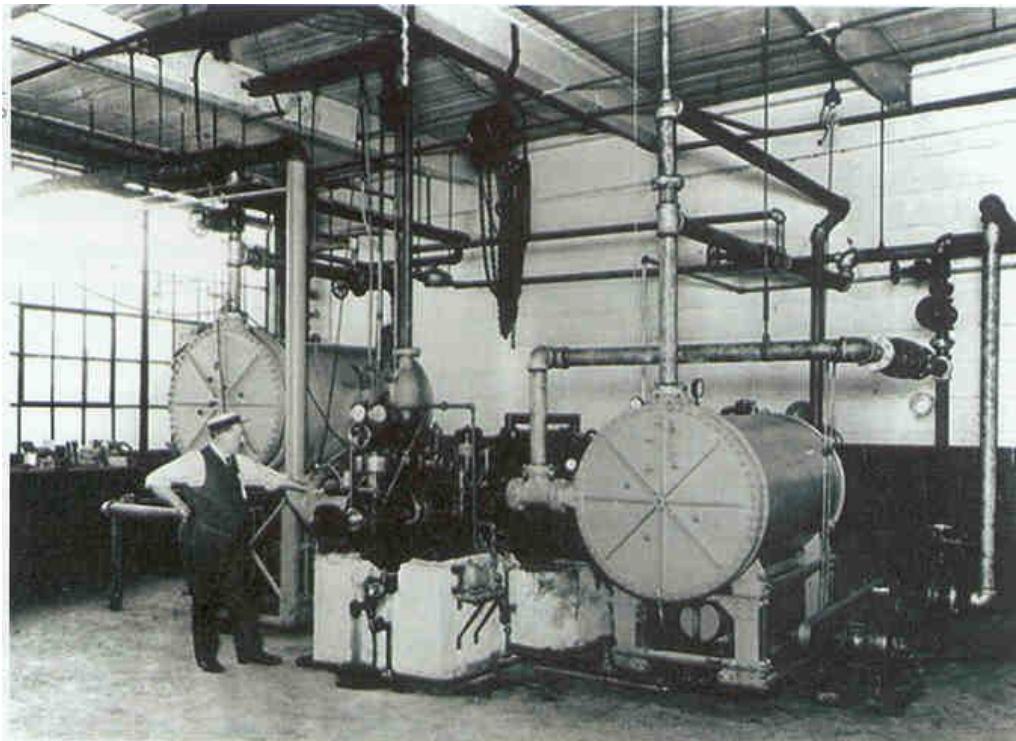


CLIMATIZAÇÃO



DISCIPLINA: TM182 - REFRIGERAÇÃO E CLIMATIZAÇÃO
Prof. RUDMAR SERAFIM MATOS, D. Sc.

ÍNDICE

1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 DESENVOLVIMENTO DA CLIMATIZAÇÃO.....	1
1.2 CONCEITOS DE CONDICIONAMENTO DE AR.....	2
1.3 APLICAÇÕES DO CONDICIONAMENTO DE AR.....	3
1.4 CONFORTO TÉRMICO.....	4
1.5 AMBIENTES INDUSTRIAS.....	7
2 PROPRIEDADES DO AR ATMOSFÉRICO.....	9
2.1 PRESSÃO DO VAPOR DE ÁGUA NO AR ÚMIDO.....	10
2.2 UMIDADE ESPECÍFICA.....	11
2.3 UMIDADE RELATIVA.....	11
2.4 VOLUME ESPECÍFICO.....	11
2.5 ENTALPIA ESPECÍFICA.....	12
2.6 CALOR ESPECÍFICO.....	12
2.7 TEMPERATURA DE BULBO SECO.....	12
2.8 TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO.....	13
2.9 TEMPERATURA DE PONTO DE ORVALHO.....	13
2.10 CALOR SENSÍVEL.....	13
2.11 CALOR LATENTE.....	13
2.12 CALOR TOTAL.....	14
2.13 FATOR DE CALOR SENSÍVEL.....	14
2.14 VARIAÇÃO DA PRESSÃO BAROMÉTRICA COM A ALTITUDE.....	14
2.15 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS.....	15
3 PSICROMETRIA.....	16
3.1 CARTA PSICROMÉTRICA.....	16
3.2 DISPOSITIVOS BÁSICOS PARA CONDICIONAMENTO DE AR.....	17
3.3 MISTURA ADIABÁTICA DE DOIS FLUXOS DE AR ÚMIDO.....	21
3.4 DIFUSÃO DO AR NO AMBIENTE CLIMATIZADO.....	22
3.5 PROCESSOS DE TRATAMENTO DO AR.....	22
3.6 FATOR DE DESVIO (BY PASS) DA SERPENTINA.....	28
3.7 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS.....	32
4 SISTEMAS E EQUIPAMENTOS DE CLIMATIZAÇÃO.....	35
4.1 SISTEMAS DE AR CONDICIONADO DE EXPANSÃO DIRETA.....	37
4.2 SISTEMAS DE AR CONDICIONADO DE EXPANSÃO INDIRETA.....	41
4.3 SISTEMAS DE CO-GERAÇÃO.....	44
4.4 SISTEMAS EVAPORATIVOS.....	44
4.5 SISTEMAS DE VOLUME DE REFRIGERANTE VARIÁVEL (VRF).....	45
4.6 SISTEMAS DE TERMO-ACUMULAÇÃO.....	47
5 CARGA TÉRMICA EM CLIMATIZAÇÃO.....	48
5.1 CARGA TÉRMICA DE RESFRIAMENTO.....	48
5.2 CARGA TÉRMICA DE AQUECIMENTO.....	57
5.3 EXEMPLO ILUSTRATIVO.....	58
6 DISTRIBUIÇÃO DE AR.....	60
6.1 SISTEMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE AR.....	60
6.2 FORMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE AR NOS RECINTOS.....	64
6.3 PERDAS DE PRESSÃO EM UM SISTEMA DE DUTOS.....	68

6.4	DIMENSIONAMENTO DE DUTOS.....	72
6.5	FABRICAÇÃO DE DUTOS.....	76
6.6	DETERMINAÇÃO DA PRESSÃO ESTÁTICA DO VENTILADOR.....	77
6.7	QUALIDADE DO AR.....	78
6.8	EXEMPLOS ILUSTRATIVOS.....	80
7	DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA.....	82
7.1	CONEXÕES TÍPICAS DA TUBULAÇÃO HIDRÁULICA.....	83
7.2	DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO HIDRÁULICA.....	85
7.3	MATERIAIS.....	86
7.4	BOMBAS.....	87
7.5	EXEMPLO ILUSTRATIVO.....	87
8	TERMOACUMULAÇÃO.....	89
8.1	PRINCÍPIOS DA TERMOACUMULAÇÃO.....	90
8.2	SISTEMAS DE TERMOACUMULAÇÃO.....	91
8.3	FORMAS DE ARMAZENAGEM.....	100
8.4	VOLUME TEÓRICO DE ARMAZENAGEM.....	102
9	RETROFIT EM AR CONDICIONADO.....	103
9.1	TARIFAÇÃO DA ENERGIA ELÉTRICA NO BRASIL.....	103
9.2	RAZÕES PARA UM RETROFIT.....	106
9.3	TIPOS DE RETROFIT EM HVAC VOLTADOS PARA A CONSERVAÇÃO DE ENERGIA.....	106
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....		108
DIAGRAMAS E TABELAS.....		109 a 130
NBR 6401.....		131 a 151

1 INTRODUÇÃO

1.1 DESENVOLVIMENTO DA CLIMATIZAÇÃO

Os métodos para se conseguir o frio artificial e aplicá-lo aos processos produtivos, estocagem e conforto evoluíram, transformaram-se, foram abandonados ou retomados, conforme as exigências de cada época ou tipo de aplicação.

No início, havia só a busca por maior eficiência ao menor custo de instalação, com o tempo, o mundo passou a sofrer sucessivas crises no fornecimento de energia, fosse ela de origem orgânica, como o petróleo, ou físico-química, como a energia elétrica. Otimizar o consumo de energia passou, então, a ser o fator obrigatório para o bom projeto e o bom equipamento de ar condicionado e refrigeração.

A busca pelo sistema mais eficiente e menos pródigo fez ressurgir, em alguns casos, processos dos primórdios da refrigeração, como a absorção por água, ou mesmo técnicas de climatização conhecidas pelos árabes já na antiguidade, como o resfriamento evaporativo. Em outros casos, deu margem a novos conceitos de trabalho, como a termo-acumulação ou, no caso do frio para conforto, a distribuição de ar pelo piso, às vezes inovadoras, outras vezes nem tanto, mas sempre criativas, as formas não convencionais de se fazer frio fora do tradicional sistema eletromecânico vem tomando terreno, o fato é que formas alternativas de refrigeração e ar condicionado conquistam profissionais e usuários do setor, no entanto o tradicional sistema eletromecânico ainda é imbatível, porém nem sempre é necessário.

