

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE FORMATURA

INSTALAÇÃO DE AR CONDICIONADO

ALUNA: IDA FUMIKO TERAMOTO

ORIENTADOR: ALUÍSIO O. MARCONDES FILHO

- 1980 -

new 206

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^{os} 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.....	142
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

CAPÍTULO I - INTRODUÇÃO

A utilização de instalações de ar condicionado com a Bomba de calor é uma novidade neste país, isto porque, em primeiro lugar não é tão rigoroso o nosso inverno e também porque seu custo inicial é muito elevado.

Entretanto, a utilização de bomba de calor, torna-se necessária quando são levados em consideração outros fatores que não somente o conforto, tais como controle de umidade em equipamentos (computadores), ou salas, secagem, aquecimento; sendo que nestes casos o custo inicial continua sendo muito alto, porém há retorno com o decorrer do tempo.

Com a aproximação do fim da era dos combustíveis fósseis, houve um aumento sensível da busca de alternativas, do aproveitamento de todo e qualquer tipo de energia disponível.

O aproveitamento, portanto das formas mais baixas de energia se torna vital, tanto do ponto de vista econômico, como também humano; em todos os sentidos, já não se pode desprezá-la. Várias pesquisas têm sido efetuadas para se racionalizar este tipo de aproveitamento, de forma a tirar o máximo possível do que temos em nossa volta.

Este projeto é o estudo de uma dessas formas de aproveitamento, fugindo da ordem habitual das alternativas.

CAPÍTULO II - A BOMBA DE CALOR

II.1. DEFINIÇÃO

A bomba térmica é uma máquina que extrai energia de uma fonte a baixa temperatura e faz essa energia disponível a uma temperatura mais alta. Ver fig. II.1. Isto implica que existe uma aplicação pré-determinada para utilização da energia a alta temperatura, fazendo a distinção entre as bombas térmicas dos equipamentos similares de refrigeração e ar condicionado, onde a energia de alta temperatura é rejeitada como desperdício. Os limites dos campos de aplicação da recuperação de calor, bomba térmica e ar condicionado não são sempre bem definidos. Só aquelas aplicações de recuperação de calor, onde o calor recuperado tem sua temperatura elevada de nível, podem ser considera-

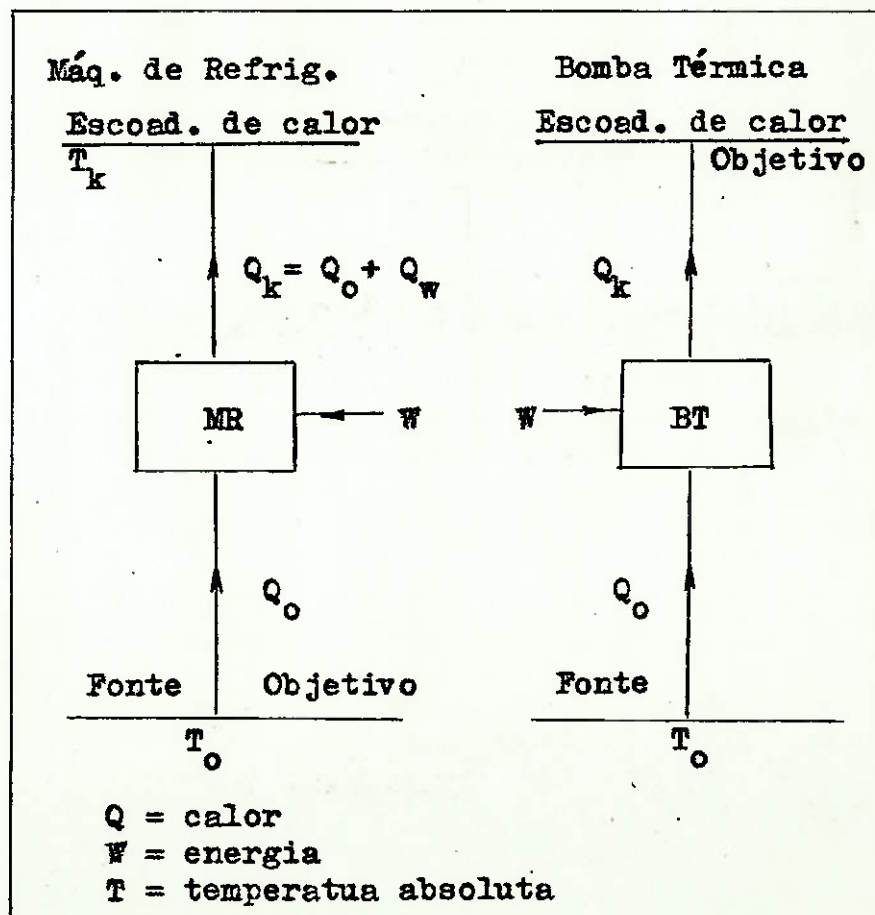


Figura II.1

das como aplicação da bomba térmica. No campo do ar condicionado somente pode ser considerado como aplicação da bomba térmica, quando o calor fornecido tem uma aplicação útil. Um exemplo de aplicação de bomba térmica é o bombeamento de calor da água de resfriamento para fornecer aquecimento ambiental para uma sala ou fábrica. Um outro caso é o de bombear calor do ar exterior para aquecer pequenos ambientes ou residências (exemplo: equipamentos de janela com bomba térmica). Estas aplicações são efetivas, uma vez que a quantidade de energia requerida para operar a bomba térmica é só uma fração total da energia fornecida como aquecimento.

Os componentes essenciais de uma bomba térmica são os trocadores de calor, pelos quais a energia térmica é extraída e feita disponível. Há diversos meios para bombear o calor entre esses trocadores de calor, como ciclos de compressão de vapor acionados por motores elétricos, absorção química, compressão de gás, ou ar úmido e métodos termoelétricos. Todos esses métodos têm em comum a característica de ser necessário um fornecimento de energia (mecânica, elétrica ou térmica), para fazer com que eles operem.

A relação entre a energia térmica utilizável (Q_k) e o total de energia consumida para operar a bomba térmica (W) mede a eficiência da bomba térmica. Esta relação é conhecida por diversos nomes como: coeficiente de aquecimento, eficiência térmica recíproca, relação de performance, ou ainda, performance de relação de energia (PER). O termo mais empregado é o de "coeficiente de performance", abreviado com "COP". É conveniente empregar o subscrito "h" (COP_h) para distingui-lo do coeficiente de performance empregado de forma similar para definir a eficiência de resfriamento (COP_c) para os equipamentos de refrigeração. Outro termo é o SPF, ou coeficiente de perfor

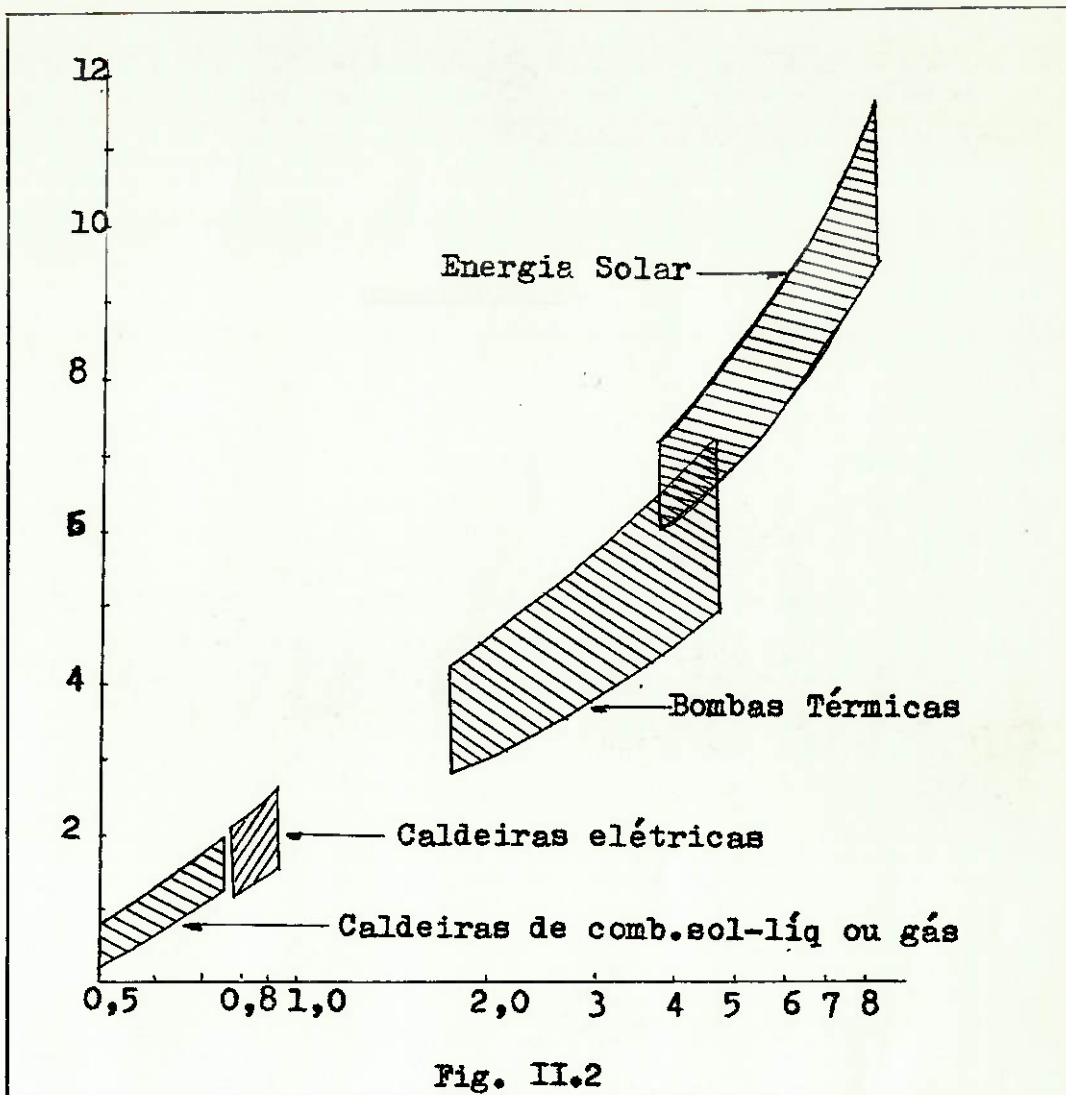
manee anual, similar ao COPh, empregado para definir a eficiência da bomba térmica com base na operação durante o ano todo; neste caso, considera-se também o efeito de todo calor auxiliar que deverá ser incluído no cálculo.

Para ser eficiente, uma bomba térmica deve ter um COP maior que a unidade, e quanto maior o COP, mais eficiente será a bomba térmica. Para máquinas grandes que bombeiam calor entre pequenas diferenças de temperatura, o COP atinge valores de 5-6 ou ainda maiores, e mesmo para máquinas pequenas, que empregam o ar atmosférico externo como fonte de calor, o COP tem valores entre 2 e 3 ou maiores.

II.2. CONSIDERAÇÕES ECONÔMICAS

As bombas térmicas são realmente eficientes em termos energéticos, mas a sua utilização não é ampla. A razão principal disto, é que o custo de investimento é alto, comparado com alternativas já estabelecidas (caldeiras, aquecedores, etc). Ver fig. II.2. para cada aplicação em particular, a bomba térmica deverá ser avaliada comparando-a com os outros sistemas para se determinar se oferece vantagem econômica. Essa avaliação deverá considerar as diferentes eficiências dos diferentes sistemas alternativos utilizando diferentes combustíveis, e considerando ainda os custos totais, incluindo o custo do capital e de manutenção e operação.

Normalmente, os sistemas alternativos utilizados são melhor conhecidos e mais baratos, de vez que a economia de energia realizada pela bomba térmica deverá ser balanceada contra o seu maior custo incerto de manutenção. As análises convencionais podem mostrar que algumas aplicações da bomba térmica são realmente econômica, mas em muitos casos pode-se ter incertezas que requerem uma apreciação mais apurada.



Comparação de custos de energia

- aquecimento de resistência elétrica:

$$\frac{Q}{860} \text{ (Cr$/kWh)} = \frac{1.000}{860} \times 0,8181 = 0,95 \text{ Cr$/1.000 kcal}$$

onde 0,8181 Cr\$/kWh é o preço de unidade da força monofásica.

- aquecimento a gás (GLP):

$$\frac{Q}{PC \cdot \eta} \text{ (Cr$/kg)} = \frac{1.000}{10.900 \cdot 0,6} \times 3,58 = 0,55 \text{ Cr$/1.000 kcal}$$

onde PC é o poder calorífico do GLP kcal/kg.

eficiência dos aquecedores de gás. (segundo informação de um especialista de indústria de gás não se pode considerar uma eficiência geral maior que 0,6.

- Bomba de calor:

$$\frac{Q}{860 \cdot A} \text{ (Cr\$/kWh)} = \frac{1000}{860 \cdot 3} \cdot 0,655 = 0,25 \text{ Cr\$/kcal.}$$

onde 0,655 Cr\$/kWh é o preço da unidade de força trifásica.

Pode-se ver que a bomba de calor, além da economia da importação de petróleo, economiza ainda nos custos de energia.

Faremos a seguir uma comparação de custos para o caso do nosso projeto.

Para um consumo de 30 TR

Unidades	Preço (Cr\$)
Caldeira Elétrica	920.000,00
Caldeira a Óleo	1.070.000,00
Resistências	380.000,00
Bomba de Calor	1.880.000,00

Percebe-se portanto que o custo inicial para a Bomba de calor é bem mais elevado que as outras formas utilizadas. Porém, conforme já foi dito, a amortização torna viável o investimento inicial, além do fato de que a utilização da Bomba de Calor é muitas vezes necessária.

II.3 - PRINCÍPIOS TEÓRICOS

II.3.1 - Considerações Gerais.

Como primeira proposição e como ciclo termodinâmico de bombas térmicas mais direto é aquele que envolve a compressão e expansão do ar. Mas, os ciclos que envolvem a compressão e expansão de misturas saturadas de líquido/vapor são mais eficientes e os mais empregados nas bombas térmicas.

Os sistemas de absorção química que são operados por energia térmica em vez de energia mecânica são uma alternativa para o ciclo de compressão mecânica do vapor. A recuperação do calor latente é possível nos processos industriais de concentração e destilação pela aplicação de bombas térmicas de ciclo aberto nos quais o refrigerante é o mesmo material que está sendo processado.

