

**Universidade de São Paulo  
Escola Politécnica  
Departamento de Engenharia Mecânica**

**Trabalho de Formatura**

**Projeto de Sistema de Ar Condicionado  
para uma Central Telefônica de  
Comutação de Linhas**

Doron Admoni  
Prof Orientador:  
Dr. Sílvio de Oliveira Júnior  
São Paulo, dezembro de 1998.



# Índice

	Pág.
<b>1. Introdução .....</b>	<b>1</b>
<b>2. Descrição da Proposta.....</b>	<b>3</b>
<b>3. A Central Telefônica .....</b>	<b>4</b>
<b>3.1. Configuração .....</b>	<b>4</b>
<b>3.2. Cargas Térmicas .....</b>	<b>4</b>
<b>4. O Teto Climatizador .....</b>	<b>6</b>
<b>4.1. Aumento da Vazão do Ar .....</b>	<b>7</b>
<b>4.2. Testes para Melhoria do Sistema.....</b>	<b>8</b>
<b>4.3. Resultados .....</b>	<b>12</b>
<b>4.4. Esquema da Instalação.....</b>	<b>13</b>
<b>5. O Sistema Tradicional .....</b>	<b>14</b>
<b>5.1. O Evaporador .....</b>	<b>17</b>
<b>5.1.1. Evaporador de tubo liso .....</b>	<b>19</b>
<b>5.1.2. Evaporador de placa .....</b>	<b>20</b>
<b>5.1.3. Evaporador com aletas .....</b>	<b>22</b>
<b>5.1.4. Capacidade do evaporador .....</b>	<b>25</b>
<b>5.2. O Condensador .....</b>	<b>27</b>
<b>5.2.1. Carga do Condensador.....</b>	<b>28</b>
<b>5.2.2. Capacidade do Condensador .....</b>	<b>29</b>
<b>5.2.3. Temperatura média do meio de condensação.....</b>	<b>30</b>
<b>5.2.4. Condensadores Resfriados a Ar .....</b>	<b>33</b>
<b>5.3. Tanque / Depósito de Líquido .....</b>	<b>35</b>
<b>6. Projeto do Sistema Tradicional.....</b>	<b>38</b>
<b>7. Comparação .....</b>	<b>48</b>
<b>8. Bibliografia .....</b>	<b>54</b>
<b>9. Anexos .....</b>	<b>56</b>
<b>9.1. Design do sistema Telecool instalado .....</b>	<b>56</b>

## **1. Introdução**

O aumento da densidade de potência em equipamentos de telecomunicações digitais requer cada vez mais uma absorção de calor eficiente, e para poder dissipar a energia térmica produzida por esses equipamentos desenvolve-se sistemas de condicionamento de ar.

Uma instalação de ar condicionado pode ser considerada, no sentido termodinâmico, como um sistema aberto, no qual as condições desejadas são mantidas no recinto em questão, através da entrada de um fluido com determinadas características (de pressão, umidade e temperatura) sobre o qual se realiza um trabalho, e que, a seguir, abandona o sistema com outras características.

Este fluido utilizado é o próprio ar que é refrigerado e tratado em um outro subsistema fechado, o ciclo de refrigeração. O ar refrigerado é introduzido no recinto, onde se mistura com o ar contido no ambiente, e é esta mistura gasosa, devidamente controlada em seu fluxo, temperatura e umidade, que dará as condições de conforto das pessoas e de operação eficiente das máquinas que se encontram no interior desse recinto. O ciclo de refrigeração pode realizar as transformações termodinâmicas necessárias a absorver o calor em dois sistemas distintos: sistema de expansão direta o condicionador recebe diretamente do recinto, ou através de dutos, a carga de ar frio ou quente do ar com o qual está posto em contato, e

sistema de expansão indireta no qual o condicionador utiliza um meio intermediário (água ou salmoura) para retirar a carga térmica que é transmitida pelo ar frio ou quente.

## **2. Descrição da Proposta**

O presente trabalho tem por objetivo realizar um projeto de condicionamento de ar para uma central telefônica para comutação de quarenta mil linhas, com uma determinada carga térmica, utilizando-se os sistemas de expansão direta e indireta, que serão melhor detalhados a seguir. O projeto pretende otimizar cada um dos sistemas e efetuar uma comparação qualitativa entre ambos, levando-se em consideração a eficiência, e consumo de energia.

*mais fo  
feito.*

### **3. A Central Telefônica**

#### ***3.1. Configuração***

A central em estudo é do porte de 40K, ou seja, com capacidade para comutação de até 40.000 linhas telefônicas. A planta com a disposição básica da central encontra-se em anexo.

#### ***3.2. Cargas Térmicas***

Carga térmica é a quantidade de calor sensível e latente que deve ser retirada (ou colocada) no recinto a fim de mantê-lo nas condições desejadas. O cálculo de cargas térmicas envolve aspectos de condução de calor, as características dos dutos e equipamentos utilizados, a quantidade estimada de pessoas que permanecerão no recinto, as condições de insolação, de infiltração e de ventilação desse recinto a ser condicionado.

A carga térmica no equipamento de refrigeração raramente resulta de alguma fonte particular de calor. De preferência, ela é a soma do calor que usualmente se desprende de várias fontes diferentes. As fontes mais comuns que abastecem a carga do equipamento de refrigeração são o calor que escapa da câmara refrigerada para o exterior, por condução através das paredes isoladas; o calor que entra na câmara por radiação direta através de vidro ou outros materiais transparentes; o calor que entra na câmara por ação do ar quente exterior que entra através de portas abertas ou através de fendas em volta de janelas ou portas; o calor cedido por

pessoas que ocupam o espaço refrigerado; e, o mais importante para o caso em estudo, o calor cedido por qualquer equipamento gerador de calor, localizado no interior da câmara.

Para efeito de comparação entre os dois sistemas em estudo (expansão direta e indireta), a carga térmica considerada para cada projeto será a mesma. Assim, após a realização dos cálculos para a central telefônica em questão, chegou-se aos seguintes resultados de cargas sensíveis:

	carga sensível (kcal/h)
Ambiente	40 K
Comutação	87.315
Transmissões	25.882
Controle	3.103
Retificadores	22.800
Baterias	-
Total	139.100

Tabela 1 - Cargas Térmicas da Central Telefônica

## **4. O Teto Climatizador**

O sistema de expansão indireta em estudo é configurado utilizando-se serpentinas de água gelada integradas a um teto falso, designado para a utilização das serpentinas, denominado “Teto Climatizador”. O calor é transmitido para a água das serpentinas através de convecção natural. Diversos parâmetros devem ser levados em consideração para a otimização da eficiência das serpentinas integradas a um teto falso com um efeito chaminé.

A utilização de serpentinas para convecção natural e remoção de calor de centrais telefônicas é bastante difundida. Elas são refrigeradas a água e dispostas acima das filas entre os racks da central. O ar resfriado na serpentina fica mais denso e desce para os corredores. Entra, então, nos racks de comutação onde é aquecido, fica mais leve e vai subindo por dentro do rack até o Teto Climatizador, onde é resfriado novamente pelas serpentinas.

A curta distância entre os equipamentos dissipadores de calor e as serpentinas absorvedoras de calor é devida ao fato de que altas taxas de dissipação de calor podem ser removidas mesmo com uma baixa velocidade de circulação de ar. Esta baixa velocidade proporciona um ambiente livre de ruídos e poeira em suspensão.

Entretanto o uso de equipamentos de telecomunicações digitais mais compactos requer uma capacidade de absorção de calor cada vez maior e essa capacidade de refrigeração não é possível de ser obtida com essa disposição de serpentinas.

#### **4.1. Aumento da Vazão do Ar**

Sabe-se que a vazão de ar, por exemplo numa lareira, pode ser aumentada com a instalação de uma chaminé acima do local quente. Da mesma maneira, uma chaminé abaixo de uma serpentina de resfriamento aumentará a corrente de ar resfriado para baixo da serpentina.

Essas são as idéias postas em estudo aqui, integrando as serpentinas a um falso teto contendo grandes chaminés quadradas, e formando uma grelha que cobre toda a área da sala. Assim, consegue-se o efeito de chaminé primeiramente para baixo, sob as serpentinas, e depois acima dos objetos dissipadores de calor.

#### **4.2. Testes para Melhoria do Sistema**

*- tira da  
antiga da Encsion*

Foram realizados testes com o Teto Climatizador instalado numa sala com racks de comutação de linhas, de modo que fosse possível realizar alterações na altura do forro da sala, a altura do Teto Climatizador e a distância entre os racks.

A carga térmica foi gerada por placas de circuito com resistores alocados dentro dos racks.

Apresentar-se-á os resultados obtidos variando-se os seguintes parâmetros nos testes:

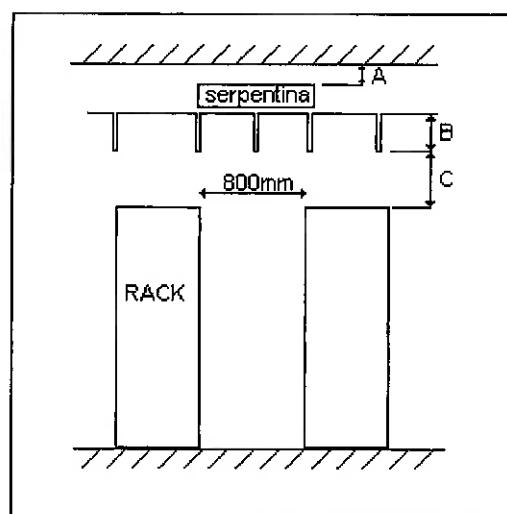


Figura 1 - Parâmetros usados nos testes

- variando-se a distância A, entre o forro da sala e a parte superior das serpentinas;
- variando-se a altura B do Teto Climatizador;
- variando-se a distância C entre o topo dos racks e a parte mais baixa do Teto Climatizador;

- Localização das chaminés, sem chaminés (D), chaminés dispostas apenas abaixo das serpentinas de resfriamento (E) e chaminés ao longo da área (F).

Todos os testes foram realizados com uma vazão de água constante, fornecimento de água gelada para as serpentinas à mesma temperatura e temperatura constante da sala. A carga térmica foi também regulada.

Variando-se um parâmetro, os seguintes valores foram usados como referência:

$$A = 400\text{mm}$$

$$B = 250\text{mm}$$

$$C = 600\text{mm}$$

O efeito de resfriamento obtido com esses valores de referência foram assumidos como sendo 100% nos gráficos a seguir. Para a realização desses testes ajustou-se uma carga térmica de 700 W/m<sup>2</sup>.

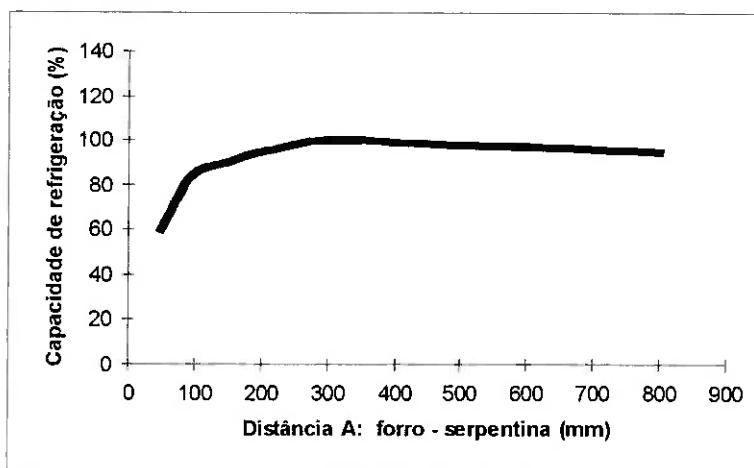


Figura 2 - Variação da distância A

Da figura 2 pode-se perceber que para uma distância A menor que 200mm entre a serpentina e o teto reduz a dissipação de calor permitida.

Grandes distâncias também reduzirão a capacidade, mas não é necessário levar-se em consideração com alturas normais do forro.

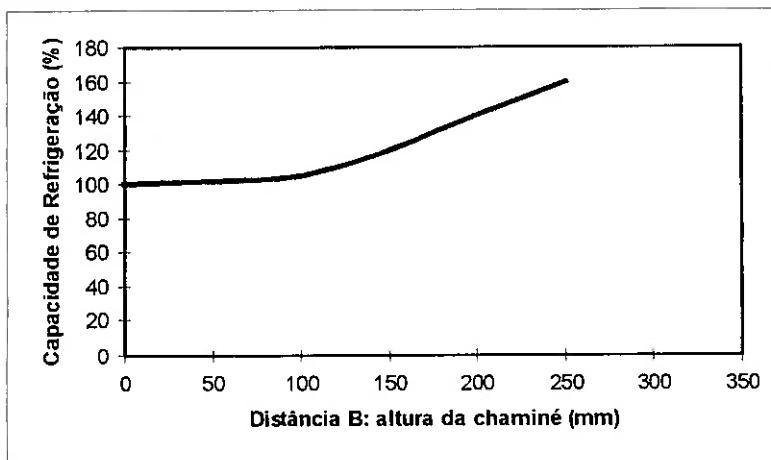


Figura 3 - Variação da distância B

Da figura 3 pode-se perceber que com chaminés mais altas aumentaram os efeitos de capacidade de refrigeração. Entretanto, escolheu-se o valor de 250mm como um valor razoável por propósitos práticos.

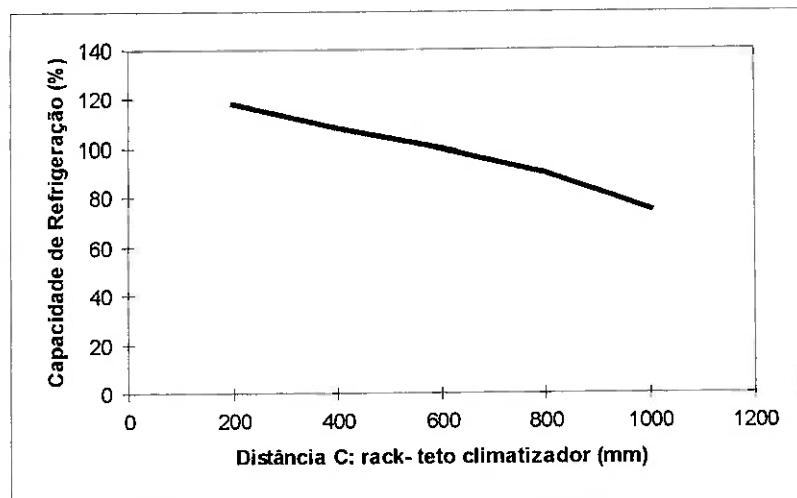


Figura 4 - Variação da distância C

A figura 4 mostra que uma pequena distância entre o topo do rack e o Teto Climatizador fornece uma capacidade de refrigeração melhor, isto é, racks altos ou uma instalação baixa do Teto Climatizador é positivo para a capacidade de refrigeração.

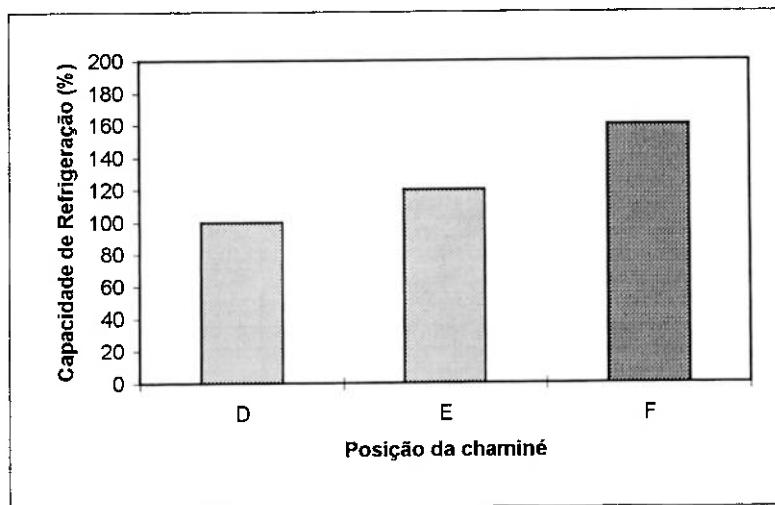


Figura 5 - Posição da chaminé

A figura 5 mostra melhorias feitas nas chaminés: primeiramente posicionadas logo abaixo das serpentinas e então integradas ao Teto Climatizador.

### **4.3. Resultados**

Através da integração das serpentinas num forro falso constituído por chaminés, pode-se obter um tipo de motor bombeando o ar, independentemente da forma dos objetos dissipadores de calor.

Pode-se utilizar o mesmo tipo de sistema de refrigeração para todas as áreas da central de comutação telefônica, por exemplo as salas de transmissão, de controle, energia, distribuidor geral e salas de conforto. Qualquer que seja a sala, será provida com um forro falso que poderá cobrir todos os tipos de instalação.

