

$$\dot{m}_{R22} = \frac{264.000}{(150,5 - 113)}$$

$$\dot{m}_{R22} = 7040 \text{ kg/h} = 15.532,2 \text{ lb/h}$$

O calor trocado no superaquecimento será:

$$Q_S = \dot{m}_{R22} (h_S - h'_S)$$

$$Q_S = 6336 \text{ kcal/h} = 25.142,86 \text{ Btu/h}$$

Com posse de  $Q_S$ , podemos calcular a temperatura da água em  $S'$ .

$$T'_S = T_S + \frac{Q_T}{Cp_{H_2O} \cdot \dot{m}_{H_2O}}$$

onde:  $Cp_{H_2O} = 1,003 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$

$$T'_S = 7,0 + \frac{6336}{1,003 \times 47.856,43}$$

$$T'_S = 7.13 \text{ } ^\circ\text{C} = 44,8 \text{ } ^\circ\text{F}$$

- Calor Latente:

O calor latente pode ser calculado por:

$$Q_L = Q_T - Q_S$$

$$Q_L = 557.664 \text{ kcal/h} = 1.022.476,2 \text{ Btu/h}$$

### III.3.1.1. CÁLCULO DAS DIMENSÕES:

Podemos calcular o evaporador considerando o mesmo como dois trocadores, sendo que num deles ocorre a evaporação e no outro o superaquecimento. (ver fig. III. 4.)

O trocador será do tipo "Carga e Tubos" com os tubos posicionados em quincôncio. (Ver. fig. III.5.)

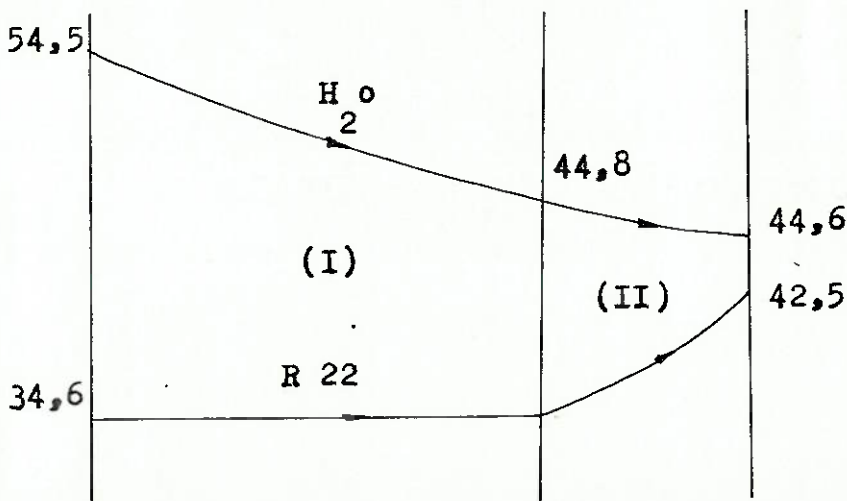


Figura III.4

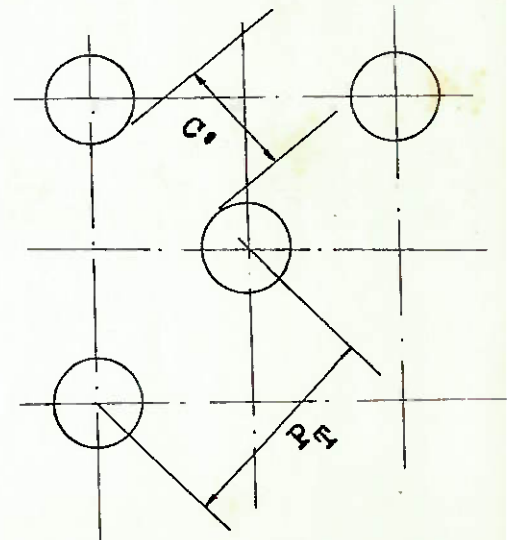


Figura III.5

Admitiremos inicialmente as seguintes dimensões:

$$P_T = 16/16 \text{ polegadas}$$

$$d = 3/4 \text{ polegadas}$$

$$C' = 3/16 \text{ polegadas}$$

$$n = 6 \text{ passes.}$$

$$\text{Tubo 12 BWG: } \phi_{\text{int}} = 0,532 \text{ polegadas}$$

$$A_{\text{int}} = a'_t = 0,223 \text{ polegadas}^2$$

Para uma carcaça com um diâmetro interno  $D = 27$  polegadas teremos 524 tubos, conforme tabela 10 ref. IV.2.

A) Trocador (1)- (Evaporação):

temos:

$$T_{E \text{ H}_2\text{O}} = 12,5 \text{ } ^\circ\text{C} = 54,5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T'_{S \text{ H}_2\text{O}} = 7,13 \text{ } ^\circ\text{C} = 44,8 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{R22} = T_{S \text{ H}_2\text{O}} - 10 \text{ } ^\circ\text{F} = 34,6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Admitiremos as seguintes dimensões:

$$P_T = 15/16 \text{ pol.}$$

$$d = 3/4 \text{ pol.}$$

$$C' = 3/16 \text{ pol.}$$

$$n = 6 \text{ passes}$$

tubo tipo 12 BWG:

$$\varnothing_{int} = 0,532 \text{ pol.}$$

$$A_{int} = 0,223 \text{ pol}^2$$

para uma carcaça com um diâmetro interno  $D = 27$  polegadas tere -  
mos 524 tubos, de acordo com a tabela 10 ref. IV.2

A.1.) Lado do R22 (Tubo)

área de troca de calor:

$$A_t = \frac{N_t \cdot A_{int}}{144 \cdot n} = \frac{524 \cdot 0,223}{144 \cdot 6}$$

$$A_t = 0,135 \text{ ps}^2$$

a vazão em massa por unidade de área será:

$$G_t = \frac{\dot{m}_{R22}}{A_t} = \frac{15.532,2}{0,135}$$

$$G_t = 114.778 \text{ lb/h pe}^2.$$

à temperatura de 34,6 °F tem-se de acordo com a ref. IV.4

$$\mu_{R22} = 0,1 \text{ lb pé/h}$$

$$C_{R22} = 0,279 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

$$k_{R22} = 0,060 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

cálculo do número de Reynolds:

$$Re = \frac{G_t \cdot \phi_{int}}{\mu_{R22}} = \frac{114.778 \cdot 0,532}{0,1 \cdot 12}$$

$$Re \cong 51.000$$

da figura 28 da ref. IV.2.

$$j_H = 150$$

com este valor podemos calcular

$$h_i = \frac{k}{d_{int}} \left( \frac{G_t \mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

sendo:  $h_i$  = coeficiente de transmissão de calor no lado do R22

$\mu$  = viscosidade à temperatura do R22

$\mu_w$  = viscosidade à temperatura da parede

admitindo-se que a temperatura da parede seja a mesma que a do refrigerante:

$$h_i = \frac{150 \cdot 0,060 \cdot 12}{0,532} \cdot \left( \frac{0,1 \cdot 0,279}{0,060} \right)^{1/3}$$

$$h_i = 158 \text{ kcal/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

A.2.) Lado da Água (Carcaça):

diâmetro equivalente para o arranjo em quincôncio:

$$D_e = \frac{4 \cdot \left( \frac{1}{2} P_T \cdot 0,86 P_T - \frac{1}{2} \pi d_o^2 / 4 \right)}{\frac{1}{2} \pi d_o}$$

$$D_e = \frac{4 \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot 15/16 \cdot 0,86 \cdot 15/16 - \frac{1}{2} \pi (3/4)^2 / 4 \right)}{\frac{1}{2} \pi 3/4}$$

$$D_e = 0,533 \text{ pol.}$$

área equivalente:

$$A_e = \frac{D \cdot C' \cdot B}{P_T \cdot 144}$$

onde: D = diâmetro interno da carcaça

C' = espaçamento entre os tubos

B = número de chicanas

P<sub>T</sub> = distância entre centros dos tubos

daí teremos:

$$A_e = \frac{27 \cdot 3/16 \cdot 6}{15/16 \cdot 144} = 0,225 \text{ pé}^2$$

a vazão em massa é, por unidade de área:

$$G_a = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{A_e} = \frac{105.523,43}{0,225}$$

$$G_a = 468.993, 0 \text{ lb/h pé}^2$$

número de Reynolds:

$$R_e = \frac{G_a \cdot D_e}{12 \mu}$$

admitindo uma temperatura média para a água  $t_m = 49,6 \text{ }^\circ\text{F}$ , teremos de acordo com a ref. IV.3.

$$\mu_{\text{água}} = 3,0 \text{ lb ft/h}$$

$$R_e = \frac{468.993 \cdot 0,533}{12 \cdot 3} = 7.000$$

da figura 28 ref.

$$j_H = 46$$

do qual poderemos obter o coeficiente de transmissão para o lado da água:

$$h_a = j_H \left( \frac{k}{D_e} \right) \cdot \left( \frac{C\mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

onde :  $\mu_w = 4,0 \text{ lb/h pé}$

$$k_{H_2O} = 0,343 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ ( }^\circ\text{F/pé)}$$

ref. IV.3.

$$C_{H_2O} = 1,003 \text{ Btu/lb }^\circ\text{F}$$

portanto teremos:

$$h_a = 46 \cdot \left( \frac{0,343 \cdot 12}{0,533} \right) \cdot \left( \frac{1,003 \cdot 3,0}{0,343} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{3,0}{4,0} \right)^{0,14}$$

$$h_a = 705 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

A.3.) Coeficiente global de transmissão:

Para o cálculo do coeficiente global de transmissão de calor, deve-se considerar o "fouling factor", coeficiente de sujeira. De acordo com a ref. IV. 2., tabela 12, teremos para o nosso caso  $R_d = 0,0005$ .

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\Delta x}{k} + R_d + \frac{1}{h_a}}$$

considerando o tubo de cobre teremos  $k = 224 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } (^\circ\text{F/pé})$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{158} + \frac{0,109}{12 \cdot 224} + 0,0005 + \frac{1}{705}}$$

$$U = 125 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

A.4.) cálculo da área de troca e número de tubos:

A área de troca de calor pode ser obtida por:

$$A = \frac{Q}{U \Delta t}$$

onde:  $t = F_c \cdot \text{LMTD}$  e

$$\text{LMTD} = \frac{(\Delta_t \text{ maior}) - (\Delta_t \text{ menor})}{\ln \frac{(\Delta_t \text{ maior})}{(\Delta_t \text{ menor})}}$$

$$LMTD = \frac{(54,5 - 34,6) - (44,8 - 34,6)}{\ln \left( \frac{54,5 - 34,6}{44,8 - 34,6} \right)}$$

$$LMTD = 14,5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

com o  $F_c$  (fator de correção) = 1 de acordo com ref. I.V.2. (bibl.)

$$A = \frac{1.022.476,2}{121 \cdot 14,5} = 582,4 \text{ pé}^2$$

mas  $A = \pi D L_t = \pi \cdot (3/4")/12 \cdot N_t \cdot L_t = 582,4 \text{ pé}^2$

donde:  $N_t L_t = 2966,9 \text{ pés.}$

supondo um comprimento de evaporador de 7,67 pés, vem:

$$N_t = 387 \text{ tubos}$$

B) Trocador (II) - (Superaquecimento):

temos, de acordo com a figura III,

$$T_{S \text{ H}_2\text{O}}' = 7,13 \text{ } ^\circ\text{C} = 44,8 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{S \text{ H}_2\text{O}} = 7,00 \text{ } ^\circ\text{C} = 44,6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{S \text{ R22}}' = 1,40 \text{ } ^\circ\text{C} = 34,6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{S \text{ R22}} = 6,40 \text{ } ^\circ\text{C} = 43,5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

o calor trocado será:

$$Q_S = 25.142,9 \text{ Btu/h}$$

B.1.) Lado do Freon 22:

$$A_t = 0,135 \text{ pé}^2$$

$$G_t = 114.778 \text{ lb/h pé}^2$$

a uma temperatura média de 39,1 °F, teremos, de acordo com a ref. IV.4. (bibliografia).

$$\mu = 0,0291 \text{ lb pé/h}$$

então Reynolds será:

$$R_e = \frac{114.778 \times 0,532}{0,0291 \times 12} \approx 175.000$$

da figura 28 ref. IV.2 (bibl)

$$j_H = 270$$

com os dados obtidos da ref. IV.4.

$$k = 0,0055 \text{ Btu/h pé } ^\circ\text{F}$$

$$C = 0,1476 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

podemos calcular o coeficiente de transmissão de calor para o lado do R22:

$$h_i = j_H \cdot \left( \frac{k}{D_e} \right) \cdot \left( \frac{C\mu}{k} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$$h_i = 270 \cdot \frac{0,0055 \cdot 12}{0,532} \cdot \left( \frac{0,0291 \cdot 0,1476}{0,0055} \right)^{1/3}$$

$$h_i = 31 \text{ Btu/pé}^2 \cdot \text{h. } ^\circ\text{F}$$

B.2.) Lado da água

Considerando uma temperatura média de 44,7 °F, temos

$$\mu = 2,8 \text{ lb pé/h} \quad (\text{ref. IV. 3. bibliogr.})$$

$$D_e = 0,533''$$

$$G_a = 468.993,0 \text{ lb/h pé}^2$$

o número de Reynolds será:

$$R_e = \frac{468.993,0 \times 0,533}{12 \times 2,8} \approx 7.400$$

da figura 28, ref. IV.2.

$$j_H = 46$$

da referência IV. 2. obtivemos os dados para  $t = 44,7$  °F :

$$C = 1,003 \text{ Btu/lb °F}$$

$$k = 0,343 \text{ Btu/h pé °F}$$

$$\mu_w = 4,0 \text{ lb/h}$$

com estes dados podemos calcular o coeficiente de transmissão do lado da água:

$$h_a = 46 \times \frac{0,343 \times 12}{0,533} \left( \frac{1,003 \times 2,8}{0,343} \right)^{1/3} \cdot \left( \frac{2,8}{4,0} \right)^{0,14}$$

$$h_a = 681 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ °f}$$

B.3.) Coeficiente global de transmissão:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{681} + 0,0005 + \frac{0,109}{12 \times 224} + \frac{1}{31}}$$

$$U = 29,2 \text{ Btu/h } ^\circ\text{F pé}^2$$

B.4.) Área de Troca:

$$A = \frac{Q}{U \Delta t}$$

$$\text{sendo } \Delta t = \text{LMTD} = \frac{(44,8 - 34,6) - (44,6 - 43,5)}{\ln\left(\frac{44,8 - 34,6}{44,6 - 43,5}\right)}$$

$$\text{LMTD} = 4,1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

portanto:

$$A = \frac{25.142,8}{29,2 \cdot 4,1} = 210 \text{ pé}^2$$

mas:

$$A = \pi D_x L_1 \cdot N_t$$

$$N_t \cdot L_1 = \frac{210 \times 12}{\pi \times 0,75} = 1069,8 \text{ pés}$$

$$N_t = \frac{1069,8}{7,68} = 139 \text{ tubos}$$

Considerando os comprimentos totais para os trocadores (I) e (II) :

$$L_{t(I)} + L_{t(II)} = 4.036,7 \text{ pés}$$

com os 524 tubos admitidos inicialmente teremos um comprimento de evaporador:

$$L_{ev.} = 4.036,7 / 524 = 2,35 \text{ m ( 7,68 pés)}$$

portanto os valores admitidos inicialmente são perfeitamente aplicáveis para as necessidades do projeto.

### III.3.1.2. CÁLCULO DA QUEDA DE PRESSÃO NO EVAPORADOR

Para o cálculo da queda de pressão utilizamos as fórmulas obtidas na ref. IV.2. da bibliografia.