II.3.2 - Ciclo Ideal de Carnot.

Para fazer comparações e melhor analisar os ciclos termodinâmicos de maior eficiência possível, há diversos ciclos ideais, de tanta eficiência como o ciclo de Carnot, mas nenhum tem eficiência maior que o dele. Um ciclo tão perfeito constitui uma boa base de comparação para máquinas com ciclos reais, assim como também para outros ciclos ideais. Uma diferença demasiadamente grande entre as eficiências ideal e real, sugere como consequência uma investigação para poder melhorar a eficiência do ciclo real.

Como mostra o diagrama da figura II. 3, este ciclo está composto por quatro processos reversíveis:

- 1) Expansão isotérmica (4-1) durante o qual o calor (carga de refrigeração) flui do espaço ou meio refrigerado para o refri-

gerante.

- 2) Compressão (1-2)
- 3) Compressão isotérmica (2-3) no qual o calor flui do refrigerante para a atmosfera.
- 4) Expansão (3-4).

A área (b) representa a carga de refrigeração, a área (a) o trabalho líquido absorvido pelo ciclo, a área (a+b) o calor rejeitado para a atmosfera.

O COP é representado pela relação entre ambas as áreas (b/a).

A área (a+b) também representa o fluxo de calor de e para o ciclo, entretanto a área negativa (-b) representa a capacidade disponível de refrigeração.

O valor COP para o ciclo reverso de Carnot é uma função das temperaturas absolutas do espaço refrigerado. T_o e da atmosfera T_k .

$$\text{COP}_c = \frac{\text{Efeito da refrigeração}}{\text{Energia consumida}} =$$

$$\frac{Q_o}{(Q_k - Q_o)} = \frac{Q_o}{W} = \frac{T_o \Delta S}{(T_k \Delta S - T_o \Delta S)} =$$

$$\frac{1}{\left(\frac{T_k}{T_o} - 1\right)} = \frac{T_o}{T_k - T_o}$$

Desvios das condições ideais devido à diferença de temperatura para transmissão de calor, ou do ciclo reversível de Carnot, requerem maior energia consumida pelo ciclo de refrige-

ração que o mínimo ideal. Esses desvios degradam a energia disponível e originam um aumento de entropia do sistema e do meio (S total).

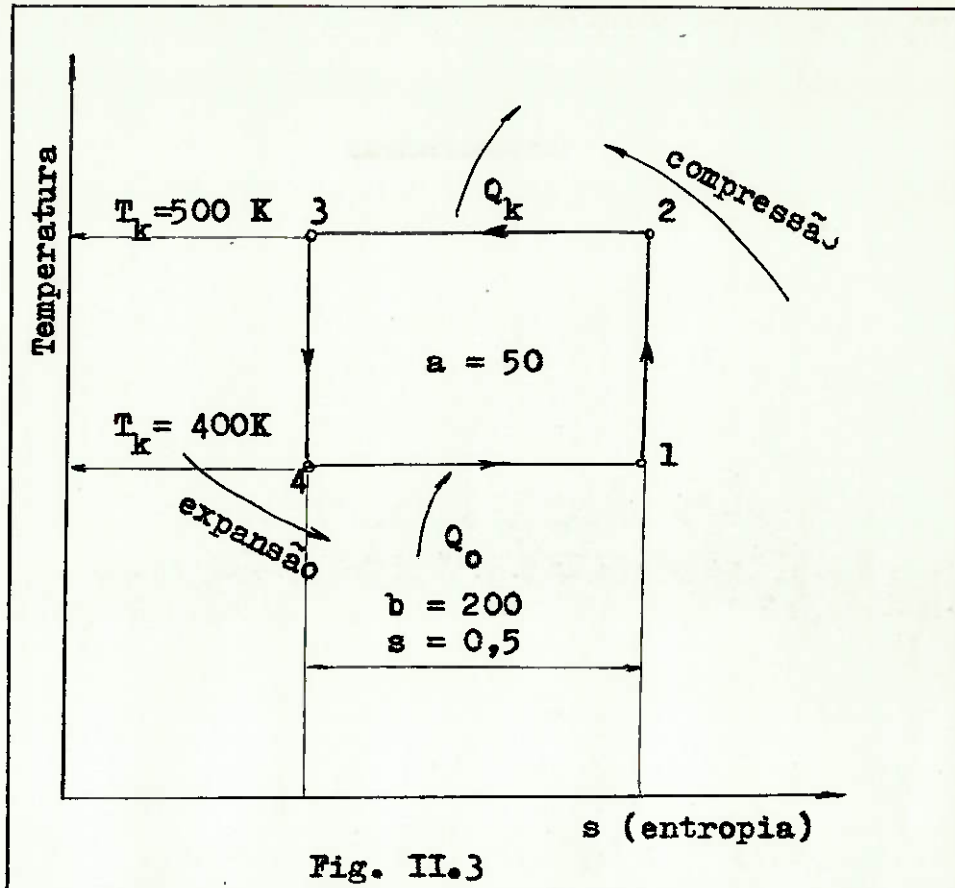


Fig. II.3

- Princípios da Termodinâmica no Ciclo de Refrigeração e Bomba Térmica.

Os ciclos de refrigeração e bomba térmica transferem energia térmica de fontes de baixa temperatura para fontes de alta temperatura. A fonte de alta temperatura é geralmente o ar ambiente ou água de resfriamento. Esta temperatura é denominada como T_o . O balanço energético feito pelo primeiro princípio nos permite determinar o coeficiente de performance do sistema (COP) definido como:

$$\text{COP}_c = \frac{\text{Efeito de refrigeração}}{\text{Trabalho consumido}} = \frac{|Q_o|}{|Q_k| - |Q_o|}$$

Onde $|Q_K|$ é o valor absoluto do calor transferido para a fonte de alta temperatura e $|Q_0|$ é o calor retirado da fonte de baixa temperatura.

Para definir o coeficiente de performance de aquecimento de um sistema, temos:

$$COP_h = \frac{\text{Efeito de aquecimento}}{\text{Trabalho consumido}} =$$

$$\frac{|Q_K|}{|Q_K| - |Q_0|}$$

Por meio de análise referente ao ponto de vista do Segundo princípio pode ser demonstrado que:

- 1) O ciclo reverso de Carnot, é o ideal standard e de mínimo requerimento de trabalho consumido para o ciclo de compressão de refrigeração.
- 2) Desvios deste standard ideal, tais como fricção dos fluidos, transferência de calor com diferenciais de temperatura limites, expansão sem realizar trabalho, degradam a energia disponível.
- 3) Estes desvios requerem que o trabalho consumido para o ciclo de refrigeração seja maior do que o mínimo ideal.

II.3.2 - Ciclo de Compressão de Vapor.

O ciclo de compressão de vapor pelo qual funciona a bomba térmica opera pela contínua mudança das propriedades físicas do fluido refrigerante através de um ciclo que se aproxima do ciclo ideal de Carnot.

Num ciclo prático e real de compressão de vapor, as mudanças isotérmicas de estado ocorrem com uma mistura de vapor

saturado e líquido, e se transformam num processo a pressão constante. Se é empregado um fluido adequado, a entropia que aumenta durante a expansão é pouca, comparada com as mudanças durante o processo a pressão constante e pode-se ter um ciclo eficiente ainda que a energia da expansão não seja recuperada.

Por razões técnicas e práticas, para realizar o estágio de compressão é necessário ter-se vapor seco.

O ciclo resultante para a bomba térmica é o ciclo de Rankine, ilustrado em funções de temperatura - entropia e pressão entropia na fig. II.4. O vapor é comprimido do ponto 1 até 2, com um aumento de temperatura maior do que no ciclo ideal de Carnot, logo, é resfriado até o ponto 3. A condição de vapor no ponto 2 é de "super aquecido", dado que está a uma temperatura superior à correspondente de saturação para a pressão correspondente.

Logo o vapor é condensado desde 3 até 4 expandido a entalpia constante desde 4 até 5, e recupera o calor por evaporação desde 5 até 1. O calor é rejeitado desde 3 até 4 na temperatura de condensação, e uma proporção desse calor total é rejeitado a uma temperatura superior entre 2 e 3. Esse calor é coletado tanto da evaporação 5 - 1 como do trabalho de compressão entre 1 e 2. O valor teórico do COP está dado por:

$$\text{COP} = \frac{(h_2 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$$

onde h_1 , h_2 e h_4 são os valores de entalpia.

Os componentes básicos de uma bomba térmica são os mostrados na figura II.5, na qual estão indicados os diferentes estados do refrigerante correspondentes à figura II.6. Um elemento de expansão, válvula, orifício ou capilar é utilizado como dispositivo de expansão, em lugar de um expansor do qual se

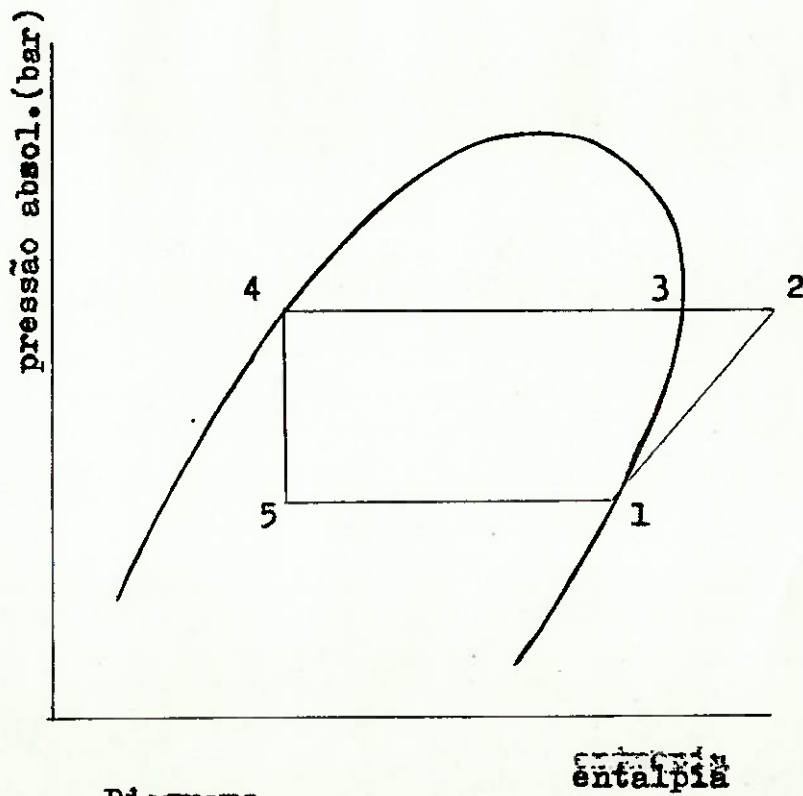
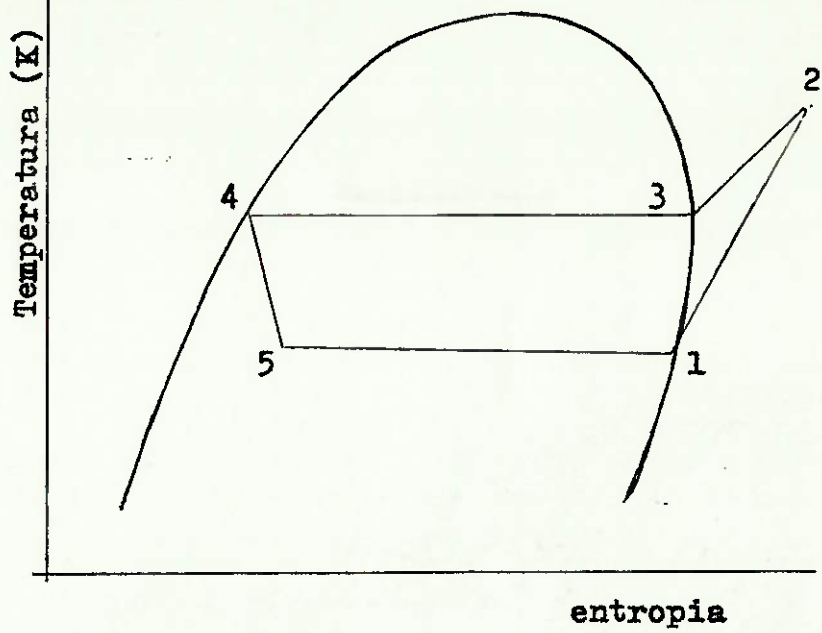
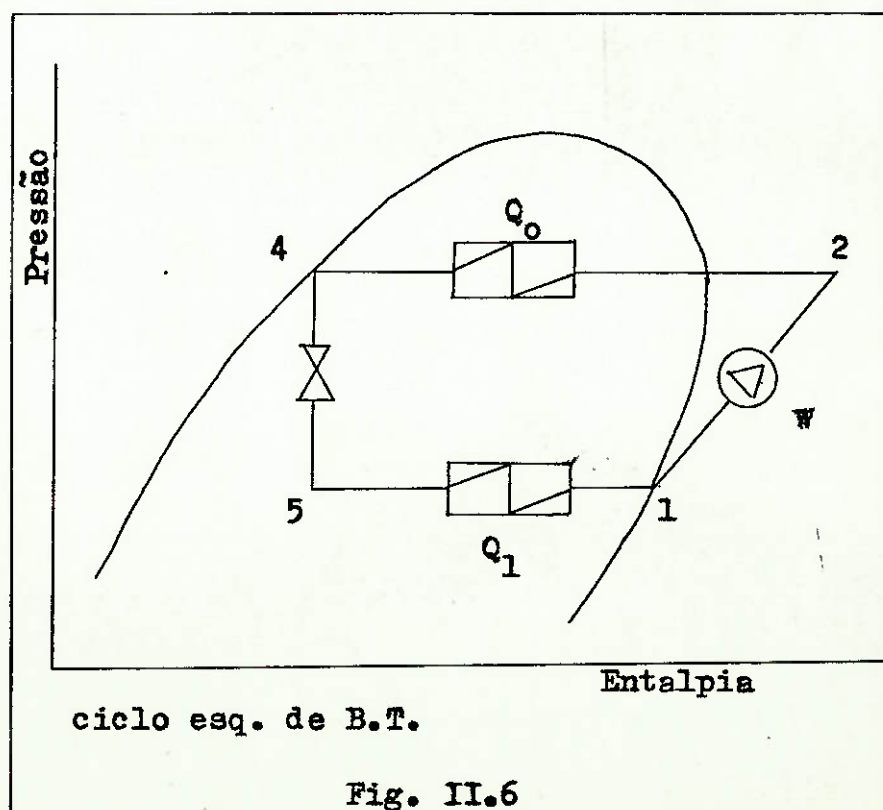
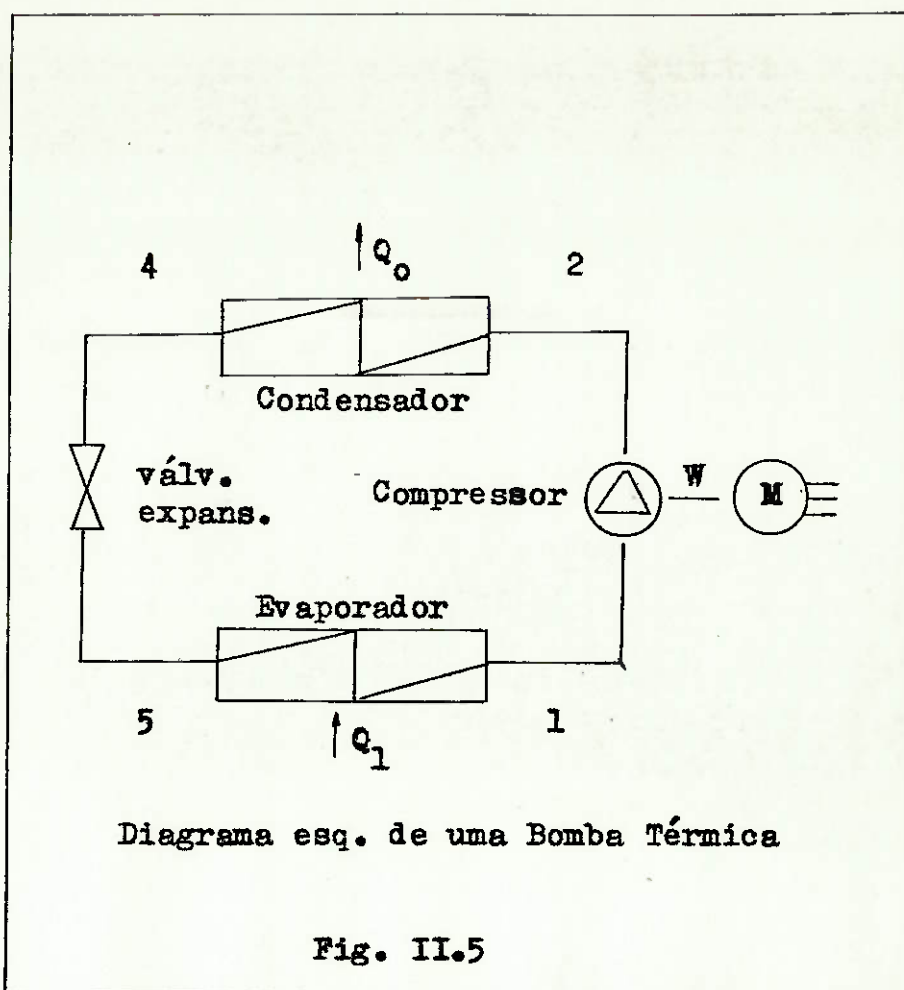