O uso da climatização e da refrigeração para conforto e processos industriais data do final do século XIX, quando em 1897 Joseph McCreary criou e patenteou o que pode ser considerado o primeiro equipamento (Lavador de Ar).

Em 1902, o jovem engenheiro Willis Haviland Carrier, então com 25 anos, analisando os problemas específicos de uma indústria gráfica de Nova York em seus processos de impressão, inventou um processo mecânico para condicionamento de ar. A gráfica constantemente enfrentava problemas com a variação da qualidade de impressão nos dias quentes, em função da absorção de umidade pelo papel. Mais tarde, o invento se tornaria precursor de toda a indústria da climatização e controle do conforto ambiental.

Segundo dados do Ashrae Journal, de janeiro de 1993, o invento tornou-se público em 1904 na St. Louis Worldsfair. Na esteira do sucesso alcançado pelo engenheiro Carrier na solução do problema da gráfica, outras indústrias que também necessitavam controlar as condições ambientais apostaram na ideia, notadamente a indústria têxtil da época. Não tardou para que outros segmentos também passassem a adotar o condicionamento de ar, como indústrias de papel, laboratórios farmacêuticos e indústrias de fumo, por exemplo.

Só em 1914, o uso do controle do clima é usado para fins de conforto. Um equipamento de ar condicionado foi usado pela primeira vez numa residência, no estado norte americano de Minnesota, desenhado por Carrier, medindo 6 m de profundidade, 1,8m de largura e 2,1m de altura. No mesmo ano, foi instalado também o primeiro ar condicionado num hospital em Pittsburg. O sistema supria

com umidade extra o berçário de bebês prematuros, contribuindo para reduzir a mortalidade infantil por desidratação e problemas respiratórios.

Em 1922, o primeiro local público a ter um sistema de ar condicionado foi o Grauman's Metropolitan Theatre, em Los Angeles. Igualmente a indústria cinematográfica se beneficiou com o aumento da arrecadação das bilheterias: quanto mais conforto, mais público nas salas de cinemas. Aliás, muitas delas fechavam suas portas alguns dias do verão em função do calor excessivo.

Em 1930, a Câmara dos Deputados e o Senado dos Estados Unidos, a exemplo dos escritórios executivos da Casa Branca, instalam equipamentos de ar condicionado e na área dos transportes os vagões ferroviários da ferrovia B&O são os primeiros a oferecer o conforto do ar condicionado.

Todo esse impulso deu-se principalmente graças à máquina de refrigeração centrífuga com uso do refrigerante "Dielene", ambos criados pelo engenheiro Carrier, em substituição à amônia. O maior entrave, entretanto, ainda era o tamanho das máquinas, que ocupavam muito espaço.

Nessa mesma época, começa a tornar-se viável a introdução no mercado de equipamentos compactos destinados ao condicionamento de ar em comércios e residências, em função do uso de um novo gás refrigerante não inflamável, o freon, mais apropriado para uso em sistemas de menor capacidade, além de mais seguro e barato.

Ainda assim o custo do equipamento doméstico não era muito acessível, ficando quase que limitado ao uso em pequenos estabelecimentos comerciais. A adoção do ar condicionado residencial só pôde ser disseminada, com mais ênfase, a partir de 1950 com a produção em série de unidades com formato de caixas de aço para instalações suspensas, os hoje considerados ultrapassados equipamentos do tipo "janela". A partir daí começam também a serem produzidas em série as centrais de ar condicionado para residências, que passam a ganhar cada vez mais espaço.

No Brasil, a primeira instalação de um sistema de condicionamento de ar de que se tem notícia foi em 1909 no City Theather, no Rio de Janeiro. Entretanto, apenas muitos anos mais tarde é que a técnica começaria a se desenvolver de fato no país. Por volta de 1965 foi lançado o primeiro aparelho de ar condicionado no Brasil, pela empresa Coldex. Tratava-se de um equipamento do tipo "self contained" de 5 TR, cuja fabricação foi impulsuada pelo processo de industrialização que o país experimentava naquele momento. A evolução do setor de ar condicionado no Brasil acompanha de perto a evolução da economia. O Brasil é um território propício para o uso de ar condicionado e hoje o produto deixou de ser supérfluo sendo considerado necessário e fundamental para o conforto e o aumento da produtividade.

1.2 CONCEITOS DE CONDICIONAMENTO DE AR

A ASHRAE estabelece o seguinte conceito:

"Condicionamento de ar é o processo de tratamento do ar de modo a controlar simultaneamente a temperatura, a umidade, movimentação e pureza do ar para atender as necessidades do recinto condicionado".

A ABNT através da norma, NBR-6401, estabelece o seguinte conceito:

"O condicionamento de ar, qualquer que seja, a finalidade a que se destine, implica preliminarmente, na limitação entre os seguintes valores pré-estabelecidos das grandezas discriminadas e representativas das condições que devem coexistir nos recintos, no período de tempo em que se considera a aplicação do processo:

- temperatura do ar no termômetro de bulbo seco;
- umidade relativa do ar;
- movimentação do ar;
- grau de pureza do ar;
- nível de ruído admissível;
- porcentagem ou volume de renovação do ar".

Pelas citações anteriores, podemos concluir que o objetivo do condicionamento de ar consiste do controle automático da atmosfera de um ambiente, tendo em vista o conforto do homem ou o adequado desempenho de algum processo industrial ou científico.

Desta forma, deverão ser principalmente controladas: a pureza, a movimentação, a temperatura e a umidade do ar dentro de limites impostos pelas normas ou especificações. Para certas aplicações deverá também ser controlada a pressão do ar no ambiente.

1.3 APLICAÇÕES DO CONDICIONAMENTO DE AR

A maioria das unidades de condicionamento de ar está associada a aplicações de conforto. Seres humanos nascem em ambientes hostis, que variam com a estação do ano ou com a localização geográfica. Isto pode sugerir que as razões para o uso do condicionamento de ar sejam baseadas exclusivamente em considerações climáticas, o que pode ser válido em áreas tropicais ou subtropicais, mas não para os climas temperados com estruturas sociais industrializadas e elevados padrões de vida.

O condicionamento de ar é necessário pelas seguintes razões:

- ganho de calor proveniente do calor solar;
- ganho de calor proveniente da luz elétrica em particular ou outras fontes de calor interno.

Os fatores acima podem causar desconforto em um ambiente por alta temperatura, a menos que as janelas sejam abertas, no entanto, abrindo-se as janelas, haverá moderada velocidade de ar que causam correntes indesejáveis de ar, principalmente nos andares superiores de um edifício alto, e nos andares inferiores ocorre o problema do ruído e da poeira, principalmente em áreas urbanas ou industriais.

A ventilação mecânica sem refrigeração é apenas uma solução parcial, muito embora promova uma uniformidade e o controle da distribuição do ar, em locais onde os resultados obtidos com a abertura de janelas não são satisfatórios, mas as temperaturas internas somente serão toleráveis durante os meses de inverno.

As especificações para um sistema de climatização para conforto têm como finalidade prover um ambiente confortável para o homem durante todo o ano, visando obter um ambiente confortável para a maioria dos ocupantes. Não há um controle direto da umidade, pois ele é feito através do controle da temperatura.

As aplicações de conforto são encontradas em escritórios, residências, shopping center, bancos, hotéis, cinemas, teatros, salas de aula, restaurantes, veículos, etc.

Há certos processos industriais ou científicos que somente podem ser realizados adequadamente se forem executados em um ambiente que possua meios de controlar os valores de temperatura, umidade, pureza e movimentação do ar, dentro de limites bem definidos. Um desvio no valor destas variáveis poderá comprometer todo o processo.

As aplicações industriais podem ser encontradas em laboratórios ambientais, imprensa, indústrias têxteis, processos de alta precisão, salas limpas, produtos fotográficos, salas de computadores, usinas geradoras de potência, museus, bibliotecas, secagem e armazenagem de produtos agrícolas, controles de ambientes para animais e plantas, embalagem de produtos, hospitais, indústrias farmacêuticas, microeletrônica, eletrônica, micromecânica, ótica, biotecnologia, indústrias alimentícias, etc.

1.4 CONFORTE TÉRMICO

Um entendimento das funções essenciais do organismo é básico para compreensão do condicionamento de ar para conforto.

Sabe-se que vários fatores influem sobre o conforto térmico do ser humano:

- temperatura efetiva, geração e controle do calor no corpo humano, calor e umidade perdido pelo corpo humano, movimentação do ar, ação de superfícies quentes ou frias no espaço ocupado pela pessoa, estratificação do ar, tipo de atividade, idade, sexo, clima, época do ano, roupa, permanência (choque térmico).