#### **4.4. Esquema de Instalação**

O sistema de funcionamento do Teto Climatizador pode ser representado conforme o esquema a seguir:

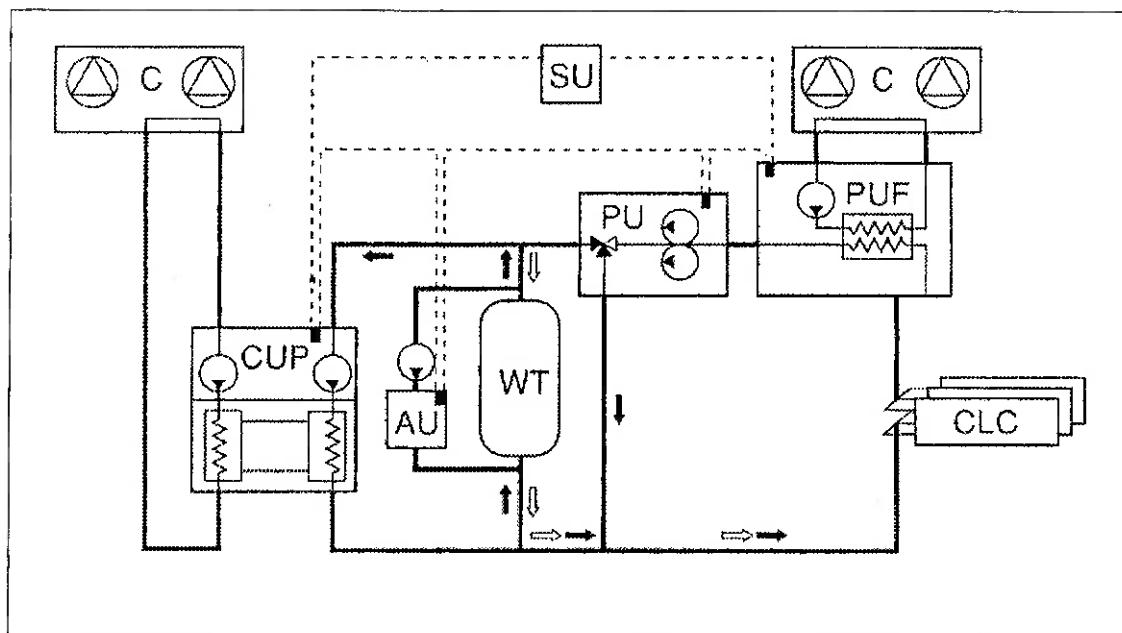


Figura 6 - Esquema de instalação do Teto Climatizador

Onde:

CUP (Cooling Unit) = Unidade de resfriamento

C (Cooler) = Resfriadores

PU, PUF,PUC (Pump Unit) = Unidades de bombeamento

SU (Supervision Unit) = Unidade de Supervisão

AU (Air-handling System) = Sistema de Distribuição de ar

WT (Water Tank) = Tanque de água

## 5. O Sistema Tradicional

O projeto de um sistema de ar condicionado “tradicional”, ou de expansão direta, segue o esquema básico disposto na figura abaixo:

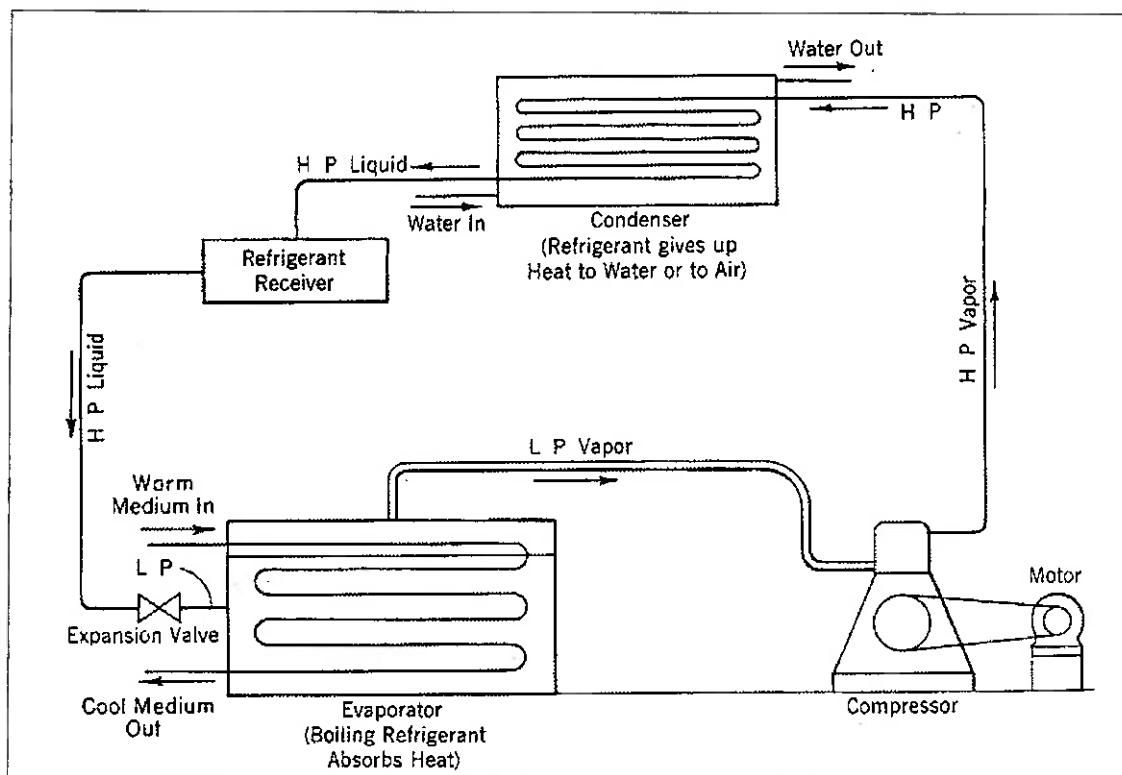


Figura 7 - Sistema de ar condicionado de expansão direta

Utilizando-se o ciclo denominado ciclo por compressão a vapor, pode-se esquematizar o sistema de refrigeração propriamente dito, conforme a figura a seguir, que é explicada pelo diagrama de temperatura versus entropia.

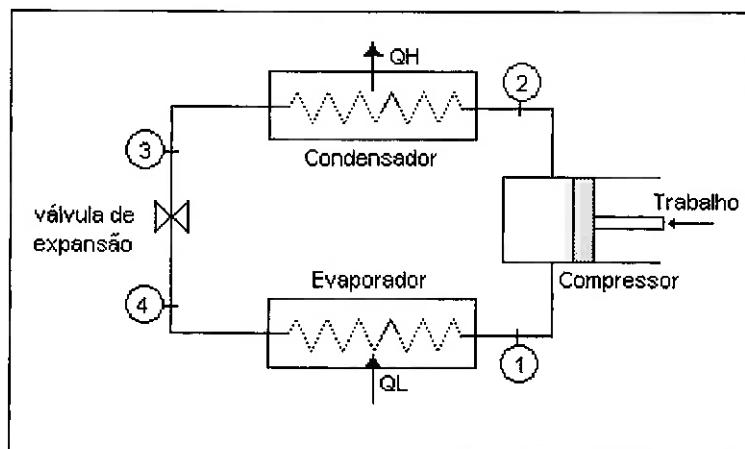


Figura 8 - Ciclo por compressão a vapor

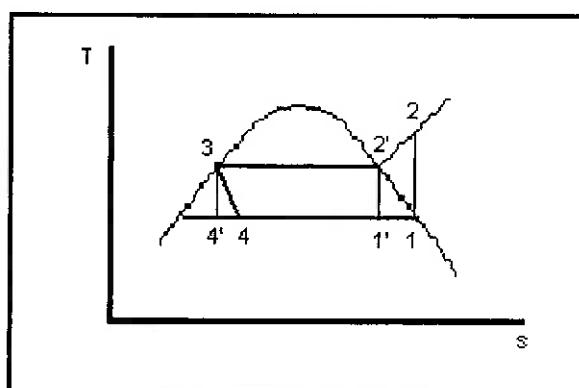


Figura 9 - Diagrama Temperatura-entropia para o ciclo por compressão a vapor

O ciclo ideal seria descrito pela curva 1-2-3-4-1. Vapor saturado a baixa pressão entra no compressor e sofre uma compressão adiabática reversível 1-2. Calor é então rejeitado à pressão

constante no processo 2-3 e o fluido de trabalho deixa o condensador como líquido saturado. Segue-se um processo de estrangulamento adiabático, 3-4, e o fluido de trabalho é então evaporado à pressão constante, 4-1, para completar o ciclo.

Esse ciclo ideal afasta-se do ciclo de Carnot (1'-2'-3-4'-1'), conforme se pode notar no diagrama T-s. Isso se deve ao fato de ser mais conveniente se trabalhar com um compressor operando apenas com vapor e não com uma mistura líquido-vapor necessária no ciclo de Carnot, e também porque é mais simples um processo de expansão irreversível através de uma válvula de expansão, ao invés de um dispositivo de expansão que recebe líquido saturado e descarrega uma mistura líquido-vapor, como deveria se no processo 3-4'.

## **5.1. O Evaporador**

Um evaporador é qualquer superfície de transmissão de calor na qual o líquido volátil é vaporizado com o objetivo de remover calor de um espaço ou produto refrigerado. Por causa das muitas e diversas aplicações de refrigeração mecânica, os evaporadores são fabricados em uma grande variedade de tipos, formas, tamanhos e projetos, e podem ser classificados em um número de diferentes modos, tais como tipo de construção, método de alimentação dos líquidos, condição de operação, método de circulação de ar (ou líquido), tipo de controle de refrigerante, e aplicação.

Os três tipos principais de construção de evaporador são: de tubo liso, evaporador de placa, e com aletas. Os evaporadores de tubo liso e de placa, são algumas vezes classificados junto com os evaporadores de superfície primária, nos quais a superfície inteira de ambos estes tipos está mais ou menos em contato com o refrigerante vaporizante interior. Com o evaporador com aletas, os tubos que transportam o refrigerante são a única superfície primária. As próprias aletas não são carregadas com refrigerante e são, por isso, somente superfícies de transmissão de calor secundário, cuja função é captar calor do ar ambiente e conduzi-lo para os tubos que transportam refrigerante. Mesmo que os evaporadores de superfície primária de ambos os tipos, tubo liso e de placa, prestem serviço satisfatório numa larga variedade de aplicações, operando em qualquer faixa de temperatura, são mais

freqüentemente utilizados para aplicações de resfriamento de líquido e aplicações de refrigeração de ar onde a temperatura do espaço é mantida abaixo de 0°C e o acúmulo de gelo na superfície do evaporador não pode ser facilmente evitado. O acúmulo de gelo no evaporador de superfície primária não afeta tanto a capacidade do evaporador como afeta as serpentinas de aletas. Além disso, a maioria dos evaporadores de superfície primária, particularmente o tipo de placa, são facilmente limpos e podem ser prontamente descongelados manualmente escovando ou raspando o acúmulo de gelo. Isto pode ser feito sem a necessidade de se interromper o processo de refrigeração e sem por em risco o equipamento que deve ser refrigerado

Para o projeto em questão serão utilizados evaporadores do tipo de tubo liso, cujas características estão dispostas a seguir.

### **5.1.1. Evaporador de tubo liso**

Os evaporadores de tubo liso geralmente são construídos ou de tubulação de aço ou de canalização de cobre. A tubulação de aço é usada para evaporadores grandes e para evaporadores para serem usados com amônia, enquanto que a canalização de cobre é utilizada na fabricação de evaporadores menores, destinados mais para o uso de outros refrigerantes do que amônia. Esse será o tipo utilizado, conforme será mostrado a seguir. Serpentinhas de tubo liso são acessíveis em um número de tamanhos, formas e projetos, e feitas geralmente para aplicação individual. As formas comuns para serpentinas de tubo liso são planas, em zigue-zague e em forma de trombone oval. As serpentinas de tubo liso em espiral são muitas vezes empregadas para resfriamento de líquido. Serpentinhas de tubulação lisa de tetos móveis grandes, empregando circulação de ar de convecção natural são usadas freqüentemente em câmara de armazenagem frigorífica e em refrigeradores de armazenagem onde é necessária a circulação de grandes quantidades de ar a baixa velocidade. São usadas também, ou como serpentinas "secas" ou de "vaporização", em conjunto com ventiladores centrífugos para fornecer o ar resfriado a alta velocidade para resfriamento a jato ou operações de congelamento.

### **5.1.2 Evaporador de placa**

O evaporador de placa, que se subdivide em diversos tipos. Alguns são construídos de duas chapas lisas de metal, com tal relevo e soldadas juntas que permitem um trajeto para o fluxo de refrigerante entre as duas chapas. Este tipo particular de evaporador de placa é muito usado em refrigeradores de uso doméstico e frigoríficos caseiros porque ele é de fácil limpeza, de fabricação econômica, e pode ser prontamente moldado em qualquer uma das várias formas requeridas. Outro tipo de evaporador de placa consiste de tubulação moldada instalada entre duas placas de metal que são soldadas juntas nas bordas). A fim de garantir bom contato térmico entre a placa soldada e o tubo de transporte do refrigerante, o espaço entre as placas é ou cheio com uma solução eutética ou esvaziado, de modo que a pressão atmosférica exercida na superfície externa das placas fixa-as firmemente contra o interior da tubulação. Aqueles que contêm a solução eutética são usados especialmente quando é requerida uma capacidade excedente. Muitos são usados em caminhões refrigerados. Em tais aplicações, as placas são montadas vertical ou horizontalmente no teto ou paredes do caminhão e geralmente são unidas a um sistema de instalação central de refrigeração, enquanto os caminhões ficam estacionados no terminal durante a noite. A capacidade refrigerante assim armazenada na solução eutética, é suficiente para refrigerar o produto durante as operações do próximo dia. A temperatura das placas é controlada

pelo ponto de fusão da solução eutética. Os evaporadores desse tipo podem ser usados sozinhos ou em grupos. As placas podem ser derivadas para fluxo paralelo do refrigerante ou ligadas para fluxos em série.

Os evaporadores de placa proporcionam excelentes prateleiras em câmaras frigoríficas e aplicações similares . Eles também são muito usados como divisões em frigoríficos, caixas de exposição de alimentos congelados, câmaras de sorvete, fontes de soda, etc. Os evaporadores de placa são usados especialmente para instalações de resfriamento de líquido, onde as raras condições de carga máxima são encontradas periodicamente. Uma vez que isto permite o uso de equipamento de capacidade menor do que poderia ordinariamente ser requerido pela carga máxima, é obtida uma economia no custo inicial e geralmente também nas despesas de operação.

### **5.1.3. Evaporador com aletas**

Serpentinhas com aletas são serpentinhas de tubo liso sobre as quais foram instaladas placas de metal ou aletas. As aletas, servindo como superfícies secundárias de absorção de calor, têm o efeito de aumentar a área de superfície externa do evaporador, melhorando assim sua eficiência para resfriar ar e outros gases. Com os evaporadores de tubo liso, grande parte do ar que circula ao redor da serpentina passa através dos espaços abertos entre os tubos e não entra em contato com a superfície da serpentina. Quando são adicionadas aletas a uma serpentina, elas se desenvolvem no interior de espaços abertos entre os tubos e atuam como coletores de calor. Elas removem o calor da porção de ar que ordinariamente não entra em contato com a superfície primária e o conduzem de volta à tubulação. É evidente que, para serem eficazes, as aletas devem ser unidas à tubulação de uma tal maneira, que seja assegurado bom contato térmico entre elas e a tubulação. Em alguns casos, as aletas são soldadas diretamente à tubulação. Em outros, são colocadas na tubulação e esta é expandida por pressão ou algum meio semelhante, de modo que as aletas penetram no interior da superfície do tubo e estabelecem bom contato térmico. Uma variação do último método é alargar ligeiramente a abertura da dieta permitindo assim, que esta entre no tubo. Depois que a dieta está instalada, o alargamento é estreitado e ela fica firmemente fixada ao tubo. A dimensão e distância da aleta, dependem em parte do tipo especial de aplicação a que se destina

a serpentina. A dimensão do tubo determina aquela da aleta. Tubos pequenos requerem aletas pequenas. Quando o tamanho do tubo aumenta, o tamanho da aleta aumenta efetivamente. O espaçamento das aletas varia de 1 a 14 aletas por polegada, dependendo principalmente da temperatura de operação da serpentina.'

O acúmulo de gelo nas serpentinas de resfriamento de ar, operando a temperaturas baixas, é inevitável, e dado que qualquer acúmulo de gelo sobre as serpentinas de aletas tende a restringir as passagens de ar entre as aletas e retardar a circulação de ar através da serpentina, os evaporadores que se destinam a aplicações de baixa temperatura devem ter uma distância ampla de aletas (duas ou três aletas por polegada) a fim de minimizar o perigo de limitar a circulação de ar. Por outro lado, as serpentinas destinadas a condicionamento de ar e outras instalações onde a serpentina opera a temperaturas bastante elevadas, de modo que nenhum gelo se acumule sobre a superfície da serpentina, podem ter aproximadamente 14 aletas por polegada.