Para o lado da carcaça: de acordo com

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G_a^2 \cdot D \cdot (N+1)}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot D_e^5 \cdot \phi_s}$$

onde:

$f$  = coeficiente de atrito

$G_a$  = vazão em massa / unidade de área

$D$  = diâmetro interno da carcaça

$N$  = número de chicanas

$D_e$  = diâmetro equivalente

$$\phi_s = \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

Para o lado dos tubos vale:

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot D_s^5 \cdot \phi_t}$$

é a queda de pressão nos tubos propriamente ditos, onde:

$G_t$  = vazão em massa / unidade de área

$L$  = comprimento do tubo

$$\phi_t = \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} = 1$$

$n$  = número de passes

e temos que considerar ainda:

$$\Delta P_r = \frac{4 \cdot n \cdot V^2 \cdot 62,5}{s \cdot 2g \cdot 144}$$

que é a pressão (queda) devida a mudança de direção do fluido.  
onde:

V = velocidade do fluido

S = peso específico

A) Trocador (I)

A.1.) Lado da Água:

- fator de atrito:

com o número de Reynolds já calculado anteriormente  $Re = 7.000$   
podemos obter o fator de atrito da figura 29 ref. IV.2.

$$f = 0,0022 \text{ pé}^2/\text{pol}^2$$

- peso específico:

para a água a  $\approx 50$  °F podemos obter o peso específico da figura 6 ref. IV.2.

$$s = 1,0$$

- número de passes:

$$(N+1) = \frac{12 \cdot L}{B} = \frac{12 \cdot 7,68}{6} = 15,35$$

- diâmetro interno = 27 polegadas.

com estes dados podemos calcular  $\Delta P_s$ :

$$\Delta P_{s_1} = \frac{0,0022 \times (468.993)^2 \times 2,25 \times 15,35}{5,22 \times 10^{10} \times 0,0444 \times 1,0 \times 0,96}$$

$$\Delta P_{s_1} = 0,751 \text{ psi}$$

A.2.) Lado do Freon 22 (tubo)

- fator de atrito:

com  $Re = 51.000$ , entramos no gráfico da figura 29 ref. IV.2.

$$f = 0,0015$$

- peso específico:

da figura 6 ref. IV.2.

$$s = 2,0$$

assim, a queda de pressão  $\Delta P_t$  é:

$$\Delta P_t = \frac{0,0015 \times (114.778)^2 \times 6,56 \times 6}{5,22 \times 10^{10} \times 0,0625 \times 2 \times 1}$$

$$\Delta P_t = 0,012 \text{ psi}$$

para o cálculo de  $\Delta P_r$  temos:

- velocidade descoamento:

$$V = G_t / A_t$$

$$\text{com } G_t = 114.778 \text{ lb/ pé}^2$$

$$\text{e } A_t = 0,135 \text{ pé}^2$$

temos então:

$$V^2 / 2g = 0,00175$$

então:

$$\Delta P_r = \frac{4 n V^2}{2 g s} = 0,021 \text{ psi}$$

a queda de pressão total no trocador (I) será, para o lado do R22:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$\Delta P_T = 0,033 \text{ psi}$$

B.) Trocador (II):

B.1.) Lado da água:

para o lado da água a queda de pressão é a calculada anteriormente.

B.2.) Lado do Freon 22:

analogamente ao trocador (I) podemos calcular:

- fator de atrito:

$$Re = 175.000$$

$$f = 0,00125$$

$$s = 2,0$$

$$\Delta P_t = \frac{0,00125 \times (114.778)^2 \times 6,56 \times 6}{5,22 \times 10^{10} \times 0,0625 \times 2}$$

$$\Delta P_t = 0,0099 \text{ psi}$$

$$\Delta P_r = \frac{4 \text{ n } v^2}{s \text{ 2 } g} = 0,028 \text{ psi.}$$

a queda de pressão total para o lado do R22 no trocador (II) será então:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$\Delta P_T = 0,0099 + 0,028 = 0,038 \text{ psi}$$

C.) Trocador (I) + Trocador (II):

Para o lado da água a queda de pressão será:

$$\Delta P_s = 0,751 \text{ psi}$$

de acordo com a ref. IV. 2., a queda de pressão do líquido que não evapora deve ser menor que 10 psi, portanto o dimensionamento está satisfatório.

Para o lado do Freon 22 teremos:

$$\Delta P_T \text{ total} = 0,033 + 0,038 = 0,071 \text{ psi}$$

de acordo com a ref. IV.2. , a queda de pressão do lado do fluido que evapora deve ser menor que 2 psi, portanto continua válido o dimensionamento efetuado.

### III.3.2. EVAPORADOR ( CÁLCULO DE INVERNO)

Para o cálculo de inverno temos os seguintes dados, obtidos por dados experimentais:

Temperatura de entrada da solução: 1,7 °C = 35 °F

Temperatura de saída da solução: - 2,3 °C = 28 °F

admitindo uma vazão em massa de Freon 22 :

$$\dot{m}_{R22} = 2.400 \text{ kg/h} = 5.292 \text{ lb/h}$$

podemos obter através do auxílio da figura III. e do diagrama log P x h (anexo 3.2.) calor trocado na evaporação:

$$Q_{ev} = \dot{m}_{R22} ( h_S^* - h_E ) = 2.400 ( 149 - 112,4 )$$

$$Q_{ev} = 87.840 \text{ kcal/h} = 348.725 \text{ Btu/h}$$

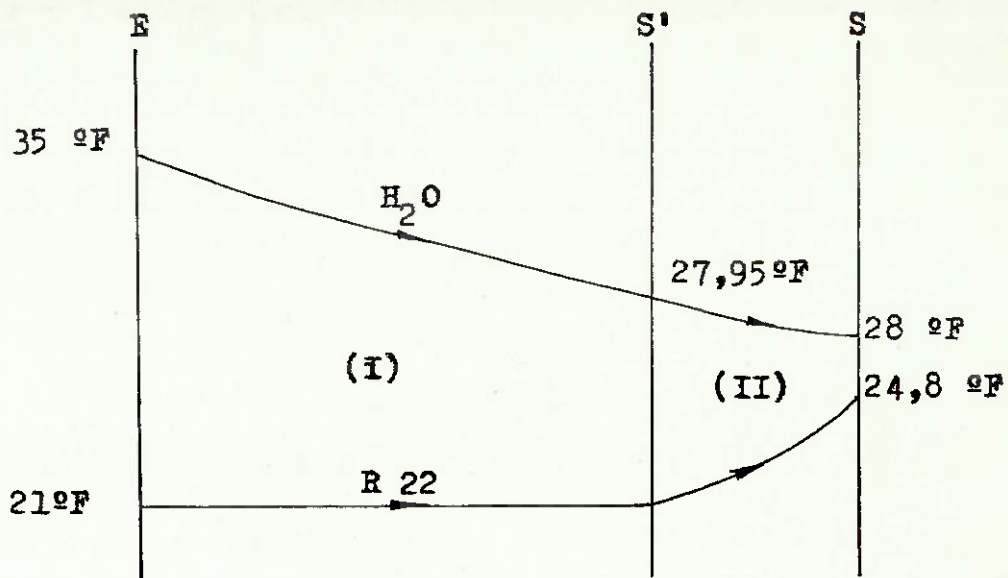


Figura III.6

calor trocado no superaquecimento:

$$Q_{\text{sup}} = \dot{m}_{\text{R22}} (h_S - h'_S) = 2.400 (149,4 - 149)$$

$$Q_{\text{sup}} = 960 \text{ kcal/h} = 3.812 \text{ Btu/h}$$

calor total:

$$Q_T = Q_{\text{ev}} + Q_{\text{sup}} = 88.800 \text{ kcal/h} = 352.535 \text{ Btu/h}$$

a massa de solução necessária:

$$\dot{m}_{\text{sol}} = \frac{Q_T}{C_p \cdot \Delta t}$$

onde  $C_p = 0,902 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$  de acordo com a ref. IV.4.

$$\dot{m}_{\text{sol}} = 24.612 \text{ kg/h} = 54.270 \text{ lb/h}$$

### III.3.2.1. CÁLCULO DAS DIMENSÕES

#### A) Trocador (I):

Utilizando-se os dados do dimensionamento anterior, com a mesma disposição dos tubos e mesmo diâmetro interno da carcaça

#### A.1.) Lado do R22 (tubo)

- área de troca nos tubos:

$$A_t = 0,135 \text{ pé}^2$$

- vazão em massa

$$G_t = \frac{\dot{m}_{R22}}{A_t} = 5.292 / 0,135 = 40.833 \text{ lb/h pé}^2$$

- número de Reynolds:

$$Re = \frac{G_t \cdot d}{\mu} = \frac{40.833 \times 0,532}{12 \times 0,1}$$

$$Re \cong 18.000$$

com este dado, da figura 28 ref. IV.2. temos:

$$j_H = 75$$

através do qual podemos obter o coeficiente de transmissão de calor do lado do R22:

$$\frac{h_i}{\phi_t} = \frac{j_H \cdot k}{d} \left( \frac{C\mu}{k} \right)^{1/3}$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = \frac{75 \times 0,06 \times 12 \times \left( \frac{0,1 \times 0,279}{0,06} \right)^{1/3}}{0,532}$$

$$\frac{h_i}{\phi_t} = 79 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

A.2.) Lado da água:

- diâmetro equivalente:

$$D_e = 0,533 \text{ pol}$$

- área de troca:

$$A_e = 0,225 \text{ pé}^2$$

- massa de solução (vazão):

$$\dot{m}_{\text{sol}} = 54.270 \text{ lb/h}$$

- vazão em massa:

$$G_a = \frac{\dot{m}_{\text{sol}}}{A_e} = \frac{54.270}{0,225} = 241.197,5 \text{ lb/h pé}^2$$

- número de Reynolds:

$$Re = \frac{G_a \cdot D_e}{\mu} = \frac{241.197,5 \times 0,533}{12 \times 3,5}$$

$$Re \approx 3.500$$

onde  $\mu = 3,5 \text{ lb ft/h}$  de acordo com ref. IV.3. para  $t = 32 \text{ } ^\circ\text{F}$

com o número de Reynolds obtido, entramos no gráfico da figura 28 ref. IV.2.

$$j_H = 32$$

o coeficiente de transmissão do lado da solução será então:

$$\frac{h_o}{\phi} = \frac{32 \times 0,052 \times 1,49 \times 12}{0,533} \left( \frac{0,91 \times 3,5}{0,052 \times 1,49} \right)^{1/3} =$$

$$\frac{h_o}{\phi_s} = 193$$

- avaliação da temperatura da parede ( $t_w$ ):

$$t_w = t_{R22} + \frac{h_o}{h_i + h_o} = 21 + \frac{193}{193 + 79}$$

$$t_w = 21,7 \text{ } ^\circ\text{F}$$

portanto  $\phi_t = (\mu/\mu_w)^{0,14} = 1$

portanto teremos para o coeficiente de transmissão de calor para o lado do R22:

$$h_i = 79 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

e para o lado da solução:

$$\mu_w = 4,36 \text{ lb/h pé} \quad (\text{ref.})$$

e  $h_o = 193 \times (\mu/\mu_w)^{0,14} = 193 \left( \frac{3,5}{4,36} \right)^{0,14}$

$$h_o = 187,2 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

A.3.) Cálculo do coeficiente global de transmissão:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R_d + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}} = \frac{1}{\frac{1}{79} + 0,0005 + \frac{0,109}{12 \times 224} + \frac{1}{187}}$$

$$U = 53 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

A.4.) Cálculo do calor trocado:

$$Q = U A \Delta t$$

$$\text{onde } \tau = \text{LMTD} = \frac{14 - 6,95}{\ln\left(\frac{14}{6,95}\right)} = 10,07^{\circ}\text{F}$$

então:

$$Q_1 = 53 \times 583 \times 10,07 = 275.928 \text{ Btu/h}$$

B.) Trocador (II): (superaquecimento)

- calor de superaquecimento:

$$Q_{\text{sup}} = 3.812 \text{ Btu/h}$$

B.1.) Lado do R 22:

$$A_t = 0,135 \text{ pé}^2$$

$$G_t = 40.833 \text{ lb/h pé}^2$$

$$T_{\text{média R 22}} = 21^{\circ}\text{F}$$

$$\mu = 2,8 \times 10^{-2} \text{ lb/ft h} \quad (\text{ref. IV.4})$$

$$\text{Re} = \frac{40.833 \times 0,532}{12 \times 0,028} \approx 65.000$$

da figura 28 ref. IV.2.

$$j_H = 160.$$

com os valores:

$$k_{\text{R 22}} = 5,2 \times 10^{-3} \text{ Btu/pé}^2 \text{ }^{\circ}\text{F h}$$

$$C_p \text{ R22} = 0,1452 \text{ Btu/lb }^{\circ}\text{F}$$

teremos o coeficiente de transmissão de calor para o lado do R 22

$$h_{i/\phi_t} = 160 \times \frac{0,052 \times 12}{0,532} \left( \frac{0,028 \times 0,1452}{0,0052} \right)^{1/3}$$

$$h_i/\phi_t = 17,3$$

B.2.) Lado da solução:

$$De = 0,533''$$

$$Ae = 0,225 \text{ pé}^2$$

$$G_a = 241.197 \text{ lb/h pé}^2$$

$$Re = \frac{G_a \times De}{\mu} = \frac{241.197 \times 0,533}{12 \times 3,8}$$

$$Re \approx 3.000$$

$$j_H = 30$$

com:k

$$k_{sol} = 0,054 \text{ Btu/ pé}^2 \text{ °F h}$$

(ref. IV.4.)

$$C_{sol} = 0,901 \text{ Btu/lb °F}$$

o coeficiente de transmissão de calor para o lado da solução:

$$h_o/\phi_s = \frac{30 \times 0,054 \times 12}{0,532} (0,901 \times 3,8/0,054)^{1/3}$$

$$h_o/\phi_s = 146$$

- avaliação da temperatura da parede:

$$t_w = t_{R22} + \frac{h_o}{h_i + h_o} = 22,4 + \frac{146}{146 + 17,3}$$

$$t_w = 23,3 \text{ °F}$$

portanto para o lado do R 22 temos:

$$h_i = 17,3 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

e para o lado da solução:

$$h_o = 146 \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} = 146 \left( 3,8/7 \right)^{0,14}$$

$$h_o = 134 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

B.3.) Cálculo do coeficiente global de transmissão de calor:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{134} + \frac{0,109}{12 \times 224} + 0,0005 + \frac{1}{173}}$$

$$U = 15,2 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

A.4.) Calor Trocado:

$$Q_2 = U.A. \ t$$

$$Q_2 = 15,2 \times 205 \times \text{LMTD} = 15.066 \text{ Btu/h}$$

O calor total trocado no Evaporador será então:

$$Q_T = Q_1 + Q_2 = 15.066 + 275.928$$

$$Q_T = 290.994 \text{ Btu/h}$$

Este calor total trocado é menor que o avaliado anteriormente no ítem III.3.2. Portanto, o dimensionamento está satisfatório.

### III.3.3. CONDENSADOR (CALCULO PARA VERÃO)

Já foi calculado o calor necessário no evaporador:

$$Q_{ev} = 264.000 \text{ kcal/h}$$

Para o condensador podemos admitir:

$$Q_{T \text{ cond}} = 330.000 \text{ kcal/h} = (1,25 \times Q_{ev})$$

$$Q_{T \text{ cond}} = 1309.524 \text{ Btu/h}$$

com a ajuda do diagrama de R 22 (Anexo A1 ) e da figura III.7 e com:

$$\dot{m}_{R 22} = 7.040 \text{ kg/h}$$

$$h_e = 113 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{teremos : } Q_{T \text{ cond}} = \dot{m}_{R 22} (h_v - h_e)$$

$$h_v = 160 \text{ kcal/kg}$$

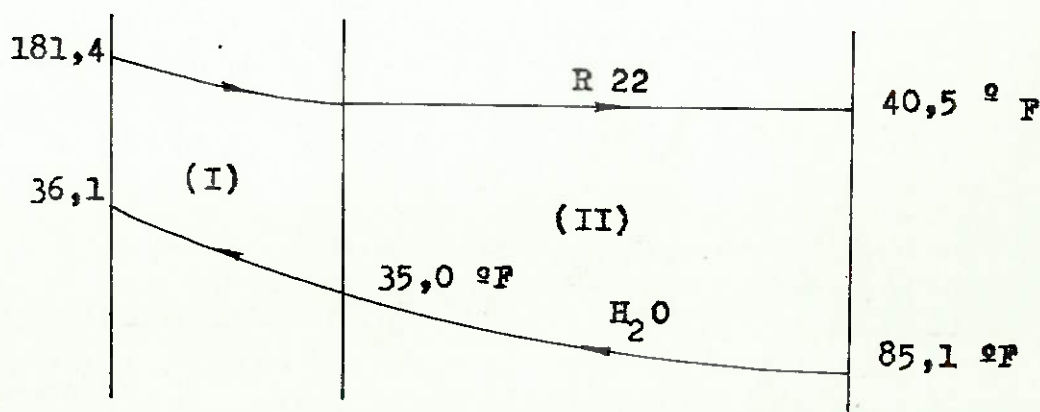


Figura III.7

O calor trocado na condensação será:

$$Q_L = \dot{m}_{R 22} \cdot h = 7.040(152,3 - 113,0)$$

$$Q_L = 276.672 \text{ kcal/h} = 1.097.905 \text{ Btu/h}$$

- cálculo da temperatura de saída da água:

$$Q_L = \dot{m}_{H_2O} \cdot C_p \cdot \Delta t$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{276.672}{C_p \cdot 5,5}$$

o calor trocado no dessuperaquecimento será:

$$Q_s = \dot{m}_{R 22} \cdot \Delta h = 7.040(160 - 152,3)$$

$$Q_s = 53.328 \text{ kcal/h} = 211.619 \text{ Btu/h}$$

que também será:

$$Q_s = \dot{m}_{H_2O} \cdot C_p (T_{S H_2O} - T_{E H_2O})$$

$$53.328 = \frac{276.672}{C_p \cdot 5,5} C_p (T_{S H_2O} - 35)$$

donde:  $T_{S H_2O} = 36,1 \text{ } ^\circ\text{C} = 97 \text{ } ^\circ\text{F}$

- vazão em massa da água:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{276.672}{1,04 \times 5,5} = 48.369 \text{ kg/h} = 106.654,2 \text{ lb/h}$$

Serão utilizados dois condensadores tipo carcaça e tubo, conforme figura III. , com 4 passes de água, onde a água passa pelos tubos e o refrigerante pela carcaça. Cada um dos condensado-

res será considerado como dois trocadores para efeito de cálculo (um para a condensação e outro para o dessuperaquecimento).