Há outros fatores que também influem sobre o ser humano, como, ruídos, iluminação, espaço, etc., mas que não são objetos do condicionamento de ar.

O corpo humano se comporta como se fosse uma máquina térmica em que o combustível é o alimento. O calor gerado pelo metabolismo é eliminado por convecção, radiação e evaporação, ou também pode receber calor conforme a reação sobre ele, onde a equação do balanço térmico é dada por:

$$M = \pm A \pm C \pm R + E \quad (1)$$

onde

M calor produzido pelo metabolismo (queima de alimentos);

A variação de energia térmica do corpo (parcela que restabelece o equilíbrio entre o calor emitido e o calor absorvido, sempre que A não é nulo, não há sensação de conforto, embora dentro de certos limites, possa ser absorvido pelo organismo, sem maiores consequências);

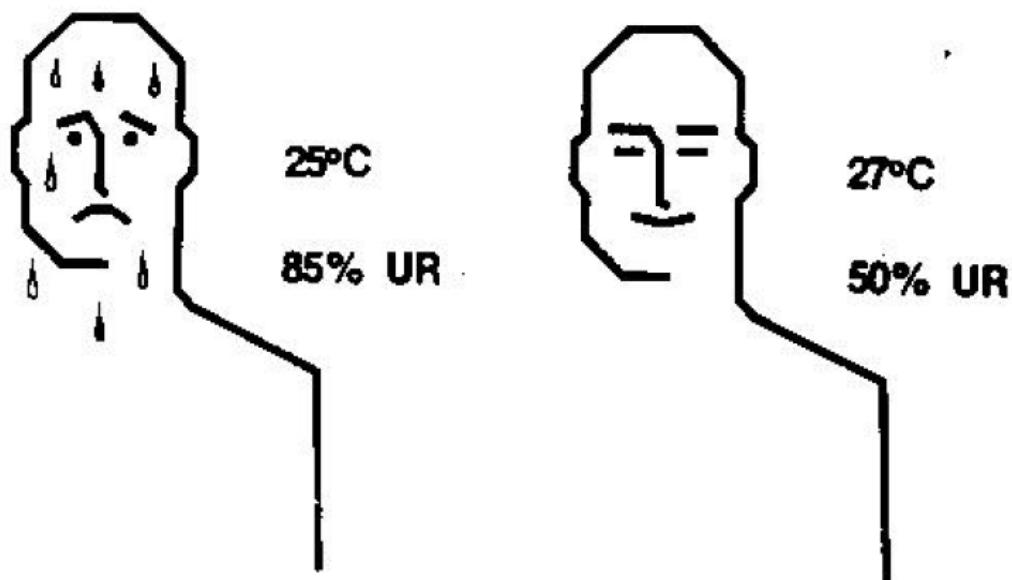
C calor trocado (perdido ou recebido) por convecção entre o corpo e o ar;

R calor trocado (perdido ou recebido) por irradiação

E perda de calor trocado por evaporação.

O simples conhecimento da temperatura do ar não é suficiente para determinar se o ambiente é confortável ou não, como ilustra a (fig. 1) uma pessoa está em um ambiente onde a temperatura encontra-se entre 23 a 27°C, que deveria proporcionar conforto, no entanto se a umidade relativa for muito alta, a pessoa sente-se abafada pelo excesso de água que a envolve.

FIGURA 1 - EFEITO DA UMIDADE RELATIVA ALTA



Sendo o conforto térmico humano, afetado por muitas variáveis já que ele é função do metabolismo, não é possível estabelecer-se para o mesmo regras fixas.

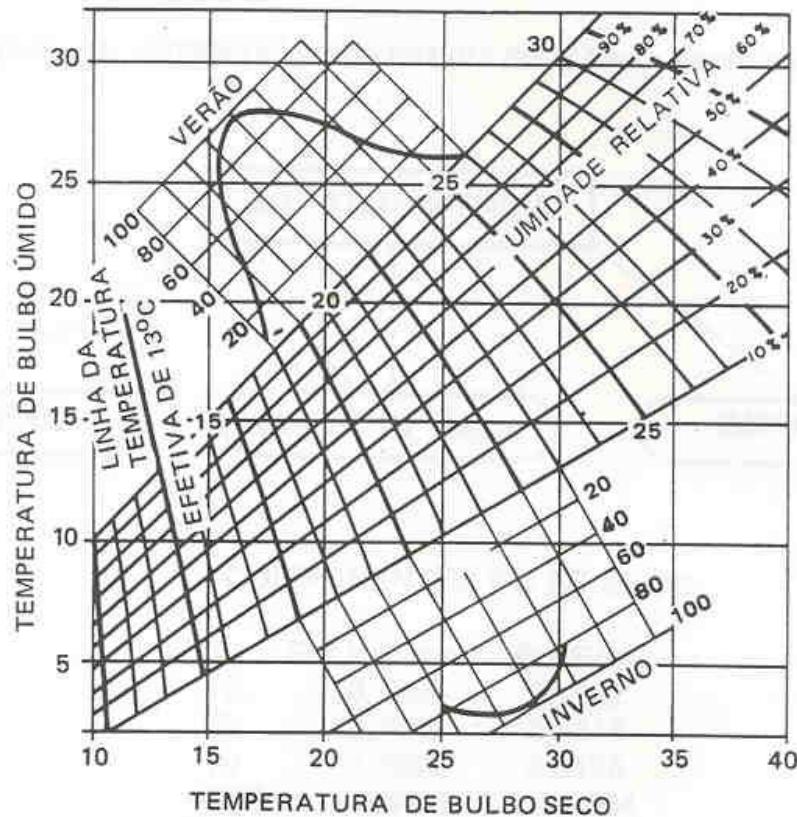
Os melhores resultados são obtidos com condições aproximadas para as quais a maioria dos ocupantes de um ambiente se sinta confortável.

Experiências foram realizadas com pessoas vestidas com roupa comum e submetidas a várias condições de temperatura, umidade relativa e movimento do ar, anotando-se as reações em face das diversas condições, donde surgiu um parâmetro de conforto denominado temperatura efetiva que representa um índice que se aplica ao corpo humano e diz respeito ao grau de calor ou de frio experimentado em certas combinações das grandezas citadas.

A (fig. 2), mostra o ábaco de conforto para verão e inverno da ASHRAE para ocupações contínuas durando mais que três horas e movimentação do ar de 0,08 a 0,13 m/s. A temperatura efetiva é sempre menor do que a lida no termômetro de bulbo seco, somente na umidade relativa de 100% é que são iguais. Durante o verão, a maioria das pessoas que tenham permanecido numa atmosfera condicionada durante mais de 3 horas, sentir-se-á tão fria a 24°C de bulbo seco e 60% de umidade como a 26°C de bulbo seco e 30% de umidade, porque ambas as condições caem na linha de 22°C de temperatura efetiva na (fig. 2). A curva na porção superior esquerda da (fig. 2) indica a percentagem de pessoas que se sentem confortáveis durante o tempo de verão para as condições entre 18°C e 26°C de temperatura efetiva. Os estudos conduzidos pela American Society of

Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, ASHRAE com umidades relativas entre 30 e 40% indicam que 98% das pessoas se sentem confortáveis quando as temperaturas de bulbo seco e úmido caem na linha de 22°C de temperatura efetiva. A (fig. 2) foi preparada para aproximadamente 40° de latitude Norte e altitudes inferiores a 300 m.

FIGURA 2 - ÁBACO DE CONFORTO DA ASHRAE



As temperaturas elevadas causam danos ao ser humano (exaustão térmica, câimbras, insolação) e, em resumo: - prejudicam a saúde da pessoa, diminuem a capacidade de trabalho e a resistência à infecção (pois o número de glóbulos brancos do sangue diminui).

O controle da qualidade do ar interior importa na manutenção dos odores abaixo da concentração limite de percepção e em manter a taxa compatível de oxigênio. Estes objetivos são conseguidos conjuntamente com a renovação do ar por ventilação. Os odores devem-se à matéria orgânica contida nos recintos, ao fumo dos cigarros, a processos químicos, perfumes, etc., geralmente, o controle do odor, satisfaz a taxa de oxigênio, pois a quantidade de ar a renovar para diluir o ar ambiente, levando a taxa de concentração abaixo do limite de percepção, é bem

maior que o necessário à manutenção da taxa compatível de oxigênio. Os principais meios usados para a recuperação do ar, separando-o dos odores são: - filtragem comum, lavagem em água, filtragem eletrostática, tratamento com carvão reativado, uso de substâncias absorvedoras, etc.