Diagrama
para o ciclo termod. refrig.-compr. (Rankine)

Fig. II.4



poderia obter trabalho de expansão, resultado da reversibilidade do ciclo ideal de Carnot.

As propriedades reais dos fluidos refrigerantes, junto com as perdas de pressão nas tubulações e os diferenciais finitos de temperatura nos trocadores de calor, fazem com que a análise de qualquer ciclo real seja relativamente complexa, e tendo como resultado valores de COP muito menores dos teoricamente possíveis nos ciclos de Carnot e Rankine, (ver fig. II. 7). Para comparar a eficiência real com a ideal possível, nós nos referimos ao valor N_c (eficiência em relação ao ciclo de Carnot).

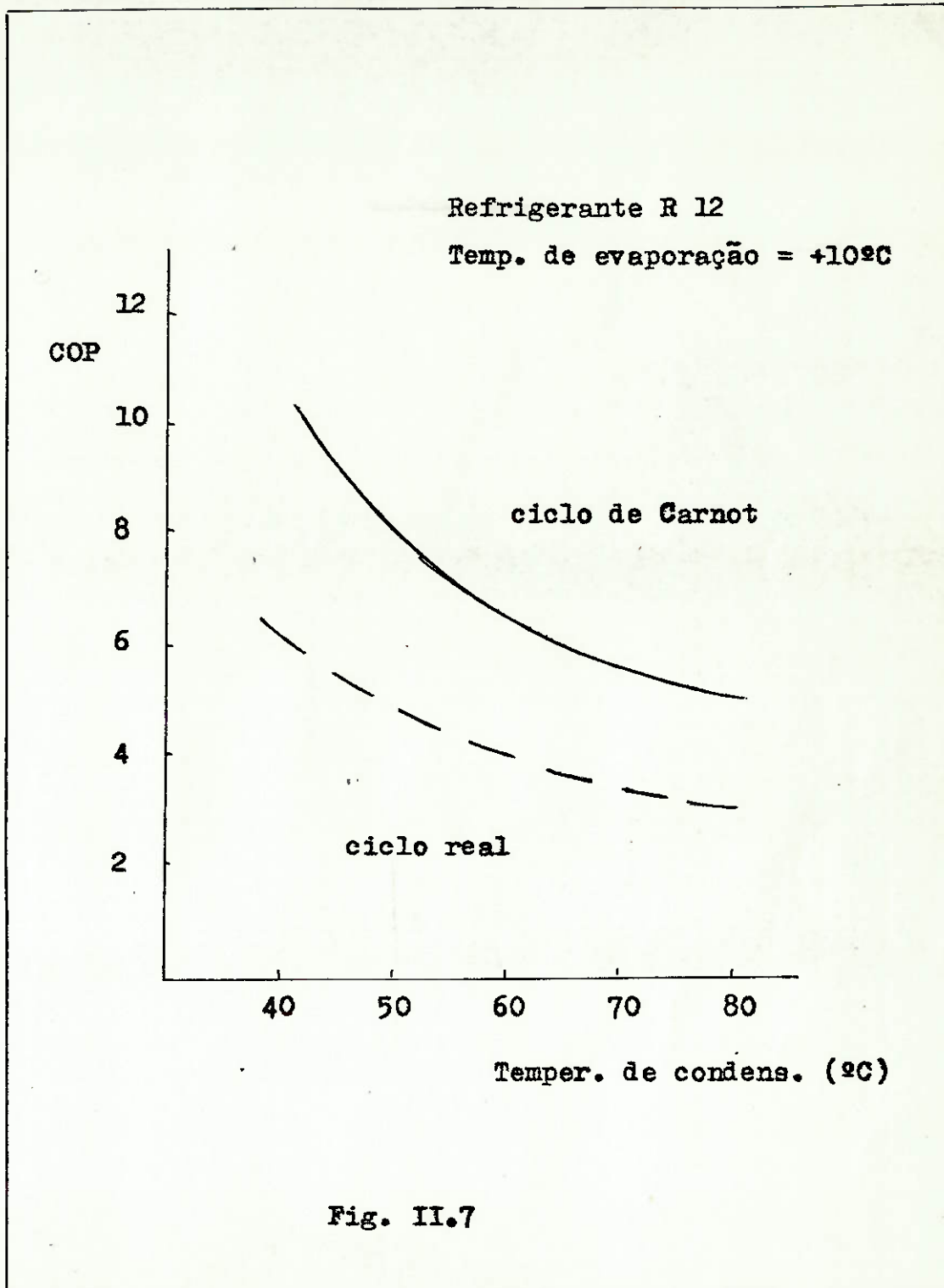
$$N_c = \frac{\mathcal{E}_{\text{real}}}{\mathcal{E}_{\text{Carnot}}}$$

Essa eficiência, logicamente é sempre inferior à unidade, e depende das condições de operação e construção da bomba térmica considerada.

Para se obter o máximo COP, a diferença de temperaturas ($T - T_0$) deve ser a mínima, o que obriga a que as diferenças terminais de temperatura entre fluido interno e os externos no evaporador e condensador da bomba térmica sejam as mínimas possíveis. Para atingir isso, os sistemas compressor-superfície de troca de calor devem ser otimizados em relação aos custos de energia e condições de utilização do sistema.

Os coeficientes de transmissão de calor para líquidos é maior do que para gases, o que indica que para o mesmo custo os trocadores de calor com líquidos permitem menores diferenças de temperatura e maior eficiência do sistema.

Um efeito similar é o produzido pelo fato de que os líquidos têm maior densidade e calor específico que os gases.



II.4. BOMBAS TÉRMICAS DE COMPRESSÃO DE VAPOR

As máquinas de compressão de vapor operando com o ciclo de Rankine, são consideradas como as mais adequadas para trabalhos de refrigeração e bombeamento de calor. Elas combinam eficiência com tamanhos compactos e segurança de funcionamento a custos razoáveis, e não são passíveis de serem colocadas ao lado, por outros tipos de equipamento num futuro previsível.

Muitos dos componentes destas máquinas são praticamente os mesmos, sejam estes empregados em refrigeração ou bombas térmicas, mas o fato de que uma maior importância deve ser dada para minimizar o consumo de energia nas bombas térmicas, significa que alguns componentes, notadamente trocadores de calor e ventiladores deverão ser dimensionados com critérios diferentes. Os sistemas de controle podem ser algo mais complexos nas instalações de bombas térmicas. A seleção desses componentes, no que se refere a preços e performance, depende de cada aplicação em particular.

Embora as considerações de projeto para cada componente em particular sejam bem definidas, é necessário ter experiência e conhecimento das interações, e sendo possível, é recomendável encomendar o projeto de uma bomba térmica de ciclo de compressão a vapor a engenheiros e empresas que tenham experiência em equipamentos de refrigeração.

II.4.1. Refrigerantes.

O refrigerante é vital num ciclo de compressão de vapor. O calor é coletado e liberado pelas mudanças de estado do refrigerante, e é transferido pela sua circulação pelo sistema. A capacidade de uma substância como refrigerante depende em prin

cípico da relação entre o seu ponto de ebulição e temperatura e a pressão deve ser tal que permita que o calor possa ser transferido numa faixa prática de pressão, e em segunda instância na sua capacidade de calor latente para que seja capaz de bombear energia eficientemente. As propriedades de um refrigerante podem ser convenientemente traçadas num diagrama de Mollier, como mostrado na figura II. 8.

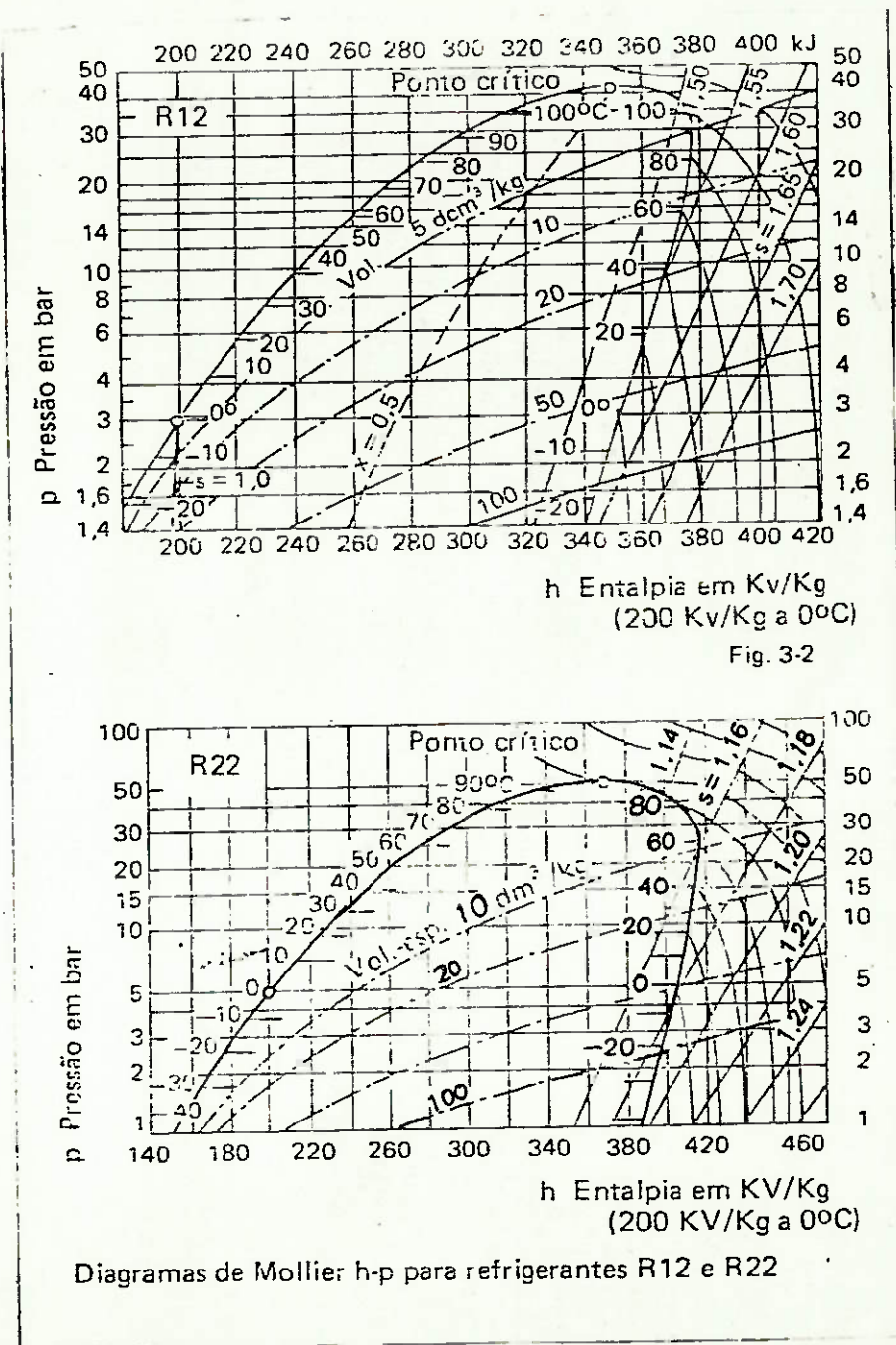


Figura II.8.