Portanto em cada condensador teremos:

$$Q_T = 165.000 \text{ kcal/h} = 654.762 \text{ Btu/h}$$

$$Q_L = 138.336 \text{ kcal/h} = 548.952,4 \text{ Btu/h}$$

$$Q_S = 26.664 \text{ kcal/h} = 105.809,5 \text{ Btu/h}$$

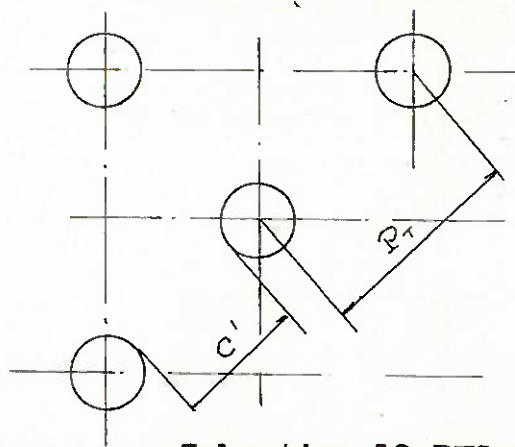
$$\dot{m}_{H_2O} = 24.184 \text{ kg/h} = 53.327,1 \text{ lb/h}$$

$$\dot{m}_{R 22} = 3.520 \text{ kg/h} = 7.761,6 \text{ lb/h}$$

### III.3.3.1. CÁLCULO DAS DIMENSÕES:

Vamos admitir inicialmente as seguintes dimensões:

Diâmetro interno da carcaça :  $D = 13 \frac{1}{4}''$



$$d = \frac{3}{4}''$$

$$P_T = \frac{15}{16}''$$

$$C' = \frac{3}{16}''$$

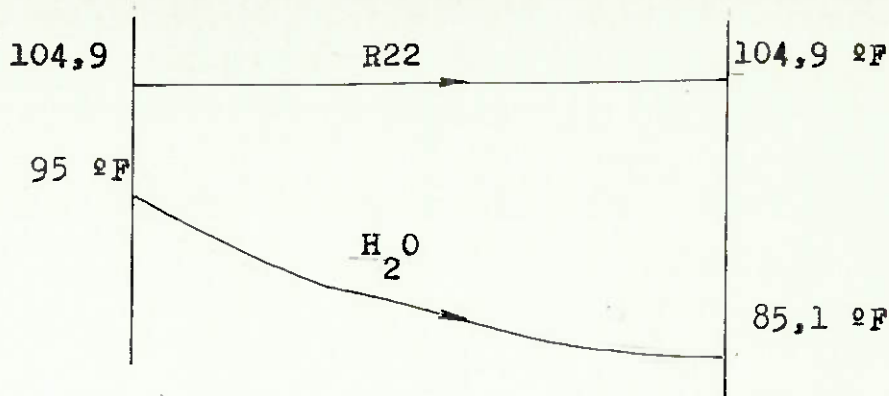
B = 6 chicanas

$N_t = 96$  tubos.

Tubo tipo 12 BWG com:  $d_{int} = 0,532''$

$$A_i = 0,223 \text{ pol}^2$$

A) Trocador (II): (condensação):



A.1.) Lado da água (tubo)

- área de escoamento:

$$A_e = \frac{n_t \times A_i}{144 n}$$

onde:  $n_t$  = número de tubos  
 $n$  = número de passes  
 $A_i$  = área da secção interna

portanto teremos:

$$A_e = \frac{96 \times 0,223}{144 \times 4} = 0,037 \text{ pé}^2$$

- vazão em massa:

$$G_t = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{A_e} = \frac{52.327,1}{0,037}$$

$$G_t = 1.434.808,3 \text{ lb/h pé}^2$$

- velocidade de escoamento:

$$V = \frac{G_{\pm}}{3600 \cdot \rho} = \frac{1424.808}{3.600 \times 61,5} = 6,5 \text{ pés/s}$$

da figura 25 da ref. IV.2.

podemos obter:

$$h_i = 1.500 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ °F}$$

$$h_{io} = h_i \times \frac{D_{int}}{D_{ext}} = 1500 \times \frac{0,532}{0,75}$$

$$h_{io} = 1064 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ °F}$$

A.2.) Lado do R 22: (carcaça)

Vamos admitir inicialmente  $h_o = \bar{h} = 400 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ °F}$

podemos com este dado avaliar a temperatura da parede:

$$t_w = T_a + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_{R22} - T_a) =$$

$$t_w = 90 + \frac{400}{1.064 + 400} (104,9 - 90)$$

$$t_w = 96 \text{ °F}$$

a temperatura do Freon pode então ser avaliada por:

$$T_f = \frac{T_{R22} + t_w}{2} = \frac{104,9 + 94}{2} = 100 \text{ °F}$$

para esta temperatura teremos, de acordo com a ref. IV.4.

$$k_f = 0,047 \text{ Btu/h pé}$$

$$s_f = 2,0$$

$$\mu_f = 0,499 \text{ lb/h pé.}$$

Assumindo que a condensação ocorra em 60 % do comprimento do tubo temos:

$$L_c = L_{total} \times 0,6 = 9,843 \times 0,6 \approx 6 \text{ pés.}$$

a vazão em massa condensando por unidade de área é então:

$$G'' = \frac{\dot{m}_{R22}}{L_c \cdot N_t^{2/3}} \quad (\text{ref. IV.2.})$$

$$G'' = \frac{7761,6}{6 \times (96)^{2/3}} = 62 \text{ lb/h pé}^2 \cdot \text{lin.}$$

com estes dados e com a figura 12.9 ref. IV.2.

$$\bar{h} = 500 \text{ Btu/h pé}^2 \cdot \text{°F}$$

portanto podemos adotar  $h_o = 500 \text{ Btu/h pé}^2 \cdot \text{°F}$  como coeficiente de transmissão de calor para o lado do refrigerante.

A.3.) Cálculo do coeficiente global de transmissão de calor:

$$U = \frac{1}{\frac{h}{1500} + 0,0005 + \frac{0,109}{12 \times 224} + \frac{1}{500}}$$

$$U = 315 \text{ Btu/h pé}^2 \cdot \text{°F}$$

A.4.) Área de troca de calor:

$$A = \frac{Q}{U \Delta t}$$

onde  $\Delta t = \text{LMTD}$

$$LMTD = \frac{19,8 - 9,9}{\ln \left( \frac{19,8}{9,9} \right)} = 14,3 \text{ } ^\circ\text{F}$$

portanto:

$$A = \frac{548.932,4}{315 \times 14,3} = 122 \text{ pé}^2$$

mas:  $A = \pi \times D \times L_T$

donde:  $L_T = 621 \text{ pés.}$

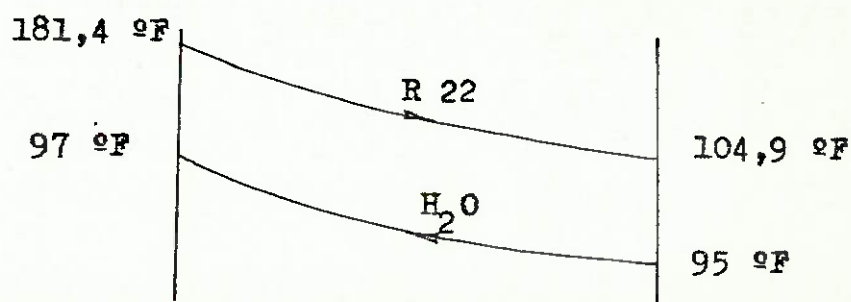
adotando-se um comprimento  $L_{\text{cond}} = 9,843 \text{ pés, teremos:}$

$$n_t = \frac{L_T}{L_{\text{cond}}} = 63 \text{ tubos}$$

B.) Trocador (I) (dessuperaquecimento :

- calor a ser trocado

$$Q_S = 26.664 \text{ kcal/h} = 105.809,5 \text{ Btu/h}$$



B.1) Lado do R 22:

- área de troca:

$$A_S = \frac{D \times C' \times B}{P_T \times 144} = \frac{13.1/4 \times 3/16 \times 1,5}{15/16 \times 144}$$

$$A_S = 0,025 \text{ pé}^2$$

- vazão em massa por unidade de área:

$$G = \frac{\dot{m}_{R22}}{A_S} = 7.761,6 / 0,025 = 310.464 \text{ lb/h pé}^2$$

- diâmetro equivalente:

$$D_e = 0,533 \text{ pol}$$

- número de Reynolds:

$$Re = \frac{G \times D_e}{\mu} = \frac{310.464 \times 0,533}{12 \times 0,0338} = 360.000$$

da figura 28 ref.

$$j_H = 400$$

- coeficiente de transmissão de calor:

$$h_o = j_H \left( \frac{k}{D_e} \right) \left( \frac{C\mu}{k} \right)^{1/3}$$

onde:  $k = 0,077 \text{ Btu/h pé } ^\circ\text{F}$

$\mu = 0,0338 \text{ lb/h pé}$  (ref. IV,4,)

$C = 0,1638 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$

$$h_o = 65 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

B.2) Lado da água (tubo)

- área de troca:

$$A_e = 0,037 \text{ pé}^2$$

- vazão em massa:

$$G_t = 1.434.808,3 \text{ lb/h pé}^2$$

- número de Reynolds:

$$Re = \frac{1.434.808,3 \times 6,532}{12 \times 2,95} \approx 21.700$$

da figura 28 ref. IV.2.

$$j_H = 85$$

- coeficiente de transmissão de calor:

$$h_i = j_H \frac{k}{D} \left( \frac{C \mu}{k} \right)^{1/3}$$

onde:

$$k = 0,358 \text{ Btu/h pé } ^\circ\text{F}$$

$$C = 1,02 \text{ Btu/h pé}$$

$$\mu = 2,95 \text{ lb/h ft}$$

portanto:

$$h_i = 1400 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

B.3.) coeficiente Global de transmissão de calor:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + R_d + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = 60 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

B.4.) área de troca:

$$A = \frac{Q}{U \cdot t} = \frac{105.802,5}{60 \times 34,8} = 50 \text{ pé}^2$$

e  $L_T = 256,7 \text{ pés}$

$$N_t = 32 \text{ tubos.}$$

somando-se o número de tubos do trocador (I) e do trocador (II) teremos

$$N_{tT} = 32 + 63 = 95 \text{ tubos.}$$

Portanto o dimensionamento está satisfatório pois o número de tubos admitido inicialmente era de 96.

### III.3.3.2. CÁLCULO DA QUEDA DE PRESSÃO

A) trocador (I):

A.1.) Lado da água:

- número de Reynolds:  $Re = 30,000$

- fator de atrito (fig. 29 ref. IV.2.) :  $f = 0,0018 \text{ pé}^2/\text{pol}^2$

- vazão em massa:  $G_t = 1.434.808,3 \text{ lb/h} \cdot \text{pé}^2$

- peso específico:  $s = 1,0$

$$\phi_t = 1$$

A queda de pressão ser a:

$$\Delta P_t = \frac{f \times G_t^2 \times L \times n}{5,22 \times 10^{10} \times D \times \phi_t}$$

$$\Delta P_t = 5,04 \text{ psi}$$

a queda de pressão devido às curvas será:

$$\Delta P_r = \frac{4 n V^2}{s 2 g} = \frac{4 \cdot 4}{2} \times 0,0022 = 0,0352 \text{ psi}$$

portanto a queda de pressão total será:

$$\Delta P_T = 5,04 + 0,0352 = 5,075 \text{ psi}$$

a queda total é menor que 10 psi, máximo admitido para o lado do fluido que não condensa.

A.2.) Lado do R 22:

- número de Reynolds: 360.000

- fator de atrito:  $f = 0,0011 \text{ pé}^2 / \text{pol}^2$

- número de passes do fluido:

$$(N+1) = (12 \text{ L})/B = 31,5$$

onde  $L = 9,843 \times 0,4$

- diâmetro  $D = 1,1 \text{ pé}$

- peso específico = 2

a queda de pressão será:

$$\Delta P_s = \frac{f \cdot G^2 \cdot D(N+1)}{5,22 \times 10^{10} \times 0,0444 \times 2 \times 1,0}$$

$$\Delta P_{s1} = 0,08 \text{ psi}$$

B) Trocador (II):

B.1.) Lado do R 22:

- número de Reynolds:  $Re = 360.000$

- fator de atrito -  $f = 0,0011 \text{ pé}^2 / \text{pol}^2$

$$\text{- número de passas (N+1)} = \frac{12 \times 5}{1,5} = 48$$

portanto a queda de pressão é:

$$\Delta P_s = \frac{0,0011 (310.464)^2 \times 18 \times 1,1}{5,22 \times 10^{10} \times 0,0444 \times 2 \times 1}$$

$$\Delta P_{s_2} = 0,12 \text{ psi.}$$

a queda de pressão total para o lado do R 22 é:

$$\Delta P_T = \Delta P_{s_1} + \Delta P_{s_2} = 0,2 \text{ psi}$$

que é menor que o máximo (2 psi) para o fluido que condensa.  
Portanto o dimensionamento está satisfatório.

### III.3.4. CONDENSADOR ( REAQUECIMENTO )

O calor a ser trocado pelo evaporador deverá ser o máximo entre :

- Calor de reaquecimento no verão;
- Calor de aquecimento no inverno;
- Calor de resfriamento no inverno;
- Calor para a condição de funcionamento do compressor.

cujos valores são dados:

$$Q_{\text{reaquec. verão}} = 65.515 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{aquec. inverno}} = 49.298 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{resfr. inverno}} = 43.391 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{\text{compr}} = 264.000/3 = 89,100 \text{ kcal/h}$$

Portanto o calor máximo é dado pela condição de funcionamento do compressor (ver item sobre dimensionamento do compressor)

Portanto no reaquecimento, o calor trocado no evaporador é de 89.00 kcal/h.

O calor a ser trocado no condensador , pode ser considerado por:

$$Q_{\text{CD}} = Q_{\text{ev}} + 0,25 Q_{\text{ev}}$$

$$Q_{CD} = 111.375 \text{ kcal/h}$$

a vazão em massa do refrigerante para esta quantidade de calor será:

$$\dot{m}_{R22} = \frac{111.375}{330.000} \times 7.040$$

$$\dot{m}_{R22} = 2.400 \text{ kg/h} = 5.292 \text{ lb/h}$$

- cálculo da entalpia de saída:

$$Q_{CD} = \dot{m}_{R22} (h_v - 113)$$

$$111.375 = 2.400 (h_v - 113)$$

$$h_v = 159,5 \text{ kcal/h}$$

que corresponde a uma temperatura de  $T_v = 79 \text{ }^\circ\text{C}$

Da figura III. podemos ter:

$$Q_L = \dot{m}_{R22} \cdot h = 2.400(152,3 - 113)$$

$$Q_L = 94.320 \text{ kcal/h} = 374.310 \text{ Btu/h}$$

calor trocado no dessuperaquecimento:

$$Q_S = \dot{m}_{R22} \Delta h_S = 2.400(159,3 - 152,3)$$

$$Q_S = 17.280 \text{ kcal/h} = 68.576 \text{ Btu/h}$$

- temperatura de saída da água.

$$Q_S = \dot{m}_{H_2O} C_{p H_2O} (T_{S H_2O} - T_1)$$

$$17.280 = \frac{94.320}{C_{p H_2O} \cdot 5,5} \times C_{p H_2O} (T_{S H_2O} - 35)$$

$$T_{S H_2O} = 36 \text{ }^\circ\text{C}$$

- vazão de água:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{94.320}{1,04 \times 5,5} = 16.490 \text{ kg/h} = 36.360 \text{ lb/h}$$

### III.3.4.1 . CÁLCULO DAS DIMENSÕES

O condensador utilizado será do mesmo tipo que o utilizado para o cálculo de verão - tipo carcaça e tubos, com as seguintes características:

n = 2 passes de água

D = 10 " (diâmetro interno da carcaça)

d = 3/4" (diâmetro do tubo)

B = 2" distância entre chicanas.