Contaminantes externos também podem ser responsáveis por problemas na qualidade do ar interior, como: CO, CO₂, NO₂, chumbo, fumaça em geral, particulados, etc. e no sistema de ar condicionado dependendo da manutenção pode haver a proliferação de algas, fungos, poeiras e microrganismos. As soluções recomendadas são: - eliminação das fontes internas ou exaustão localizada, ventilação em níveis adequados, correção no posicionamento da captação de ar externo, filtragem adequada, adequação do projeto e estabelecimento de rotina de manutenção, prevenindo-se contra o acúmulo de poeira e umidade no sistema de climatização.

As condições recomendáveis de conforto dadas pela NBR-6401 são:

- tabela 1, condições internas para verão;
- tabela 2, condições internas para inverno;
- tabela 3, recomendações para aplicações de filtros de ar;
- tabela 4, ar exterior para renovação;
- tabela 5, níveis de ruído permissíveis da instalação.
- que as diferenças de temperatura de bulbo seco simultâneas entre dois pontos quaisquer de um recinto e tomadas à altura de 1,5 m do piso (nível de respiração) não devem ser superiores a 2°C.
- as velocidades do ar nesse mesmo nível 1,5 m do piso devem estar compreendidas entre 0,025 a 0,25 m/s.
- manter pressão positiva no ambiente, através de uma admissão de ar externo maior que os efeitos de infiltração, visando a higienização do ar.

1.5 AMBIENTES INDUSTRIAS

As condições internas para alguns ambientes industriais são indicadas pela (tab. 1). Nesse caso, as condições são escolhidas sob o ponto de vista do fim, para que é destinado o recinto, como por exemplo: - um processo de manufatura, um processo de embalagem, conservação de produtos e equipamentos, etc.

Se houvesse condições em conciliar, atendendo ao fim do recinto às condições de conforto pessoal, seria o ideal, porém sempre prevalece o ponto de vista industrial.

As exigências para o condicionamento de ar industrial são mais severas do que para o conforto. As condições de temperatura e umidade tem que ser mantidas dentro de tolerâncias pequenas.

Em suma, o condicionador de ar visa o controle de quatro variáveis: - temperatura, umidade, movimentação e qualidade do ar.

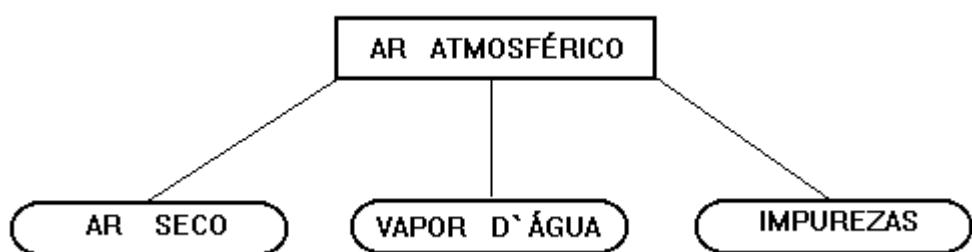
TABELA 1 - CONDIÇÕES INTERNAS PARA ALGUNS AMBIENTES INDUSTRIALIS

Tipo de recinto	Temperatura °C	Umidade %
Padaria		
Sala de mistura da massa	24 - 27	40 - 50
Sala de fermentação	24 - 27	70 - 75
Doces (chocolate)		
Sala de revestimento dos núcleos	27	50
Sala de armazenagem	18 - 21	40 - 50
Balas		
Fabricação	24 - 27	30 - 40
Embalagem	18 - 21	45 - 50
Produtos elétricos		
Fabricação e laboratório de instrumentos	21	50 - 55
Peles		
Secagem	43	-
Armazenagem	4,0 - 18	55 - 65
Biblioteca e museus		
Museus	21 - 27	40 - 50
Armazenagem de livros	21 - 27	40 - 50
Indústria farmacêutica		
Armazenagem de pó fabricado	21 - 27	15 - 35
Sala de moagem	27	35
Imprensa		
Litografia colorida	24 - 27	46 - 86
Têxtil		
Tecelagem de algodão	27	80
Fiação de linho	24 - 27	60
Fiação de rayon	27 - 32	50 - 60

2 PROPRIEDADES DO AR ATMOSFÉRICO

O ar atmosférico (fig. 3) pode ser considerado uma mistura de ar seco, vapor d'água e impurezas.

FIGURA 3 - AR ATMOSFÉRICO



Considera-se o ar seco quando todo vapor d'água e contaminantes são removidos do ar atmosférico. As quantidades relativas aos diversos constituintes do ar seco estão apresentadas na (tab. 2).

TABELA 2 - COMPONENTES DO AR SECO

Componentes	% volume	% peso
Nitrogênio	78,09	75,52
Oxigênio	20,95	23,15
Argônio	0,93	1,28
Dióxido de carbono	0,03	0,04
Neônio, Hidrogênio, Hélio, Criptônio, Ozônio, etc.	traços leves	

Embora a composição do ar seco permaneça relativamente constante a quantidade de vapor d'água no ar atmosférico varia consideravelmente por ser condensável a pressões e temperaturas usuais, razão pela qual, as quantidades de ar úmido devem ser expressas de tal maneira que as quantidades relativas de vapor d'água e ar seco sejam sempre indicadas.

Assim as propriedades específicas do ar úmido serão geralmente referidas à unidade de peso do ar seco.

A temperatura e a pressão barométrica do ar atmosférico variam muito com as condições do tempo, localização geográfica e principalmente com a altitude.

O ar atmosférico padrão é útil como referência em aplicações de condicionamento de ar para estimativa de suas propriedades em várias altitudes.

Para efeitos do estudo dos processos normalmente encontrados no campo da psicrometria, o ar úmido é formado pela mistura de dois gases: o vapor d'água e o ar seco. Esta aproximação é válida em ampla faixa de temperatura, considerando que as condições ambientes estão bastante longe das propriedades críticas dos componentes do ar seco.

As constantes importantes para o ar padrão (temperatura de 21,1°C e uma pressão barométrica de 101,325 kPa) e a água no SI são:

- aceleração da gravidade normal, $g = 9,80665 \text{ m/s}^2$;
- constante de gás para o ar, $R = 287 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$;
- densidade do ar ao nível do mar, $\rho_{\text{ar}} = 1,201 \text{ kg/m}^3$;
- calor específico à pressão constante do ar, $c_p = 1,0048 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$;
- calor específico a volume constante do ar, $c_v = 0,717 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$;
- densidade da água, $\rho_{\text{água}} = 1000 \text{ kg/m}^3$;
- calor específico da água líquida, $c_{\text{al}} = 4,19 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$;
- calor latente de vaporização da água líquida, $c_{\text{lv}} = 2,4535 \cdot 10^3 \text{ kJ/kg}$.

As propriedades do ar úmido são normalmente apresentadas na forma de tabelas termodinâmicas ou cartas psicrométricas, mas para o desenvolvimento de rotinas computacionais as equações a seguir são muito úteis.

2.1 PRESSÃO DO VAPOR DE ÁGUA NO AR ÚMIDO

A pressão exercida pelo ar úmido obedece praticamente à lei da mistura de gases perfeitos, que é dada por:

$$p = p_a + p_v \quad (2)$$

onde

- | | |
|-------|--|
| p | pressão total da mistura |
| p_a | pressão parcial do ar seco |
| p_v | pressão parcial do vapor d'água na mistura |

Para o ar saturado podem ser utilizadas as tabelas de dados psicrométricos, para a determinação da pressão de vapor d'água e quando o ar não estiver saturado, a expressão a seguir, pode ser usada para o seu cálculo:

$$p_v = p_{vs} - p A (t_{bs} - t_{bu}) \quad (3)$$

onde

- | | |
|----------|--|
| p_v | pressão de vapor d'água na mistura, Pa |
| p_{vs} | pressão de saturação do vapor d'água (quando $\phi = 100\%$), Pa |
| p | pressão barométrica, Pa |
| A | constante para psicrômetro giratório e $t_{bu} > 0^\circ\text{C}$, $6,66 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ |
| t_{bs} | temperatura de bulbo seco, $^\circ\text{C}$ |
| t_{bu} | temperatura de bulbo úmido, $^\circ\text{C}$ |

2.2 UMIDADE ESPECÍFICA

A umidade específica é dada por:

$$w = \frac{m_v}{m_a} \quad (4)$$

onde

w umidade específica, kg vapor/kg ar seco

m_v massa de vapor d'água, kg vapor

m_a massa de ar seco, kg ar seco

Verifica-se que as quantidades de vapor d'água que se pode adicionar à mistura são pequenas, sendo a umidade específica geralmente expressa em g de vapor/ kg ar seco.