Quando a circulação de ar sobre as serpentinas de aleta é por gravidade, é importante que a serpentina ofereça a menor resistência possível ao fluxo de ar; por isso, geralmente, a distância das aletas deve ser mais ampla para serpentinas de convecção natural do que para serpentinas que empregam aletas. Foi determinado que existe uma relação definitiva entre as superfícies interna e externa de um evaporador. Uma vez que a aleta externa afeta somente a superfície externa, a adição de aletas além de um certo limite, não aumentará consideravelmente a capacidade do evaporador. De fato, em algumas circunstâncias, aletas excessivas

podem reduzir realmente a capacidade do evaporador, restringindo a circulação do ar sobre a serpentina sem necessidade. Dado que sua capacidade é afetada mais por acúmulo de gelo do que em qualquer outro tipo de evaporador, as serpentinas de aleta são mais apropriadas para aplicação de resfriamento de ar onde a temperatura é mantida acima de 0 °C. Quando as serpentinas de aleta são usadas para operação de baixa temperatura, devem ser providenciados alguns modos de degelar a serpentina a intervalos regulares, o que pode ser executado automaticamente por diversos meios. Por causa das aletas, as serpentinas de aleta têm maior área de superfície por unidade de comprimento e largura que os evaporadores de superfície primária e podem, por isso, ser construídos mais solidamente. Geralmente, uma serpentina de aleta ocupará menos espaço que um evaporador de tubo liso ou de superfície de placa da mesma capacidade. Isto assegura uma economia considerável de espaço e torna as serpentinas de aleta perfeitamente apropriadas para uso com ventiladores como unidades de convecção forçadas.

#### **5.1.4. Capacidade do evaporador**

A capacidade de qualquer evaporador ou superfície de resfriamento é a taxa à qual o calor passará através das paredes do evaporador do espaço refrigerado ou produto, para o líquido vaporizante. Um evaporador selecionado para qualquer aplicação específica deve ter capacidade de transmissão de calor para permitir ao refrigerante vaporizante absorver calor à taxa necessária para produzir o resfriamento requerido quando operando nas condições projetadas. O calor alcança o evaporador por todos os três métodos de transmissão de calor. Nas aplicações de resfriamento de ar a maior parte do calor é conduzido ao evaporador por correntes de convecção formadas no espaço refrigerado por ação de um ventilador ou pela circulação de gravidade resultante da diferença de temperatura entre o evaporador e o espaço. Também, algum calor é irradiado diretamente para o evaporador, do produto e das paredes do espaço. Quando o produto está em contato térmico com a superfície externa do evaporador, é transferido calor do produto para o evaporador por condução direta. Isto acontece sempre com aplicações de resfriamento de líquido onde este, sendo resfriado, está sempre em contato com a superfície do evaporador. Contudo, alguma circulação do fluido resfriado por ação da gravidade ou de uma bomba ainda é necessária para boa transmissão de calor. Independentemente de como o calor alcança a superfície do evaporador, ele deve passar através das paredes do evaporador

para o refrigerante interno por condução. Portanto a capacidade do evaporador, isto é, a taxa pela qual o calor passa através das paredes, é determinada pelos mesmos fatores que controlam a taxa de fluxo de calor por condução através de qualquer superfície de transmissão de calor, ou seja , proporcional à área de superfície externa do evaporador, ao fator de condutância total(U) e à diferença média logarítmica entre as temperaturas externa do evaporador e do refrigerante dentro do evaporador.

## **5.2. O Condensador**

Como o evaporador, o condensador é uma superfície de transmissão de calor. O calor do vapor refrigerante quente passa através das paredes do condensador para o meio de condensação. Como o resultado de calor perdido para o meio de condensação, o vapor refrigerante é primeiro resfriado ao ponto de saturação e então condensado no estado líquido.

Embora se usem salmoura ou refrigerantes de expansão direta, algumas vezes como meios de condensação em aplicações de temperatura baixa, na maior parte dos casos o meio de condensação empregado é ar ou água, ou uma combinação de ambos. Os condensadores são de três tipos gerais: resfriado a ar, resfriado a água, e evaporativo. Os condensadores resfriados a ar empregam ar como meio de condensação, enquanto que os condensadores resfriados a água utilizam água para condensar o refrigerante. Em ambos os condensadores, resfriado a ar e resfriado a água, o calor cedido pelo refrigerante de condensação aumenta a temperatura do ar ou água usados como meio de condensação. Os condensadores evaporativos empregam tanto ar como água. Mesmo que haja alguma elevação na temperatura do ar que passa através do condensador, a condensação do refrigerante no condensador resulta principalmente da evaporação da água pulverizada sobre o condensador. A função do ar é aumentar a taxa de evaporação tirando o vapor de água que resulta do processo de evaporação.

### **5-2.1. Carga do Condensador**

A rejeição total de calor no condensador inclui tanto a absorção de calor no evaporador como a potência equivalente do trabalho de compressão. Qualquer absorção de superaquecimento pelo vapor de sucção do ar ambiente também se torna uma parte da carga sobre o condensador. Dado que o trabalho de compressão por unidade de capacidade de refrigeração depende da taxa de compressão, a quantidade de calor rejeitado no condensador por unidade de capacidade de refrigeração varia com as condições de operação do sistema. O calor de compressão também varia um pouco com o projeto do compressor e será maior para um compressor hermético resfriado a sucção do que para um compressor do tipo aberto, por causa do calor do motor adicional absorvido pelo gás refrigerante.

Alguns fabricantes de compressor publicam os dados de rejeição de calor total como parte de suas taxas de compressor, e quando acessíveis , esses dados podem ser usados como uma base para seleção de condensador. Quando tais dados não são acessíveis, a carga do condensador pode ser calculada multiplicando-se a capacidade do compressor pelo fator apropriado, ou seja, carga do condensador = (capacidade do compressor)/(fator de rejeição de calor).

### **5.2.2. Capacidade do Condensador**

Uma vez que a transmissão de calor através das paredes do condensador se faz por condução, a capacidade deste último é uma função da equação fundamental de transmissão de calor :  $Q_c = (A)(U)(D)$ , ou seja, a capacidade do condensador é proporcional à área de sua superfície, ao coeficiente global de transmissão de calor e à diferença média logarítmica entre o refrigerante de condensação e o meio de condensação

O exame desses fatores mostrará que para qualquer condensador de projeto e tamanho específico, onde tanto a área de superfície como o fator U são fixados na hora da fabricação, a capacidade do condensador é diretamente proporcional à diferença de temperatura entre o refrigerante e o meio de condensação. Além disso, quando a temperatura média do meio de condensação é mantida constante, a capacidade do condensador é aumentada ou diminuída somente elevando ou reduzindo a temperatura de condensação.

### **5.2.3 Temperatura média do meio de condensação**

A temperatura média do meio de condensação depende da temperatura de entrada e da elevação da temperatura sofrida no condensador. Uma vez que a elevação da temperatura do meio de condensação diminui quando a taxa de fluxo aumenta, quanto mais alta a taxa de fluxo, mais baixa é a temperatura média do meio de condensação e mais baixa é a temperatura de condensação. A taxa de fluxo do meio de condensação através do condensador é fixada dentro de certos limites, pelo tamanho e projeto do condensador. Se a taxa de fluxo através do condensador é muito baixa, o fluxo será laminar em vez de turbulento e resultará um coeficiente baixo de transmissão. Por outro lado, se a taxa de fluxo é muito alta, a queda de pressão através do condensador torna-se excessiva, com o resultado de que a potência necessária para circular o meio de condensação também se torna excessiva.

Dado que o projeto da temperatura de entrada do meio de condensação geralmente é fixado por condições fora do controle do projetista do sistema, acontece que o tamanho e projeto do condensador e a taxa de fluxo do meio de condensação são determinados quase inteiramente pelo projeto da temperatura de condensação. Embora sejam desejáveis temperaturas de condensação baixas porque elas resultam em alta eficiência do compressor e baixos requisitos de potência para o compressor, isto não significa necessariamente que o uso de uma superfície grande de condensação e uma taxa de fluxo elevada a fim de assegurar

uma temperatura de condensação baixa sempre resultará na instalação mais prática e econômica. Outros fatores que devem ser levados em consideração e que tendem a limitar o tamanho do condensador e/ou a quantidade do meio de condensação circulada, são o custo inicial, espaço útil, e os requisitos de potência do ventilador ou da bomba que circula o meio de condensação. Também, quando é usada água como meio de condensação e a água que deixa o condensador é lançada no esgoto, o aproveitamento e custo da água também devem ser considerados.

As limitações impostas sobre o tamanho do condensador pelos fatores de custo inicial e espaço útil, são evidentes por si próprias. No que diz respeito aos requisitos de potência do ventilador ou bomba de circulação do meio de condensação, já foi estabelecido que a potência requerida para circular o meio de condensação aumenta. Se a taxa de fluxo é aumentada acima de um certo ponto, o aumento na potência requerido para circular o meio de condensação poderá mais do que compensar a redução nos requisitos de potência do compressor que resulta da temperatura de condensação mais baixa. Obviamente, a taxa de fluxo ótima para o meio de condensação é a que resultará em custos mais baixos de operação total para o sistema. Isto irá variar um pouco com as condições da instalação individual, sendo influenciada pelo tipo de aplicação, o tamanho e tipo do condensador usado, taxas de sujeira, e as condições do projeto para a região, junto com considerações práticas tais como o custo e disponibilidade de água, os custos gerais, códigos locais, restrições, etc. Por exemplo, uma vez que a boa eficiência do sistema prescreve

temperaturas de condensação mais baixas para aplicações de baixa temperatura do que para aplicações de alta temperatura acontece que para a mesma carga do condensador, a melhor taxa de fluxo do meio de condensação geralmente será mais alta para uma aplicação de baixa temperatura do que para uma aplicação de temperatura alta. Também, onde a temperatura de entrada do meio de condensação é relativamente alta, são requeridas superfícies de condensação maiores e taxas de fluxo mais elevadas, para assegurar temperaturas de condensação razoáveis, do que onde a temperatura de entrada do meio de condensação é mais baixa.

#### **5.2.4. Condensadores Resfriados a Ar**

A circulação de ar sobre um condensador resfriado a ar pode ser ou por convecção natural ou pela ação de um ventilador. Onde a circulação de ar é por convecção natural, a quantidade de ar circulado sobre o condensador é baixa e é necessária uma superfície de condensação relativamente grande. Por causa de sua capacidade limitada, os condensadores de convecção natural são usados somente em aplicações pequenas, principalmente congeladores e refrigeradores domésticos. Os condensadores de convecção natural empregados em refrigeradores domésticos geralmente são de superfície de placa ou de tubulação com aletas. Quando é usada tubulação com aletas, as aletas são extensamente espaçadas de modo que pequena ou nenhuma resistência é oferecida à livre circulação do ar. Também, o amplo espaçamento das aletas reduz a possibilidade do condensador ser sujo com ciscos e borra.

Por motivos de economia de espaço e aumento de eficiência, tipo de condensador selecionado para ser utilizado no projeto é o resfriado a ar com circulação forçada. Esses condensadores resfriados a ar empregam ventiladores para garantir a circulação forçada de ar podem ser divididos em dois grupos de acordo com a localização do condensador: montado sobre chassis ou remoto.

Um condensador resfriado a ar montado sobre chassis é o que é montado sobre um chassis comum com o compressor e o acionador do compressor de modo que ele se torna uma parte

integral de uma "unidade de condensação" embalada, resfriada a ar. Um condensador resfriado a ar remoto é o que é localizado separadamente e geralmente a alguma distância do compressor. Os condensadores resfriados a ar remotos podem ser internos ou externos. Quando localizados no interior, devem ser tomadas providências para um suprimento adequado de ar externo para o condensador. Se o condensador é instalado num local quente tal como em um sótão ou sala de caldeiras, podem ser usados dutos para levar o ar para o interior do condensador e de volta para o exterior.

### **5.3. Tanque / Depósito de Líquido**

O depósito de líquido como o seu nome indica, recebe, exercendo a função de depósito, o refrigerante que proveniente do compressor em forma de vapor liquefeito ou condensado no condensador, estocando-o até que necessário no evaporador. O depósito de líquido é normalmente um tanque cilíndrico (figura abaixo) construído para resistir às pressões máximas do refrigerante empregado na instalação e com volume suficiente para acumular a totalidade da carga de líquido e ainda com espaço suficiente de reserva.

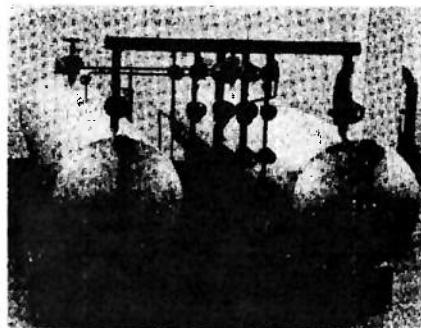


Fig. 10 Tanque de acumulação

Em sistemas industriais, está localizado usualmente embaixo do condensador de forma a receber, por gravidade, o fluxo de refrigerante líquido. Atuando como tanque de armazenamento de refrigerante, o depósito mantém o excesso de líquido durante a operação do sistema, permitindo que o evaporador seja

continuamente abastecido da quantidade de refrigerante necessária para manter a temperatura de projeto.

Este fornecimento realiza-se mediante um sistema manual ou automático de controle. Simultaneamente, ele continua a receber líquido proveniente do condensador na mesma quantidade com que fornece líquido para o evaporador, ficando assim o nível praticamente constante durante a operação normal do sistema.

Para poder determinar a quantidade de líquido existente, os depósitos usados em instalações industriais estão equipados com um sistema de visor indicador de nível. Estão também providos de um coletor de purga localizado na parte inferior para captar óleo ou sedimentos que tenham atingido esta parte da instalação.

Estes depósitos de purga denominados também de reservatório ou acumulador de sedimentos, possuem às vezes uma válvula através da qual podem estes ser periodicamente extraídos. Em algumas instalações, o depósito ou reservatório é ligado mediante uma tubulação a um tanque de sedimentação de onde o óleo é retirado para posterior serviço.

Para facilitar a separação do óleo e do sedimento no interior do tanque de sedimentação, são algumas vezes utilizados deflectores para reduzir a agitação.

Os depósitos de purga são efetivos somente com refrigerantes não miscíveis e de menor peso específico que o do óleo lubrificante, como por exemplo o amônia e dióxido de carbono.

Pequenas unidades domésticas são algumas vezes projetadas para utilizar a parte inferior do condensador como depósito de líquido, economizando nesta forma espaço, sendo isto possível devido à pequena quantidade de refrigerante usado.

Devendo o líquido refrigerante ser mantido a menor temperatura possível, o depósito de líquido deve ser localizado em um lugar frio, nunca nas proximidades de caldeiras ou equipamentos de alta temperatura.

Os depósitos são purgadores naturais ao ar que eventualmente entra no sistema. Para eliminar ar e outros gases não condensáveis, uma conexão de purga é colocada na parte superior do depósito. Esta tubulação ligada a uma conexão localizada na parte superior do condensador permite a extração, através de um purgador de gases não condensáveis, para o exterior do sistema frigorífico.

Algumas vezes válvulas de alívio ou tampões fusíveis, são usados como medida de segurança em pequenos depósitos como prevenção no caso de excessivas pressões.

Para o caso da central em estudo, ambos os sistemas ( de expansão direta e indireta) utilizarão um tanque de armazenamento de água gelada, uma vez que é um sistema que possui uma inércia térmica maior, ou seja, ele pode suprir eventuais variações tanto na demanda como na produção de líquido, por falhas no sistema por exemplo, ou falta de energia elétrica, sem alterar significativamente o resultado final de saída para os evaporadores.

## **6. Projeto do sistema Tradicional**

Para o projeto de um sistema de condicionamento de ar, é necessário levar-se em consideração alguns fatores. Após o cálculo da carga térmica, deve-se procurar o melhor sistema de condução do ar, através de dutos que permitirão sua circulação desde o ventilador até os pontos de insuflamento, bem como o retorno. Essa parte é bastante importante no projeto, pois representa, em geral, cerca de 25% do custo médio de toda a instalação.

Por isso deve-se dimensionar com muito cuidado os dutos do sistema, levando-se em conta o volume do ar a ser circulado, a velocidade do ar através dos dutos e a resistência a ser vencida nos dutos.

Tendo-se determinado essas condições, parte-se para o cálculo das bombas de ar que permitam que se vença as resistências impostas pelo sistema de dutos e demais equipamentos, papel realizado pelos ventiladores.

Conforme já mencionado, para que faça sentido a comparação entre os dois sistemas de ar condicionado, deve-se utilizar a mesma carga térmica já previamente calculada.