Tubo tipo 12 BWG

d<sub>int</sub> = 0,532"

espessura - 0,109"

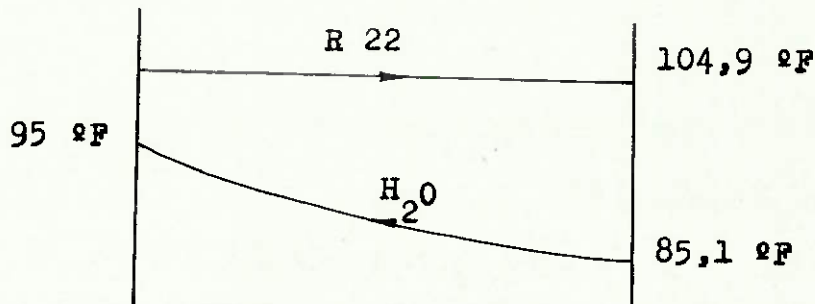
A<sub>t</sub> = 0,223 pol<sup>2</sup>

com a disposição dos tubos em quincôncio teremos:

$$N_t = 56 \text{ tubos}$$

com:  $P_T = 15/15''$  e  $C' = 3/16''$

A) Trocador (II)



A.1.) Lado do Freon 22 (Carcaça)

- diâmetro equivalente:  $D_e = 0,533''$

se considerarmos a condensação ocorrendo em 70 % do comprimento do tubo:

$$L_c = 9,843 \times 0,7 = 7 \text{ pés}$$

- vazão do refrigerante:

$$G = \frac{\dot{m}_{R22}}{L_c \cdot N_t^{2/3}} = \frac{5292}{7 \cdot (56)^{2/3}} = 51 \text{ lb/h pé}^2$$

vamos assumir inicialmente um coeficiente de transmissão para o refrigerante

$$\bar{h} = h_o = 400 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ °F}$$

A.2.) Dado da água (tubo):

- área de escoamento:

$$A_e = \frac{N_t \times A_t}{144 \text{ in}} = \frac{56 \times 0,223}{144 \times 2} = 0,0434 \text{ pé}^2$$

- vazão em massa:

$$G = \frac{36.360}{0,0434} = 838.539,4 \text{ lb/h pé}^2$$

- velocidade

$$V = \frac{G_t}{3.600} = 4,8 \text{ pés/s}$$

da figura 25 ref.

$$h_i = 1350 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ °F}$$

- avaliação de  $t_w$ :

$$t_w = t_a + \frac{h_o}{h_i + h_o} \times (104,9 - 90) = 94 \text{ °F}$$

$$T = \frac{t_{R22} + t_w}{2} = 100 \text{ °F}$$

para esta temperatura temos: para o Freon 22

$$k = 0,047 \text{ Btu/lb pé °F}$$

$$s = 2,0$$

(ref. IV.4)

$$\mu = 0,449 \text{ lb/pé h}$$

da figura 12.9 ref. IV.2.

$$h_i = 620 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ °F}$$

A.3.) Cálculo do coeficiente global de transmissão:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1350} + 0,0005 + \frac{0,109}{12 \times 224} + \frac{1}{620}}$$

$$U = 347 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

A.4.) Área de troca:

$$A = \frac{Q}{U \cdot t} = \frac{374.310}{347 \times 14,3} = 75,4 \text{ pé}^2$$

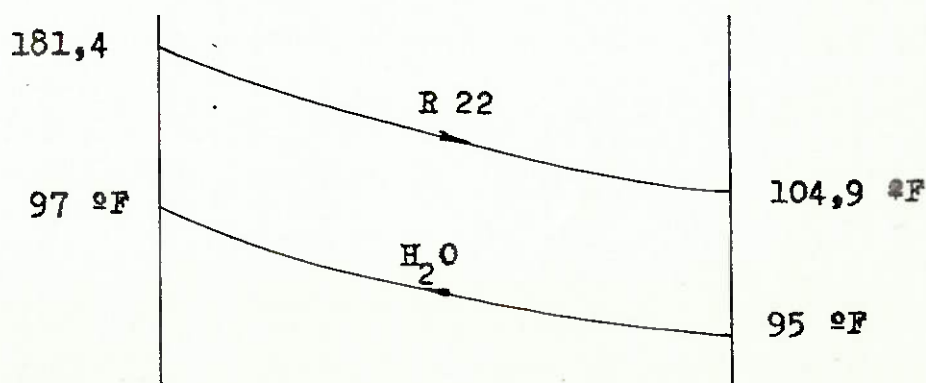
- comprimento do tubo (total)

$$L_T = \frac{A}{\pi D} = 384 \text{ pés}$$

que corresponde a:

$$N_t = \frac{384}{9,834} = 39 \text{ tubos}$$

B) Trocador (I): (dessoraquecimento)



$$- \text{LMTD} = 14,3 \text{ } ^\circ\text{F}$$

B.1.) lado do R 22:

- área de troca:

$$a_s = \frac{D \times c' \times B}{P_T \times 144} = \frac{10 \times 3/16 \times 2}{15/16 \times 144} = 0,0278 \text{ pé}^2$$

- vazão em massa:

$$G = \frac{\dot{m}_{R22}}{a_s} = \frac{5.292}{0,0278} = 190.703 \text{ lb/ pé}^2 \text{ h}$$

- diâmetro equivalente:

$$De = 0,533''$$

- número de Reynolds:

$$Re = \frac{190.703 \times 0,533}{0,0338 \times 12} = 250.600$$

donde:  $j_H = 390$

- coeficiente de transmissão de calor:

$$h_o = j_H \cdot \frac{k}{De} \left( \frac{C}{k} \right)^{1/3}$$

a uma temperatura de 144°F ( $t_{\text{média}}$ ) temos, de acordo com ref. IV.4

$$k = 0,0077 \text{ Btu/lb pé } ^\circ\text{F}$$

$$C = 0,1638 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

$$\mu = 0,0338 \text{ lb/pé h}$$

daí:

$$h_o = 63 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

B.2.) Lado da água:

- área de troca:  $A_e = 0,043 \text{ pé}^2$

- número de Reynolds:

$$Re = \frac{838,540 \times 0,532}{12 \times 2,95} = 12.602$$

da figura 28 ref. IV.2.

$$j_H = 80$$

- coeficiente de transmissão de calor

$$h_i = 80 \frac{0,350 \times 12}{0,532} \left( \frac{1,02 \times 2,95}{0,358} \right)^{1/3}$$

$$h_i = 1.350 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

B.3.) Coeficiente global de transmissão:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1350} + 0,0005 + \frac{0,109}{12 \times 224} + \frac{1}{63}}$$

$$U = 59 \text{ Btu/h pé}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

B.4.) Área de troca:

$$A = \frac{68.576}{5980 \times 34,8} = 33,3 \text{ pé}^2$$

- comprimento do tubo :  $L_T = 169 \text{ pés}$

que corresponde a  $N_t = 17$  tubos. Portanto teremos:

$$N_t \text{ total} = 39 + 17 \text{ tubos} = 56 \text{ tubos}$$

que satisfaz a hipótese inicial

### III.3.4.2. CÁLCULO DA QUEDA DE PRESSÃO

A.) Trocador(I):

A.1.) lado da água:

$$Re = 12.602$$

da figura 29 ref.

$$f = 0,0024$$

$$G = 190.703 \text{ lb/h pé}^2$$

$$s = 1$$

$$\phi_t = 1$$

a queda de pressão para o lado da água será:

$$\Delta P_t = \frac{0,00245 \times (838.540)^2 \times 9,8 \times 2}{5,22 \times 10^{10} \times \frac{0,532}{12} \times 1 \times 1}$$

$$\Delta P_t = 1,43 < 10,0$$

A.2.) Lado do Freon 22:

$$Re = 25.060$$

$$f = 0,00115 \text{ pé}^2/\text{pol}^2$$

$$G = 190.703 \text{ lb/ pé}^2 \text{ h}$$

$$s = 2$$

$$(N+1) = \frac{12 \times L}{B} = 17,64$$

$$D_s = 10/12 = 0,833 \text{ pés}$$

$$\Delta P_{s1} = 0,013 \text{ psi}$$

B.) Trocador (II)

B.1.) Lado do R22:

$$Re = 25.060$$

$$f = 0,00115$$

$$G = 190.703 \text{ lb/ pé}^2 \text{ h}$$

$$(N+1) = 41,16$$

$$\Delta P_{s_2} = 1,2 \text{ psi}$$

Portanto a queda de pressão para o lado da água será 1,43 psi e para o lado do Freon 22 será:

$$\Delta P_s = \Delta P_{s_1} + \Delta P_{s_2}$$

$$\Delta P_s = 1,213 \text{ psi} < 2 \text{ psi}$$

portanto o dimensionamento está satisfatório.

### III.4. SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

#### III.4.1. COMPRESSOR

Para:

Temperatura de sucção = 31,7 °C

Temperatura de descarga = 40,6 °C

Carga térmica total de refrigeração = 7 TR

escolhemos o compressor estagiado da Carrier - modelo 06 LA228  
cujas características são:

Capacidade máxima = 110,2 TR

Potência elétrica máxima = 93,9 kW

Calor total rejeitado máximo = 137 TR

Este compressor tem o controle de capacidade feito pelo  
estagiamento de seus pistões.

número total de cilindros = 12

número de cilindros de controle = 8

O estagiamento é feito de acordo com a tabela abaixo:

PORCENTAGEM DA CAPACIDADE TOTAL

100	87,5	83 1/3	75	66 2/3	62,5	50	37,5	33 1/3	25
-----	------	--------	----	--------	------	----	------	--------	----

PORCENTAGEM DA POTÊNCIA ELÉTRICA TOTAL

100	90	86	80	74	71	60	50	45	38
-----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

NÚMERO DE CILINDROS EM OPERAÇÃO

12	-	10	-	8	-	6	-	4	-
----	---	----	---	---	---	---	---	---	---

III.4.2. VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA

Para:

utilização de Freon 22

queda de pressão de  $p = 10,9 \text{ kgf/cm}^2$

capacidade  $Q = 264.000 \text{ kcal/h}$

escolhemos a válvula Danfoss modelo 7 VSX - 20 cujas características são:

para uma queda de pressão de  $11 \text{ kgf/cm}^2$ , temos uma capacidade de  $303.000 \text{ kcal/h}$ , utilizando Freon 22.

III.4.3. TORRE DE RESFRIAMENTO

Tomando-se a capacidade máxima que ocorre no verão:

Capacidade = 90 TR

vazão de água =  $50.000 \text{ m}^3/\text{h}$

Temperatura de bulbo úmido externo =  $25,5 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{Vazão de ar} = 13.800 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{vazão de ar externo} = 2.142 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$TBS_A = 24 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$UA_a = 9,2 \text{ Gr/kg}$$

$$\text{vazão de água} = \frac{53.999}{1.000 \times (12,5 - 7)} = 9,82 \text{ m}^2/\text{h}$$

$$TBS_M = \frac{2142 \times 31,5 + 11.658 \times 24}{13.800} = 25,16 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = \frac{34.892}{13.800 \times 0,29} = 8,7$$

$$TBS_S = 15,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$UA_M = \frac{2142 \times 18,2 + 11.658 \times 9,2}{13,800} = 10,43 \text{ Gr/kg}$$

$$\Delta UA = \frac{4108}{13.800 \times 0,71} = 0,42$$

$$UA_S = 8,58 \text{ Gr/kg}$$

Selecionamos uma máquina STARCO modelo F-20 (CA-5) com

- 4 filas e 8 aletas por polegada
- número de circuitos = 15
- perda de pressão da água = 4,9 mca

$$\text{vazão de água} = \frac{41.352}{1.000 \times (12,5 - 7)} = 7,52 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{TBS}_M = \frac{904 \times 31,5 + 11.696 + 11.696 \times 22}{12.600}$$

$$\text{TBS}_M = 22,68 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = \frac{31.813}{0,29 \times 12.600} = 8,71 \text{ }^\circ\text{C}$$

portanto:

$$\text{TBS}_S = 22 - 8,71 = 13,29 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{UA}_m = \frac{904 \times 18,2 + 11.696 \times 9}{12.600} = 9,66 \text{ Gr/kg ar seco.}$$

$$\Delta \text{UA} = \frac{1144}{12.600 \times 0,71} = 0,13$$

$$\text{UA}_s = 9 - 0,79 = 8,21 \text{ Gr/kg}$$

Selecionamos uma máquina STARCO modelo f-20 (CA-4) com

- 4 filãs e 8 aletas por polegada
- número de circuitos = 15
- perda de pressão de água = 2,9 mca

#### III.4.4.3. Escritório Menor/ Hall/ Reunião/ Process./ Chefia

Carga térmica total = 53.999 kcal/h

Carga térmica interna sensível = 34.882 kcal/h

Carga térmica interna latente = 4.108 kcal/h

$$\Delta T = \frac{84.251}{0,29 \times 34.000} = 8,55 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura de bulbo seco de saída = 22 - 8,55 = 22,55 °C

Umidade Absoluta da mistura =

$$UA = \frac{1.250 \times 18,2 + 32.750 \times 9}{34.000} = 9,34 \text{ Gr/kg}$$

$$\Delta UA = \frac{104}{34.00 \times 0,71} = 0,04$$

Umidade absoluta de saída = 9 - 0,04 = 8,96 Gr/kg

Selecionamos então 3 máquinas STARCO modelo F - 20  
(CA-1, CA-2, CA-3) com as características:

- 4 filas e 8 aletas por polegada
- número de circuitos na serpentina = 15
- Perda de pressão da água = 2,0 mca

#### III.4.4.2. Leitura Ótica/ Data Entry/ Circulação

Carga térmica total = 41.352 kcal/h

Carga térmica interna sensível = 31.813 kcal/h

Carga térmica latente = 1.144 kcal/h

Vazão de ar = 12.600 m<sup>3</sup>/h

Vazão de ar externo = 1.904 m<sup>3</sup>/h

Temperatura de bulbo seco de entrada = 22 °C

Umidade Absoluta = 9 Gr/kg.

Temperatura de entrada da água = 35 °C

Temperatura de saída da água = 29,5 °C

escolhemos a Torre de Resfriamento de água da ALPINA, modelo SG - 50 (silencioso).

#### III.4.4. FAN-COIL

Os cálculos das máquinas foram feitos de acordo com os catálogos de dimensionamento das máquinas Fan-Coil da STARCO.

Cálculo das máquinas para serpentina de resfriamento:

Temperatura de entrada de água = 7°C

Temperatura de saída de água = 12,5 °C

Temperatura de bulbo seco do ar externo = 32 °C

Umidade absoluta do ar externo = 18,2 gr/kg

#### III.4.4.1. Computador:

Carga térmica total = 96.000 kcal/h

Carga térmica interna sensível = 84.251 kcal/h

Calor latente interno = 104 kcal/h

Vazão de ar = 34.000 m<sup>3</sup>/h

Vazão de ar externo = 1.250 m<sup>3</sup>/h

Temperatura de bulbo seco do ambiente = 22 °C

Umidade Absoluta do ambiente = 9 Gr. vapor/kg ar seco

Vazão de água = 17,45 m<sup>3</sup>/h

Temper. bulbo seco da mistura:

$$TBS_M = \frac{1250 \times 31,5 + 32750 \times 22}{34.000} = 22,55 \text{ °C}$$

III.4.4.4. Escritório Maior

$$\text{Carga térmica total} = 58.154 \text{ k cal/h}$$

$$\text{Carga térmica interna sensível} = 36.580 \text{ kca/h}$$

$$\text{Carga térmica interna latente} = 4.160 \text{ kcal/h}$$

$$\text{vazão de ar} = 12.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{vazão de ar externo} = 2.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{TBS}_A = 24 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{UA}_A = 9,2 \text{ gr/kg}$$

$$\text{vazão de água} = \frac{58.154}{1.000 (12,5 - 7)} = 10,57 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{TBS}_M = \frac{2.000 \times 31,5 + 10.000 \times 24}{12.000} = 25,25 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = \frac{36.580}{12.000 \times 0,29} = 10,51 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{TBS}_S = 13,49 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{UA}_M = \frac{2.000 \times 18,2 + 10.000 \times 9,2}{12.000} = 10,53 \text{ Gr/kg}$$

$$\Delta \text{UA} = \frac{4.160}{12.000 \times 0,71} = 0,49 \text{ gr/kg}$$

$$\text{UA}_S = 8,51 \text{ Gr/kg}$$

Selecionamos uma máquina STARCO modelo F-20 (CA-6)

- 6 filas e 8 aletas por polegada
- número de circuitos = 45
- perda de pressão da água = 0,4 mca

III.4.4.5. Pitotaca maior

$$\text{Carga térmica total} = 8.565 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Carga térmica sensível} = 5.946 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Carga térmica latente} = 0$$

$$\text{vazão de ar} = 2.600 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{vazão de ar externo} = 282 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$TBS_A = 22 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$UA_A = 9 \text{ gr/kg}$$

$$\text{vazão de água} = \frac{8.565}{1.000 (12,5 - 7)} = 1,56 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$TBS_M = \frac{282 \times 31,5 + 2.318 \times 22}{2.600} = 23,03 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = \frac{5.946}{2.600 \times 0,29} = 7,89 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$TBS_S = 14,11 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$UA_M = \frac{282 \times 18,2 + 2.138 \times 9}{2.600} = 10 \text{ Gr/kg}$$

$$\Delta UA = 0$$

$$UA_S = 9,0 \text{ gr/kg}$$

Selecionamos uma máquina STARCO modelo F-5 (CA-7) com

- 4 filas e 8 aletas por polegada
- número de circuitos = 8
- perda de pressão da água = 0,4 mca

### III.4.4.6. Pitoteca menor

Carga térmica total = 3.056 kcal/h

Carga térmica interna sensível = 2.127 kcal/h

Carga térmica interna latente = 0

vazão de ar = 1.000 m<sup>3</sup>/h

vazão de ar externo = 100 m<sup>3</sup>/h

$$\text{Vazão de água} = \frac{3.056}{1.000 (12,5 - 7)} = 0,56 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{TBS}_M = \frac{100 \times 31,5 + 900 \times 22}{1.000} = 22,95 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = \frac{2.127}{1.000 \times 0,29} = 7,33$$

$$\text{TBS}_S = 14,66 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{UA}_M = \frac{100 \times 18,2 + 900 \times 9}{1.000} = 9,42 \text{ Gr/kg}$$

$$\Delta \text{UA} = 0$$

$$\text{UA}_S = 9 \text{ gr/kg}$$

Selecionamos uma máquina STARCO modelo FB - 1,5 com

- 2 filas

- número de circuitos = 8

- perda de pressão da água = 3,0 mca

### III.4.5. SERPENTINAS DE AQUECIMENTO

Neste caso utilizaremos a água do condensador, logo os dados serão:

- Temperatura de entrada de água = 36, 1 °C
- temperatura de saída da água = 29,5 °C
- Temperatura de bulbo seco do ar externo (aquecimento) = 5 °C
- Temperatura de bulbo seco do ar externo (reaquecimento) = 32 °C

No caso das serpentinas de aquecimento, deveremos diferenciar os dois casos. O primeiro é o reaquecimento do ar desumidificado (computador, Data entry, Leitura ótica e fitotecas) e o segundo caso que é de aquecimento no inverno (as dependências restantes).