Aplicando a lei geral dos gases perfeitos, a umidade específica pode ser apresentada em termos da pressão barométrica p , e da pressão parcial de vapor p_v , através da seguinte equação:

$$w = 0,62198 \frac{p_v}{p - p_v} \quad (5)$$

2.3 UMIDADE RELATIVA

É a relação entre a pressão parcial de vapor d'água na mistura, p_v a uma determinada temperatura e a pressão parcial que o vapor d'água teria, p_s se a mistura estivesse saturada à mesma temperatura e pressão total da mistura.

$$\phi = \frac{p_v}{p_{vs}} \quad (6)$$

Naturalmente, a umidade relativa varia entre 0 e 1 e, por isso, é hábito fornecer o valor de ϕ em porcentagem. Assim $\phi = 0$ está reservado para o ar seco, enquanto que $\phi = 100\%$ indica que o ar úmido está saturado.

Nos processos psicrométricos geralmente o fluxo de ar seco é mantido constante, enquanto que o vapor d'água é adicionado ou retirado do ar úmido. Assim, o fluxo mássico de ar seco, se conserva através da instalação ou equipamento operando em regime, enquanto que o fluxo mássico de ar úmido pode ou não se conservar, dependendo se houver ou não variação do conteúdo de umidade do ar. Assim as propriedades volume específico, entalpia específica e calor específico são representadas com base no ar seco.

2.4 VOLUME ESPECÍFICO

O volume específico é dado por:

$$v = \frac{V}{m_a} \quad (7)$$

onde

v volume específico, m^3/kg ar seco

V volume da mistura, m^3

m_a massa de ar seco, kg ar seco

2.5 ENTALPIA ESPECÍFICA

A entalpia específica da mistura é dada pela contribuição isolada da entalpia do ar seco e do vapor d'água, dada a hipótese de validade de gases perfeitos. Assim:

$$h = h_a + w h_v \quad (8)$$

onde

h entalpia específica, kJ/kg ar seco

h_a entalpia do ar seco, kJ/kg ar seco

h_v entalpia do vapor d'água, kJ/kg ar seco

w umidade específica, kg/kg ar seco

Uma equação aproximada para a entalpia específica é dada por:

$$h = T + w (2501 + 1,805 T) \quad (9)$$

onde

T temperatura de bulbo seco, $^{\circ}C$

2.6 CALOR ESPECÍFICO

O calor específico referido à massa de ar seco é dado pela: combinação dos calores específicos do ar seco, c_{pa} e o calor específico do vapor d'água, c_{pv} , de acordo com a expressão:

$$c_p = c_{pa} + w c_{pv} \quad (10)$$

onde

c_p calor específico, kJ/kg ar seco $^{\circ}C$

c_{pa} calor específico do ar seco, kJ/kg $^{\circ}C$

c_{pv} calor específico do vapor d'água, kJ/kg $^{\circ}C$

2.7 TEMPERATURA DE BULBO SECO

É a temperatura medida por um termômetro sensível, limpo, seco, protegido contra irradiações, não sendo afetado pelo vapor d'água do ar.

2.8 TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO

É a temperatura do ar indicada por termômetro comum, exposto a uma corrente de ar cujo bulbo esteja coberto por um tecido poroso umedecido.

Para o ar saturado as temperaturas de bulbo seco e úmido são coincidentes.

Para o ar não saturado $t_u < t_s$. Isto é devido à vaporização da água do tecido que envolve o bulbo, que se processa por absorção de calor.

O aparelho utilizado para medir a temperatura de bulbo úmido é denominado de psicrômetro, que também fornece a temperatura de bulbo seco.

2.9 TEMPERATURA DE PONTO DE ORVALHO

É a temperatura em que a mistura está saturada e começa o vapor d'água a se condensar.

Alternativamente para temperaturas entre 0 e 70°C, a temperatura de ponto de orvalho pode ser calculada pela seguinte equação:

$$t_o = -35,957 - 1,8726\alpha + 1,6893\alpha^2 \quad (11)$$

onde, $\alpha = \ln(p_v)$

2.10 CALOR SENSÍVEL

É o calor fornecido ou removido do ar úmido que altera sua temperatura de bulbo seco que é calculado por:

$$Q_s = \dot{m} c_p \Delta t \quad (12)$$

onde

Q_s calor sensível, W

\dot{m} vazão mássica de ar

c_p calor específico à pressão constante do ar seco, kJ/kg °C

Δt variação na temperatura de bulbo seco, °C

2.11 CALOR LATENTE

É a quantidade de calor que altera a quantidade de vapor d'água do ar úmido sem alterar sua temperatura de bulbo seco que é calculado por:

$$Q_L = \dot{m} c_{lv} \Delta w \quad (13)$$

onde

Q_L calor latente, W

\dot{m}	vazão mássica de ar
c_{lv}	calor latente de vaporização da água, kJ/kg vapor
Δw	variação na umidade específica, g/kg ar seco

2.12 CALOR TOTAL

O calor total, Q_T é a soma do calor sensível e latente fornecido ou retirado de uma certa massa de ar em um determinado processo que é calculado por:

$$Q_T = Q_s + Q_L \quad (14)$$

ou pode-se usar a variação de entalpias:

$$Q_T = \dot{m} \Delta h \quad (15)$$

onde

Δh variação na entalpia, kJ/kg ar seco

Em projetos de sistemas de climatização, as quantidades de ar, V_I são expressas diretamente em m^3/h ou l/s e as fórmulas são utilizadas para o ar padrão, como segue:

$$Q_s = 1,2 V_I \Delta t \quad (16)$$

$$Q_L = 2,95 V_I \Delta w \quad (17)$$

2.13 FATOR DE CALOR SENSÍVEL

O fator de calor sensível, FCS é a relação entre o calor sensível e o calor total, onde o calor total é a soma do calor sensível com o calor latente.

$$FCS = \frac{Q_s}{Q_s + Q_l} \quad (18)$$

onde

Q_s calor sensível

Q_l calor latente

2.14 VARIAÇÃO DA PRESSÃO BAROMÉTRICA COM A ALTITUDE

A pressão barométrica ao nível do mar, chamada de pressão normal, vale 101,325 kPa. Para outras altitudes, a pressão local, p_L varia de acordo com a seguinte expressão (ASHRAE, 1996):

$$p_L = 101,325 \left(1 - 2,25569 \times 10^{-5} L\right)^{5,2561} \quad (19)$$

onde

L altitude, m

A (eq. 19) vale para altitudes entre -500 e 11000 m.

A densidade para a altitude L , ρ_L , pode ser calculada através da expressão:

$$\rho_L = \rho \frac{p_L}{p} \quad (20)$$

onde

ρ densidade ao nível do mar, $1,201 \text{ kg/m}^3$

p pressão atmosférica ao nível do mar, $101,325 \text{ kPa}$

2.15 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS

EXEMPLO 2.15.1 - Determinar a pressão de vapor de saturação em ar úmido e a pressão do ar seco a 24°C e uma pressão barométrica de 101325 Pa e de 92600 Pa.

EXEMPLO 2.15.2 - Calcular a pressão do vapor d'água, umidade relativa, a umidade específica, o volume específico, a entalpia específica e a temperatura de ponto de orvalho para uma amostra de ar úmido no estado de 24°C de bulbo seco e 17°C de bulbo úmido e pressão barométrica de 101325 Pa.

3 PSICROMETRIA

A psicrometria é a parte da termodinâmica que tem por objetivo o estudo das propriedades do ar úmido.