O equipamento do sistema tradicional ou de expansão direta contará com os componentes descritos anteriormente no presente trabalho e deverá procurar a otimização da utilização de consumo de energia e espaço, sem perder a confiabilidade, pois nenhum

dos sistemas pode falhar, sob pena de se causar danos até irreparáveis nos equipamentos que necessitam ser refrigerados.

O estudo da planta da sala em que estão os gabinetes para comutação, que é a responsável pela maior carga térmica envolvida, mostra que a disposição desses equipamentos se divide em onze fileiras, separadas por corredores eqüidistantes. A opção adotada foi a de se instalar dutos de ventilação de ar condicionado entre cada duas fileiras de racks, sobre os corredores, totalizando portanto seis fileiras de dutos. Para o andar inferior as cargas térmicas envolvidas são menores e também por causa da disposição optou-se pela instalação de dois dutos menores para conduzir o ar condicionado.

Dessa maneira os dutos permitem uma melhor distribuição do ar, contando com o efeito da convecção natural que se formará sob os corredores, à medida em que o ar frio (mais denso) desce, vai trocando calor com o rack, resfriando o rack e se aquecendo. Ao chegar no piso ele já estará a uma temperatura mais elevada e, menos denso, tornará a subir, para ser recirculado e resfriado novamente.

Ao longo dos dutos, a cada intervalo calculado, serão instaladas grelhas difusoras de topo, para melhor direcionar a saída do ar para a sala. Dentre as grelhas existentes no mercado, optou-se pela grelha difusora quadrada, pois é a que melhor se adapta às necessidades do projeto, imprimindo ao ar que sai uma velocidade adequada em uma direção paralela ou transversal aos corredores, o que permitirá uma uniformização das temperaturas sob os dutos, pela correta distribuição dessas grelhas.

Assim, tem-se seis dutos no piso superior, com o comprimento de doze metros cada, os quais serão, para a racionalização da instalação de acordo com os cálculos realizados, dispostos de evaporadores do tipo fan-coil, um para cada duto. Na comparação feita entre essa disposição e uma em que somente um grande fan-coil realizaria a distribuição global para todos os dutos, essa mostrou-se mais adequada pelo consumo energético maior (proporcionalmente) do equipamento único, além dos dutos maiores que seriam necessários para a distribuição do ar pelos corredores, o que implicaria em custos de instalação maiores.

Seguindo-se a mesma linha de raciocínio, para o andar inferior, de acordo com a disposição necessária, o projeto prevê a instalação de dois fan-coils de menor capacidade que os acima.

Portanto, para a carga térmica total especificada de 139.100 kcal/h deve ser dividida entre oito evaporadores instalados nas extremidades de dutos distribuidores. Cada um deverá retirar o equivalente a 19.871 kcal/h do recinto superior e do inferior 9.933 kcal/h.

Realizou-se uma pesquisa de mercado para se descobrir se estes equipamentos necessários estão disponíveis e suas especificações técnicas. Conforme se verifica no catálogo do fabricante italiano “*Ventilclima*” em anexo, os modelos que se encaixam nessas características são o TAC 70-A e o TAC 30-A (maior e menor respectivamente), com cinco fileiras de dutos de cobre cada.

De acordo com o fabricante, o consumo de potência dos ventiladores necessária para circular o ar através das serpentinas é de 950W e 440 W, e sua potência estática útil é de 160 Pa e 120 Pa, respectivamente.

Logo, o próximo passo, seria verificar-se se esses ventiladores especificados para melhor eficiência dos fan-coils são suficientemente potentes para vencer as perdas do ar ao longo das tubulações.

Para se calcular o valor das perdas ao longo das tubulações deve-se levar em consideração a vazão de ar e o próprio diâmetro equivalente dos dutos, além é claro do material utilizado que determina o coeficiente de atrito com relação ao ar. Os resultados mostram que as perdas são equivalentes a cerca de 1 Pa por metro de tubulação, o que para o piso superior leva a uma perda total de 12 Pa em cada duto.

Conforme mencionado a distribuição de ar será feita por grelhas verticais eqüidistantes. Para a tubulação de 12 metros, um bom espaçamento entre elas seria de 3 metros, o que exigiria 4 grelhas. Os dados do fabricante mostram que cada grelha representa uma perda de 10 Pa, totalizando-se assim 40 Pa até o final do duto.

Com o objetivo de se controlar a vazão do ar de acordo com, a demanda, colocar-se-á também uma válvula (damper) antes do evaporador que responde por uma perda equivalente a 5 Pa.

Portanto, o total de perdas calculado é de 57 Pa, o que possibilita, com sobras, a utilização do equipamento inicialmente escolhido, que apresenta pressão útil maior que as perdas ao longo da tubulação.

Somando-se as potências totais demandadas pelos equipamentos de fan-coil obtém-se, de acordo com as especificações técnicas do fabricante:

$$(6 \times 950) + (2 \times 440) = 6,58 \text{ kW}$$

Para o dimensionamento e cálculo do chiller (condensador) levou-se em consideração as características de vazão e temperatura que deverão alimentar os fan-coils. Por semelhança ao projeto do equipamento de expansão indireta, para poder-se obter as mesmas temperaturas de conforto na sala dada a carga térmica, assume-se a temperatura de entrada da água como 13°C e de saída como 8°C, para uma vazão de água de 14,2 m<sup>3</sup>/h. Consultando-se o catálogo e se utilizando esses dados no programa do fabricante italiano "*Climaveneta*" chegou-se a uma máquina de potência de entrada de 26kW. Visando a confiabilidade do sistema, de acordo com as exigências da empresa contratante, utilizar-se-á duas máquinas iguais, além de se manter uma reserva para o caso de problemas em alguma, ou para um revezamento em forma de rodízio entre as três, para aumentar as suas vidas úteis, com manutenções preventivas sem a necessidade de se desativar o sistema de refrigeração ou de se sobrecarregar um do chillers.

Cada chiller contém também dois ventiladores para forçar a passagem do ar, que representam um consumo de 2,20 kW cada. Somando-se tudo chega-se a um total de 30,4 kW por chiller, e para os dois em operação com carga máxima 60,8 kW.

Para se conduzir a água gelada do chiller para os tanques de acumulação e para os fan-coils é necessário instalar-se uma rede de dutos (preferencialmente de cobre termicamente isolados) e faz-se necessária evidentemente a presença de uma bomba, já que não se pode contar com a diferença de nível entre os pontos. Para a vazão demandada, o fabricante recomenda uma bomba de 4 kW de potência.

Com isso conclui-se os cálculos das potências utilizadas por esse sistema de condicionamento de ar de expansão direta. A soma total é, como segue:

$$P = (2 \times 30,4) + (6 \times 0,950) + (2 \times 0,440) + (1 \times 4) = 71,38 \text{ kW}$$

A disposição dos equipamentos e dutos está nas plantas em anexo.

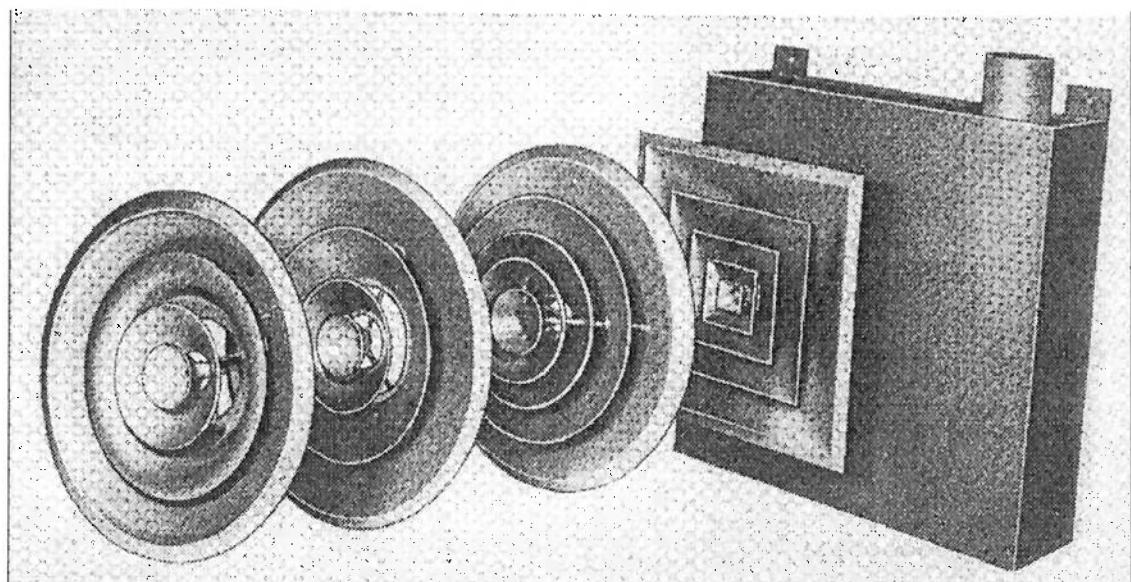


Fig. 11 Grelhas disponíveis

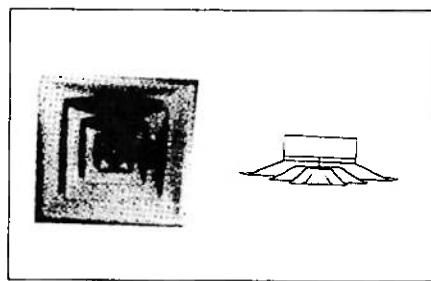


Fig.12 Grelha de perfil quadrado

Dentre as várias possibilidades disponíveis no mercado, particularmente para o caso mais apropriado para o projeto em estudo, que é a grelha de topo, a que mais se adapta às necessidades de dispersão do ar por proporcionar velocidades nas direções do corredor entre os gabinetes de comutação é a grela de perfil quadrado (indicada na figura ).

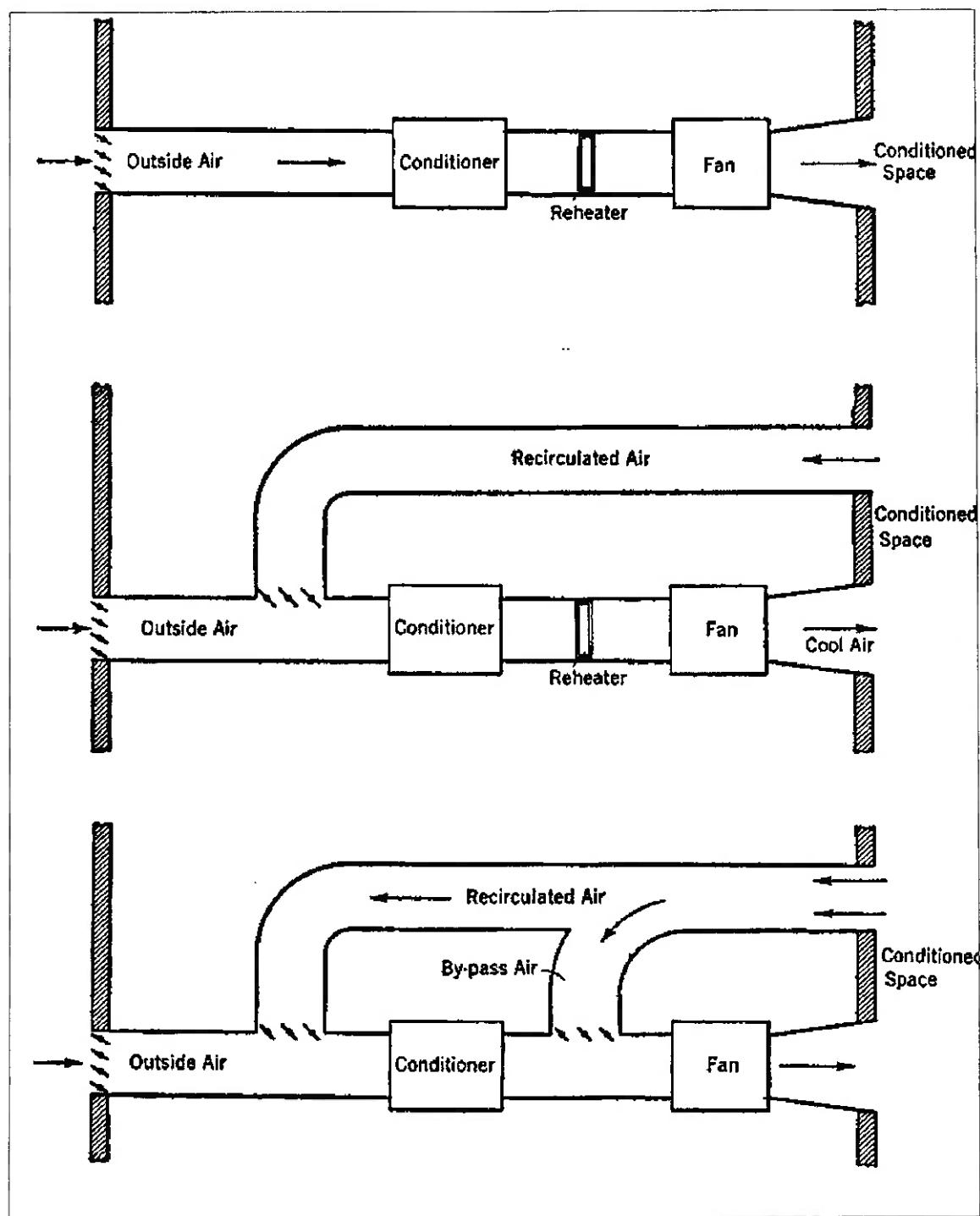


Fig. 13 Possibilidades para recirculação do ar condicionado

- Ar externo sem recirculação
- Ar externo com recirculação
- Recirculação com sistema "by-pass" do ar externo

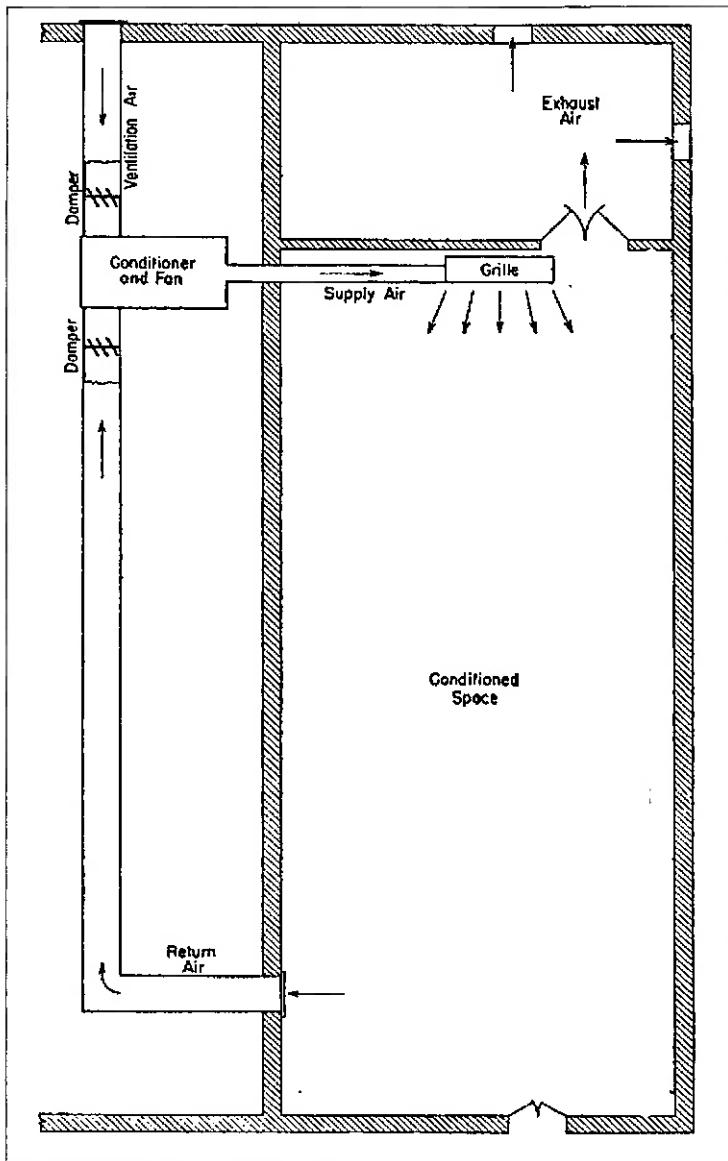


Fig 14 Esquema da instalação que permite a recirculação do ar condicionado

Pelas vantagens de se poder recircular o ar interno e dosar a quantidade de ar externo que entrará no sistema através de uma válvula (damper) localizada antes do fan-coil, e com isso se poder ajustar o controle de umidade relativa na sala e da própria qualidade do ar, o sistema escolhido é o mostrado na figura 13 (b). Pode-se notar o fluxo realizado pelo ar que passa pelo condicionador (fan-coil), é conduzido pelos dutos até a sala , para

onde entra através da grelha de topo (no caso do projeto são quatro grelhas ao longo dos dutos) , efetua as trocas de calor com o meio (e com os equipamentos de comutação de linha em questão), e retorna através do canal de recirculação para o sistema de condicionamento.