No primeiro caso deveremos estudar quando ocorrerá a maior carga de aquecimento. Para facilitar o estudo, dividimos em dois casos possíveis:

- ar externo a 18 °C e 90 % de umidade relativa - condição esta que não ocorrerá nenhuma transmissão de calor externa à construção, levando-se somente em conta a carga interna.

- reaquecimento até 70 % - muitos fabricantes de computadores dão este dado como a umidade relativa máxima permissível no ambiente.

No segundo caso, devemos tirar os dados de carga térmica diretamente dos cálculos de inverno.

Para o primeiro caso, como desconhecemos o quanto a serpentina irá desumidificar o ar nas condições de inverno da água consideraremos um aumento de umidade de 1gr/kg ar seco.

### III.4.5.1. Computador:

Para a sala do computador, devemos ter insulfamento pelo teto para conforto e pelo piso para resfriamento dos computadores. Portanto precisamos saber inicialmente o quanto de ar deverá ir para cada ramo para selecionarmos cada uma das serpentinas.

Calor sensível total do ambiente = 84.250 kcal/h

Vazão de ar = 34000 m<sup>3</sup>/h

$$\Delta T_{\text{sala}} = \frac{85.250}{34.000 \times 0,29} = 8,54 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- distribuição das cargas térmicas:

Piso:

$$Q_{\text{equip}} + 0,1 Q_{\text{equip}} = 66.306 + 6.630,6 = 72.930 \text{ kcal/h}$$

Teto:

$$84.250 - 72.930 = 11.320 \text{ kcal/h}$$

- distribuição das vazões de ar:

Piso:

$$\dot{V}_P = \frac{72.930}{0,29 \times 8,54} = 29.450 \text{ m}^3/\text{h}$$

Teto:

$$\dot{V}_T = \frac{11.320}{0,29 \times 8,54} = 4.550 \text{ m}^3/\text{h}$$

- serpentina:

1º caso: ar externo a 18 °C e 90 % de UR

- piso:

$$Q_S = 66.306 \text{ kcal/h}$$

$$\Delta T = \frac{66.306}{0,29 \times 29.450} = 7,76 \text{ °C}$$

$$TBS_S = 22 - 7,76 = 14,23 \text{ °C}$$

$$Reaqu = 29.450 \times 0,29 (14,23 - 13,45) = 67,53 \text{ kcal/h}$$

- teto:

$$Q_S = 113.200 \text{ kcal/h}$$

$$\Delta T = \frac{113.200}{0,29 \times 4.550} = 8,5 \text{ °C}$$

$$TBS_S = 22 - 8,5 = 13,5 \text{ °C}$$

$$Reaq. = 23.550 \times 0,29 \times (13,5 - 13,45) = 66 \text{ kcal/h}$$

2º caso: Reaquecimento até 70 % UR

$$T_{70\%} = 18 \text{ °C}$$

$$\text{Piso: Reaqu.} = 29450 \cdot 0,29 (18 - 13,46) = 38.774 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Teto: Reaq.} = 4.550 \cdot 0,29(18 - 13,46) = 5.990 \text{ kcal/h}$$

Logo o reaquecimento necessário será o do 2º caso.

$$\text{Piso: vazão de água} = \frac{38.774}{1.000 \times (36,1 - 29,5)} = 5,88 \text{ m}^3/\text{h}$$

Selecionamos 4 serpentinas STARCO modelo F-8 com:

- número de filas = 1
- 9 circuitos divididos em 3 subcircuitos
- perda de pressão da água = 0,3 mca

$$\text{Teto: vazão de água} = \frac{5.990}{1.000 (36,1 - 29,5)} = 0,91 \text{ m}^3/\text{h}$$

Selecionamos uma serpentina STARCO modelo F-5 com:

- número de filas = 1
- 8 circuitos divididos em 2 subcircuitos
- perda de pressão da água = 0,1 mca.

- Resistências:

A umidificação no inverno será feita somente para o ramo do teto:

$$\Delta UA = 1,0 \text{ gr/kg}$$

$$\text{Umíd} = 11.320 \times 0,71 = 8.037 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Potência de umidificação} = 9,34 \text{ kW}$$

III.4.5.2. Data Entry/ Leitura Ótica/ Circulação:

Identicamente ao caso do computador, haverá uma divisão de insuflamento para o teto e para o piso:

Calor sensível total do ambiente = 31.813 kcal/h  
vazão de ar = 12.600 m<sup>3</sup>/h

$$\Delta T_{\text{sala}} = \frac{31.813}{12.600 \times 0,29} = 8,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- distribuição das cargas térmicas:

Piso:

$$Q_{\text{equip}} + 0,1 Q_{\text{equip}} = 15.789 + 1.578,9 = 17.368 \text{ kcal/h}$$

Teto:

$$31.813 - 16.368 = 14.445 \text{ kcal/h}$$

- distribuição das vazões de ar:

Piso:

$$\dot{V}_P = \frac{17.368}{0,29 \times 8,7} = 6.884 \text{ m}^3/\text{h}$$

Teto:

$$\dot{V}_T = \frac{14.445}{0,29 \times 8,7} = 5.725 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Serpentinhas:

1º caso: ar externo a 18 °C e 90 % UR:

Piso:

$$Q_S = 15.789 \text{ kcal/h}$$

$$\Delta T = \frac{15.789}{0,29 \times 6.884} = 7,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$TBS_S = 22 - 7,9 = 14,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Reaq = 6.884 \times 0,29 (14,1 - 13,3) = 1597 \text{ kcal/h}$$

Teto:

$$Q_S = 18.232 \text{ kcal/h}$$

$$\Delta T = \frac{8.232}{0,29 \times 5.725} = 4,96 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$TBS_S = 22 - 4,96 = 17,04 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Reaq. = 5.725 \times 0,29 (17,04 - 13,3) = 6.212 \text{ kcal/h}$$

2º caso: reaquecimento até 70 % de UR

$$T_{70\%} = 17,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Piso: } Reaq = 6.884 \times 0,29 (17,8 - 13,3) = 8.984 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Teto: } Reaq = 5.725 \times 0,29 (17,8 - 13,3) = 7.471 \text{ kcal/h}$$

Serão utilizados os dados do 2º caso:

$$\text{Piso: } \text{Vazão de água} = \frac{8.984}{1.000 \times 6,6} = 1,35 \text{ m}^3/\text{h}$$

selecionamos uma serpentina STARCO modelo F-8 com:

- número de filas = 1
- utilizaremos 9 circuitos com 3 subcircuitos
- perda de pressão da água = 0,1 mca.

- Resistência:

$$\Delta UA = 1,0 \text{ gr/kg}$$

$$\text{Umid.} = 5.725 \times 1,0 \times 0,71 = 4.065 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Potência de umidificação} = 4,73 \text{ kW}$$

### III.4.5.3. Escritório menor/ Hall/ Reunião/ Process/ Chefia.

$$\text{Carga térmica total de inverno} = 21.315 \text{ kcal/h}$$

$$\text{vazão de ar} = 13.800 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Vazão de água} = \frac{21.315}{1.000 \times 6,6} = 3,23 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$TBS_M = \frac{2.142 \times 5 + 11.658 \times 20}{13.800} = 17,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = \frac{21.315}{13.800 \times 0,29} = 5,32$$

$$TBS_S = 23 \text{ }^\circ\text{C}$$

Selecionamos uma serpentina STARCO modelo F-15 com:

- número de filas = 2
- número de circuitos = 13
- perda de pressão de água = 0,4 mca.

#### III.4.5.4. Escritório Maior

Carga térmica total de inverno = 22.792 kcal/h  
vazão de ar = 12.000 m<sup>3</sup>/h

$$\text{vazão de água} = \frac{22.792}{1.000 \times 6,6} = 3,65 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{TBS}_M = \frac{2.000 \times 5 \% + 10.000 \times 20}{12.000} = 17,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = \frac{22.792}{12.000 \times 0,29} = 6,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{TBS}_S = 24 \text{ }^\circ\text{C}$$

selecionamos uma serpentina STARCO modelo F-20 acoplado à máquina com:

- número de filas = 2
- número de circuitos = 15
- perda de pressão de água = 0,4 mca

#### III.4.5.5. Fitoteca maior

Temperatura de saída da serpentina de resfriamento  
= 14,11 °C  
vazão de ar = 2600 m<sup>3</sup>/h

1º caso: ar externo a 18 °C e 90 % de UR

$$Q_S = 2.694 \text{ kcal/h}$$

$$\Delta T = \frac{2.694}{0,29 \times 2,600} = 3,57 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$TBS_S = 22 - 3,57 = 18,43 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Reaq.} = 2.600 \times 0,29 (18,43 - 14,11) = 3260 \text{ kcal/h}$$

2º caso: reaquecimento até 70 % UR

$$T_{70\%} = 18 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 18 - 14,11 = 3,89 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Reaq} = 2.600 \times 0,29 \times 3,89 = 2,933 \text{ kcal/h}$$

3º caso: aquecimento no inverno

$$Q = 4.055 \text{ kcal/h}$$

Serão utilizados os dados do 3º caso:

- Serpentina:

$$\text{Vazão de água} = \frac{4.055}{1.000 \times 6,6} \cong 0,64 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$TBS_M = \frac{282 \times 5 + 2.318 \times 22}{2,600} = 20,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = \frac{4.055}{2.600 \times 0,29} \cong 5,38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$TBS_S = 25,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

selecionamos uma serpentina STARCO modelo F-5 acoplada à máquina com:

- número de filas = 2

- número de circuitos = 8 com 2 subcircuitos

- perda de pressão de água = 0,1 mca

- Resistência:

$$\Delta UA = 1,0 \text{ Gr/kg}$$

$$\text{Umidade} = 2.600 \times 0,71 = 1.846 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Potência elétrica de umidificação} = 2,15 \text{ kW}$$

### III.4.5.6. Fitoteca menor

Temp. de saída da serpentina de resfriamento ; 12,5 °C  
vazão de ar = 1.000 m<sup>3</sup>/h

1º caso: ar externo a 18 °C e 90 % de UR

$$Q_S = 645 \text{ kcal/h}$$

$$\Delta T = \frac{645}{1.000 \times 0,29} = 2,76 \text{ °C}$$

$$TBS_S = 22 - 2,76 = 19,24 \text{ °C}$$

$$\text{Reaquec.} = 1.000 \times 0,29 \times (19,24 - 12,5) = 1.955 \text{ kcal/h}$$

2º caso: reaquecimento até 70 % de UR

$$T_{70\%} = 17,2 \text{ °C}$$

$$\Delta T = (17,2 - 12,5) = 4,7 \text{ °C}$$

$$\text{Reaquec.} = 1.000 \times 0,29 \times 4,7 = 1.363 \text{ kcal/h}$$

3º caso: aquecimento no inverno

$$Q = 1.126 \text{ kcal/h}$$

Serão utilizados os dados do 1º caso:

- Serpentina:

$$\text{vazão de água} = \frac{1.955}{1.000 \times 6,6} = 0,296 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$TBS_M = \frac{100 \times 5 + 900 \times 22}{1.000} = 20,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T = \frac{1.126}{0,29 \times 1.000} = 3,88 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$TBS_S = 25,88 \text{ }^\circ\text{C}$$

com estes dados observamos que a serpentina opcional de aquecimento da STARCO modelo FBH - 1,5, tem condições de ser utilizada, não sendo necessário calcular nova serpentina.

### III.4.6. BOMBAS.

A seleção das bombas foi feita seguindo o esquema hidráulico do desenho 5/5 anexo;

#### III.4.6.1. Bomba de Água de Aquecimento:

Para a linha de água de aquecimento, temos as seguintes perdas:

$\phi$ (pol)	L(m)	$L_{equiv}$ 90°	$L_{equiv}$ (T)	$L_{tot}$	P ( $\frac{mmca}{100m}$ )	P (mca)
3	120	25x1,7	3x5,2	188,1	1,7	3,2
2 1/2	20,5	2 x2,1	-	24,7	1,0	<u>0,247</u>
						3,447

A altura manométrica da bomba de água de aquecimento deverá ser de:

$$H = 6,5 + 3,447 \approx 10,0 \text{ m (incluindo perdas na serpentina)}$$

$$Q = 15,6 \text{ m}^3/\text{h} \approx 20 \text{ m}^3/\text{h}$$

A bomba selecionada é a ETA da KSB (ETA 50-16) -1700 rpm, com  $\phi_{rotor} = 130 \text{ mm}$ ;

Potência consumida pela bomba = 4,2 HP

Potência do motor para acionamento = 7,5 HP

### III.4.6.2. Bomba de água gelada:

A a linha de água gelada temos as seguintes perdas:

$\phi$ (pol)	L(m)	$L_{equiv}$ 90°	$L_{equiv}$ (T)	$L_{tot}$	P ( $\frac{mmca}{100m}$ )	P (mca)
5	109	3,7x14	3 x8,4	186	1,06	1,97
4	18	-	6,7	24,7	2,24	0,55
3	98	2,1x15	6 x2,2	144,7	1,58	2,25
perda na serpentina:						<u>0,40</u>
total:						5,17

Portanto a altura manométrica da bomba:

$$H = 5,17 + 6,5 \text{ m} = 11,67 \text{ m}$$

para uma vazão de  $15 \text{ m}^3/\text{h}$  e altura manométrica  $H = 15 \text{ m}$  temos

Bomba KSB tipo ETA 40-20; 1700 rpm com diametro do rotor  $\phi =$

Potência consumida pela Bomba = 1,8 HP

Potência do motor de acionamento = 3 HP

### III.4.6.3. Bombas de água de condensação:

As perdas na linha são:

$\phi$ ( pol )	L(m)	$L_{\text{equiv}}$	$L_{\text{equiv}}$	$L_{\text{tot}}$	P ( $\frac{\text{mmca}}{100\text{m}}$ )	P ( mca )
5	33	21x3,7	2 x8,4	127,5	1,05	1,35
3	4	2 x 2,1	2 x5,2	18,6	0,70	0,13
perda na serpentina: <u>0,852</u>						
total:						2,30

A altura manométrica será:

$$H = 2,3 + 2 = 4,3 \text{ m}$$

Com uma vazão de  $50 \text{ m}^3/\text{h}$  e  $H = 5 \text{ m}$  teremos:

Bomba KSB modelo ETA 65 - 12 ; 1700 rpm,  $\phi_{\text{rotor}} = 124 \text{ mm}$

Potência consumida pela bomba = 1,2 HP

Potência do motor de acionamento = 1,5 HP.

### III.4.7. TROCADOR EXTERNO

Condições de trabalho:

Temperatura de entrada da solução = - 2,3 °C

Temperatura de saída da solução = 1,7 °C

Temperatura de entrada do ar = 5,0 °C

Temperatura de saída do ar = 1,3 °C

$Q = 89.100 \text{ kcal/h}$  (carga mínima para o funcionamento do compressor).

$$\text{Vazão de solução} = \frac{89,100}{1.345 \times 4,0} = 16,56 \text{ m}^3/\text{h}$$

selecionamos o Resfriador industrial da BAC modelo VI-36-3

perda de carga = 0,395 mca.

### III.4.8. CÁLCULOS DOS DUTOS

O método utilizado foi o de igual perda de carga em toda a extensão do duto principal.

A velocidade na saída da máquina, dada pela norma, foi fixada em 6,5 m/s.

Todos os cotovelos são retangulares, com várias direcionais de dupla espessura.

Plenums de insuflamento com velocidades mais baixas, para obter menor perda.

Todas as reduções com ângulo de 15 °

Recuperação estática desprezada

#### III.4.8.1. Computador, Data entry, leitura ótica.

O insuflamento será feito por cima do forro, utilizando

difusores lineares e por baixo, através do piso falso que formará um plenum de insuflamento. As grelhas de insuflamento por baixo, devem ser colocadas de acordo com o lay-out de colocação das máquinas.

O retorno será feito por frestas laterais feitas no forro falso de modo que não haja necessidade de dutagem do ar.

#### III.4.8.2. Fitoteca menor.

A máquina será colocada à mostra e suspenso no teto de modo que o retorno é feito sem dutagem e tendo-se necessidade de uma abertura na parede para tomada de ar externo.

O duto de insuflamento também colocado suspenso, divide o insuflamento em dois e se utilizará de difusores de dupla direção para espalhar melhor o ar.

#### III.4.8.3. Demais dependências.

A dutagem é feita entre o teto e o forro falso, utilizando difusores lineares.

O retorno é feito pelo forro, por frestas prédimensionadas nas laterais da sala.