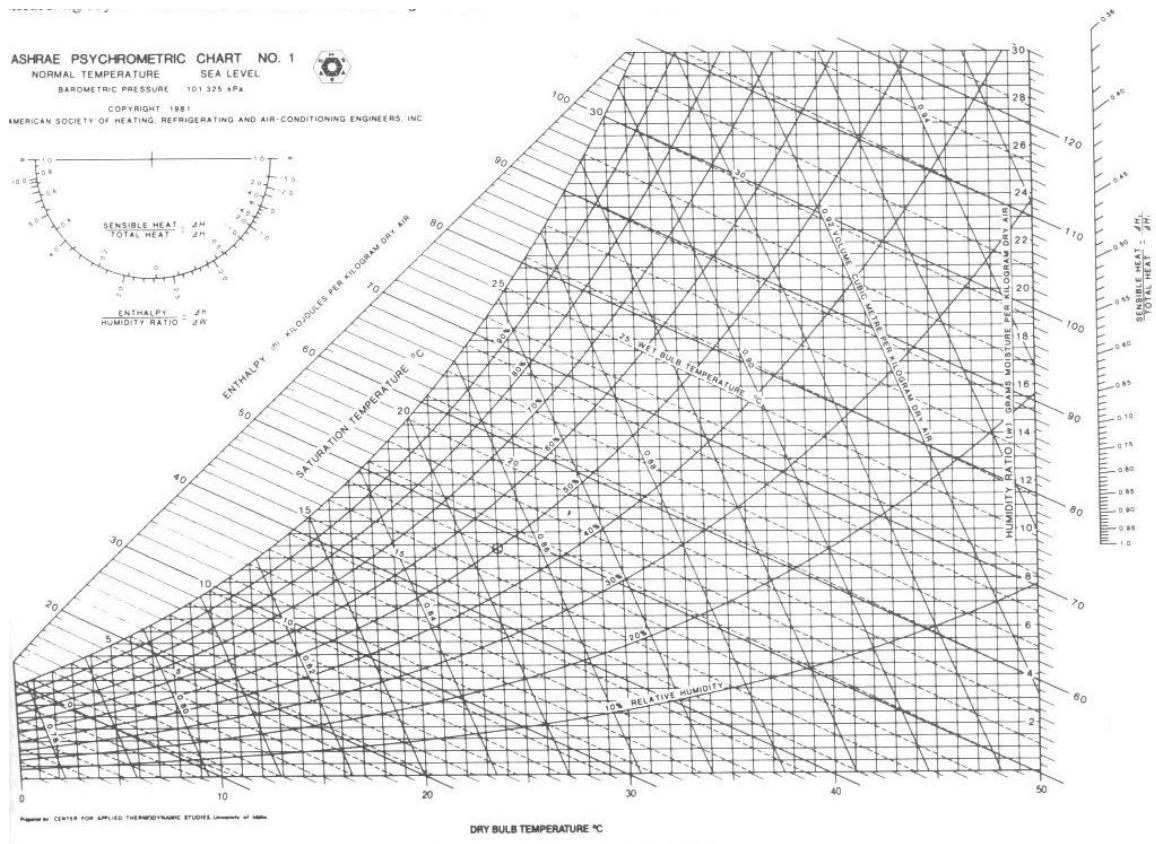
3.1 CARTA PSICROMÉTRICA

É um ábaco que permite representar graficamente as evoluções do ar úmido, cada ponto da carta representa uma combinação de ar seco e vapor d'água.

A carta psicrométrica (fig. 4) é geralmente baseada na pressão atmosférica ao nível do mar que é de 101,325 kPa, pode ser usada sem correção até 300 m de altitude, para determinarmos as variáveis, descritas pelas equações do capítulo 2 desde que se conheça duas propriedades naquele estado, por exemplo, conhecendo t_s e t_u podemos determinar, ϕ , w , h , v , etc.

A carta psicrométrica constitui uma excelente ferramenta de trabalho para analisar os diversos processos para tratamento do ar.

FIGURA 4 - CARTA PSICROMÉTRICA

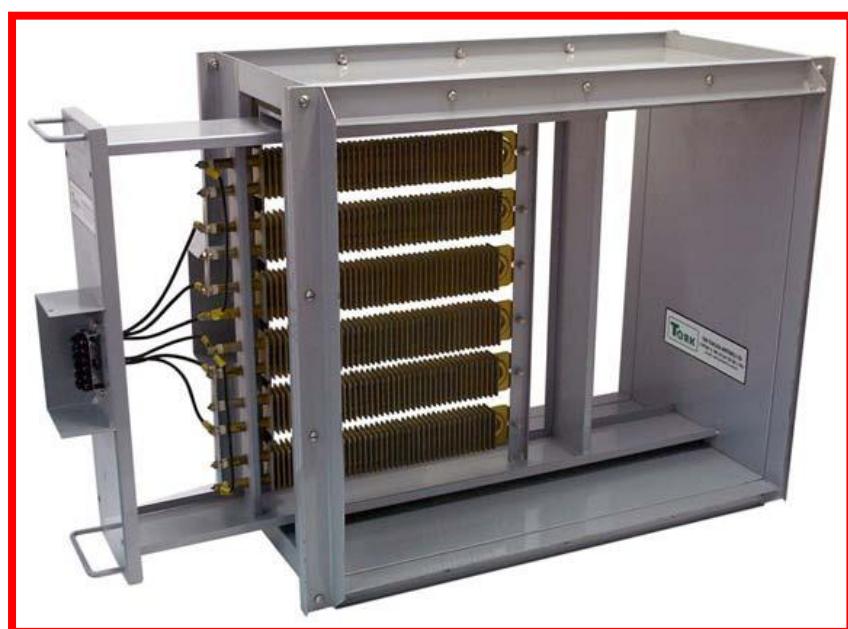


3.2 DISPOSITIVOS BÁSICOS PARA CONDICIONAMENTO DE AR

3.2.1 Aquecedores

Os aquecedores geralmente são do tipo de serpentine de aquecimento ou de resistores elétricos com aletas dispostos em baterias independentes, montadas sobre armação de ferro, nos interiores dos condicionadores de ar (fig. 5). Quando um fluxo de ar úmido atravessa um aquecedor, calor é adicionado a corrente de ar úmido sem, contudo, incorrer em uma variação do teor de vapor d'água na mistura. O processo de aquecimento sensível também é ilustrado na (fig. 5).

FIGURA 5 - BATERIA DE RESISTÊNCIAS ELÉTRICAS



3.2.2 Pulverizadores de água

Durante muitos anos, antes do advento da serpentina de resfriamento com aletas, os pulverizadores de água eram usados quase exclusivamente para condicionamento de ar. Isto foi conseguido pondo em contato ar e água numa câmara de pulverização através da qual o ar era arrastado por um ventilador. Tais câmaras de pulverização, em conjunto com o depósito de água, placas de eliminador e outros equipamentos auxiliares, foram construídas como unidades completas e são conhecidas como lavadores de ar ilustrado na (fig. 6).

Quando a água nos lavadores de ar é re-circulada, ocorre o processo de resfriamento e umidificação por evaporação (saturação adiabática), cuja evolução do ar está representada pela curva (I) da (fig. 11). Esta transformação tem por definição, quando o sistema formado pelo lavador não troca calor com o ar exterior, ou seja, a câmara de aspersão, o tanque e a tubulação estejam perfeitamente isoladas e a temperatura da água de alimentação, para suprir as perdas por

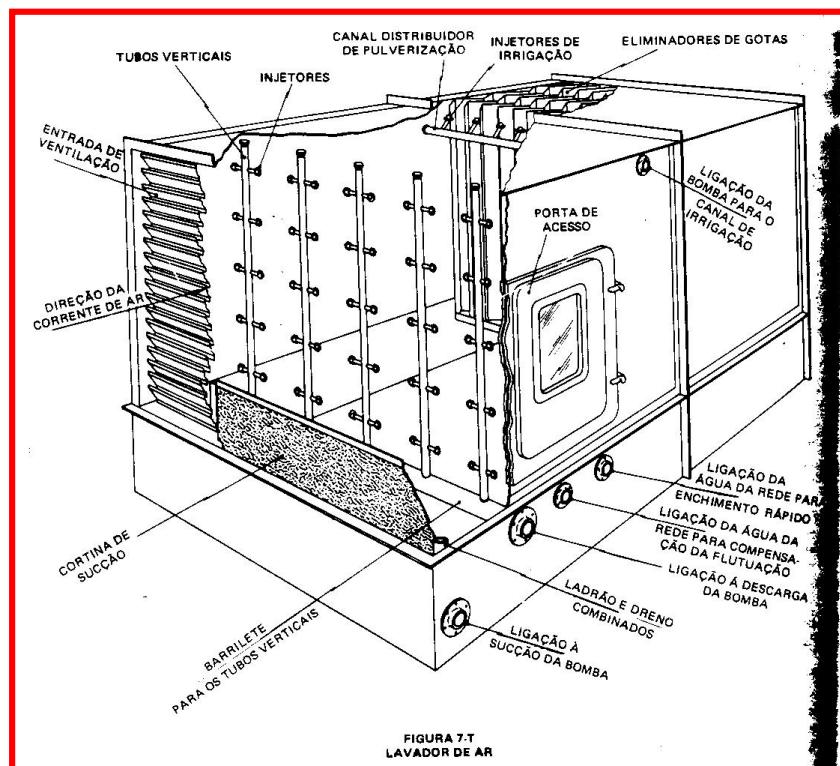
evaporação esteja à temperatura de saturação adiabática. Neste caso a curva (I) no diagrama psicrométrico, praticamente se confunde com a curva de temperatura de bulbo úmido constante que passa pelo ponto representativo do ar na entrada e a temperatura da água pulverizada permanece constante e igual a esta temperatura de bulbo úmido.