A sua capacidade de bombear calor depende de o refrigerante possuir suficiente calor latente tanto na evaporação como na condensação. Isto pode ser determinado pela forma da curva de saturação e a distância das pressões operacionais abaixo do ponto crítico. Isto também é efetuado pelas pendentes relativas das curvas de saturação e das isoentrópicas.

Os refrigerantes halógenos foram propostos no início de 1930 e fabricados e utilizados a partir de 1940. Eles são superiores à amônia, ao dióxido de enxofre ou ao cloreto de metila em pequenas aplicações.

A amônia continuará sendo empregada em instalações industriais de grande porte, onde as suas vantagens de baixo custo, pouco deslocamento volumétrico e alta eficiência contrabalançam as dificuldades de manipulação por ser um fluido tóxico e inflamável.

Embora existam dados de aproximadamente 40 diferentes possíveis refrigerantes, só alguns poucos deles são disponíveis e adequados para aplicações em bombas térmicas.

Algumas de suas propriedades estão tabuladas na tabela II. 2.

II.4.1.1. Critério de Seleção do Refrigerante

Os requisitos básicos para selecionar um refrigerante com êxito são àqueles que tenham calor latente suficientemente alto na faixa de temperatura considerada de evaporação e condensação, e que combinem o mais alto COP teórico, com o mínimo fluxo mássico, e que sejam compatíveis física e quimicamente com todos os componentes do equipamento.

a) Critérios Termodinâmicos

- Temperatura Crítica.

PROPRIEDADES DE ALGUNS REFRIGERANTES ATÉ QUADRO PARA BOMBAS TÉRMICAS

Refrigerante	Fórmula química	Peso molecular	Ponto de ebul. normal °C (1 bar)	Temp. crítica °C	Pressão Crítica bar	Calor latente pto. ebul. normal kcal/kg	Pressão de vapor bar				Relação da compressão		Exponente de compr. ad (J)	Custo relativo com R12 (kg)
							-10°C	0°C	40°C	90°C	40°C	90°C		
R11	CCL ₃ F	137,4	23,8	196,0	44,09	43,51	0,261	0,409	1,79	6,79	4,37	16,60	1,13	1,00
R12	CCL ₂ F ₂	120,9	-28,8	112,0	41,15	39,86	2,23	3,15	9,82	28,64	3,12	9,09	1,15	1,00
R12B1	CCL ₂ BR	165,4	-3,72	153,8	42,42	31,66	0,82	1,208	4,307	13,76	3,56	11,39	-	-
R13	CCLF ₃	104,7	-81,4	28,8	36,1	35,47	15,45	20,07	-	-	-	-	1,15	-
R13B1	CBrF ₃	148,9	-57,8	67,0	39,4	28,87	6,41	8,62	23,27	-	2,70	-	1,116	-
R21	CHCL ₂ F	102,9	8,9	178,5	52,00	57,9	0,47	0,72	3,01	9,02	4,18	12,52	1,65	22,0
R22	CHCLF ₂	86,5	-40,8	96,0	49,8	55,92	3,62	5,07	15,57	45,25	3,07	8,92	1,19	1,21
R23	CHF ₃	70,0	-82,0	26,3	48,1	58,11	19,30	25,53	-	-	-	-	-	-
R113	CCLF ₂ - CCL ₂ F	187,4	47,6	214,1	34,36	35,07	0,09	0,15	0,79	3,51	5,27	23,4	1,075	1,50
R114	CCLF ₂ - CCLF ₂ -	170,9	3,64	145,7	32,8	32,78	0,58	0,89	3,47	11,82	3,90	13,28	1,106	1,89
R114B ₂	CBrF ₂ - CBrF ₂ - C ₂ F ₂ Br ₂	259,9	47,6	214,5	34,67	-	-	-	-	-	-	-	-	-
R115	CCLF ₂ - CF ₃	154,5	-106,0	80,0	12,13	-	3,05	4,42	13,30	-	3,00	-	-	-
R500	R12+R152a (73,8+26,2)	99,3	-33,5	105,0	45,2	48,1	2,62	3,69	11,56	33,99	3,13	9,21	1,15	18,00
R502	R22 + R115 (48,8 + 51,2)	111,6	-45,6	82,2	42,0	42,7	4,25	5,67	17,14	-	2,92	-	1,205	3,50
R717	NH ₃	17,0	-33,3	132,4	115,2	326	2,95	4,36	15,8	52,2	3,62	11,97	1,31	0,08
R718	H ₂ O	18,0	100,0	374,2	200,5	537	0,003	0,005	0,07	0,70	11,67	117,0	1,40	Nihil

Tabela II.2

Para qualquer tipo de refrigerante empregado, a eficiência da bomba térmica diminui muito rapidamente quando a temperatura de condensação se aproxima da temperatura crítica. É recomendável que a temperatura de condensação seja entre 0,8 até 0,85 da temperatura crítica, e este último limite deverá ser evitado de ser ultrapassado.

- Ponto de ebulição atmosférica (normal)

Se a temperatura de evaporação é inferior à temperatura de ebulição normal, então a parte do sistema a baixa pressão da bomba térmica terá uma pressão inferior à atmosférica, e isto pode facilitar a penetração de gases não condensá -

... veis no sistema.

- Calor latente de condensação:

Este valor define a massa de refrigerante que deve circular pelo sistema por razões óbvias; quanto menor a massa circulada, mais eficiente poderá ser a bomba térmica.

- Efeito de aquecimento por unidade de volume na sucção:

Este volume define a capacidade e o tamanho do compressor.

- Pressão de condensação:

Esta pressão à temperatura de condensação do fluido a ser aquecido é importante para o dimensionamento dos vasos e tubulações.

b) Critério de Segurança:

- Inflamabilidade

- Toxicidade

- Estabilidade química do fluido.

Esta depende em grande parte da temperatura e varia consideravelmente com os materiais com os quais o refrigerante deverá estar em contato.

c) Critério Técnico:

- Ação sobre metais

- Ação sobre materiais empregados nas juntas: plásticos e elastômeros.

- Ação sobre os óleos lubrificantes:

Físicas: propriedades da mistura; Químicas.

- Eficiência de troca de calor

Especialmente no que se refere à ebulição e condensação.

- Tendência a vazamentos

- Preço

- Disponibilidade no mercado.

Naturalmente deverão ser feitas outras considerações, como por exemplo se o compressor é hermético ou semi-hermético, no qual o motor é resfriado diretamente pelo vapor refrigerante de sucção, neste caso, o vapor deve ter qualidades dielétricas suficientes, assim como ser compatível com os materiais isolantes elétricos empregados.

Outra consideração deverá ser feita no que corresponde à ação dos refrigerantes halógenos que escapam e atingem a estratosfera destruindo a camada protetora de ozônio, assunto que está sendo detidamente discutido e medido para se chegar a uma resposta definitiva quanto aos riscos envolvidos.

II.4.2. Compressores

O compressor tem duas funções na bomba térmica: a de bombear o refrigerante no circuito e a de elevar substancialmente a pressão do refrigerante.

O refrigerante selecionado e a faixa de temperatura necessária para bombear o calor obrigam geralmente à necessidade de um compressor que forneça altas diferenças de pressão e moderados fluxos de refrigerantes, e isto é quase sempre fornecido pelos compressores de deslocamento positivo e do tipo de compressor a pistões recíprocos. Outro tipo de compressor de deslocamento positivo de média a grande capacidade, é o de parafuso. Em algumas aplicações especiais de grande capacidade pode ser empregado o compressor centrífugo; este último não é de deslocamento positivo e deve trabalhar numa estreita faixa de operação.

As altas temperaturas de trabalho e a ampla faixa das condições de operação tais como as necessitadas para atender o aquecimento ambiental ou o aquecimento de água para processos ,

fazem maior exigência sobre o compressor do que as aplicações do ar condicionado, assim os compressores especialmente projetados para serem aplicados em bombas térmicas, são preferíveis em função de sua confiabilidade, em comparação com os compressores desenhados para operar nas condições de ar condicionado.

Em equipamentos pequenos, onde o custo é um fator importante, e onde os custos de instalação devem ser mantidos ao mínimo é comum a utilização de unidades moto-compressoras herméticas. A eficiência médias dessas unidades atualmente comercializadas, do conjunto motor-compressor está na faixa de 40-60%. Em tamanhos maiores, até 50 KW de potência absorvida, os compressores recíprocos são geralmente semi-herméticos, onde o motor e o compressor estão dispostos num invólucro que tem tampas de acesso aparafusadas, e o refrigerante resfria o motor. . As eficiências do conjunto estão por volta de 70% ou mais variando conforme o tamanho do motor. Nas unidades multicilíndricas, a capacidade do compressor pode ser controlada ligando ou desligando os cilindros.

II.4.3. Trocadores de calor

Os trocadores de calor são dispositivos através dos quais o calor é transferido de um fluido para outro sem que ambos se misturem. Por exemplo, o calor pode ser transferido entre o ar e um refrigerante, empregando um trocador de calor de tubos aletados, ou entre líquidos, utilizando um trocador de calor de casco e tubo.

Nas bombas térmicas são necessários esses tipos de trocadores de calor ou similares para coletar o calor no circuito de refrigerante no evaporador e liberá-lo no condensador.

A seleção correta dos trocadores de calor e o seu dimensionamento, são provavelmente os pontos mais importantes no

desenho de uma bomba térmica eficiente e econômica; por outro lado, pode ser a parte mais delicada e difícil. As geometrias complexas dos trocadores de calor, junto com as condições muito variáveis de operação indicam que o cálculo exato partindo dos princípios físicos estabelecidos nem sempre é possível, e vários fatores empíricos determinados pela prática e pela experimentação devem ser aplicados para estabelecer as relações de transferência de calor.

No caso particular dos condensadores para bombas térmicas, os cálculos de transferência de calor são sempre bastante complexos devido às diferentes condições dos fluidos refrigerantes (resfriamento do vapor, condensação e sub-resfriamento do refrigerante líquido) e dado que os limites entre as diferentes condições dos fluidos refrigerantes, digo, fases variam com as condições de operação do evaporador, compressor e os controles, fazendo com que a otimização do condensador possa ser feita só na base do teste e erro, assumindo um determinado comportamento do resto dos componentes do sistema.

Para transferência de calor entre o refrigerante e ar ou vice-versa, o ar é normalmente forçado a circular por meio de ventiladores através de serpentinas de tubo de cobre com aletas de alumínio. A seleção da profundidade da serpentina, a quantidade de circuitos de refrigerantes em paralelo, e o espaçamento das aletas dependem das exigências particulares de cada projeto.

Para transferência de calor entre o refrigerante e água ou outros líquidos, os trocadores de calor podem ser do tipo casco e tubo, nos quais o refrigerante pode circular pelo casco e o líquido passa pelos tubos, ou inversamente, nos quais o refrigerante passa pelos tubos e o líquido pelo casco.

É possível a aplicação de superfície estendida para o lado do refrigerante com o que é possível aumentar significati-

vamente a eficiência de transferência de calor, tanto na condensação como na evaporação.

II.4.3.1. Considerações para projeto de Trocadores

Uma vez definido o tipo adequado de trocador de calor, este será dimensionado para transferir a quantidade de calor necessária. Quanto maior é o trocador de calor, maior é a quanti-dade de calor transferida e maior o seu custo. Um dimensionamento correto, consiste em selecionar um trocador de calor econômico e que atenda às exigências de capacidade.

A capacidade deverá ser analisada para as condições de projeto, assim como para todas as outras condições de operação possíveis. As condições de projeto podem ser especificadas para condições extremas, ou para condições típicas de operação, ou ainda para ambas as condições dependendo da aplicação. Dado que na bomba térmica, a utilização de energia é de primeira impor - tância, as condições de operação típica são as que devem ser consideradas como importantes.

As superfícies dos trocadores de calor que estão expostos à água, ou ar que possam conter impurezas, devem ser projetados com proteções para que os mesmos não fiquem sujos e no projeto deverá ser admitido um certo grau de sujeira nos mes-mos.

II.4.4. Ventiladores e Bombas.

Ao contrário dos componentes considerados até agora , os ventiladores e as bombas não são partes essenciais das bom - bas térmicas. Eles são empregados para aumentar a circulação de ar ou líquidos e o seu resultado é aumentar a eficiência de operação, mas a bomba térmica pode ser construída sem eles. A sua

seleção requer a minimização de suas características indesejáveis (uso de energia e ruído) para um dado fluxo e perda de pressão requeridos. Isto só pode ser alcançado pela adequação do motor elétrico de acionamento, as características do ventilador ou bomba nas condições de operação do projeto.

Dado que o ar tem baixa capacidade calorífica comparado com os líquidos, a energia requerida por um ventilador para movimentar uma certa quantidade de calor é maior do que a requerida por uma bomba de líquido para movimentar a mesma quantidade de calor.

Nas aplicações de bombas térmicas a seleção de ventiladores e motores é muito mais crítica para uma operação eficiente do que a seleção de uma bomba.

II.4.4.1. Ventiladores

Os tipos de ventiladores podem ser classificados em centrífugos (pás curvadas para frente ou para trás), axiais (de tubo, com diretrizes ou hélices), ou ainda, de fluxo misto.

A seleção depende da combinação da perda de pressão do fluxo e do espaço disponível.

A eficiência dos ventiladores pode ser convenientemente comparada em função da velocidade específica (N_s) definida como:

$$N_s = \frac{N Q^{1/2}}{P^{3/4}}$$

N = rpm

Q = vazão (m^3/s)

P = pressão Pascal (a $1,2 \text{ kg/m}^3$)

Da equação pode-se deduzir que a velocidade específica para uma rotação dada aumenta com o aumento da vazão e diminui com o aumento da potência aplicada no ventilador. A eficiência é definida como a relação entre a potência aplicada e a transmitida ao fluxo de ar.

Os ventiladores grandes e de baixa rotação são mais silenciosos e mais eficientes que as unidades menores, fornecendo a mesma vazão de ar. Sempre considerando as limitações de espaço e custo, deverão ser selecionados os ventiladores maiores com o tipo de rotor mais eficiente.