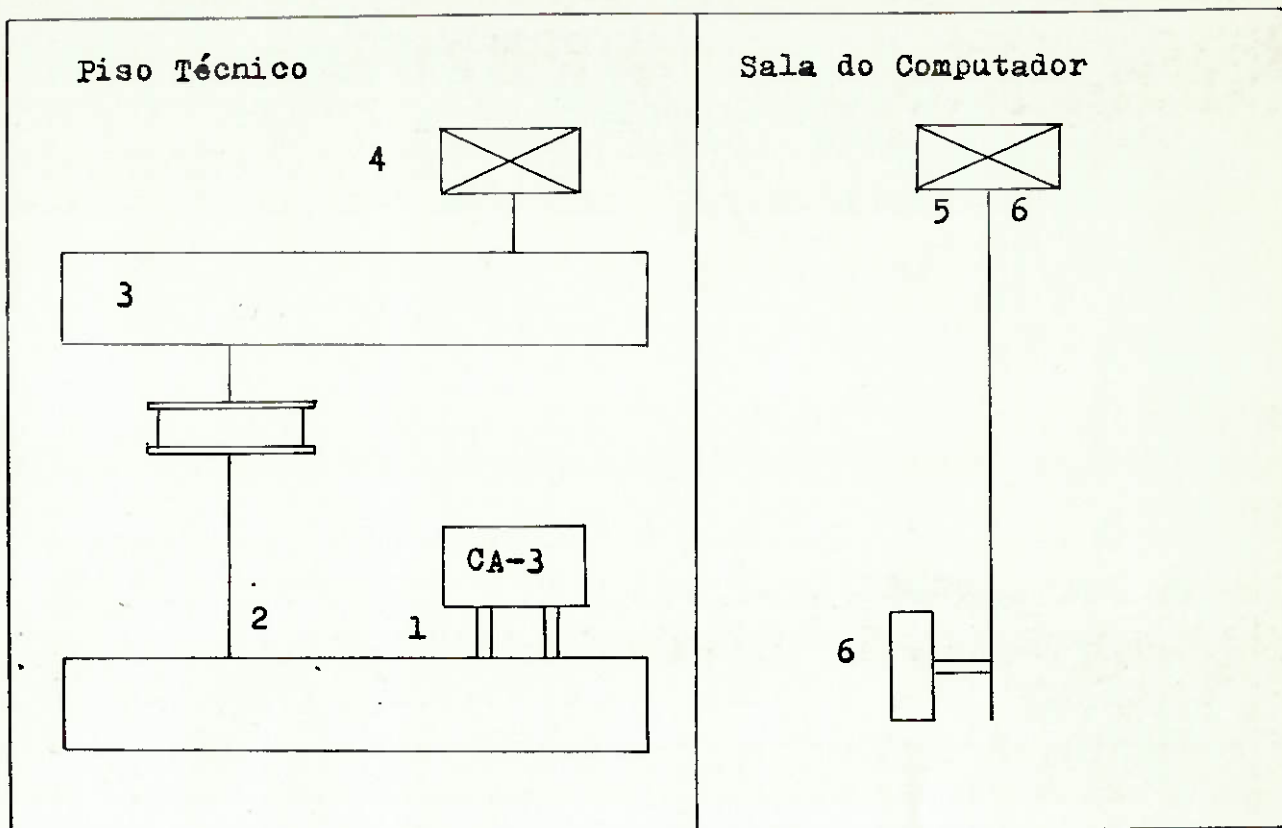
Uma observação válida para todas as dependências é a de que o retorno, sendo feito pelo forro, necessitará de interligação de espaços acima do forro entre os ambientes que possuam a mesma máquina.

Todas as medidas dos dutos estão indicados nos desenhos 1/5 e 2/5.

#### Esquemas dos dutos principais para tomada de pressão estática:

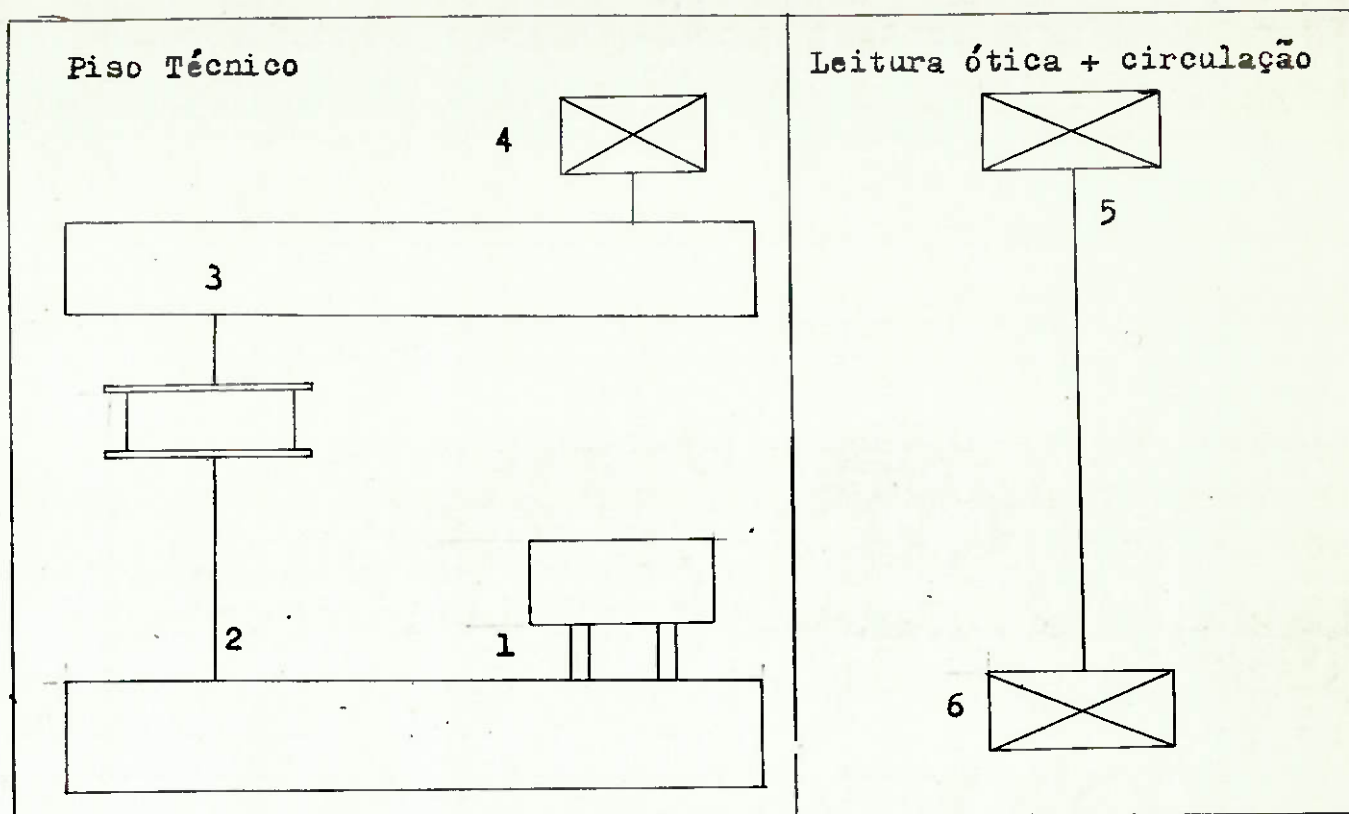
Os diagramas seguintes deverão ser acompanhados com os desenhos 1/5 e 2/5.

A) Computador ( CA-1 / CA-2 / CA -/)



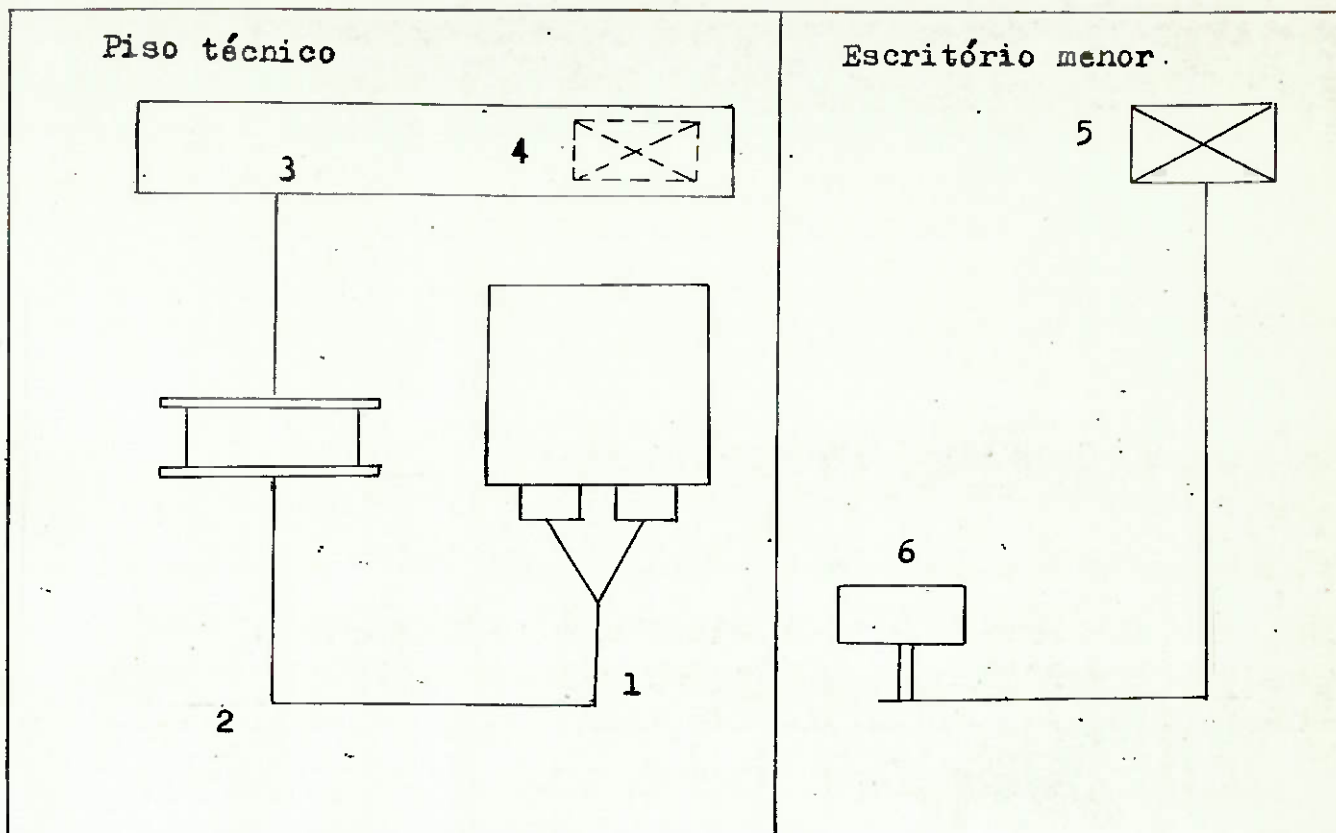
Secção do duto	Elemento	compr. (m)	comprim. equiv. (m)	Perda estática linear (mmca/m)	Perda estática. (mmca)
até 1	duto	0,5	-	0,055	0,0275
1 - 2	plenum	13,5	-	0,017	0,2325
	T	-	-	-	5,7
2 - 3	duto	4,0	-	0,055	0,22
3 - 4	plenum	10,0	-	0,017	0,17
	T	-	-	-	3,2
	cotovelo	-	3,75	0,055	0,2065
4 - 5	duto	4,0	-	0,055	0,22
	cotovelo	-	3,75	0,055	0,2065
5 - 6	duto	17,0	-	0,055	0,935
	T	-	-	-	0,425
	difusor	-	-	-	0,375
				total	11,860

B) Data Entry/ Leitura Ótica/ Circulação (CA-4)



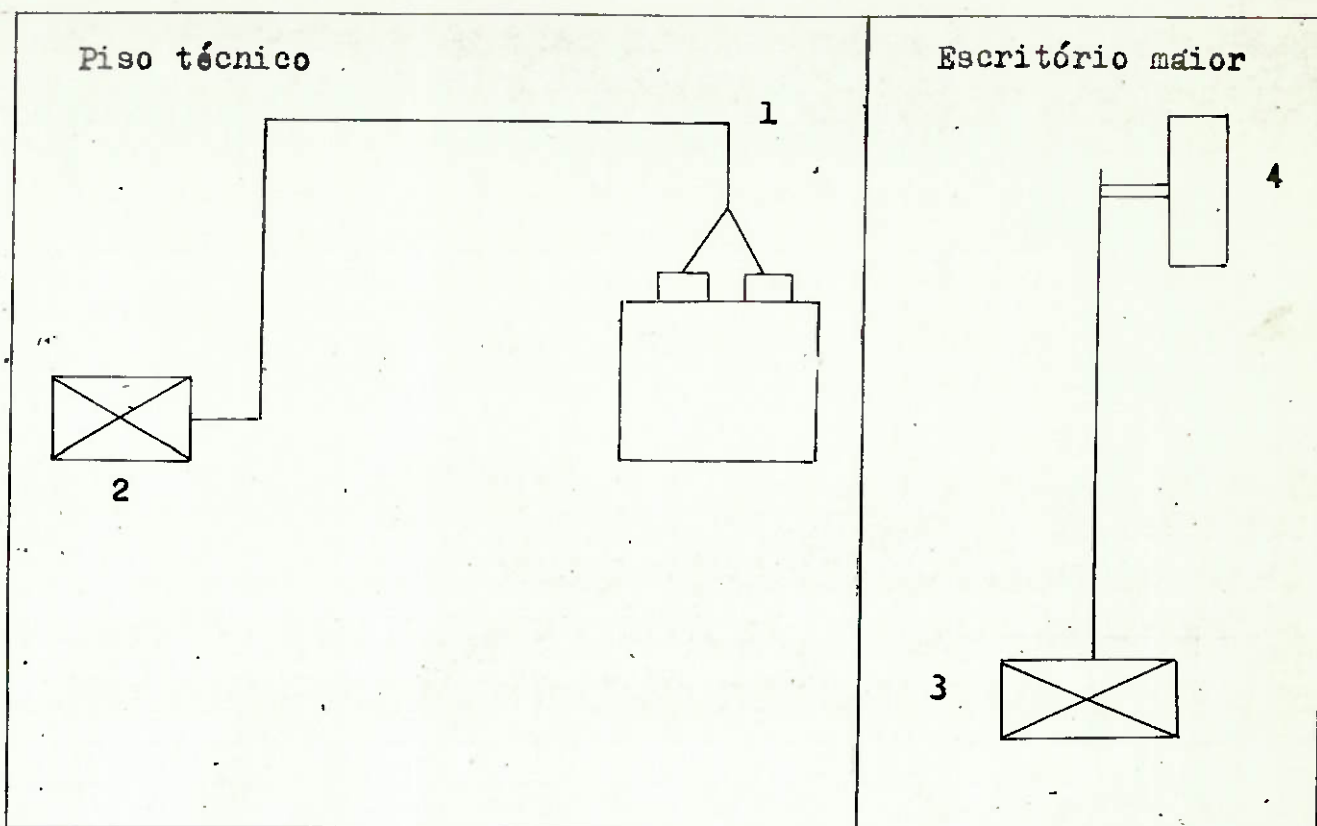
Secção de conduto	Elemento	conpr. (m)	comprim. equiv. (m)	Perda estática linear	Perda estática (mmca)
Até 1	duto	0,5	-	0,055	0,0275
1 - 2	plenum	5,5	-	0,016	0,088
	T	-	-	-	3,5
2 - 3	duto	3,5	-	0,055	0,1925
3 - 4	plenum	13,0	-	0,018	0,234
	T	-	-	-	2,6
4 - 5	cotovelo	-	3,75	0,055	0,2065
	duto	4,0	-	0,055	0,22
	cotovelo	-	3,75	0,055	0,2065
5 - 6	duto	11,0	-	0,055	0,605
	T	-	-	-	0,4
	difusor	-	-	-	4,0
				total:	12,76

C) Escritório Menor/ Hall/Reunião/ Process./ Chefia (CA-5)