## 7. Comparação

Os dois sistemas estudados se assemelham num ponto: a última transferência de calor é realizada pelo ar no espaço a ser condicionado, ou seja, é o ar quem efetivamente fará o resfriamento dos equipamentos (e do ambiente), recebendo a carga térmica produzida, conforme mostra o esquema a seguir.

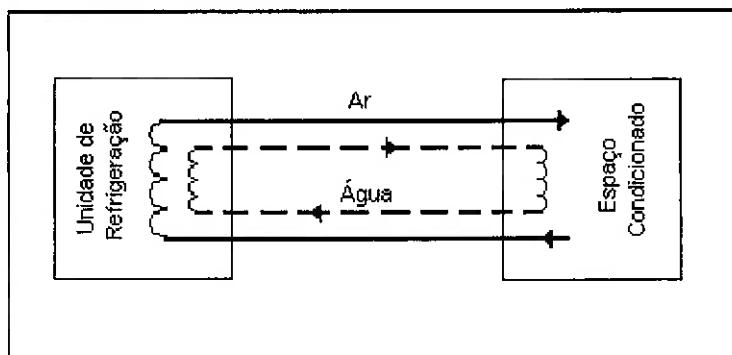


Figura 15 - Concepção do processo de transporte de energia num sistema de ar condicionado

O ar é resfriado diretamente no sistema de refrigeração e enviado ao espaço condicionado, ou então resfria-se a água que será enviada ao espaço condicionado para resfriar o ar que lá se encontra.

As vantagens do sistema de distribuição de água sobre o de ar encontram-se no tamanho da fonte de energia, que é consideravelmente menor, assim como o espaço que é requerido pela tubulação de água, muito menor do que os dutos de ar.

Entretanto, esses sistemas não possuem controle de umidade e a ventilação através do ar externo é um tanto incerta, embora possam ser previstas aberturas externas em cada unidade do terminal. No projeto dessas aberturas deve-se prever a pressão do vento e o efeito chaminé. Além disso, cada serpentina deve possuir um dreno para o condensado, exigindo, portanto, maiores cuidados e custos de manutenção que em sistemas de ar, para os quais a desumidificação poderia ser efetuada em unidades centrais.

As serpentinas apresentam outras desvantagens, como por exemplo a possibilidade de condensação da água, dadas as temperaturas de operação, e até mesmo de vazamento, o que prejudicaria o equipamento localizado logo abaixo delas. Uma solução pensada para esses problemas seria a instalação de bandejas coletoras abaixo das serpentinas, porém ela se mostra inadequada na medida em que prejudicaria também a corrente de convecção sob a serpentina. Para se decidir entre os dois sistemas deve-se levar em consideração que o preço das serpentinas é muito maior que o dos dutos, simplesmente pelo aspecto construtivo de cada um.

Esquematizando-se os cálculos realizados para os consumos de cada sistema, podem ser montadas as seguintes tabelas:

Equipamento	Quantidade	Potência Individual	Potência Total
Chiller	2(+1reserva)	30,4 kW	60,8 kW
Fan-coils	6 (grandes)	950 W	5,7 kW
Fan-coils	2(pequenos)	440 W	0,88 kW
Bomba	1	4 kW	4 kW
Total			71,38 kW

Tabela 2 Consumo Equipamento Tradicional

Equipamento	Quantidade	Potência Individual	Potência Total
Chiller	5	17,2 kW	86 kW
Condensador	10	1,2 kW	12 kW
Ar condic. Auxiliar	2	1,7 kW	3,4 kW
Bomba	6	1,5 kW	9 kW
Total			110,4 kW

Tabela 3 Consumo Telecool

Observa-se que o equipamento “Telecool” demanda uma potência consideravelmente maior que o sistema tradicional projetado, cerca de 55% maior. O motivo para tal se deve principalmente à forma pela qual é realizada a troca de calor nos dois sistemas. A convecção natural do Telecool é muito menos eficiente que a convecção forçada que se imprime nos fan-coils tradicionais através dos ventiladores. Ela também demanda uma área de troca muito maior, o que imprime um alto consumo das bombas

envolvidas, uma vez que elas têm que fazer o fluido refrigerante (água) circular constantemente para que as correntes de convecção não percam sua capacidade de refrigerar o equipamento.

É importante perceber que o número calculado para o equipamento Telecool pode estar superdimensionado, uma vez que corresponde à potência nominal dos equipamentos. Nesse caso o projeto pode ter sido realizado com um coeficiente de segurança elevado, o que poderia reduzir um pouco a diferença entre os dois sistemas, tornando um ou outro mais aconselhável sob esse ponto de vista.

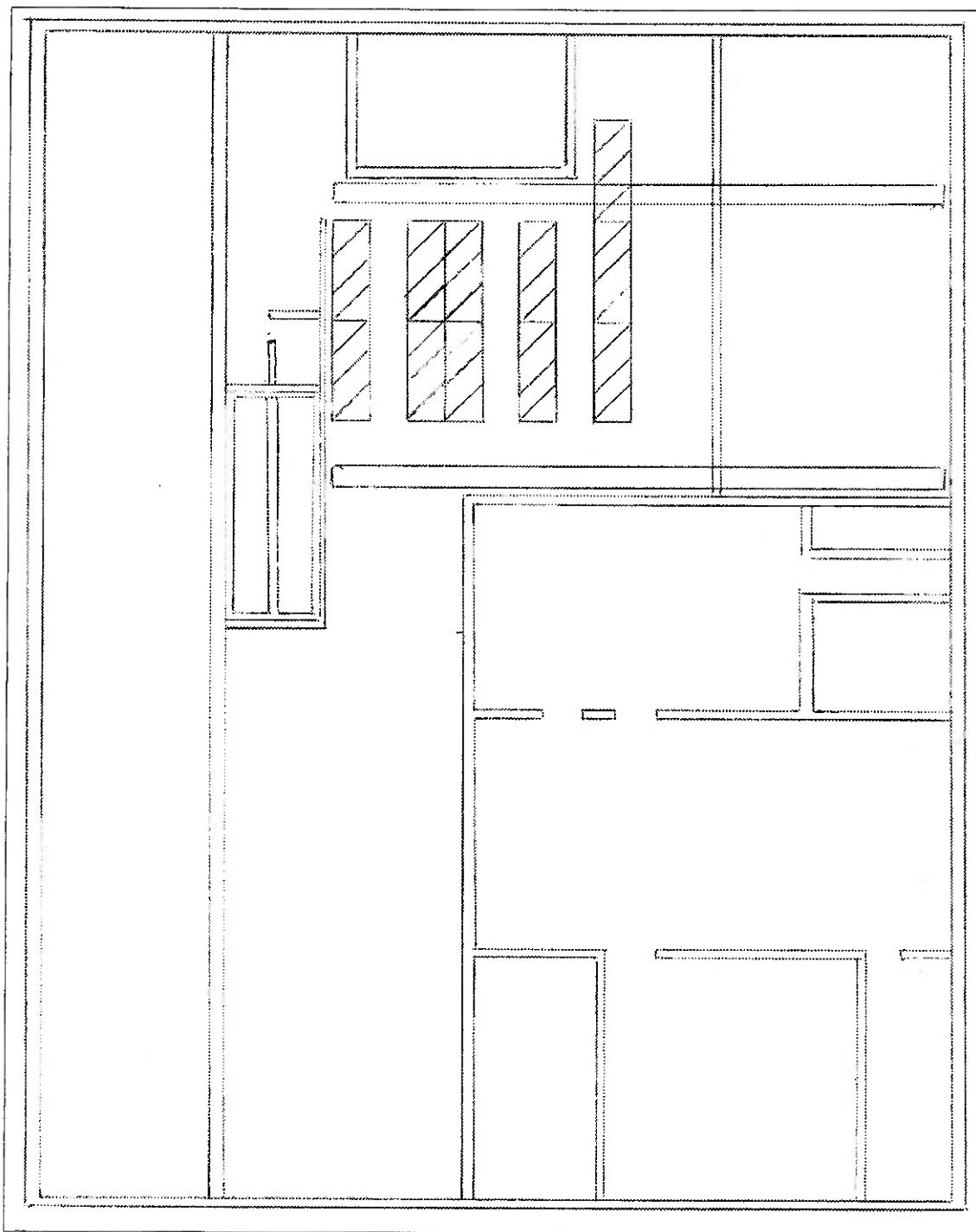


Fig 16 -Planta do andar inferior

Identificar os  
apartamentos

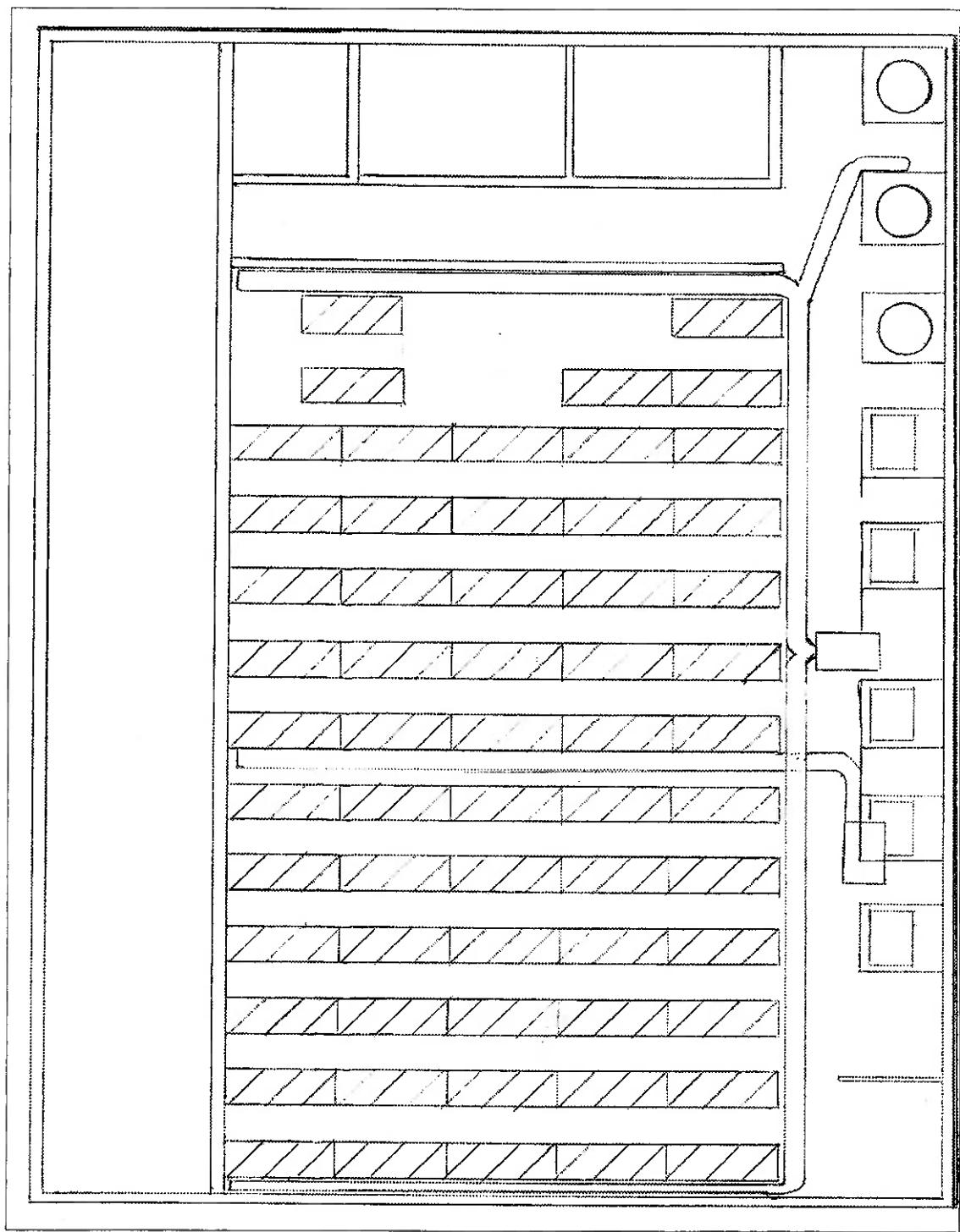


Fig 17- Planta do Andar Superior - Disposição dos equipamentos

*Quais e  
onde estão?*

## **8. Bibliografia**

- ASHRAE Refrigeration Handbook. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 1994 - SI Edition.
- Carrier Air Conditionig Co. *Handbook of Air Conditioning System Design*, McGraw-Hill, 1965.
- Creder, H. *Instalações de ar condicionado*. 5<sup>a</sup>. ed., Rio de Janeiro, LTC - Livros Técnicos e Científicos, 1996.
- Dossat, R. *Princípios de Refrigeração*. John Wyley & Sons, 1961.
- Forsman, B e Zirath, H. *Heat Absorption in telephone exchanges through an optimized climate ceiling* Twelfth International Telecommunications energy conference , Florida, 1990
- Holmes, R. E. *Air Conditioning in summer and winter* , 2<sup>a</sup>. ed., McGraw-Hill, 1951.
- Incropera, F.P. e De Witt, D.P. *Fundamentals of heat and mass transfer*. New York, John Wyley & Sons, 1990.
- Jennings, B. H. e Lewis, S. R. *Air conditioning and refrigeration* 4<sup>a</sup>. ed. International Textbook Company, EUA, 1963
- Khashab, A M. *Heating, ventilating and air-conditioning systems estimating manual*. 2<sup>a</sup>. ed., McGraw-Hill, 1984.
- Lang, V. P. *Principles of air conditioning*. Canadá, Delmar Publishers, 1968.
- Silva, R. B. *Ventilação e Ar Condicionado* , São Paulo, Editora Grêmio Politécnico, 1960.
- Stoecker, W. F. e Jones, J. W. *Refrigeração e ar condicionado*. São Paulo, McGraw-Hill, 1985.

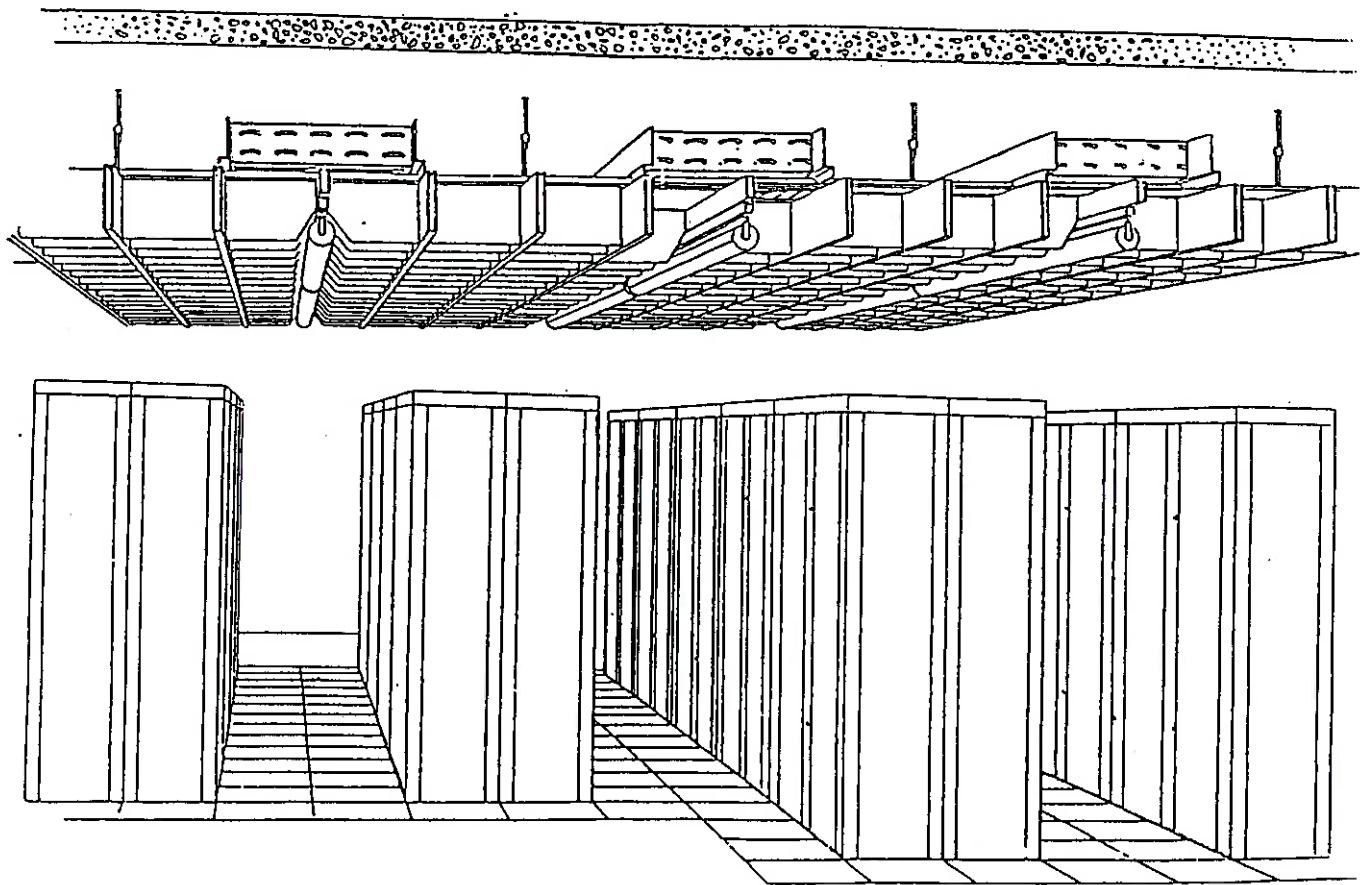
Torreira, R. P. *Refrigeração e Ar Condicionado* , São Paulo, Editora Técnica Fulton, 1979.