Outras transformações podem ser obtidas no lavador de ar através do aquecimento ou do resfriamento da água do lavador, como ilustra a (fig. 11) e descrição a seguir:

- resfriamento e umidificação com água fria: - se a água antes de vaporizar-se na corrente de ar for ligeiramente resfriada, a curva da evolução do ar se separará da curva de saturação adiabática representada pela curva H (fig. 11). Com um resfriamento moderado da água o estado do ar na saída se caracterizará por temperaturas secas e úmidas mais baixas e uma umidade específica mais elevada.
- resfriamento sensível: Se diminuir-se mais a temperatura da água pulverizada, o ar pode esfriar-se mantendo-se constante a sua umidade específica, curva G (fig. 11). Isto só é possível quando a temperatura média da água é igual a temperatura de ponto de orvalho do ar.
- resfriamento e desumidificação: - a água tem que ser resfriada continuamente e sua temperatura final mantida abaixo do ponto orvalho do ar externo. Esta transformação está representada pela curva F (fig. 11).
- aquecimento e umidificação: - a temperatura da água é superior à temperatura de bulbo seco inicial do ar, curva B (fig. 11).

Os lavadores de ar podem ser usados também para remover partículas e odores.

FIGURA 6 - LAVADOR DE AR

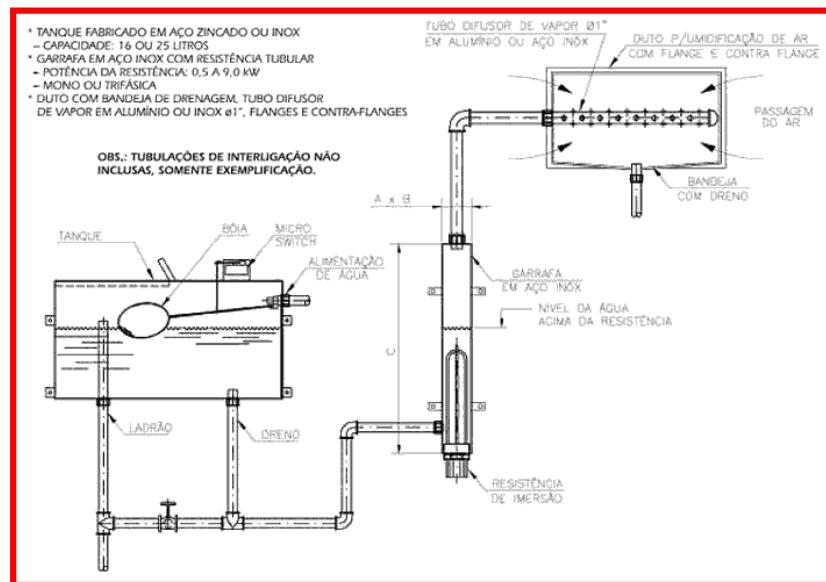


3.2.3 Umidificadores a vapor

A umidificação do ar úmido pode ser realizada através de umidificadores do tipo bandeja, por aspersão de vapor d'água, etc.

Os umidificadores de bandeja (fig. 7) compõe de um reservatório para conter a água, uma resistência elétrica para evaporar a água e uma válvula para controle da água de reposição no reservatório. O processo de umidificação com vapor saturado seco não modifica a temperatura de bulbo seco só há aumento da umidade específica como ilustra a curva A (fig. 11).

FIGURA 7 - UMIDIFICADOR DE BANDEJA



Um esquema do dispositivo de aspersão e o respectivo processo é ilustrado na (fig. 8).

FIGURA 8 - UMIDIFICADOR POR ASPERSÃO DE VAPOR D'ÁGUA



3.2.4 Resfriadores-desumidificadores

O ar úmido pode ser simultaneamente resfriado e desumidificado quando é resfriado até uma temperatura inferior à sua temperatura de orvalho, através de sua passagem por uma superfície fria que pode ser uma serpentina de expansão direta de um condicionador de ar, cuja temperatura de evaporação do refrigerante R-22 no interior trocador é cerca de 0°C ou uma serpentina de água gelada de um fan&coil (fig. 9), cuja temperatura da água na entrada do trocador é cerca de 7,2°C. O processo de resfriamento e desumidificação também são representados por uma linha curva, no entanto por considerações práticas estabeleceu-se que a evolução do processo de resfriamento e desumidificação sejam representadas por uma reta ligando os pontos O, F fig (11). O ponto F representa as condições do ar ao sair da serpentina cuja posição depende das condições do projeto da serpentina.

FIGURA 9 - SERPENTINA DE EXPANSÃO INDIRETA



A potência dos equipamentos, P em kJ/s, pode ser calculada através da equação a seguir:

$$P = \dot{m} \Delta h \quad (21)$$

A descarga de água nos equipamentos, D_L em g/s, pode ser calculada através da equação a seguir:

$$D_L = \dot{m} \Delta w \quad (22)$$

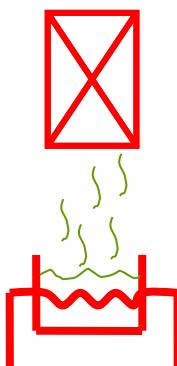
onde

\dot{m} vazão mássica de ar, kg/s

Δh variação da entalpia específica, kJ/kg ar seco

Δw variação de umidade específica, g/kg ar seco

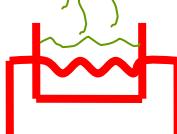
Simbologia utilizada para representar os equipamentos básicos:



Aquecedores



Resfriadores-desumidificadores



Umidificadores de bandeja



Pulverizadores de água
(com recirculação de água)

3.3 MISTURA ADIABÁTICA DE DOIS FLUXOS DE AR ÚMIDO

Um processo elementar comum é a mistura de duas correntes de ar úmido que, em geral, ocorre de forma adiabática. Para o volume de controle ilustrado na (fig. 10a) as equações de energia e de massa podem ser escritas como:

Conservação de energia:

$$\dot{m}_{a3} h_3 = \dot{m}_{a1} h_1 + \dot{m}_{a2} h_2 \quad (23)$$

Conservação de massa ar seco:

$$\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} \quad (24)$$

Conservação de massa vapor d'água:

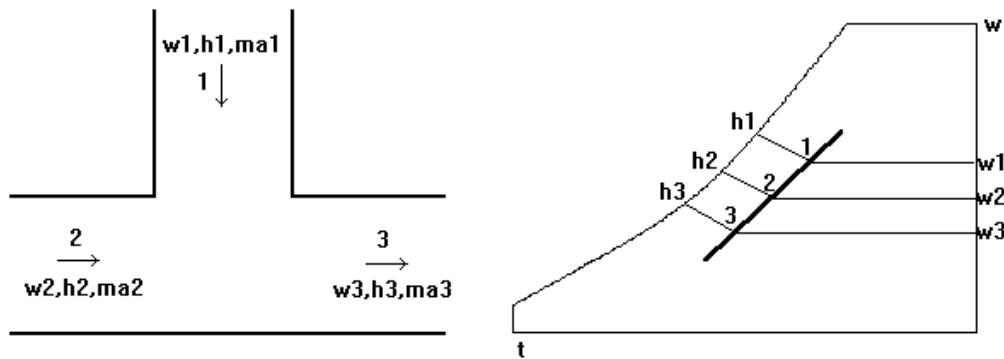
$$\dot{m}_{a3} w_3 = \dot{m}_{a1} w_1 + \dot{m}_{a2} w_2 \quad (25)$$

Eliminando o fluxo de ar seco na saída, m_{a3} e combinando as equações 22, 23 e 24, tem-se:

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} = \frac{w_2 - w_3}{w_3 - w_1} \quad (26)$$

A (eq. 26) informa que o estado final da mistura deve estar situado em algum ponto sobre uma reta do diagrama (fig. 10) que une os dois estados das duas correntes de ar.

FIGURA 10 - MISTURA ADIABÁTICA DE DOIS FLUXOS DE AR ÚMIDO



3.4 DIFUSÃO DO AR NO AMBIENTE CLIMATIZADO

A temperatura com que o ar é lançado no ambiente climatizado é muito importante. O ar lançado pelas bocas de insuflamento a temperatura t_l deve se misturar o mais rapidamente possível com o ar do ambiente afim de que ao atingir o nível das pessoas, já tenha a temperatura desejada, t_s . Quanto maior a difusão, D menor será o volume de ar em circulação.

$$D = t_s - t_l \quad \text{verão } (t_s > t_l) \quad (27)$$

$$D = t_l - t_s \quad \text{inverno } (t_s < t_l) \quad (28)$$

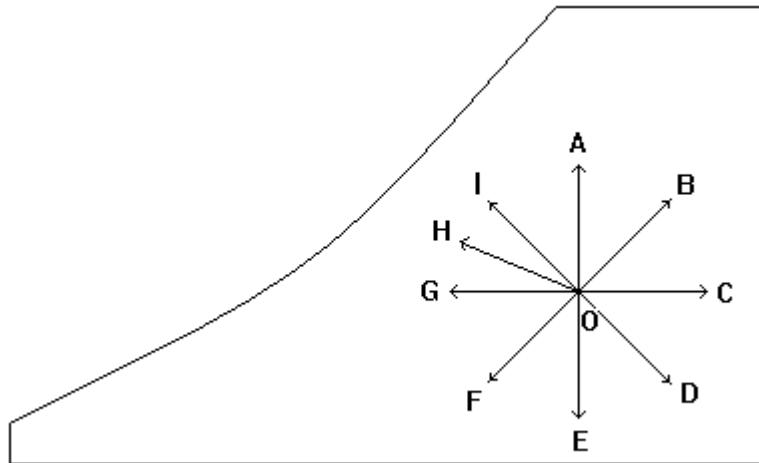
onde, segundo a ASHRAE:

$D = 6,7 \text{ a } 11,1^\circ\text{C}$ (verão) e $D = 8,3 \text{ a } 19,5^\circ\text{C}$ (inverno).