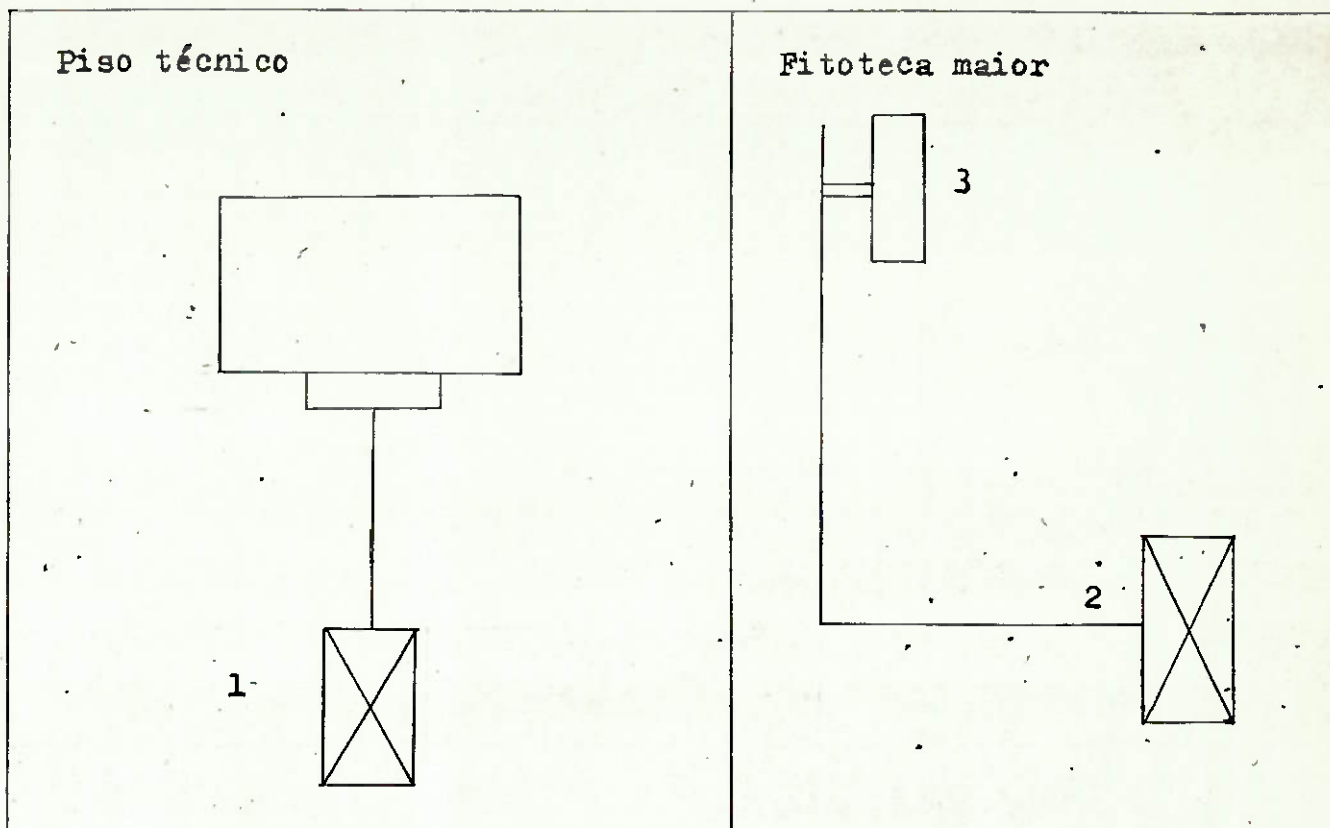
Secção do conduto	elemento	compr. (m)	Comprim. equiv.	Perda estática linear	Perda estática (mmca)
até 1	duto	1,0	-	0,05	0,05
1 - 2	duto	3,0	-	0,05	0,15
	cotovelo	-	5,3	0,05	0,265
2 - 3	duto	4,0	-	0,05	0,2
	cotovelo	-	5,3	0,05	0,265
3 - 4	plenum	6,0	-	0,0145	0,087
	T	-	-	-	2,9
4 - 5	duto	2,0	-	0,05	0,1
	cotovelo	-	2,4	0,05	0,12
5 - 6	duto	32,0	-	0,05	1,6
	cotovelo	-	4,5	0,05	0,225
	T	-	-	-	0,4
	difusor	-	-	-	0,525
				total:	6,887

D) Escritório Maior (CA-6)



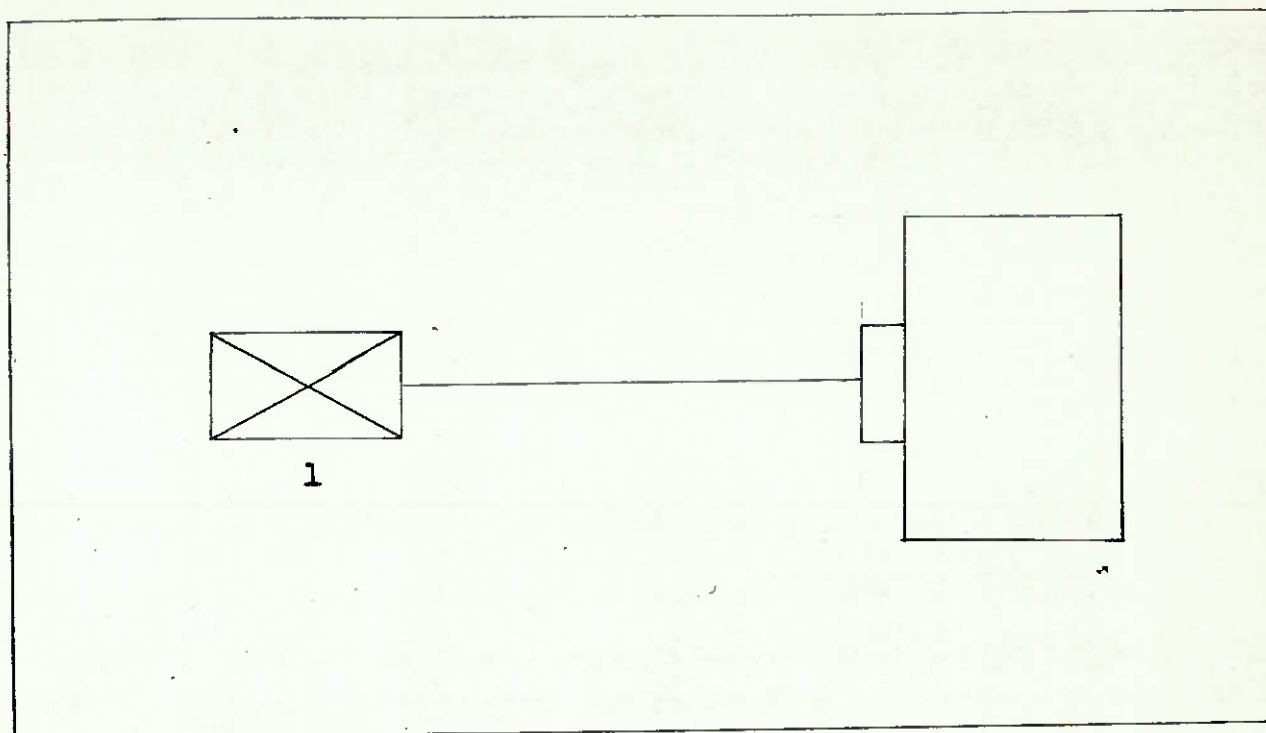
Secção de conduto	Elemento	compr (m)	Comprimento equiv.(m)	Perda estática linear	Perda estática (mmca)
até 1	duto	2,5	-	0,055	0,1375
1 - 2	duto	22,5	-	0,055	1,238
	cotovelo	-	10,65	0,055	0,586
	cotovelo	-	6,75	0,055	0,372
	T	=	-	-	1,9
	cotovelo	-	4,5	0,055	0,248
2 - 3	duto	3,0	-	0,055	0,165
	cotovelo	-	4,5	0,055	0,248
3 - 4	duto	17,0	-	0,055	0,935
	T	-	-	-	0,65
	difusor	-	-	-	0,75
				total:	8,02

E) Fitoteca maior (CA-7)



Secção do	Elemento	Compr. (m)	Comprim. equiv. (m)	Perda estática linear	Perda estática (mmca)
até 1	duto	3,0	-	0,14	0,42
	cotovelo	-	-	0,14	0,413
1 - 2	duto	4,0	-	0,14	0,56
	cotovelo	-	2,95	0,14	0,413
2 - 3	duto	15,5	-	0,14	2,17
	cotovelo	-	3,75	0,14	0,53
	T	-	-	-	1,3
	difusor	-	-	-	1,5
				total:	7,06

P). Pitotetea menor (CA-8)



Secção do conduto	Elemento	Compr. (m)	Comprim. equiv. (m)	Perda estática linear	Perda estática (mmca)
até 1	duto	5,0	-	0,24	1,2
	-	-	-	-	2,3
	difusor	-	-	-	<u>3,0</u>
				total:	6,5

### III.4.9. VENTILADORES

#### III.4.9.1. Computador.

Perda de carga estática no duto = 11,86 mmca

total =  $11,86 + 0,1 \cdot 11,86 = 13,057$  mmca

perda nas serpentinas + filtro = 9,3 mmca

Perda total = 22,36 mmca

Selecionamos um motor de 2 HP com rotação de 680 rpm.

#### III.4.9.2. Data Entry/Leitura Ótica/ Circulação

Perda de pressão estática no duto = 12,76 mmca.

total =  $1,1 (12,76) = 14,04$  mmca

Perda nas serpentinas + filtro = 10,4 mmca

Perda total = 24,44 mmca.

Selecionamos um motor de 3 HP com rotação de 730 rpm

#### III.4.9.3. Escritório menor/Hall/ Reunião/Process/ Chefia.

Perda de pressão estática no duto = 6,887 mmca

Total =  $1,1 (6,887) = 7,58$  mmca

Perda nas serpentinas + filtro = 15,8 mmca

Perda total = 23,4 mm ca

Selecionamos um motor de 3 HP com rotação de 730 rpm.

#### III.4.9.4. Escritório maior

Perda de pressão estática no duto = 8,02 mmca

Total = 1,1 (8,02) = 8,82 mmca

Perda nas serpentinas + filtro = 14,3 mmca

Perda total = 23,2 mmca.

Selecionamos um motor de 3 HP com rotação de 720 rpm

#### III.4.9.5. Fitoteca maior

Perda de pressão estática no duto = 7,06mmca

total = 1,1 ( 7,06) = 7,8 mmca

Perda nas serpentinas + filtro = 7,2 mmca

Perda total = 15,0 mmca

Selecionamos um motor de 0,75 HP com rotação de 680 rpm

#### III.4.9.6. Fitoteca menor.

Perda de pressão estática no duto = 6,5 mmca

total = 1,1 (6,5) = 7,15 mmca

### III.4.10. DIFUSORES.

#### III.4.10.1. Computador

- Insuflamento:

Piso: Vazão total pelo piso =  $29.450 \text{ m}^3/\text{h}$   
velocidade de saída =  $2,0 \text{ m/s}$

$$\text{Área necessária} = \frac{29.450}{3.500 \times 2} = 4,09 \text{ m}^2$$

será utilizada grelha de piso da TROX modelo AF-425x425 (nominal) embutidas nas placas do piso falso que medem 600x600.

$$\text{Área normal da grelha} = 0,1806 \text{ m}^2$$

$$\text{Área real de insuflamento} = 0,1806 \times 0,465 = 0,084 \text{ m}^2$$

$$n = \frac{4,09}{0,084} = 48,7$$

podemos utilizar 49 grelhas de insuflamento.

Teto: Utilizaremos difusores lineares TROX modelo ALS-DS, S = 2 com plenum, sendo 20 peças de 1700 mm; difusores lineares TROX ALS - DS, s = 1 com plenum, sendo 4 peças de 2.000 mm e 2 peças de 1500 mm.

#### III.4.10.2. Data Entry:

- Insuflamento:

Piso: vazão total pelo piso =  $4.620 \text{ m}^3/\text{h}$   
velocidade de saída =  $2 \text{ m/s}$

$$\text{Área necessária} = \frac{4.620}{3.600 \times 2} = 0,64 \text{ m}^2$$

utilizando-se grelhas de piso TROX, modelo AF-325x325 (nominal)

$$\text{Área real de insuflamento por grelha} = 0,049 \text{ m}^2$$

$$n = \frac{0,64}{0,049} = 13 \text{ grelhas de insuflamento}$$

Teto:

Difusores lineares TROX modelo ALS-DS, S = 2 com plenum:  
5 peças de 1.800 mm.

### III.4.10.3. Leitura Ótica

- Insuflamento:

Piso: Vazão total = 2.310 m<sup>3</sup>/h  
velocidade de saída = 2 m/s

$$\text{Área necessária} = \frac{2.310}{3.600 \times 2} = 0,32 \text{ m}^2$$

utilizando grelhas de piso TROX modelo AF-325x325 teremos:

$$n = \frac{0,32}{0,049} = 6,5 \approx 7 \text{ grelhas de insuflamento}$$

Teto:

Difusores lineares TROX modelo ALS-DS, S = 2, com plenum  
5 peças de 1,800 mm

### III.4.10.4. Circulação:

- Insuflamento:

3 difusores da TROX modelo DQ-1 671x208

- Retorno:

Difusor linear da TROX modelo ALS-DA, S = 3 sem plenum - 6 peças de 1.500 mm

#### III.4.10.5. Processamento

- Insuflamento: -

Difusores lineares TROX modelo ALS-DS, S = 3, com plenum - 10 peças de 2.000 mm

#### III.4.10.6. Chefia:

- Insuflamento:

Difusor linear TROX modelo ALS-DS, S = 4, com plenum - 2 peças de 2.000 mm e 1 peça de 1500 mm.

#### III.4.10.7. Reunião.

- Insuflamento:

Difusor linear TROX modelo ALS-DS, S=" com plenum - 2 peças de 2.000 mm e 1 peça de 1.500 mm.

#### III.4.10.8. Hall

- Insuflamento:

2 difusores de teto TROX modelo PQ - 1 571x208

III.4.10.9. Escritório Menor

- Insuflamento:

Difusores lineares TROX modelo ALS-DS, S = 2 com plenum - 20  
peças de 2.000 mm e 2 peças de 1.500 mm.

III.4.10.10. Escritório Maior

- Insuflamento :

Difusores Lineares TROX modelo ALS-DS, S = 2 com plenum - 34  
peças de 2.000 mm e 8 peças de 1.500 mm.

III.4.10.11. Fitoteca Maior

- Insuflamento:

Difusor linear TROX modelo ALS-DS, S = 3 com plenum - 4 peças de  
2.000 mm e 2 peças de 1.500 mm.

III.4.10.12. Fitoteca menor.

- Insuflamento:

2 difusores de teto TROX modelo DQ-2 671x325

### III.5. SISTEMAS DE CONTROLE

Os sistemas de controle devem ser acompanhados aos esquemas de comando da folha 4/5 de desenhos.

#### III.5.1. Controle das Salas:

O controle de cada sala é diferenciado pela necessidade de uma melhor ou pior precisão dos parâmetros sobre os quais teremos que atuar: temperatura e umidade.

Serão utilizados controles pneumáticos que possuem respostas proporcionais preferíveis em relação aos elétricos que são do tipo on-off.

- Sala do Computador, Data Entry, e Leitura Ótica.

Utilizaremos 5 sensores: 3 termostatos e 2 umidostatos ligados aos controladores que irão comandar as válvulas de 3 vias motorizadas das serpentinas de resfriamento e de aquecimento e o umidificador.

Os sensores devem fixar uma temperatura constante da sala de 22 °C e uma umidade relativa de 55%.

Estes sensores devem ser colocados dentro da sala. A necessidade maior de se ter vários sensores é para que possamos ter sempre a segurança de que mesmo que um dos comandos deixe de funcionar, um outro atue de forma a minimizar o defeito.

Temos portanto, um termostato (T1) atuando sobre a válvula de 3 vias da serpentina de aquecimento do piso falso e um umidostato (H1) que controla a umidade através do aquecimento feito pela serpentina de aquecimento. O outro conjunto de controladores é formado por um termostato (T3) que controla a serpentina de aquecimento para o forro e um umidostato (H2) que controla o umidificador elétrico.

- Fitotecas:

Nas fitotecas, o controle será menos sofisticado, havendo necessidade de somente um termostato (T4) que controlará a temperatura ambiente através das válvulas de 3 vias das serpentinas de resfriamento e aquecimento. O outro sensor-controlador será um umidostato que, além de atuar sobre o umidificador elétrico, entrará em contato com o outro controlador, para que ocorra desumidificação com a condensação na serpentina de resfriamento.

Os pontos que os sensores irão fixar são 22 °C e 55% de umidade relativa.

- Escritórios:

O controle nos escritórios é o mais simples. No caso do condicionador do escritório maior, o sensor de temperatura é colocado na sala e o controlador (T5) atuará nas serpentinas de aquecimento e resfriamento. Como no caso é somente ar condicionado para conforto não há uma necessidade de controle rigoroso da umidade.

Para o caso do condicionador CA-5, que tratará o ar de várias salas, o controle é feito com o sensor sendo colocado no duto de retorno, tirando-se assim uma temperatura média entre todas as salas

### III.5.2. Controle da Torre de Resfriamento:

Na torre de resfriamento, o controle será feito por um sensor de temperatura colocada dentro do tubo que sai da torre, para medir a temperatura da água. O sensor estará acoplado ao comando que, para manter a temperatura da água constante, fará o ventilador funcionar ou não.

### III.5.3. Controle da Pressão de descarga do compressor.

Será feito através de um sensor de temperatura colocada na linha de descarga do compressor, que indicará indiretamente a pressão do Freon 22. O sensor estará acoplado a um comando que controlará uma válvula de duas vias motorizada, colocada na tubulação que sai do condensador e vai para a torre de resfriamento de água. Portanto, se houver qualquer modificação na pressão do freon isto acarretará no aumento ou diminuição da vazão de água de condensação. Este controle deve ser feito tanto no condensador que trabalha com a torre, quanto no condensador das serpentinas de aquecimento.