Van Wylen, G.J. e Sonntag, R. E. *Fundamentos da termodinâmica clássica 3<sup>a</sup> ed.*, São Paulo, Ed. Edgar Blücher, 1993.

Yamane, E. e Saito, H. *Tecnologia do condicionamento de ar* , São Paulo, Ed. Edgar Blücher, 1986.

## **9. Anexos**

### ***9.1 Design do sistema Telecool instalado***



# Cooling unit (CUP)

The cooling unit with built in pumps (CUP) is used to cool the water circuit of the TELECOOL system.

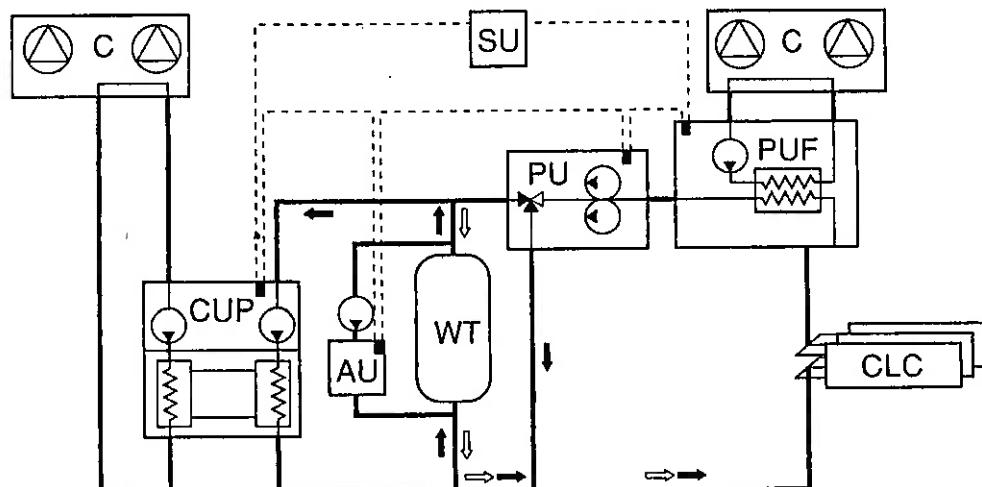
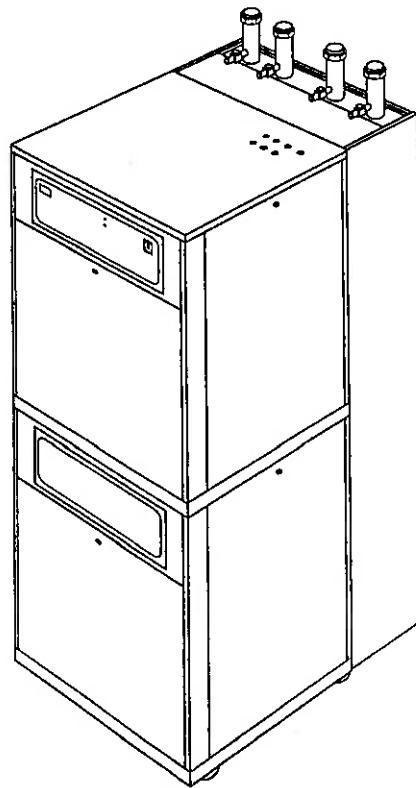
Together with a cooler placed outdoors, it forms a chain of equipment for transfer of heat from the water circuit to the outside air.

The cooling unit, which is designed as a packaged water chiller, is delivered ready for operation.

The units are designed for minimum refrigerant quantity.

The following standard features are included:

- \* High/low pressure switch
- \* Operational thermostat
- \* Freeze-up protection thermostat
- \* Compressor motor thermal protector and overcurrent relay
- \* Fusible plug
- \* Crankcase heater
- \* 5-minutes restart delay
- \* Automatic restart after mains failure
- \* Receiver tank
- \* Microprocessor control for communication with the TELECOOL Control and Supervisory System.



## Technical data Cooling unit with pumps:

Product no		BPB 101 018/- <sup>a)</sup>	BPB 101 019/-	BPB 101 020/1-2	BPB 101 020/3-4
Cooling capacity	kW <sup>b)</sup>	12	25	50	50
Dimensions WxHxD	mm	700x1700x880	700x1700x880	700x1700x880	1400x1700x880
Weight	kg	190	260	355	430
Sound level	dB(A) <sup>c)</sup>	50	51	58	56
No. of compressors		1	1	1	2
Type of compressor		- Hermetically sealed reciprocating -			
Refrigerant qty.	kg	3.0	4.5	6.5	10
Connections:					
Evaporator, inlet/outlet valve	mm	35 ODF	42 ODF	54 ODF	54 ODF
Condenser, inlet/outlet valve	mm	35 ODF	42 ODF	54 ODF	54 ODF
Water flow, evaporator side	l/s	0.5	1.0	2.1	2.1
Coolant flow, condenser side	l/s <sup>d)</sup>	0.9	1.7	3.2	3.2
Current consumption Normal	A <sup>e)</sup>	8	16	30	34
Maximum	A <sup>e)</sup>	14	26	35	43
Starting current	A <sup>e)</sup>	60	127	155	127
Power consumption Normal	kW <sup>e)</sup>	4	8	17	19
Recommended AC fuse	A <sup>e)</sup>	3x25	3x25	3x50	3x63
Recommended AC cable	mm <sup>2</sup>	4x6+6	4x10+10	4x16+16	4x25+25
Control circuit, Voltage	V		- 1~220 - 240 -		

- a) -/1 Power Supply 400V/3/50Hz  
 -/2 Power Supply 220V/3/60Hz  
 -/3 Power Supply 400V/3/50Hz  
 -/4 Power Supply 220V/3/50Hz

b) Nominal conditions:  
 Temperature of water leaving evaporator: + 8°C  
 Temperature of coolant leaving condenser: + 35°C

c) Sound level measuring point:  
 1.5 m above the floor, 1 m from the unit

d) Coolant:  
 Water/ethylene glycol 70/30%

e) At 400V/50Hz

## CUP / COOLER – matching list

CUP	COOLER BPY 101 597/- Standard	Silenced
<b>Refrigerant R22</b>	Ext. amb. temp. up to 45°C	
BPB 101 018/1 - 2	1x-/1	1x-/3
BPB 101 019/1 - 2	1x-/2	2x-/3
BPB 101 020/1 - 2	2x-/2	4x-/3
<b>Refrigerant R134a</b>	Ext. amb. temp. up to 55°C	
BPB 101 018/3 - 4	1x-/1	1x-/3
BPB 101 019/3 - 4	1x-/2	2x-/3
BPB 101 020/3 - 4	2x-/2	4x-/3

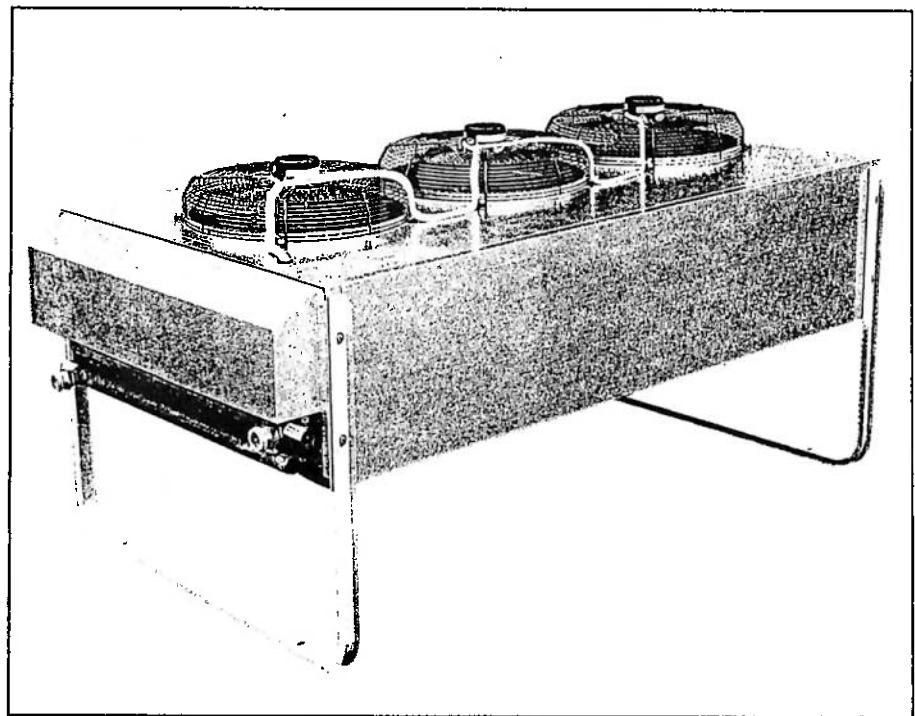
# TELECOOL® Classic, TELECOOL® DP

## Cooler (C)

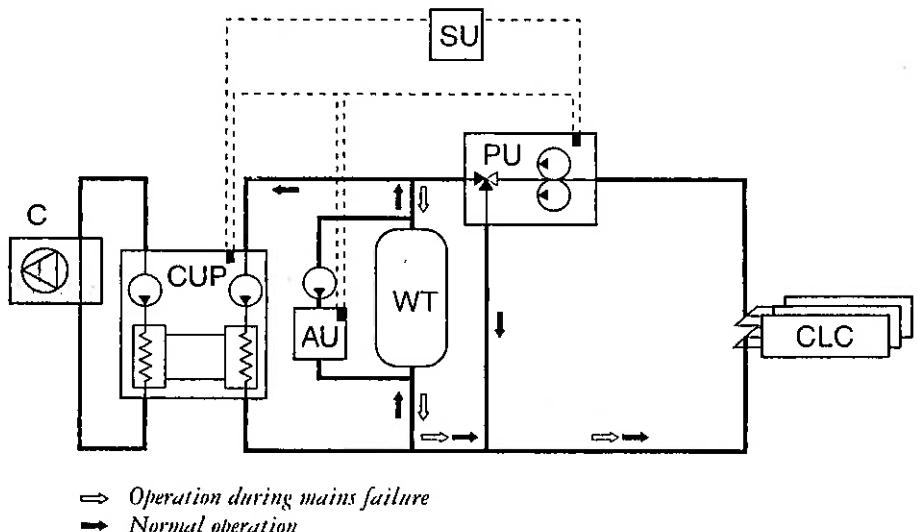
The cooler is made of galvanized sheet metal. The heat exchanger part consists of copper pipes with aluminum fins.

The cooler is designed for outdoor installation, e.g. on the roof of a building. The fans can be connected and disconnected individually. The cooler is provided with multipolar contact breakers.

A low noise version is available.



Cooler in a TELECOOL® Classic System



## Technical data Cooler

Product no	BPY 101 597/2 Standard version	BPY 101 597/3 Low noise version
Capacity (Cooling unit) (kW)	20 - 25	10 - 12.5
Air Flow (m <sup>3</sup> /h)	17 760	8 880
Number of fans	3	3
Mains voltage (V)	- 208-240 -	
Mains frequency (Hz)	- 50/60 -	
Current consumption nom., AC (A <sup>a</sup> )	6	1.8
Power consumption, AC (kW <sup>a</sup> )	1.2	0.4
Sound level at a distance of 5 m (dB(A))	52	40
Pipe coupling for liquid, male (G)	- 32 -	
Water volume (l)	19.0	19.0
Dimensions	Width (mm)	1 810
	Depth (mm)	- 1 000 -
	Height (mm)	- 938 -
	Weight (kg)	115
AC fuse (rec.) (A)	10	6
AC cable (rec.) (mm <sup>2</sup> )		- 4x1.5 -

<sup>a</sup> Valid with 230V/50 Hz

**TELECOOL**

# Pump units (PU, PUF, PUC)

## Pump unit (PU)

The pump unit is used to distribute and control the temperature of the water to the cooling coils in the climate ceiling controlling the room temperature.

The packaged pump unit includes a control unit, twin pump, flow indicator, distribution valve with valve actuator, piping, connections and cut-off valves. The unit is assembled and fully tested before delivery.

Pump units BKV 201 010/- are equipped with an inverter to ensure operation even in the event of mains failure.

## Pump unit, free cooling (PUF)

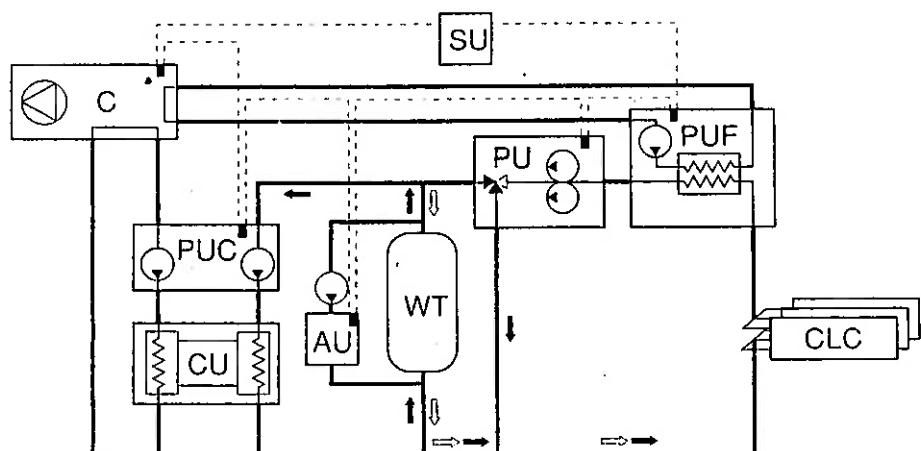
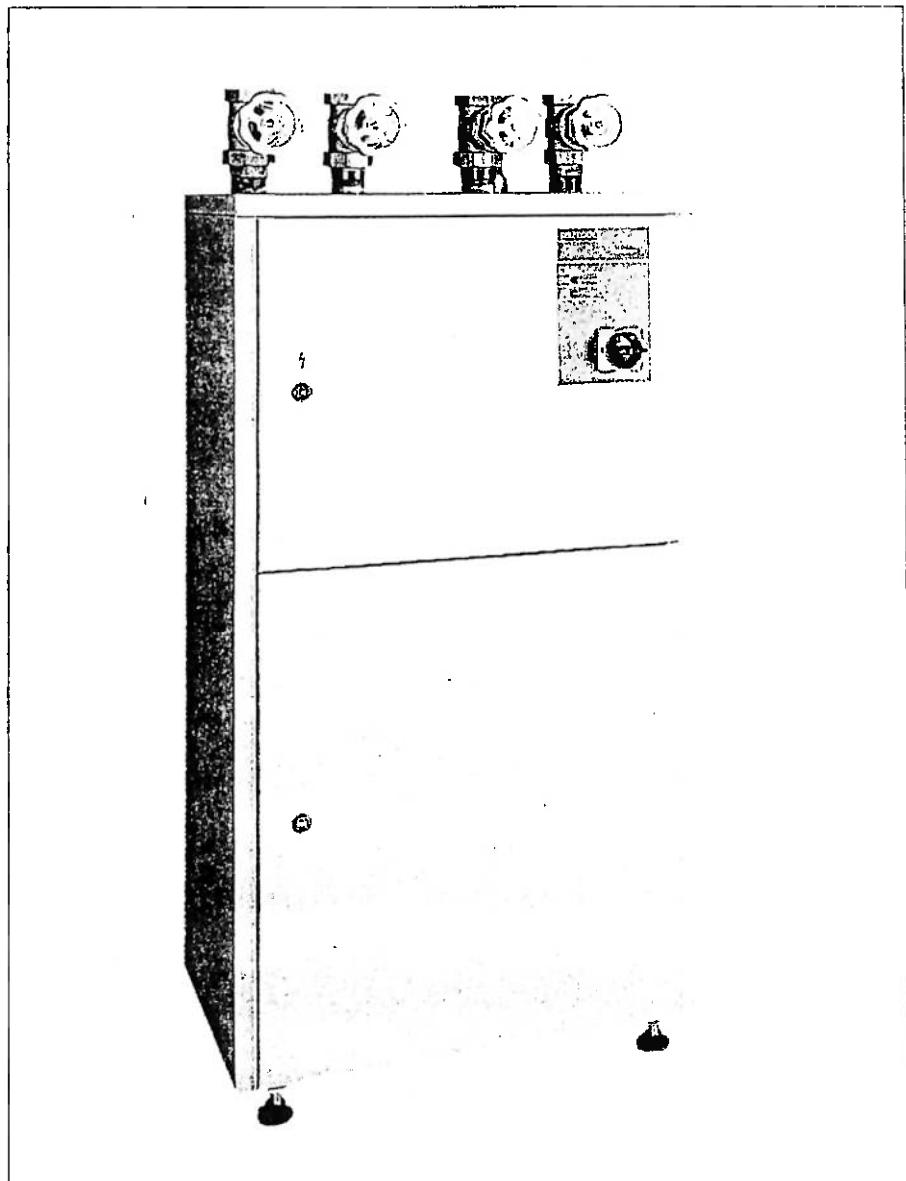
The unit transfers the heat (via a heat exchanger) from the return water of the cooling coils to the water in the external cooler circuit.