Deve-se ter o cuidado de analisar a eficiência do motor de acionamento para as condições de operação típicas. Este cuidado deverá ser maior para as unidades pequenas, onde não é incomum ter-se eficiência do conjunto menor de 20%.

Para um determinado sistema, o ponto de operação está definido pela intercessão da curva característica do ventilador fornecida pelo fabricante.

II.4.4.2. Bombas

As mesmas considerações gerais que se fizeram para ventiladores são válidas para as bombas. As bombas são do tipo centrífugo, salvo raras exceções.

Para as bombas pequenas é recomendável a utilização de bombas do tipo hermético, sem selos no eixo, para evitar perdas tanto do líquido como da energia.

O custo operacional das bombas térmicas depende muito de uma fácil manutenção e assistência, dado que tanto bombas como ventiladores são vulneráveis a entupimentos e bloqueios acidentais e como consequência a queima do motor elétrico a sua disposição.

CAPÍTULO III - PROJETO DE INSTALAÇÃO

Este é o projeto de um prédio comercial de dois andares, com um sub-pavimento, sendo um dos andares ocupado por um centro de computação, um por escritórios, um pelas máquinas e outro por fitotecas, arquivos, etc. (ver desenhos anexos)

O prédio considerado está localizado em Porto Alegre, sendo que os dados foram baseados em normas da ABNT, a P-NB-10. Foram efetuados os cálculos para resfriamento no verão e aquecimento no inverno, sendo portanto o equipamento projetado para funcionamento nas condições entre dois extremos.

Levou-se ainda em consideração no projeto, fator importante para justificação da utilização de bomba de calor a necessidade de desumidificação, para poder garantir um bom funcionamento dos computadores, os quais requerem uma umidade relativa abaixo de 70%.

III.1. CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA.

Os cálculos da carga térmica serão efetuados seguindo principalmente o Manual de Ar condicionado ref. IV.1. da bibliografia.

Os dados e resultados obtidos serão resumidos em tabelas iguais às da página seguinte:

Em seguida, especificaremos os cálculos efetuados para a obtenção dos valores, de acordo com a numeração da tabela.

① CONDIÇÕES EXTERNAS (De acordo com a norma da ABNT P-NB-10)

1.a. Verão: Para o local da instalação (Porto Alegre) vale:

FOIHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento:				
Ambiente:				
Tamanho:	x	m ²	x	= m ³
	x	m ²	x	= m ³
Total:	x	m ²	x	= m ³
Mês:		Hora:		
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	①			
Interno	②			
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro	③			
vidro				
vidro				
Parede				
Parede	④			
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
Transm.				
vidros				
vidros				
parede	⑤			
parede int.				
Teto				
Piso				
	Insol. + Transm.			
Luz	x W/m ² x 0,86 x 1,25			⑥
Pessoa	pess. x 61			⑦
Equip.				⑧
Fator de arm.				
Calor Sensível interno = RSH:				

Calor Latente Interno		
Pessoas =	pess. x 52	⑨
Calor Latente Interno =	RLH:	
Calor Total Interno =	RTH:	
AES =	$m^3/h \times ^\circ C \times 0,29$	⑩
AEL =	$m^3/h \times Gr/kg \times 0,71$	⑪
	GTH:	
Vazão:		
⑫		

De acordo com a P-NB-10 temos:

Temperatura de Bulbo Seco (TBS) = 34 °C

Temperatura de Bulbo úmido (TBU) = 26 °C

Umidade Relativa (UR) = 63 %

Umidade Absoluta (UA) = 18,2 gr/kg

Como podemos observar da Tabela 15 da ref. IV.1 da bibliogr. o período em que a diferença de temperatura equivalente é maior é o das 15 horas no mês de março (30 ° latitude Sul), portanto devemos fazer uma correção, com o auxílio das tabelas 2 e 3 , páginas I-13 e I-14 da ref. Temos portanto, as condições externas para verão corrigidas:

TBS = 31,5 °C

TBU = 25,5 °C

UR = 63%

UA = 18,2 gr/kg.

1, b. Inverno: De acordo com a P-NB-10 temos:

TBS = 5 °C

TBU = 3,7 °C

UR = 80 %

UA = 4,3 gr/kg

② CONDIÇÕES INTERNAS (De acordo com a P-NB-10)

- Escritório

TBS = 20 °C

TBU = 13,8 °C

UR = 50 %

UA = 0,8 gr/kg

- Sala de Computador:

TBS = 22°C

TBU = 16,2 °C

UR = 55 %

UA = 9 Gr/kg.

③ INSOLAÇÃO ATRAVÉS DE VIDROS

O calor por insolação é calculado por:

$$Q = \text{Área} \times \Delta t_{\text{equiv}}$$

As janelas são de vidros fumê, com caixilhos de alumínio e cortinas claras.

Orientação Sul:

Através da tabela 15 pág (I-40) da ref. IV.1, podemos obter a diferença de temperatura equivalente (kcal/m^2). Porém, devem ser feitas algumas correções pois os dados da referida tabela são válidos para as seguintes hipóteses:

- superfície envidraçada igual a secção de 85 % da abertura da parede, sendo que 15% são do caixilho.
- atmosfera limpa
- altitude, 0 metros
- ponto de orvalho de 19,5 °C ao nível do mar (com 35°C de temperatura de bulbo seco e 24 °C de temperatura de bulbo úmido).

fatores de correção:

$fc_1 = 0,95$ (considerando a atmosfera mais ou menos limpa)

$fc_2 = 0,95$ pois:

ponto de orvalho = 23°C

então: $23 - 19,5 = 3,5^{\circ}\text{C}$. Como temos + 14 % para cada 10°C , obtemos o valor acima.

$fc_3 = 1,17$ (caixilhos de alumínio)

considerando ainda que temos cortina clara e sendo o vidro v fumê, teremos um fator de sombra $F_s = 0,64$.

Estes valores de correção foram obtidos da tabela 15.

Teremos então:

$$GC = 32 \times 0,95 \times 0,95 \times 1,17 \times 0,64 = 21,76 \text{ kcal/h m}^2$$

Orientação Norte:

Da tabela 15, obtemos

$$\Delta T_{\text{equiv}} = 162 \text{ kcal/h m}^2$$

com os fatores de correção teremos:

$$GC = 162 \times 0,95^2 \times 1,17 \times 0,64 \times 0,54 = 22,5 \text{ kcal/h m}^2$$

④ INSOLAÇÃO ATRAVÉS DE PAREDES (SUN + WINDS M.)

O calor por insolação pode ser calculado por:

$$Q = A \times \Delta t \times U$$

onde Δt - é obtido da tab. 19 pág 1^a- 56, ref. IV.1. da bibliografia, e U da tabela anexa (anexo

Parede Oeste:

Da tabela 19 ref. IV.1. obtemos para 15 horas, um $\Delta t_{\text{equiv}} = 10,6 \text{ kcal/h m}^2$, porém os valores da tabela são para muros nas seguintes condições:

- Intensidade de radiação solar de julho e a 40° latitude Norte.
- Intervalo de variação de 11°C da temperatura de bulbo seco exterior em 24 horas.
- Temperatura máxima exterior de 35°C e temperatura interior de projeto de 27°C .
- Coeficiente de absorção das paredes e do teto de 0,90. Este coeficiente de absorção é de 0,50 para paredes de cor clara e de 0,70 para paredes de cor média.
- as horas indicadas são horas solares.

portanto, devemos corrigi-los.

a diferença de temperatura equivalente corrigida será:

$$\Delta T_{\text{equiv}} = a + \Delta t_{\text{es}} + b \frac{R_s}{R_m} (\Delta t_{\text{em}} - \Delta t_{\text{es}})$$

onde:

a = correção dada pela tabela 20 da referência, tendo-se em conta:

- um aumento de 8°C entre as temperaturas interior e exterior (esta última tomada as 15 horas do mes considerado).
- uma variação de 11°C em 24 horas.

para o nosso caso temos $a = 2,2$

Δt_{es} = diferença de temperatura equivalente à hora considerada, para a parede na sombra.

Δt_{em} = diferença de temperatura equivalente a hora considerada, para a parede ao sol (tabela 19 ou 20).

b = coeficiente que considera a cor da face exterior da parede.

Para paredes de cor escura, b = 1

Para paredes de cor média, b = 0,78

Para paredes de cor clara, b = 0,55

R_s = máxima insolação (kcal/h m^2) correspondente ao mes e latitude supostas, através de uma superfície envidraçada vertical para a orientação considerada, ou horizontal (tetô). Tabela 15, pág 42, ou tabela 6, pág. 23.

R_m = Máxima insolação no mes de julho, a 40° latitude norte através de uma superfície envidraçada, vertical para a orientação considerada (parede), ou horizontal (tetô). Tabela 15, pág 42 ou tabela 6, pág. 23.

portanto teremos:

~~$\Delta t_{es} = 10,6 \text{ } ^\circ\text{C}$~~

$\Delta t_{es} = 13,9$

~~$\Delta t_{em} = 13,9 \text{ } ^\circ\text{C}$~~

$\Delta t_{em} = 10,6$

b = 0,55 (cor clara)

$R_s = 390 \text{ kcal/h m}^2$

$R_m = 393 \text{ kcal/h m}^2$

e a diferença de temperatura equivalente será:

$$\Delta t_{\text{equiv}} = 2,2 + 13,9 + 0,55 \times \frac{390}{393} \times (10,6 - 13,9)$$

$$\Delta t_{\text{equiv}} = 14,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Parede Norte:

De forma análoga temos:

$$\Delta t_{\text{equiv}} = 2,2 + 13,9 + 0,55 \times \frac{390}{393} \times (13,9 - 13,9)$$

$$\Delta t_{\text{equiv}} = 16,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Parede Sul :

$$\Delta t_{\text{equiv}} = 2,2 + 13,9 + 0,55 \times \frac{35}{35} (4,4 - 13,9)$$

$$\Delta t_{\text{equiv}} = 11 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Parede Leste:

$$\Delta t_{\text{equiv}} = 2,2 + 13,9 + 0,55 \times \frac{32}{35} (6,7 - 13,9)$$

$$\Delta t_{\text{equiv}} = 12,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teto:

$$\Delta t_{\text{equiv}} = 2,2 + 13,9 + 0,55 \times \frac{366}{477} \times (17,2 - 13,9)$$

$$\Delta t_{\text{equiv}} = 17,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

⑤ CALOR POR TRANSMISSÃO

O calor ganho ou perdido por transmissão é calculado pela fórmula:

$$Q = U A \Delta t$$

onde: U é dado pela tabela anexa

A é a área de troca

Δt é a diferença de temperatura entre os dois lados da parede ou vidro.

⑥ CALOR SENSÍVEL DEVIDO À ILUMINAÇÃO

De acordo com a norma P-NB-10 tabela 8, sendo que para os escritórios e para a sala de computadores equivale a 40 W/m^2 .

7 CALOR SENSÍVEL DEVIDO ÀS PESSOAS:

De acordo com a norma P-NB-10 o calor ganho devido às pessoas é calculado por: nº de pessoas x 61

⑧ CALOR SENSÍVEL DEVIDO AOS EQUIPAMENTOS:

Estes dados foram obtidos baseados nos dados fornecidos pelos fabricantes.

⑨ CALOR LATENTE DEVIDO ÀS PESSOAS

De acordo com a norma P-NB-10 o calor latente devido às pessoas é calculado por: nº de pessoas x 52

⑩ CALOR SENSÍVEL DEVIDO AO AR EXTERNO

O ar exterior para renovação pode ser calculado de acordo com

a norma P-NS-10 tabela 5, sendo que depende do ambiente:

para escritórios pode-se utilizar um mínimo de $17 \text{ m}^3/\text{h}$ pessoa ou um máximo de $25 \text{ m}^3/\text{h}$ pessoa.

pode-se ainda calcular a renovação como sendo $1/2$ volume de ambiente.

A quantidade de calor devido ao ar externo é calculado por:

$$A = \dot{v} \times \Delta T \times 0,29$$

onde \dot{v} = vazão de ar

$$\Delta T = T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}$$

11) CALOR LATENTE DEVIDO AO AR EXTERNO

$$Q = \dot{v} \times UA \times 0,71$$

onde $UA = UA_{\text{ext}} - UA_{\text{int}}$ (umidade absoluta)

12) CÁLCULO DA VAZÃO DE AR NECESSÁRIA

A vazão de ar pode ser calculada de acordo com a ref. IV.1. por:

$$\dot{v} = \frac{\text{Calor sensível interno}}{\Delta t'} = \frac{RSH}{\gamma \cdot (T_{\text{ext}} - ADP)}$$

onde:

γ - fator de by pass

ADP é o ponto de orvalho e pode ser obtido da tabela 65 página 1-139 da ref. IV.1., tendo-se o fator de calor sensível (ESHF) e as condições interiores.

$$ESHF = \frac{RSH + (BF)(OASH)}{RLH + (BF)(OALH)}$$

onde:

RSH = calor sensível interno

BF - fator de by pass

OASH = calor sensível devido ao ar externo

RLH = calor latente interno

OALH = calor latente devido ao ar externo.

FOLHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Pavimento Superior				
Ambiente: Sala de computador + Assistência Técnica				
Tamanho: 12,3 x 18 = 224 m ² x 2,7 = 597,8 m ³				
5,8 x 15 = 87m ² x 2,7 = 234,9 m ³				
Total: 221,4 x 87 = 308 m ² x 2,7 = 832,7 m ³				
Mês: Março Hora: 15 : 00				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	31,5	25,5	63	18,2
Interno	22	16,2	55	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede (N)	40,5	16,1	1,63	1.063
Parede (L)	21,6	12,5	1,63	440
Parede (S)	48,6	11,0	1,63	870
Parede				
Parede				
Teto	308,4	17,5	1,30	7.016
Piso				
Transm.				9.389
vidros				
vidros				
parede				
parede int.	24,3	6,5	1,80	284
Teto				
Piso	308,4	6,5	3,00	6.014
	Insol. + Transm.			15.687
Luz	308 x 40W/m ² x 0,86 x 1,25			10.610
Pessoa	2 pess. x 61			122
Equip.	250 x 308 x 0,86			66.306
Fator de arm.	1,23			
	Calor Sensível interno = RSH:			84.251

Calor Latente Interno		
Pessoas =	2 pess. x 52	104
Calor Latente Interno =	RLH:	104
Calor Total Interno =	RTH:	84.355
AES =	1.250 m ³ /h x 9,5 °C x 0,29	3.444
AEL =	1.250 m ³ /h x 9,2 Gr/kg x 0,71	8.165
	GTH:	95.964
<p>Vazão: $\dot{v} = \frac{84.251}{(0,29)0,9 (22 - 12,4)}$</p> <p>$\dot{v} \approx 34.000 \text{ m}^3/\text{h}$</p>		

25 m³/h
pessoas

FOILHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: superior				
Ambiente: leitura ótica				
Tamanho: 10,20 x 6 = 61 m ² x 2,7 = 165 m ³				
x m ² x = m ³				
Total: x m ² x = m ³				
Mês: março Hora: 15:00				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	31,5	25,5	63	18,2
Interno	22,0	16,2	55	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δ t	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede (S)	16,2	11,0	1,63	290
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto	61,2	17,5	1,30	1.392
Piso				
Transm.				1.682
vidros				
vidros				
parede	16,2	9,5	1,63	251
parede int.				
Teto				
Piso	61,2	6,5	3,00	1.194
	Insol. + Transm.			3.127
Luz	10,2 x 30 W/m ² x 0,86 x 1,25			1.974
Pessoa	2 pess. x 61			122
Equip.	100 kW x 61,2 x 0,86			5.263
Fator de arm.	+ 25 %			
	Calor Sensível interno = RSH:			9.750

Calor Latente Interno	
Pessoas = 2 pess. x 52	104
Calor Latente Interno =	RLH: 104
Calor Total Interno =	RTH: 9854
AES = 248 m ³ /h x 9,5°C x 0,29	683
AEL = 248 m ³ /h x 9,2Gr/kg x 0,71	1.620
	GTH: 12.157
<p>Vazão:</p> $\dot{v} = \frac{9.750}{0,29 (1 - 0,1)(22 - 12,3)}$ $\dot{v} \approx 3.878 \text{ m}^3/\text{h}$	

FOIHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: Data entry				
Tamanho: 10,20 x 12 = 122m ² x 2,7 = 330,5 m ³				
$\begin{matrix} & & x & & m^2 & x & & = & & m^3 \\ & & & & & & & & & & \end{matrix}$				
Total: $x \quad m^2 \quad x \quad = \quad m^3$				
Mês: Março Hora: 15:00				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	31,5	25,5	63	18,2
Interno	22,0	16,2	55	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede (S)	32,4	11,0	1,63	581
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto	122,4	17,5	1,3	2.387
Piso				
Transm.				
vidros				
vidros				
parede				
parede int.	27,5	2,0	2,88	159
Teto				
Piso	122,4	6,5	3,00	2.387
	Insol. + Transm.			5.514
Luz	122 x 30 W/m ² x 0,86 x 1,25			3.948
Pessoa	20 pess. x 61			1.220
Equip.	100 x 122 x 0,86			10.526
Fator de arm.	+ 35%			
	Calor Sensível interno = RSH:			19.640

Calor Latente Interno		
Pessoas = 20 pess. x 52		1.040
Calor Latente Interno =	RLH:	1.040
Calor Total Interno =	RTH:	20.680
AES = 510 m ³ /h x 9,5°C x 0,29		1.405
AEL = 510 m ³ /h x 9,2Gr/kg x 0,71		3.331
	GTH:	25.415
<p>Vazão:</p> $\dot{v} = \frac{19.640}{0,29 \times 0,9 \times (22 - 12,1)}$ $\dot{v} \cong 7.600 \text{ m}^3/\text{h}$		

FOILHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: circulação				
Tamanho: 2 x 18 = 36 m ² x 2,7 = 97,2 m ³				
x m ² x = m ³				
Total: x m ² x = m ³				
Mês: março Hora: 15:00				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	31,5	25,5	63	18,2
Interno	22,0	16,2	55	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δ t	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto	36	17,5	1,3	819
Piso				
Transm.				
vidros				
vidros				
parede				
parede int.	5,4	2,0	2,88	31
Teto				
Piso	36	6,5	3,00	702
	Insol. + Transm.			1.552
Luz	36 x 30 W/m ² x 0,86 x 1,25			968
Pessoa	pess. x 61			
Equip.				
Fator de arm.				+ 0,9%
	Calor Sensível interno = RSH:			871
				2.423

Calor Latente Interno		
Pessoas = pess. x 52		
Calor Latente Interno =	RIH:	
Calor Total Interno =	RTH:	2.423
AES = 146 m ³ /h x 9,5°C x 0,29		402
AEL = 146 m ³ /h x 9,2Gr/kg x 0,71		954
	GTH:	3.779
<p>Vazão:</p> $\dot{v} = \frac{2.423}{0,29 \times 0,78 (22 - 12,0)}$ $\dot{v} = 1.072 \text{ m}^3/\text{h}$		

FOILHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: Chefia do computador				
Tamanho: 6 x 5 = 35 m ² x 2,7 = 94 m ³				
x m ² x = m ³				
Total: x m ² x = m ³				
Mês: março Hora: 15:00				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	31,5	25,5	63	18,2
Interno	22,0	16,2	55	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δ t	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro	8,1	34	0,64	176
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede (S)	8,1	11	1,60	143
Parede				
Parede				
Parede				
Teto	34,8	6,5	3,00	680
Piso				
Transm.				
vidros	8,1	9,5	5,5	423
vidros				
parede				
parede int.	15,7	2,5	2,88	91
Teto				
Piso	34,8	6,5	3,0	680
	Insol. + Transm.			2.303
Luz	35 x 30 W/m ² x 0,86 x 1,25			1.122
Pessoa	2 pess. x 61			122
Equip.				
Fator de arm.	+ 0,9%			1.120
	Calor Sensível interno = RSH:			3.423

Calor Latente Interno		
Pessoas = 2 pess. x 52		104
Calor Latente Interno =	RLH:	104
Calor Total Interno =	RTH:	3.527
AES = 141 m ³ /h x 9,5°C x 0,29		388
AEL = 141 m ³ /h x 9,2Gr/kg x 0,71		921
	GTH:	4.836
<p>Vazão:</p> $\dot{v} = \frac{4.071}{0,29 \cdot 0,78 (22 - 12)}$ $\dot{v} = 1800 \text{ m}^3/\text{h}$		

FOIHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: fitoteca maior				
Tamanho: 12 x 6 = 70 m ² x 2,7 = 188 m ³				
x m ² x = m ³				
Total: x m ² x = m ³				
Mês: Março Hora: 15:00				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	31,5	25,5	63	18,2
Interno	22,0	16,2	55	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede (S)	32,4	11	1,63	581
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto	69,6	17,5	1,3	1.593
Piso				
Transm.				
vidros				
vidros				
parede				
parede int.				
Teto				
Piso	69,6	6,5	3,0	1.357
	Insol. + Transm.			
Luz	70 x 45 W/m ² x 0,86 x 1,25			2.694
Pessoa	pess. x 61			
Equip.				
Fator de arm.	+ 0,9 %			2.425
	Calor Sensível interno = RSH:			5946

Calor Latente Interno		
Pessoas = pess. x 52		
Calor Latente Interno =	RLH:	
Calor Total Interno =	RTH:	5.946
AES = 282 m ³ /h x 9,5°C x 0,29		777
AEL = 282 m ³ /h x 9,2Gr/kg x 0,71		1.842
	GTH:	8.565
<p>Vazão:</p> $\dot{v} = \frac{5.946}{0,29 \times 0,8 \times (22 - 12,1)}$		

FOIHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: Fitoteca Menor				
Tamanho: $7,4 \times 2,7 = 20 \text{ m}^2 \times 2,7 = 54 \text{ m}^3$				
$\begin{matrix} & & \times & & \text{m}^2 & \times & & = & & \text{m}^3 \\ & & & & & & & & & \text{m}^3 \end{matrix}$				
Total: $\begin{matrix} & & \times & & \text{m}^2 & \times & & = & & \text{m}^3 \end{matrix}$				
Mês: março Hora: 15:00				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	31,5	25,5	63	18,2
Interno	22,0	16,2	55	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede (s)	7,3	11	1,63	231
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
Transm.				
vidros				
vidros				
parede				
parede int.	47,3	6,5	1,8	653
Teto	29,0	6,5	1,7	249
Piso	20,0	6,5	1,7	249
	Insol. + Transm.			1.382
Luz	$20 \times 30 \text{ W/m}^2 \times 0,86 \times 1,25$			745
Pessoa	pess. x 61			
Equip.				
Fator de arm.	Calor Sensível interno = RSH:			2.127

Calor Latente Interno		
Pessoas = pess. x 52		
Calor Latente Interno =	RLH:	
Calor Total Interno =	RTH:	2.127
AES = 100 m ³ /h x 9,5°C x 0,29		276
AEL = 100 m ³ /h x 9,2Gr/kg x 0,71		653
	GTH:	3.056
<p>Vazão:</p> $\dot{v} = \frac{2.127}{0,29 \times 0,85 \times (22 - 12,3)}$ $\dot{v} = 890 \text{ m}^3/\text{h}$		

FOLHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Térreo				
Ambiente: Escritório				
Tamanho: 12 x 18 = 214 m ² x 2,7 = 578 m ³				
6 x 12 = 70 m ² x 2,7 = 195 m ³				
Total: x m ² x = 720 m ³				
Mês: Março Hora: 15:00				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	31,5	25,5	63	18,2
Interno	24,0	17,0	50	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro (S)	48	22		1.045
Vidro vidro (N)	16	22,5		365
vidro Parede (L)	11	12,5	1,63	220
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
<u>Transm.</u>				
vidros	48	7,5	5,5	1.980
vidros	16,2	7,5	5,5	670
parede	22,4	4,5	1,63	165
parede int.	24,0	4,5	1,8	195
Teto				
Piso	287	4,5	1,7	2.200
Insol. + Transm.				
Luz	287 x 30 W/m ² x 0,86 x 1,25			9.256
Pessoa	48 pess. x 61			2.928
Equip.				10.970
Fator de arm.	+ 0,90 %			
Calor Sensível interno = RSH:				17.810

Calor Latente Interno		
Pessoas = 48 pess. x 52		2.946
Calor Latente Interno =	RLH:	2.946
Calor Total Interno =	RTH:	20.306
AES = 1.200 m ³ /h x 7,5 °C x 0,29		2.610
AEL = 1.200 m ³ /h x 9,2 Gr/kg x 0,71		7.840
	GTH:	30.756
<p>Vazão:</p> $\dot{v} = \frac{17.810}{0.29 \times 0,85 \times (24 - 11)}$ $\dot{v} = 5.680 \text{ m}^3/\text{h}$		

FOIHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: Hall				
Tamanho: 3 x 6 = 17 m ² x 2,7 = 47 m ³				
x m ² x = m ³				
Total: x m ² x = m ³				
Mês: março Hora: 15:00				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	31,5	25,5	63	18,2
Interno	24,0	17,0	50	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto	17,4	17,5	1,3	396
Piso				
Transm.				
vidros				
vidros				
porta elev.	6,6	4,5	3,66	109
parede	16	4,5	1,63	115
parede int.				
Teto				
Piso	17,4	4,5	3,00	235
Insol. + Transm.				
Iuz	17 x 20 W/m ² x 0,86 x 1,25			274
Pessoa	pess. x 61			
Equip.				
Fator de arm.	+ 0,90%			337
Calor Sensível interno = RSH:				1.192

Calor Latente Interno		
Pessoas = pess. x 52		
Calor Latente Interno =	RLH:	
Calor Total Interno =	RTH:	1.192
ABS = 70 m ³ /h x 7,5 °C x 0,29		152
AEL = 70 m ³ /h x 9,2 Gr/kg x 0,71		457
	GTH:	1.800
<p>Vazão:</p> $\dot{v} = \frac{1.192}{0,29 \times 0,78 \times (24 - 12)}$ $\dot{v} = 440 \text{ m}^3/\text{h}$		

FOIHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: Div. Operações, Processamento, programação				
Tamanho: 12 x 12 = 146 m ² x 2,7 = 395 m ³				
x m ² x = m ³				
Total: x m ² x = m ³				
Mês: Março Hora: 15:00				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	31,5	25,5	63	18,2
Interno	24	17,0	50	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro	27	22,5		608
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede (S)	5,4	11,0	1,63	97
Parede (L)	11,3	12,5	1,63	231
Parede				
Parede				
Parede				
Teto	146,4	17,5	1,3	3.331
Piso				
Transm.				
vidros	27	7,5	5,5	1.114
vidros	33	- 2	2,88	- 190
parede	16,2	4,5	1,63	120
parede int.	16,2	4,5	1,8	131
Teto				
Piso	146,4	3,00	3,00	1.977
	Insol. + Transm.			
Luz	146 x 30 W/m ² x 0,86 x 1,25			4.721
Pessoa	25 pess. x 61			1.525
Equip.				5.622
Fator de arm.	+ 0,9 %			
	Calor Sensível interno = RSH:			13.042

Calor Latente Interno		
Pessoas = 25 pess. x 52		1.300
Calor Latente Interno =	RLH:	1.300
Calor Total Interno =	RTH:	14.342
AES = 625 m ³ /h x 7,5 °C x 0,29		1.360
AEL = 625 m ³ /h x 9,2 Gr/kg x 0,71		410
	GTH:	16.112
<p>Vazão:</p> $\dot{v} = \frac{13.042}{0,29 \times 0,78 \times (24 - 12)}$ $\dot{v} = 4.805 \text{ m}^3/\text{h}$		

FOLHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: Reunião				
Tamanho: 6 x 3 = 17 m ² x 2,7 = 45 m ³				
x m ² x = m ³				
Total: x m ² x = m ³				
Mês: Março Hora: 15:00				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	31,5	25,5	63	18,2
Interno	24	17,0	50	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro	7,8	22		177
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto	16,7	4,5	1,3	380
Piso				
Transm.				
vidros	7,8	7,5	5,5	320
vidros				
parede				
parede int.	15,6	- 2	2,88	-90
Teto				
Piso	16,7	4,5	3,00	226
Insol. + Transm.				
Luz	16,7 x 30 W/m ² x 0,86 x 1,25			539
Pessoa	4 pess. x 61			244
Equip.				
Fator de arm.				+ 0,9 %
Calor Sensível interno = RSH:				705
				1.718