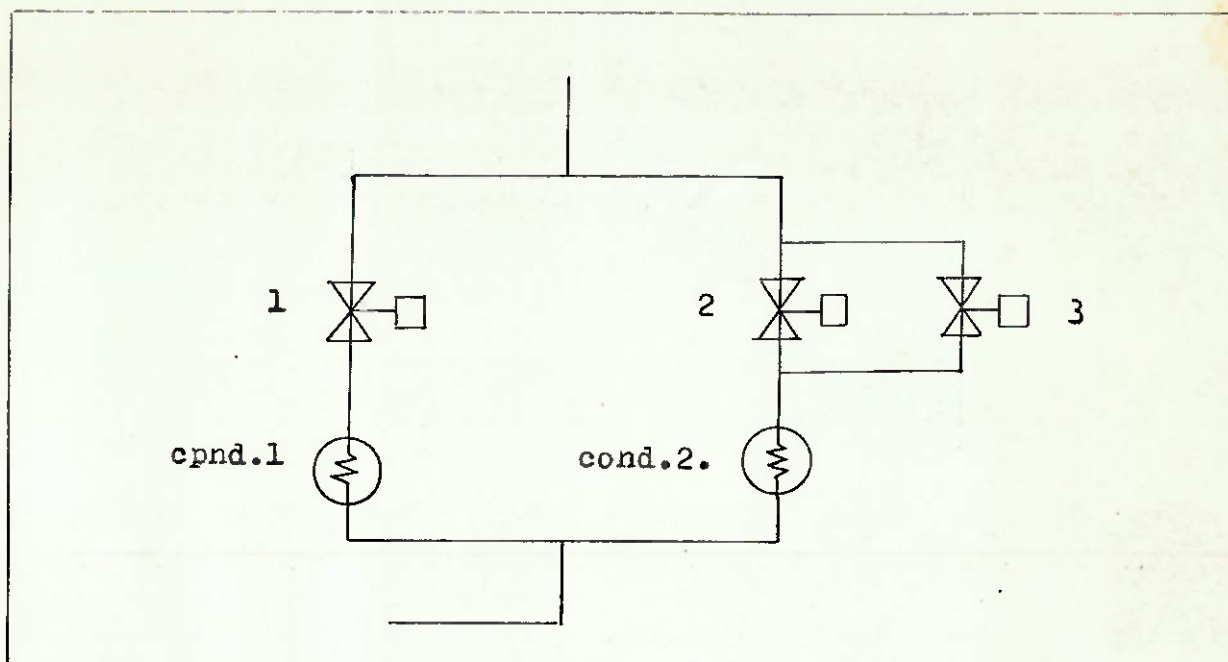
### III.5.4. Controle do Trocador Externo.

O controle será feito com uma válvula de 3 vias motorizada que fará o by-pass da solução, dependendo da temperatura com que esta sairá da serpentina. O comando está acoplado a um sensor colocado na tubulação de saída do trocador e entrada do evaporador.

### III.5.5. Controle da divisão de Freon 22 nos condensadores.

Como utilizaremos 2 condensadores, um para trabalhar com a torre de resfriamento e outro para aquecimento na qual a vazão é bem menor, necessitaremos de uma divisão do fluxo de R22 para que somente uma parte do fluxo vá para o condensador de aquecimento.

Observamos pelo esquema abaixo que as vazões para os condensadores de aquecimento (1) e de resfriamento (2), dependerão das 3 válvulas de 2 vias motorizadas.



No caso normal, quando houver somente resfriamento, as válvulas (1) e (3) estarão fechadas, enquanto a (2) estará com a vazão total de Freon. Ao necessitarmos de aquecimento, a válvula (2) fecha, enquanto as duas outras se abrem de modo que pela válvula (1) passe a vazão necessária no condensador (1) e pela válvula (3) passe uma vazão que é a diferença entre a vazão total e a que passa pela válvula (1), esta vazão é a necessária no condensador (1).

Se não tivéssemos a válvula (3), a vazão no condensador (2) diminuiria por causa da maior área da tubulação.

O comando destas válvulas deve ser dividido em duas partes: para se abrir as válvulas (1) e (3) e fechar a válvula (2), no caso de aquecimento, deve-se ter um sinal vindo do comando da válvula de 3 vias de alguma das serpentinas de aquecimento. Este sinal atuará no controlador das válvulas (1), (2) e (3).

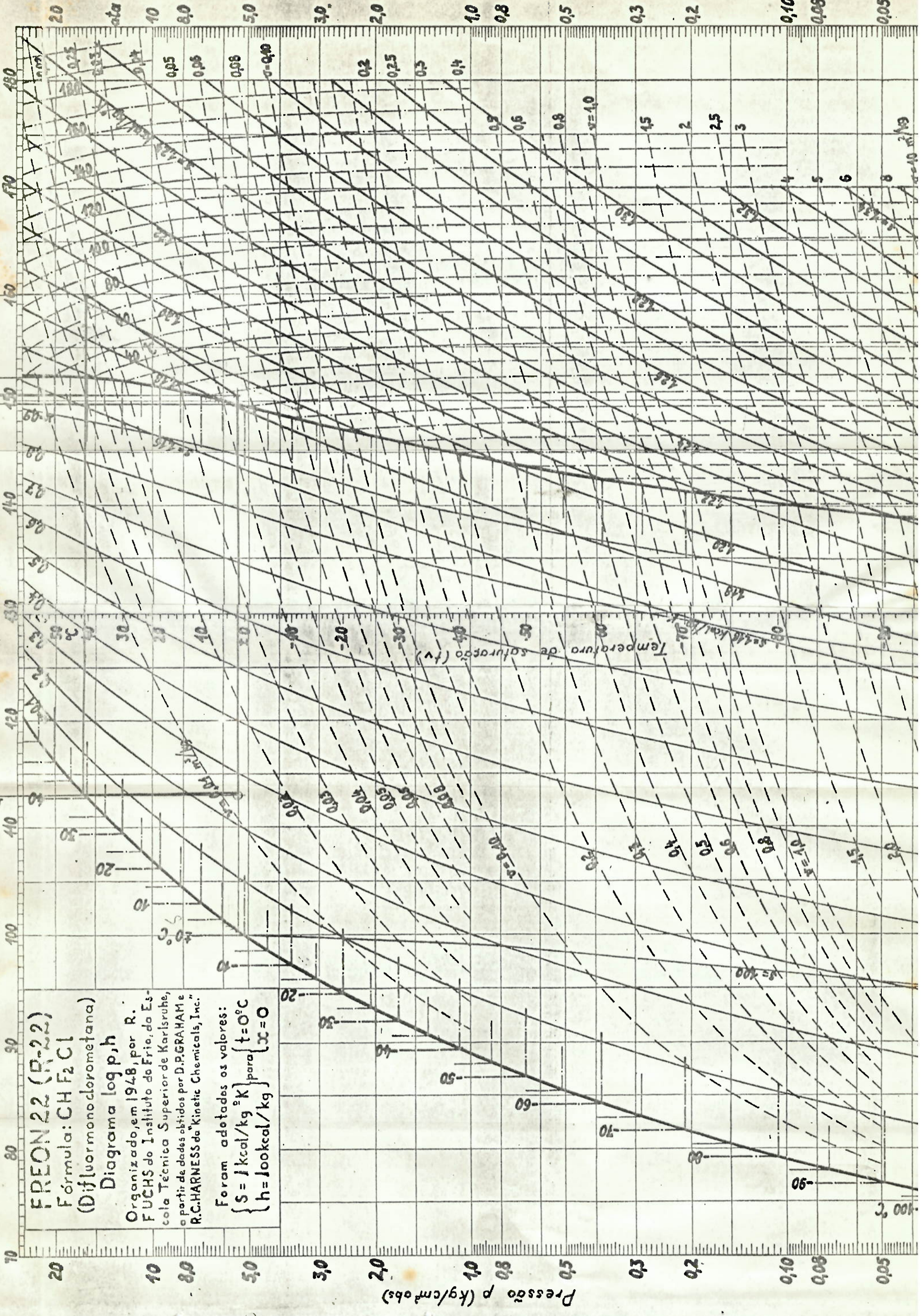
No caso do fechamento das válvulas (1) e (3) e abertura da válvula (2), isto é, no caso de não necessitarmos mais de aquecimento, o sinal deverá vir de um sensor colocado na tubulação de água quente, quando esta voltar das serpentinas a 35 °C, isto é, sem mudança na sua temperatura.

kcal/kg

**FREON 22 (R-22)**  
 Fórmula: CH<sub>2</sub>F<sub>2</sub>Cl  
 (Difluoromonoclorometano)

Diagrama log p, h  
 Organizado, em 1948, por R. FUCHS do Instituto do Frio, do Escola Técnica Superior de Karlsruhe, a partir de dados obtidos por D. P. GRAHAM e R. C. HARNES da "Kinetic Chemicals, Inc."

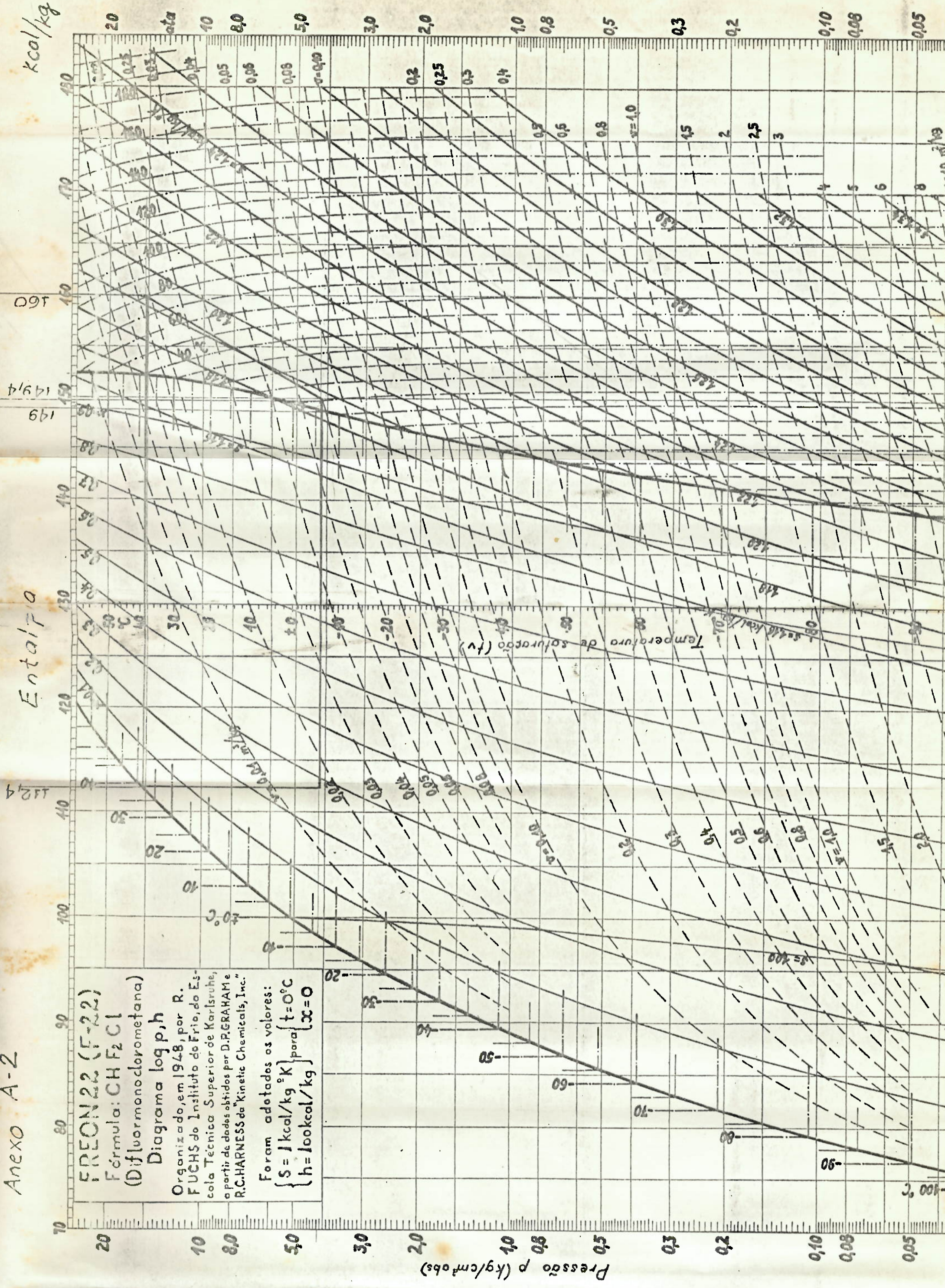
Foram adotados os valores:  
 $\left\{ \begin{array}{l} S = 1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{K} \\ h = 100 \text{ kcal/kg} \end{array} \right\}$  para  $\left\{ \begin{array}{l} t = 0^\circ\text{C} \\ x = 0 \end{array} \right.$



**FREON 22 (F-22)**  
 Fórmula:  $CH_2F_2$   
 (Difluoromonoclorometano)  
 Diagrama log p, h

Organizado, em 1948, por R. FUCHS do Instituto de Frio, da Escola Técnica Superior de Karlsruhe, a partir de dados obtidos por D. P. GRAHAM e R. C. HARNES da "Kinetic Chemicals, Inc."

Foram adotados os valores:  
 $S = 1 \text{ kcal/kg } ^\circ K$  para  $t = 0^\circ C$   
 $h = 100 \text{ kcal/kg}$  para  $x = 0$



160  
149/4  
149  
132/4

Entalpia

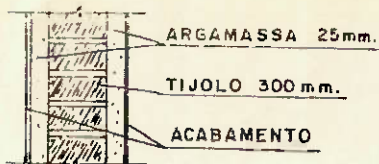
Pressão p (kg/cm² abs)

Temperatura de saturação (t<sub>s</sub>)

-100 °C

ANEXO 3 - TABELA DE COEFICIENTES DE TRANSMISSÃO DE CALOR K (kcal/h.m<sup>2</sup>°C)

1 - PAREDE EXTERNA



$$K = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0,025}{1,3} \times 2 + \frac{0,3}{0,55} + \frac{1}{8}} \approx 1,6$$

2 - PAREDE INTERNA

IDEM 1 C/ TIJOLO DE 150 mm

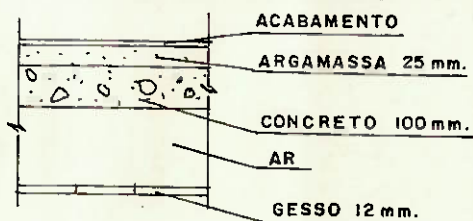
$$K = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,025}{1,3} \times 2 + \frac{0,15}{0,55} + \frac{1}{8}} \approx 1,8$$

3 - PORTA DE VIDRO EXTERNA



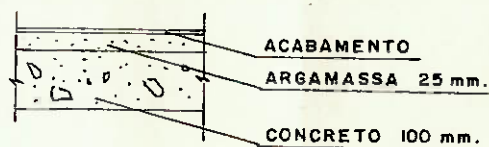
$$K = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0,05}{0,68} + \frac{1}{8}} = 5,5$$

4 - PISO OU TETO C/ FORRO



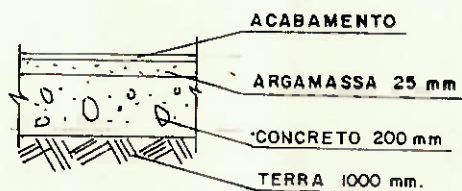
$$K = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,025}{1,3} + \frac{0,100}{1,4} + \frac{0,20}{0,17} + \frac{1}{8}} \approx 1,7$$

5 - PISO OU TETO S/ FORRO



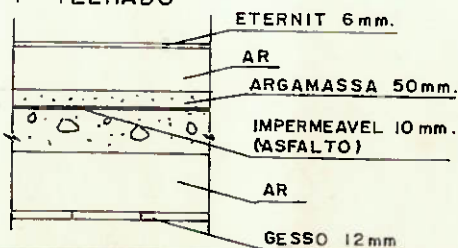
$$K = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,025}{1,3} + \frac{0,100}{1,4} + \frac{1}{8}} \approx 3$$

6 - PISO NA TERRA



$$K = \frac{1}{\frac{1,000}{1,6} + \frac{0,200}{1,4} + \frac{0,025}{1,3} + \frac{1}{8}} \approx 1,1$$

7 - TELHADO



$$K = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0,006}{1,2} + 0,2 + \frac{0,05}{1,3} + \frac{0,01}{0,65} + \frac{0,01}{1,4} + 0,2 + \frac{0,012}{0,17} + \frac{1}{8}} \approx 1,3$$

IV. BIBLIOGRAFIA:

- IV.1. Manual de Ar Condicionado, Carrier International Limited, Marcombo S.A. de Boixareu Editores.
- IV.2. Kern, D.Q., "Process Heat Transfer", McGraw-Hill Kogakusha Ltd.
- IV.3. Ö zizik, M.Necati, "Basic Heat Transfer", McGraw-Hill Kogakusha, Ltd.
- IV.4. Manual da ASHRAE
- IV.5. Manual de Termodinâmica e Transmissão de Calor, Remi Benedito Silva, Depto de Livros e Publicações do Grêmio Politécnico.
- IV.6. Catálogos: STARCO  
KSB  
ALPINA  
DANFOSS  
CARRIER  
TROX