The packaged pump unit includes a control unit, pump, plate heat exchanger, primary circuit flow indicator, piping, connections and cut-off valves. The unit is assembled and tested before delivery.

## Pump unit, cooling unit (PUC)

The pump unit circulates both cooling water through the evaporator, and cooling medium through the condenser of the cooling unit.

The packaged pump unit includes a control unit, pumps, evaporator circuit flow indicator, piping, connections and cut-off valves. The unit is assembled and tested before delivery.



## Technical data:

### Pump unit (PU)

Product no		BKV 201 010/1	BKV 201 010/2	BKV 201 011/1	BKV 201 011/2
Nominal capacity	kW	20	40	20	40
Dimensions HxWxD	mm		- 1470x700x476 -		
Weight	kg	150	160	130	140
Inverter, 1500 VA		x	x	-	-
Mains voltage	V		- 3~ 230/400 -		
Frequency	Hz		- 50/60 -		
AC-cable (rec.)	mm <sup>2</sup>	4x1.5	4x1.5	4x1.5(x2)	4x1.5(x2)
AC-fuse (rec.)	A	3x10	3x10	3x10(x2)	3x10(x2)
DC-cable, control circuit (rec.)	mm <sup>2</sup>		- 2x2.5 -		
DC-fuse, control circuit (rec.)	A		- 15 -		
DC-cable, inverter (rec.)	mm <sup>2</sup>	2x10	2x10	-	-
DC-fuse (rec.)	A	30	30	-	-
Power consumption	kW	0.5	0.9	0.5	0.9
DC consump. at inverter operation	A	10	18	-	-

#### Alarm functions:

Thermal protection pump, flow alarm, high room temperature, high air humidity, leakage alarm (option), inverter fault

### Pump unit, free cooling (PUF)

Product no		BKV 201 012/1	BKV 201 012/2
Nominal capacity	kW	20	40
Dimensions HxWxD	mm	- 1470x700x476 -	
Weight	kg	150	160
Mains voltage	V	- 3~ 230/400 -	
Frequency	Hz	- 50/60 -	
AC-cable (rec.)	mm <sup>2</sup>	- 4x1.5 -	
AC-fuse (rec.)	A	- 3x10 -	
DC-cable, control circuit (rec.)	mm <sup>2</sup>	- 2x2.5 -	
DC-fuse, control circuit (rec.)	A	- 15 -	
Power consumption	kW	0.5	0.9

#### Alarm functions:

Thermal protection pump, flow alarm

### Pump unit, cooling unit (PUC)

Product no		BKV 201 013/1	BKV 201 013/2	BKV 201 013/3
Supplied with cooling unit		BPB 101 015	BPB 101 016	BPB 101 017
Dimensions HxWxD	mm	- 1470x700x476 -		
Weight	kg	150	160	170
Mains voltage	V	- 3~ 230/400 -		
Frequency	Hz	- 50/60 -		
AC-cable (rec.)	mm <sup>2</sup>	- 4x1.5 -		
AC-fuse (rec.)	A	- 3x10 -		
DC-cable, control circuit (rec.)	mm <sup>2</sup>	- 2x2.5 -		
DC-fuse, control circuit (rec.)	A	- 15 -		
Power consumption	kW	0.8	1.6	2.2

#### Alarm functions:

Thermal protection pump, flow alarm, general alarm cooling unit, internal alarm cooling unit

Ericsson Components AB

Energy Systems Division

Telecom Cooling

S-164 81 Kista–Stockholm, Sweden

Telephone +46 8 721 60 00

Telifax +46 8 721 67 00

**TELECOOL**

## Supervision unit (SU)

The supervision unit, which includes a central computer (CC), a mains voltage monitor, and a control unit, is used to control and supervise the TELECOOL system. The central computer communicates with local computers (LC) placed in the various parts of the system via a fibre-optic cable which permits interference-free communication.

Should there be a break in the communication circuit, an alarm is activated, and the local computers take over control using the last set points received.

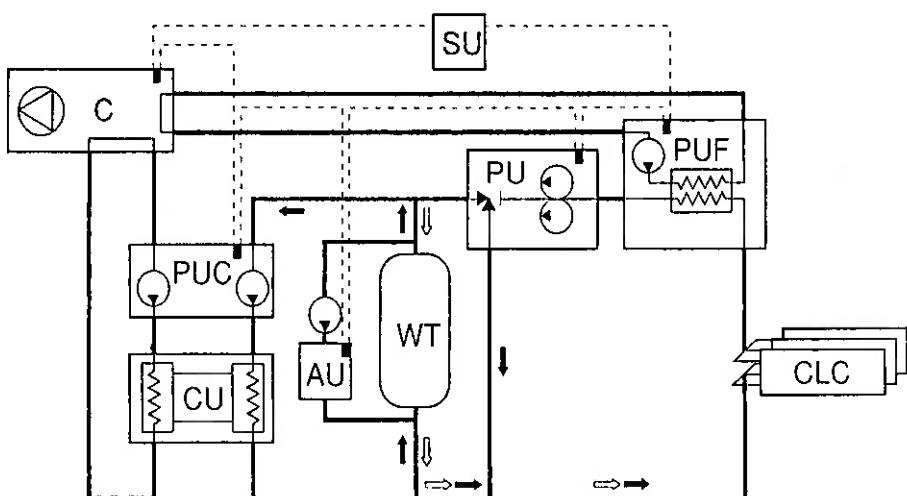
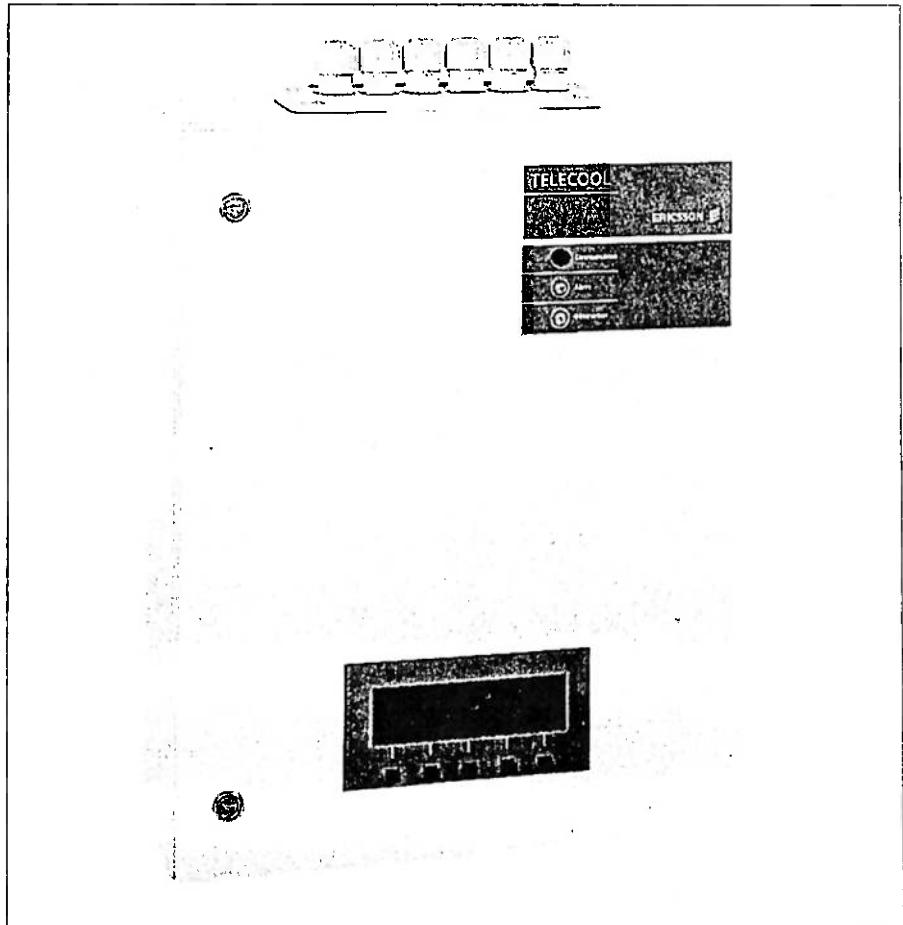
The mains monitor continuously monitors the quality of the mains voltage and activates an alarm in the event of overvoltage, undervoltage, phase failure, etc.

A number of external alarms can be connected to the supervision unit. The unit, activating alarms through separate voltage free alarm outputs, can also be connected to a central management system of the Ericsson PMAS/TMOS type.

The control unit has the following features:

- reading of temperatures, relative humidity, alarms, operating times, etc.
- setting of desired values, alarm limits, alarm categories, etc.

Alarm lamps are situated on the front of the cabinet.



## Technical data Supervision Unit:

<b>Product no</b>	<b>KEP 810 121/1</b>	
Supply voltage	VDC	19-74
Max. power consumption, DC	VA	5
Mains voltage monitor		3x400V, 50/60Hz BPY 101 602/2 3x230V, 50/60Hz BPY 101 602/1
Max. power consumption, AC	VA	3
Max. number of local computers that can be connected		75
Max. length of communication circuit between computers:	m	30
Inputs		External A1-alarm External A2-alarm Water pressure sensor
Outputs		A1-alarm NC/NO A2-alarm NC/NO O1-alarm NC/NO Communication (two RS232) Control unit connection PMAS/TMOS connection
Accessories		Control unit KDY 211 01/1
Dimensions HxWxD	mm	490x380x150
Weight:	kg	13

**TELECOOL**

## Air-handling system (AU)

The TELECOOL Air-Handling System performs four functions:

- \* Air filtration.
- \* Air dehumidification.
- \* Providing overpressure in the exchange room.
- \* Fresh air supply.

Provision of overpressure prevents unfiltered and un-dehumidified air from entering the exchange room.

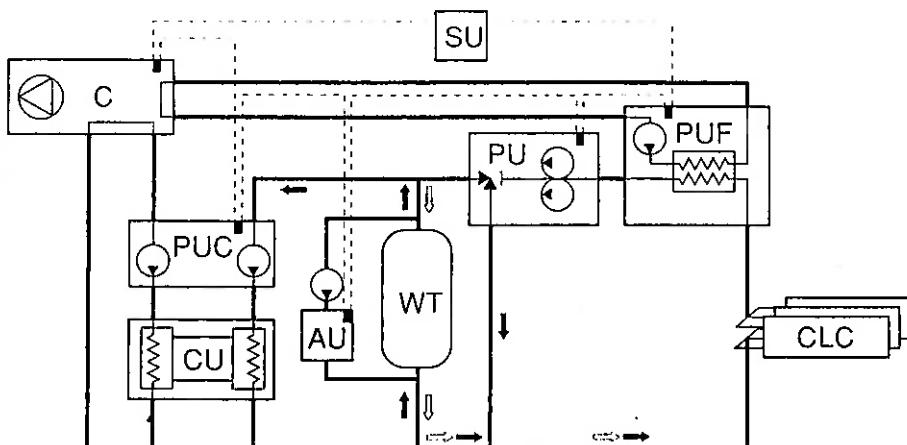
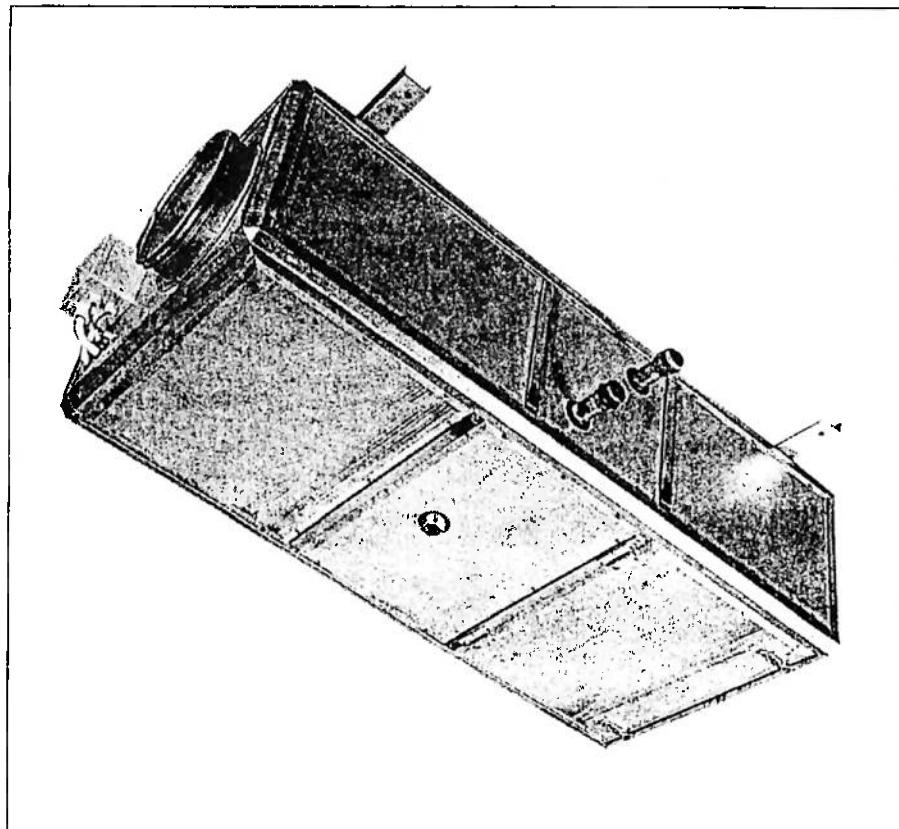
The system consists of an air-handling unit with fan, filter, and a cooling coil. The unit is supplied by a pump with cold water from the TELECOOL system.

The system further includes ducts for the distribution of air in the premises, inlets and outlets for air, throttles for adjusting the proportion of outdoor to recycled air, as well as primary filter for the outdoor air supply.

The air handling system control unit handles supervision, alarms, and communication with the central computer of the supervision system. The fan can be manually adjusted to five different speed levels.