Calor Latente Interno		
Pessoas = 4 pess. x 52		208
Calor Latente Interno =	RLH:	208
Calor Total Interno =	RTH:	1.926
AES = 100 m ³ /h x 7,5 °C x 0,29		218
AEL = 100 m ³ /h x 9,2 Gr/kg x 0,71		653
	GTH:	2.797
<p>Vazão:</p> $\dot{v} = \frac{1.922}{0,29 \times 0,78 \times (24 - 11)}$ $\dot{v} = 654 \text{ m}^3/\text{h}$		

FOIHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Térreo				
Ambiente: Escritório				
Tamanho: 24 x 18 = 432 m ² x 2,7 = 1.166 m ³				
12 x 6 = 70 m ² x 2,7 = 200 m ³				
Total: x 506 m ² x 2,7 = 1.366 m ³				
Mês: Março Hora: 15:00				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	31,5	25,5	63	18,2
Interno	24	17,0	50	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro (S)	81	22		1.763
Vidro (N)	65	22,5		1.463
vidro				
vidro				
Parede (L)	11,5	12,5	1,63	234
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
Transm.				
vidros (S)	81	7,5	5,5	111
vidros (N)	65	7,5	5,5	3.341
parede int.	18,4	4,5	1,63	135
parede int.	30,0	4,5	1,63	243
Teto				
Piso				
Insol. + Transm.				
Iuz	506 x 30 W/m ² x 0,86 x 1,25			16.318
Pessoa	80 pess. x 61			4.880
Equip.				
Fator de arm.				
Calor Sensível interno = RSH:				36.580

Calor Latente Interno		
Pessoas = 80	pess. x 52	4.160
Calor Latente Interno =	RLH:	4.160
Calor Total Interno =	RTH:	40.740
AES = 2.000 m ³ /h x 7,5°C	x 0,29	4.350
AEL = 2.000 m ³ /h x 9,2Gr/kg	x 0,71	m 13.064
	GTH:	58.154
<p>Vazão:</p> $\dot{v} = \frac{36.580}{0,29 \times 0,85 \times (24 - 11)}$ $\dot{v} = 11.600 \text{ m}^3/\text{h}$		

FOLHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Térreo				
Ambiente: Escritório Maior				
Tamanho: 24 x 18 = 432 m ² x 2,7 = 1.166 m ³				
12 x 6 = 74 m ² x 2,7 = 200 m ³				
Total: x 506 m ² x 2,7 = 1.366 m ³				
Mês: Agosto Hora:				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	5	3,6	80	4,2
Interno	20	13,8	50	0,84
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
Transm.				
vidros	146	-15	5,5	-12.045
vidros				
parede	11,5	-15	1,63	-281
parede int.				
Teto				
Piso	1.012	-12	1,7	-20.665
Insol. + Transm.				
Luz	506 x 30 W/m ² x 0,86 x 1,25			16.318
Pessoa	80 pess. x 61			4.880
Equip.				
Fator de arm.				
Calor Sensível interno = RSH:				- 11.772

Calor Latente Interno		
Pessoas = pess. x 52		
Calor Latente Interno =	RLH:	
Calor Total Interno =	RTH:	
AES = 2000 m ³ /h x 15 °C x 0,29		-11.020
AEL = m ³ /h x Gr/kg x 0,71	GTH:	-22.792
<p>Vazão:</p> <p style="margin-left: 100px;">↓ =</p>		

FOIHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Térreo				
Ambiente: Escritório Menor				
Tamanho: $12 \times 18 = 214 \text{ m}^2 \times 2,7 = 578 \text{ m}^3$				
$6 \times 12 = 73 \text{ m}^2 \times 2,7 = 195 \text{ m}^3$				
Total: $x \text{ m}^2 \times = 730 \text{ m}^3$				
Mês: Agosto Hora:				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	5	3,6	80	4,2
Interno	20	13,8	50	0,84
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
Transm.				
vidros	64,2	- 15	5,5	-5.300
vidros				
parede	10,8	- 15	1,63	-264
parede int.	46,4	- 12	1,8	-959
Teto				
Piso	574	- 12	1,7	-11.710
	Insol. + Transm.			
luz	$287 \times 30 \text{ W/m}^2 \times 0,86 \times 1,25$			9.255
Pessoa	48 pess. x 61			2.928
Equip.				
Fator de arm.				
	Calor Sensível interno = RSH:			-473

Calor Latente Interno	
Pessoas = = pess. x 52	
Calor Latente Interno =	RLH:
Calor Total Interno =	RTH:
AES = 1.250 m ³ /h x 17 °C x 0,29	-6.160
AEL = m ³ /h x Gr/kg x 0,71	GTH: -6.633
Vazão:	

FOILHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Sub-pavimento				
Ambiente: Fitoteca - cofre				
Tamanho: $7 \times 3 = 20 \text{ m}^2 \times 2,7 = 54 \text{ m}^3$				
$x \text{ m}^2 \times = \text{m}^3$				
Total: $x \text{ m}^2 \times = \text{m}^3$				
Mês: Agosto Hora:				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	5	3,6	80	4,3
Interno	20	18,8	50	0,84
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
Transm.				
vidros				
vidros				
parede	73	- 15	1,63	-178
parede int.	47,3	-12	1,80	-1.021
Teto				
Piso	40	- 12	1,7	-816
	Insol. + Transm.			
Luz	$20 \times 30 \text{ m}^2 \times 0,86 \times 1,25$			645
Pessoa	4 pess. x 61			244
Equip.				
Fator de arm.				
Calor Sensível interno = RSH:				-1.126

Calor Latente Interno	
Pessoas = pess. x 52	
Calor Latente Interno =	RLH:
Calor Total Interno =	RTH:
AES = 100 m ³ /h x 15 °C x 0,29	-435
AEL = m ³ /h x Gr/kg x 0,71	GTH: -1.561
Vazão:	

FOILHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: Computador				
Tamanho: 12 x 18 = 221 m ² x 2,7 = 598 m ³				
6 x 15 = 87 m ² x 2,7 = 235 m ³				
Total: x 308 m ² x 2,7 = 833 m ³				
Mês: Agosto Hora:				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	5	3,6	80	4,3
Interno	22	16,2	55	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
Transm.				
vidros				
vidros				
parede	92	- 17	1,63	-2.544
parede int.	46	- 14	1,80	-1.105
Teto	308,4	- 14	3,00	-12.953
Piso	308,4	- 17	1,3	-6.816
	Insol. + Transm.			
Luz	308x40 W/m ² x 0,86 x 1,25			10.610
Pessoa	2 pess. x 61			122
Equip.	250 kw x 308 x 0,86			66.306
Fator de arm.	Calor Sensível interno = RSH:			53620

Calor Latente Interno	
Pessoas = pess. x 52	
Calor Latente Interno =	RLH:
Calor Total Interno =	RTH:
AES = 1250 m ³ /h x 17 °C x 0,29	-6.160
AEL = m ³ /h x Gr/kg x 0,71	GTH: 47.457
Vazão:	

FOLHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: Leitura Ótica				
Tamanho: 10 x 6 = 61 m ² x 2,7 = 165 m ³				
x m ² x = m ³				
Total: x m ² x = m ³				
Mês: Agosto Hora:				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	5	3,7	80	4,3
Interno	22	16,2	55	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
<u>Transm.</u>				
vidros	16,2	- 17	1,63	-449
vidros				
parede				
parede int.				
Teto	61,2	- 17	1,3	-1.384
Piso	61,2	- 14	3,0	-2.571
	Insol. + Transm.			
Inz	61 x 30 W/m ² x 0,86 x 1,25			1.974
Pessoa	2 pess. x 61			122
Equip.	100 kW x 61 x 0,86			5.263
Fator de arm.	Calor Sensível interno = RSE:			2.955

Calor Latente Interno	
Pessoas = pess. x 52	
Calor Latente Interno =	RLH:
Calor Total Interno =	RTH:
AES = 248 m ³ /h x 17 °C x 0,29	-1.323
AEL = m ³ /h x Gr/kg x 0,71	GTH: -1.732
Vazão:	

FOIHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: Data Entry				
Tamanho: $10 \times 12 = 122 \text{ m}^2 \times 2,7 = 330,5 \text{ m}^3$				
$\begin{matrix} & & \text{m}^2 & \times & & = & \text{m}^3 \\ & \times & & & & & \\ & & \text{m}^2 & \times & & = & \text{m}^3 \end{matrix}$				
Total: $\times \text{m}^2 \times = \text{m}^3$				
Mês: Agosto Hora:				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	5	3,7	80	4,3
Interno	22	16,2	55	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
Transm.				
vidros				
vidros				
parede	32,4	- 17	1,63	- 898
parede int.	27,5	+ 2	2,88	+ 159
Teto	122,0	- 17	1,30	- 2.705
Piso	122,0	- 14	3,00	- 5.141
	Insol. + Transm.			- 8.907
Luz	$10 \times 20 \text{ W/m}^2 \times 0,86 \times 1,25$			3.948
Pessoa	20 pess. x 61			1.220
Equip.	100 kW x 10 x 12 x 0,86			10.526
Fator de arm.	Calor Sensível interno = RSH:			6,787

Calor Latente Interno	
Pessoas = pess. x 52	
Calor Latente Interno =	RLH:
Calor Total Interno =	RTH:
AES = 510 m ³ /h x 17 °C x 0,29	- 2.514
AEL = m ³ /h x Gr/kg x 0,71	GTH: + 4.273
Vazão:	

FOLHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: Circulação				
Tamanho: 2 x 18 = 36 m ² x 2,7 = 97,2 m ³				
x m ² x = m ³				
Total: x m ² x = m ³				
Mês: Agosto Hora:				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	5	3,7	80	4,3
Interno	22	16,2	55	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
Transm.				
vidros				
vidros				
parede porta	5,4	+ 2	2,88	+ 31
parede int.				
Teto	36	- 17	1,3	- 796
Piso	36	- 14	3,0	- 1.512
	Insol. + Transm.			- 2.339
Luz	36 x 25 W/m ² x 0,86 x 1,25			968
Pessoa	pess. x 61			
Equip.				
Fator de arm.	Calor Sensível interno = RSH:			- 1.371

Calor Latente Interno	
Pessoas = pess. x 52	
Calor Latente Interno =	RLH:
Calor Total Interno =	RTH:
AES = 146 m ³ /h x 17 °C x 0,29	- 720
AEL = m ³ /h x Gr/kg x 0,71	GTH: - 2.091
Vazão:	

FOLHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento:		Superior		
Ambiente:		Fitoteca Maior		
Tamanho:		12 x 6 = 70 m ² x 2,7 = 188 m ³		
		x m ² x = m ³		
Total:		x m ² x = m ³		
Mês: Agosto Hora:				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	5	3,7	80	4,3
Interno	22	16,2	55	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
Transm.				
vidros				
vidros				
parede	32,4	- 17	1,63	- 898
parede int.	69,6	- 17	1,30	- 1.538
Teto	69,6	- 14	3,00	- 2.923
Piso				
	Insol. + Transm.			- 5.359
Luz	70 x 45 w/m ² x 0,86 x 1,25			2.694
Pessoa	pess. x 61			
Equip.				
Fator de arm.	Calor Sensível interno = RSH:			- 2.665

Calor Latente Interno	
Pessoas = pess. x 52	
Calor Latente Interno =	RLH:
Calor Total Interno =	RTH:
AES = 282 m ³ /h x 17 °C x 0,29	- 1.390
AEL = m ³ /h x Gr/kg x 0,71	
	GTH: - 4.055
Vazão:	

FOLHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: Hall				
Tamanho:	3	$\times 6 = 17 \text{ m}^2$	$\times 2,7$	$= 47 \text{ m}^3$
		$\times \text{m}^2$	\times	$= \text{m}^3$
Total:		$\times \text{m}^2$	\times	$= \text{m}^3$
Mês: Agosto Hora:				
	TBS ($^{\circ}\text{C}$)	TBU ($^{\circ}\text{C}$)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	5	3,7	80	4,3
Interno	20	13,2	50	7,1
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
Transm.				
vidros				
vidros				
parede porta	6,6	- 12	3,66	- 290
parede int.	15,7	- 12	1,63	- 306
Teto	17,5	- 15	1,30	- 340
Piso	17,5	- 12	3,00	- 627
	Insol. + Transm.			
Luz	$17 \times 20 \text{ m}^2 \times 0,86 \times 1,25$			374
Pessoa	pess. $\times 61$			
Equip.				
Fator de arm.				
	Calor Sensível interno = RSH:			- 1.189

Calor Latente Interno		
Pessoas = pess. x 52		
Calor Latente Interno =		RLH:
Calor Total Interno =		RTH:
AES = 70 m ³ /h x 15 °C x 0,29		- 305
AEL = m ³ /h x Gr/kg x 0,71		GTH: - 1.494
Vazão:		

FOIHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: Chefia de computação				
Tamanho: 6 x 6 = 35 m ² x 2,7 = 94 m ³				
x m ² x = m ³				
Total: x m ² x = m ³				
Mês: Agosto Hora:				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	5	3,7	80	4,3
Interno	22	16,2	55	9,0
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
Transm.				
vidros	8,1	- 17	0,68	- 94
vidros				
parede	8,1	- 17	1,63	- 225
parede int.	15,7	+ 2	2,88	+ 90
Teto	34,8	- 17	1,3	- 769
Piso	34,8	- 14	3,00	- 1.462
	Insol. + Transm.			- 2.640
Iuz	35 x 30 W/m ² x 0,86 x 1,25			1.122
Pessoa	2 pess. x 61			122
Equip.				
Fator de arm.	Calor Sensível interno = RSH:			- 1.396

Calor Latente Interno	
Pessoas = pess. x 52	
Calor Latente Interno =	RLH:
Calor Total Interno =	RTH:
AES = 147 m ³ /h x 17 °C x 0,29	- 725
AEL = m ³ /h x Gr/kg x 0,71	GTH: - 2.121
Vazão:	

FOIHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: Reunião				
Tamanho: $5,8 \times 3 = 16,7 \text{ m}^2 \times 2,7 = 45 \text{ m}^3$				
$\begin{matrix} & & \times & \text{m}^2 & \times & = & \text{m}^3 \\ & & \times & \text{m}^2 & \times & = & \text{m}^3 \end{matrix}$				
Total: $\times \text{m}^2 \times = \text{m}^3$				
Mês: Agosto Hora:				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	5	3,7	80	4,3
Interno	20	13,6	50	7,1
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
Transm.				
vidros	7,8	- 15	0,67	- 78
vidros				
parede				
parede int.	15,7	+ 2	2,88	+ 90
Teto	16,7	- 15	1,30	326
Piso	16,7	- 12	3,00	601
	Insol. + Transm.			- 915
Luz	$16,7 \times 30 \text{ W/m}^2 \times 0,86 \times 1,25$			539
Pessoa	4 pess. x 61			244
Equip.				
Fator de arm.	Calor Sensível interno = RSH:			- 132

Calor Latente Interno	
Pessoas = pess. x 52	
Calor Latente Interno =	RLH:
Calor Total Interno =	RTH:
AES = 100 m ³ /h x 15 °C x 0,29	- 435
AEL = m ³ /h x Gr/kg x 0,71	GTH: - 567
Vazão:	

FOLHA DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

Pavimento: Superior				
Ambiente: Div. Operações, processamento, programação				
Tamanho: 12 x 12 = 146 m ² x 2,7 = 395,3 m ³				
x m ² x = m ³				
Total: x m ² x = m ³				
Mês: Agosto Hora:				
	TBS (°C)	TBU (°C)	UR (%)	UA (Gr/kg)
Externo	5	3,7	80	4,3
Interno	20	13,6	50	7,1
Calor Sensível				
Item	Área	Δt	U	Kcal/h
<u>Insol</u>				
Vidro				
Vidro				
vidro				
vidro				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Parede				
Teto				
Piso				
Transm.				
vidros	27	- 15	0,67	- 272
vidros parede	16,7	- 15	1,63	- 410
parede int	33,0	+ 2	2,88	+ 190
parede int.	37,8	- 12	1,8	- 350
Teto	146,4	- 15	1,3	- 2.855
Piso	146,4	- 12	3,0	- 5.271
	Insol. + Transm.			- 9.390
Luz	146 x 30 W/m ² x 0,86 x 1,25			4.721
Pessoa	25 pess. x 61			1.525
Equip.				
Fator de arm.				
	Calor Sensível interno = RSH:			- 3.144

Calor Latente Interno	
Pessoas = pess. x 52	
Calor Latente Interno =	RLH:
Calor Total Interno =	RTH:
AES = 625 m ³ /h x 15 °C x 0,29	- 2.719
AEL = m ³ /h x Gr/kg x 0,71	
	GTH: - 5.863
Vazão:	

III.2. SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

O sistema de refrigeração utilizará uma unidade resfriadora de água, juntamente com um Recuperador do calor retirado do prédio, o qual será utilizado tanto para reaquecimento do ar desumidificado quanto para aquecimento do ar no inverno. Portanto, as máquinas de tratamento do ar (tipo fan - coil) terão duas serpentinas com circuito de água independentes: uma para resfriamento e outra para aquecimento.

Como cada estação tem suas condições climáticas bem diversificadas e as necessidades das salas também variam para cada horário, o sistema será diferente para uma condição de verão e para uma condição de inverno que são as estações extremas.

Para uma condição de verão utilizaremos a unidade resfriadora de água (chiller) como resfriador do ar de todas as dependências e em casos específicos, como das salas de computador, Data Entry, Leitura Ótica e Fitotecas, também como reaquecedor, recuperando o calor retirado. Como nem todo calor de reaquecimento será utilizado constantemente e sendo sua carga menor que a de resfriamento, haverá necessidade de uma torre de resfriamento de água.

Para a condição de inverno, utilizaremos o chiller para resfriar o ar da sala do computador, data entry e leitura ótica e como aquecedor das outras dependências. Neste caso, haverá uma carga de aquecimento maior do que a de resfriamento e então será necessário um trocador externo que retirará calor do ambiente exterior e aquecerá a água do evaporador.

Esquemáticamente, teremos a figura III. 1.

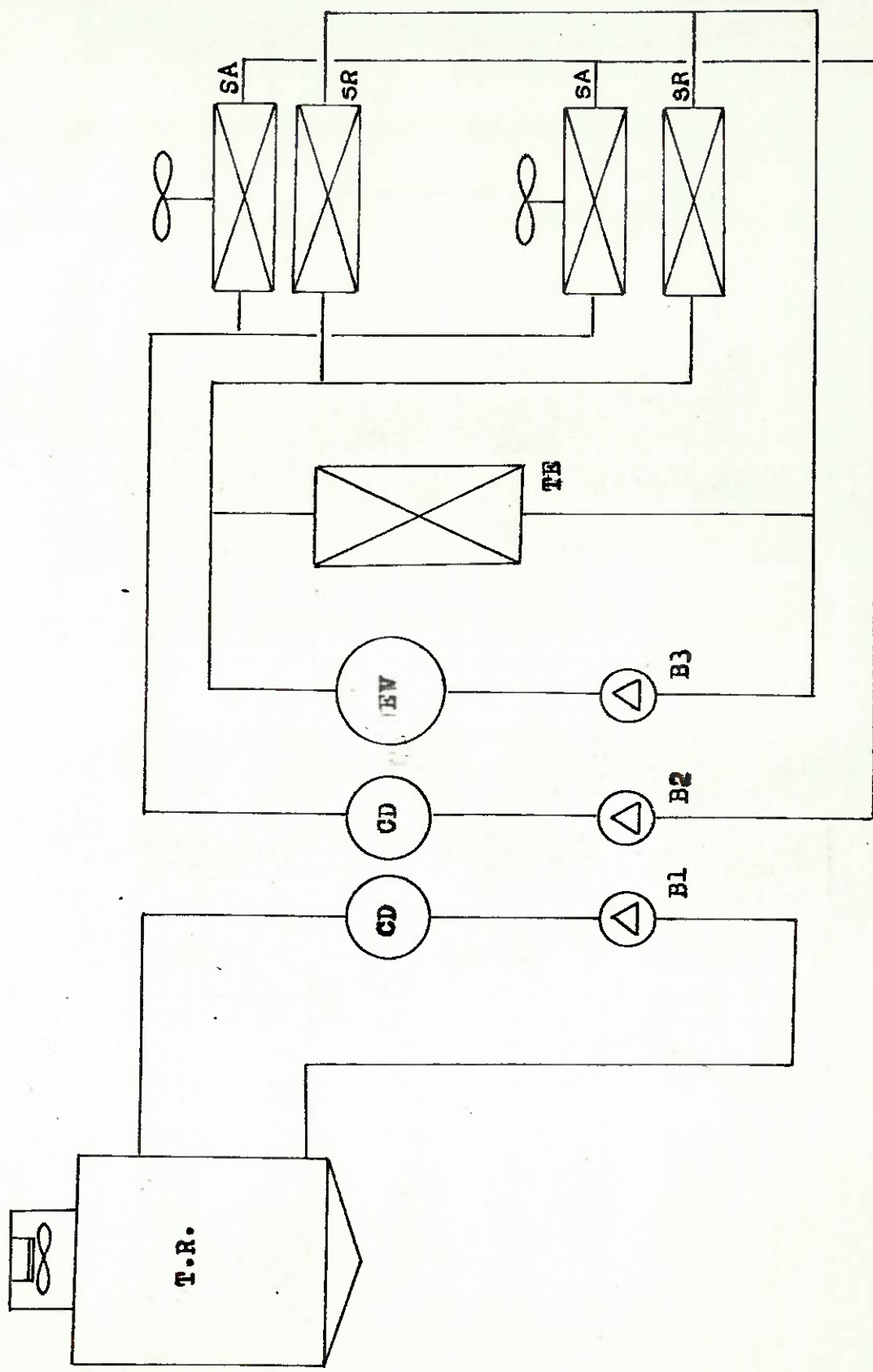


Figura III.1.

Para a construção do Recuperador de calor, teríamos duas possibilidades: uma seria a construção de um condensador único sendo utilizado tanto com a torre de resfriamento, quanto para aquecimento através das serpentinas de aquecimento do fan-coil, outra opção seria a separação dos condensadores, uma para utilização com a torre de resfriamento e a outra somente para aquecimento, utilizando-se assim, circuitos independentes de água. ver fig. III.1.

A opção escolhida foi a segunda, pois além de ter um controle mais fácil, teremos a vantagem de não contaminar a água de aquecimento com a água da torre, que por ficar em contato com o ambiente externo, estaria sujeita a conter sujeira, criando problemas na tubulação das serpentinas de aquecimento.

Outra questão que devemos observar é o da necessidade de troca de calor com o ambiente no inverno, quando as condições de temperatura são muito baixas. Neste caso, se utilizássemos água normal, como veículo de troca de calor, ocorreria solidificação. Portanto, para a condição de inverno, devemos trocar a água por uma solução que possa trabalhar em temperaturas mais baixas. Esta solução será especificada posteriormente.

III.2.1. CONDIÇÕES DE TRABALHO

As condições da água tanto de resfriamento quanto para aquecimento, devem ser préfixadas, de acordo com as temperaturas externa e interna do ar, para que possamos ter as condições de fluido refrigerante em todos os pontos do circuito frigorífico.

Nas condições de verão definimos:

- No evaporador:

Temperatura de entrada da água = 12,7 °C

Temperatura de saída da água = 7,2 °C

- No condensador:

Temperatura de entrada da água = 29,5 °C

Temperatura de saída da água = 36,1 °C.

Nas condições de inverno definimos:

- No evaporador:

Temperatura de entrada da solução = 1,7 °C

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

- No condensador:

Temperatura de entrada da água = 29 °C

Temperatura de saída da água = 34 °C

Com a condição de entrada e de saída da solução do evaporador, na situação de inverno, podemos decidir com que salmoura poderemos trabalhar. Escolhemos então uma solução de água e etilenoglicol. Esta escolha foi feita em função das características do etilenoglicol, que além de poder trabalhar em temperaturas bem abaixo de 0°C, é um produto neutro, ao contrário das salmouras, que atacam a tubulação, corroendo-as.

A porcentagem escolhida de acordo com as condições de trabalho, com a solução entrando no evaporador a - 2,3 °C e sa-

indo a 1,7 °C, decidimos usar uma solução de 25 % em peso de etileno glicol, que nos dará um ponto de solidificação a - 12,22 °C. A temperatura de solidificação deve ser mais baixa que a temperatura de trabalho, pois a solução alcança temperatura mais baixa no contato com as paredes da tubulação podendo então se congelar.

III.2.2. CIRCUITOS FRIGORÍFICOS

Situados os pontos de temperatura da água de resfriamento e aquecimento, podemos definir o circuito frigorífico para o fluido refrigerante que, para o nosso caso será o Freon 22 (clorodifluormetano) para o verão e inverno.

- condições de verão:

Temperatura de sucção do compressor =

Temperatura de saída da água - 10 °F

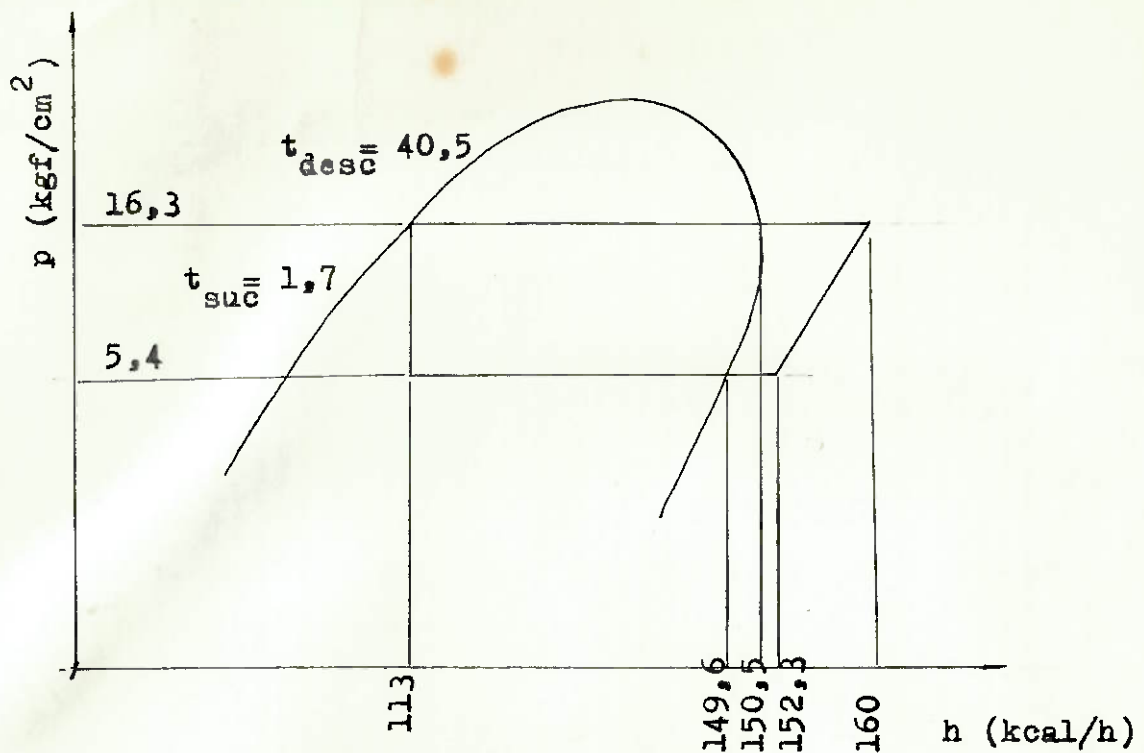
$$T_{\text{sucção}} = 45 - 10 = 35 \text{ °F.}$$

Temperatura de descarga do compressor =

Temperatura de entrada de água + 20 °F

$$T_{\text{desc}} = 85 + 20 = 105 \text{ °F}$$

O circuito pode ser visto na figura II.1.2. , esquematizado no anexo



- condições de inverno:

Temperatura de sucção do compressor = 24,8 °F

Temperatura de descarga do compressor = 21 °F

Para a obtenção destes dados ver cálculos de dimensionamento de trocadores, item III. 3.2.