The alarm functions:

- \* Thermal protection, fan motor
- \* Clogged-up filter
- \* Freezing risk, low incoming air temperature
- \* High-temperature, outgoing air



## Technical data Air-handling unit:

Product no		BPB 161 006/1	BPB 161 007/1	BPB 161 008/1
Air flow	m <sup>3</sup> /h	500	1000	2000
Water flow	m <sup>3</sup> /h	0.7	1.8	3.6
Dimensions: H	mm	410	410	500
W	mm	1200	1355	1355
D	mm	410	600	800
Weight	kg	52	80	100
Filter class		-F45-		
Ventilation duct	Ø mm	160	250	315
Power supply	V	1~ 230	3~ 230/400	3~ 230/400
Frequency	Hz	-50/60-		
Power Consumption	kW a)	0.6	1.1	1.7
AC fuse (rec.)	A	10	3x10	3x10
AC-cable (rec.)	mm <sup>2</sup>	3x1.5	5x1.5	5x1.5
DC-cable, control circuit (rec.)	mm <sup>2</sup>	-2x2.5-		
DC-fuse, control circuit (rec.)	A	-15-		
Control unit		- KEP 810 117/1 -		

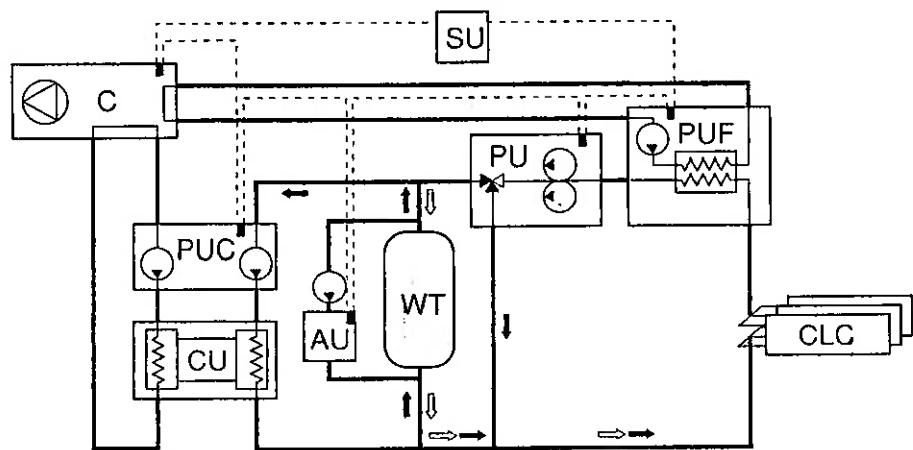
a) At 400V/50Hz

**TELECOOL**

## Water tank (WT)

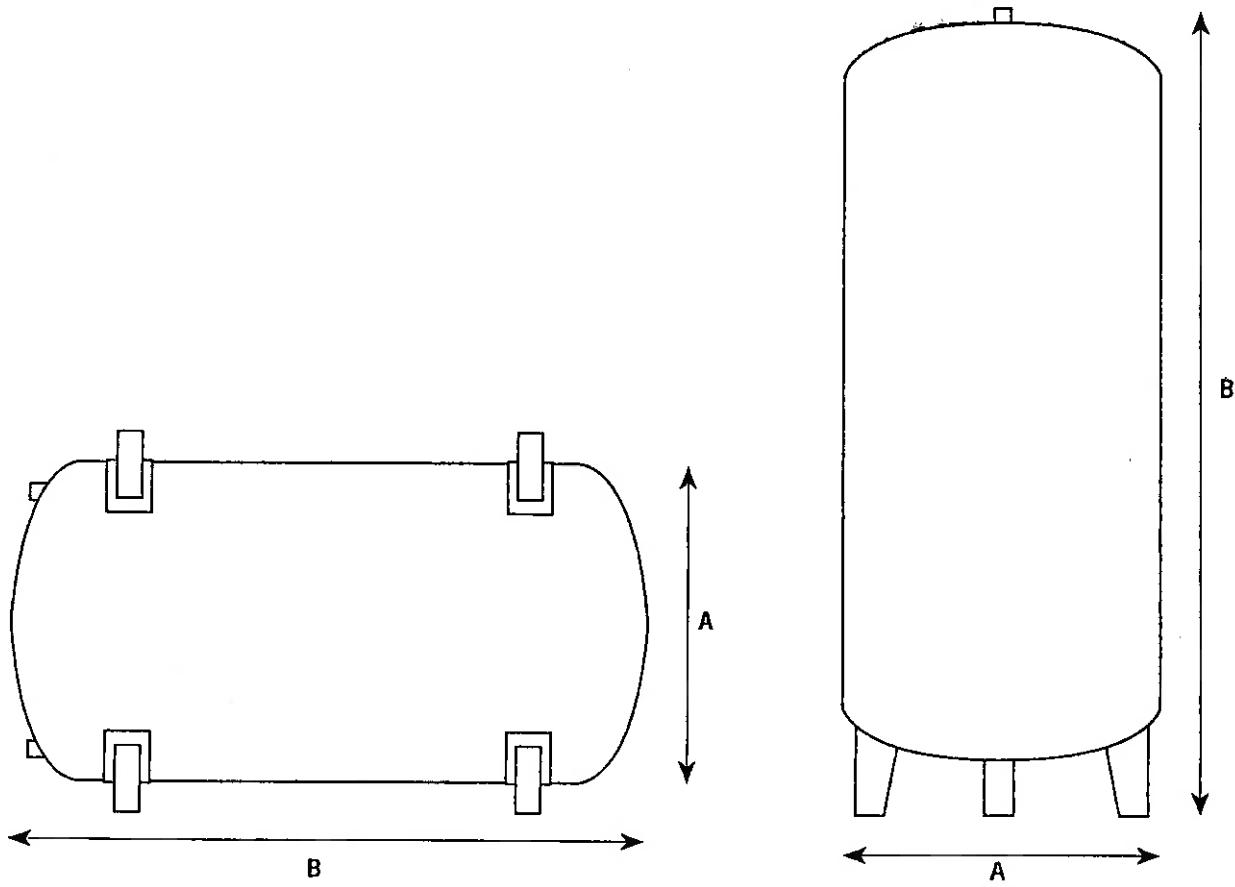
In the event of mains failure, cooling backup is provided by using the cold water stored in the water tanks.

The water tank is made of anti-corrosion treated steel, and insulated to prevent condensation.



## Technical data Water Tank:

Product no		BPY 101 006	BPY 101 007	BPY 101 005/1
Volume	l	2000	1000	1800
Type		Upright	Upright	Reclining
Nom. capacity, energy storage	kWh	50	25	45
Dimensions A, diameter	mm	1110	860	1160
B	mm	2780	2120	2180
Weight empty/filled	kg	350/2350	230/1230	390/2190
Connections	inch	- MBSP2" -		
Insulation, type		- Crosslinked foamed polyethylene -		
Thickness	mm	- 20 -		
Test pressure	bar	- 7.8 -		
Max. working pressure	bar	- 6.0 -		



**TELECOOL**

**TELECOOL  
COMPACT**

## Interconnection

The term INTERCONNECTION describes all parts needed to connect the main TELECOOL/TELECOOL Compact components with each other, and to external elements such as the mains supply, the DC supply, etc.

The main components of INTERCONNECTION:

### Water Cable™

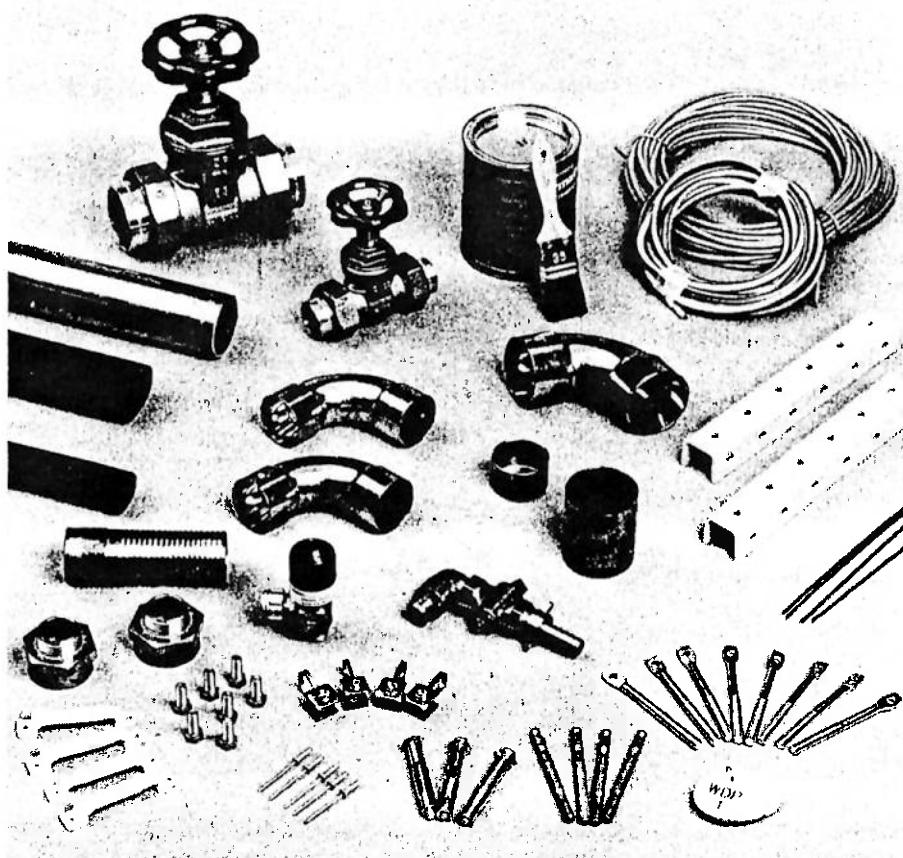
A green plastic tube used to distribute water from the pump unit to the water distribution pipes, and from the distribution valves to the cooling coils. The tube is armoured with aluminium sheeting to ensure that no oxygen diffuses into the system which could cause corrosion. The tube, which contains no joints, is flexible and easy to install.

### Tubing

Tubings, reducers, tube connectors, conduit elbows, etc, are mainly made from copper. These items are of superior quality to ensure high reliability and a long life for the system.

### Insulation

All system parts that are in contact with chilled water are insulated with high-insulation cell rubber to ensure maximum operational economy and to prevent condensation.



### Set of valves

Valves are used in various parts of the system to permit the following:

- \* extension of the system during operation
- \* quick and easy maintenance

The valves, made of corrosion-proof brass, are of the wedge-port type.

### Air-Bleed Valves

Air-bleed valves are installed at several points to facilitate air evacuation and are supplied with a 1/2" hose connection.

### Expansion Tank

The expansion tank absorbs volume differences in the water caused by temperature changes.

The closed steel tank, contains a gas-expansion chamber filled with nitrogen. As standard, the tank is equipped with a safety valve and a manometer.

### Micro Bubble Separator

A Micro Bubble Separator is included in systems without water tank to separate air bubbles from the water.

## **Sensors**

Sensors for the following are included:

- \* Room temperature/humidity
- \* Water temperature
- \* Outside temperature
- \* Water pressure

## **Installation Kit**

Parts for installation of cooling coils, tubes, cable chutes, etc., as well as adhesive tape, glue, solder and other items necessary for proper installation.

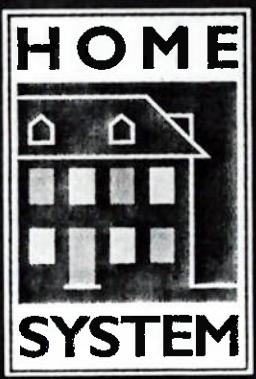
## **Cabling**

Cables for DC and AC connection, as well as alarm, signal, and opto-cable for the TELECOOL supervision system.

Cable chutes for all cabling are also included.

## **Leakage Detectors (Optional Equipment)**

Leakage detectors can be installed below the water distribution pipes and the connections of the cooling coils.



# General catalogue



## TECHNICAL DATA

### COOLING CAPACITY PERFORMANCE

Cooling capacity	[kW]	82,7
Power input	[kW]	26,0
Outdoor air	[°C]	33,0

HRA 0302/B

82,7  
26,0  
33,0

### EVAPORATOR

Water temperature inlet	[°C]	13,0
Water temperature outlet	[°C]	8,0
Glycol	[%]	-
Fouling factor	[m <sup>2</sup> °C/W]	-
Water flow	[m <sup>3</sup> /h]	14,2
Pressure drop	[kPa]	38,5

13,0  
8,0  
-  
-  
14,2  
38,5

### FANS

Number		2
Air flow	[m <sup>3</sup> /s]	7,8
Unitary power	[kW]	2,20 + 2 = 4,40

2  
7,8  
2,20 + 2 = 4,40

### COMPRESSORS

Type	Scroll
Number	2
Refrigerant	R22
Capacity steps	2

Scroll  
2  
R22  
2

### ELECTRICAL DATA

Power supply	[V/f/Hz]	400/3/50
Maximum current	[A]	69,4
Maximum starting current	[A]	215
Maximum power input	[kW]	39,8

400/3/50  
69,4  
215  
39,8

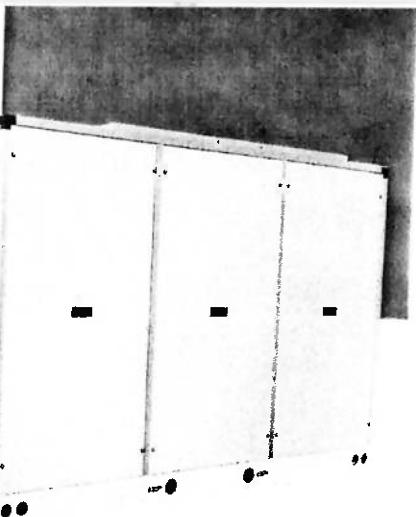
### DIMENSIONS AND WEIGHT

Length	[mm]	2362
Height	[mm]	1722
Width	[mm]	1022
Weight	[kg]	860

2362  
1722  
1022  
860

### COMPRESSORS SOUND POWER LEVELS

Octave band [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Total
Model	Sound pressure level [dB]								[dB(A)]
HRA 0302/B	60	71	78	84	85	81	78	71	0



## Technical Specifications

Cooling power	
Total absorbed power compressor	
Total absorbed power	
Evaporator water capacity	
Evaporator pressure drop	
Cooling power	
Heat power	
Total absorbed power compressor	
Total absorbed power	
Type of evaporator	
Electrical power supply	
Fans	
Fans	
Air flow	
Air flow	
Useful head	
<b>Compressors</b>	
Compressors	
Circuits	
Type of compressor	
<b>Sound pressure (I)</b>	
<b>Water connections</b>	
Water inlet/outlet	
<b>Operational weight</b>	
HRA	
HRN	

### HRA

Air-cooled water chillers equipped with centrifugal fans and hermetic **SCROLL** compressors.

Outputs from 36,9 to 103,0 kW

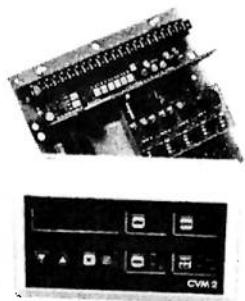
### HRN

Reverse cycle air-water heat pumps equipped with centrifugal fans and hermetic **SCROLL** compressors.

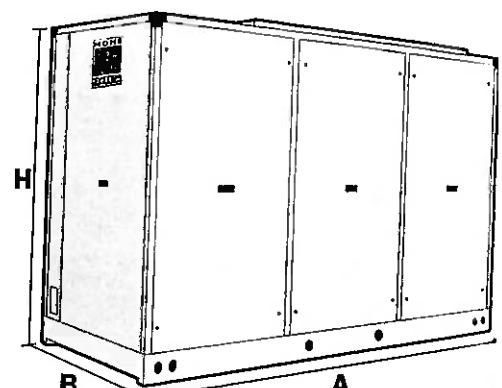
Outputs from 42,2 to 166,0 kW

#### Characteristics

- Structure and base in hot-galvanized sheet and "electrolytically" painted.
- Oversize centrifugal fans for less noise.
- Constant fan speed adjustment (outside air low ambient temperature device)  
Optional for sizes 0071-0121.
- Integral control and adjustment by microprocessor with possibility of remote control.
- Water side exchangers with highly efficient stainless steel AISI 316 plates.
- Door block safety system.
- **Differential pressure switch, water side.**
- Unit also arranged for "outside" installation.
- Condensate tray.
- **Exchanger frost protection resistance water side.**
- Storage and pump kit for placing alongside unit (optional).  
For technical specs. see pages 28-29.



Overall control and adjustment by microprocessor.



	<b>0152</b>	<b>0182</b>	<b>0202</b>	<b>0252</b>	<b>0302</b>	<b>0402</b>	<b>0502</b>
N	37.5	45.5	51.4	65.4	78.8	98.2	117.1
N	12.4	14.3	17.2	20.7	26.8	34.4	42.9
N	16.8	18.7	21.6	25.1	31.2	41.0	49.5
/h	6.3	7.4	8.6	10.9	13.0	16.6	19.4
a	34.0	31.0	32.0	41.0	35.0	25.0	25.0
N	36.9	43.1	50.2	63.6	75.7	96.3	112.8
N	42.2	48.6	56.7	72.3	86.7	106.0	126.3
N	12.6	14.8	17.0	21.3	26.6	31.6	39.0
N	17.0	19.2	21.4	25.7	31.0	38.2	45.6
Plates	Plates	Plates	Plates	Plates	Tube nest	Tube nest	

Ph-Hz	400/3/50+N						
	2	2	2	2	2	2	2
/h	20000	20000	20000	28000	28000	42000	42000
	5560	5560	5560	7780	7780	11670	11670
	120	120	120	150	150	150	150
	2	2	2	2	2	2	2
	2	2	2	2	2	2	2
3(A)	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Reciprocating	Reciprocating
	67	67	67	70	71	70	71
AS	1"1/2	1"1/2	1"1/2	1"1/2	2"1/2	2"1/2	2"1/2
	600	615	625	760	860	1125	1175
	620	625	655	790	885	1165	1200

The data refer to the following operational conditions:

summer stage: evaporator water in/out +12°/+7°C. Condenser air in +35°C

winter stage: Condenser water in/out +40°/+45°C, evaporator air in +7°, 85% U.R.

I) at 1 m measured in open field

Only for: HRN

#### DIMENSIONS

Model	A	B	H	Model	A	B	H
0152 mm	2160	845	1410	0302 mm	2362	1022	1720
0182 mm	2160	845	1410	0402 mm	3362	1022	1720
0202 mm	2160	845	1410	0502 mm	3362	1022	1720
0252 mm	2362	1022	1720				



**CLIMAVENETA S.p.A. - Via Sarson 57/c - 36061 Bassano del Grappa (VI) Italy**  
Telephone +39/424/509500 - 501448 - Fax +39/424/501476 - E-mail: clima@nsoft.it  
**CLIMAVENETA S.P.A. is a DeLonghi Group company.**