3.5 PROCESSOS DE TRATAMENTO DO AR:

Na (fig. 11) pode-se ver um resumo de todos os processos fundamentais de condicionamento de ar. Supondo-se que o processo se inicia na interseção de todas as linhas; assim cada processo desloca-se no sentido indicado:

FIGURA 11 - PROCESSOS FUNDAMENTAIS DE CONDICIONAMENTO DE AR



onde

- | | | | |
|---|-------------------------------|---|---------------------------------|
| A | umidificação sem aquecimento; | E | desumidificação; |
| B | umidificação com aquecimento; | F | resfriamento e desumidificação; |
| C | aquecimento sensível; | G | resfriamento sensível; |
| D | desumidificação química; | H | resfriamento não evaporativo. |
| | | I | resfriamento evaporativo |

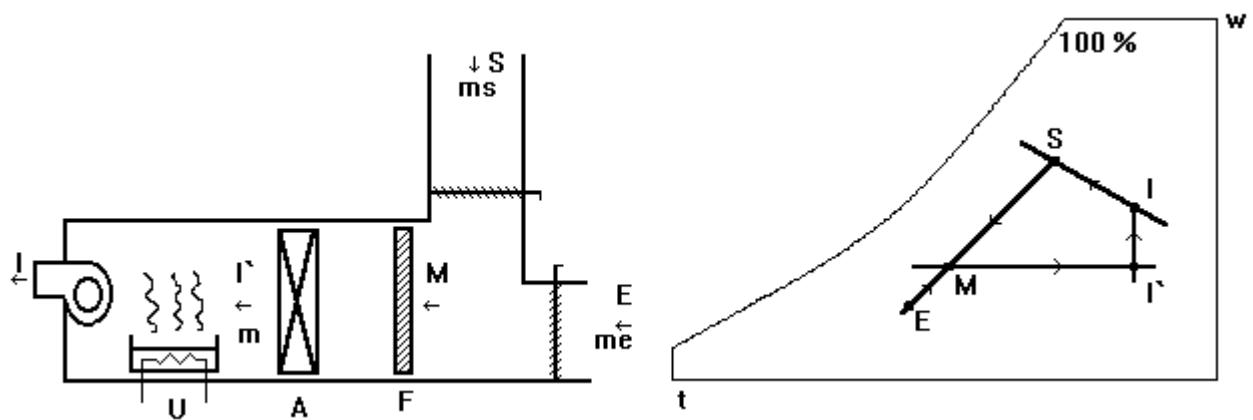
A seguir, apresentam-se os principais processos utilizados para tratamento do ar em regime de inverno e verão.

3.5.1 Processos típicos de climatização em regime de inverno

AQUECIMENTO SENSÍVEL: É o fornecimento de calor a uma massa de ar úmido sem variar o conteúdo de umidade (w), através de resistências elétricas ou uma superfície de aquecimento a vapor.

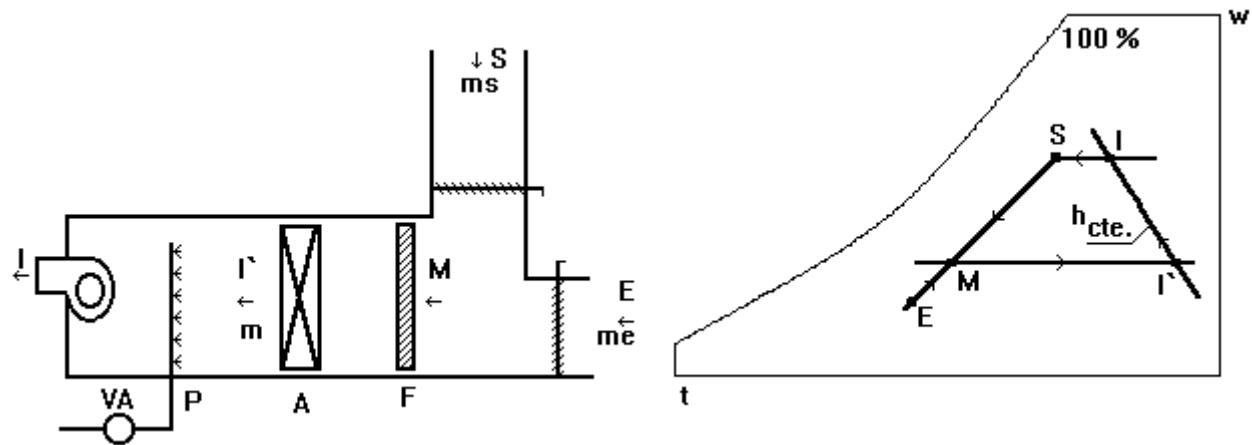
AQUECIMENTO SENSÍVEL SEGUIDO DE UMIDIFICAÇÃO COM VAPOR: O ar úmido ao passar por um processo de aquecimento sensível sai com a umidade relativa baixa. A (fig. 12) ilustra o referido processo utilizando um umidificador de bandeja.

FIGURA 12 - AQUECIMENTO SENSÍVEL SEGUIDO DE UMIDIFICAÇÃO COM VAPOR



AQUECIMENTO SENSÍVEL SEGUIDO DE UMIDIFICAÇÃO ADIABÁTICA COM PULVERIZAÇÃO DE ÁGUA: A (fig. 13) ilustra o referido processo utilizando um pulverizador de água com recirculação de água.

FIGURA 13 - AQUECIMENTO SENSÍVEL SEGUIDO DE UMIDIFICAÇÃO ADIABÁTICA COM PULVERIZAÇÃO DE ÁGUA



onde

M' aquecimento da mistura ($w = \text{cte.}$)

$I'I$ umidificação do ar ($h = \text{cte.}$)

IS trajeto termodinâmico do ar na sala

VA = Válvula automática de controle de umidade, comandada por um umidostato.

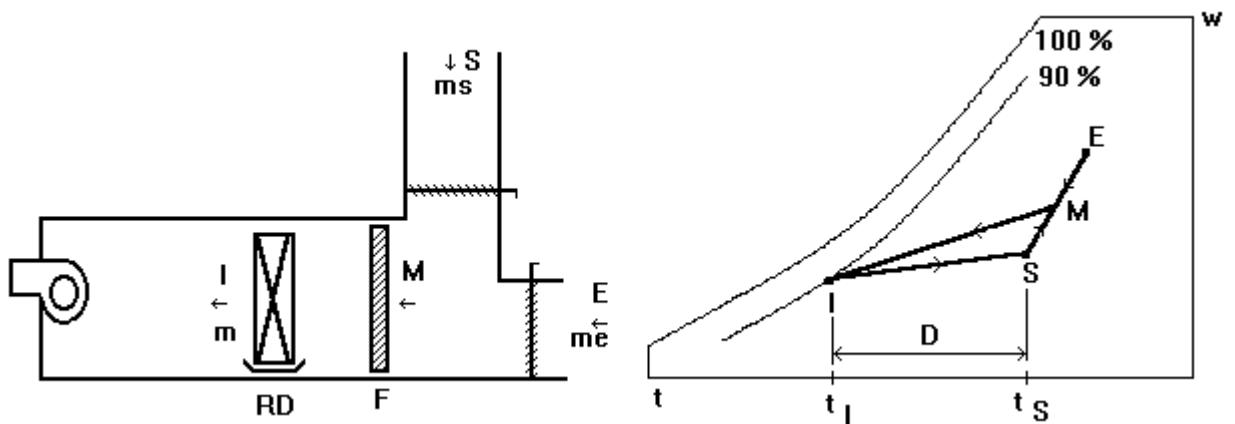
3.5.2 Processos típicos de climatização em regime de verão

RESFRIAMENTO SENSÍVEL: Ocorre quando o ar úmido, sem que haja condensação, passa através de uma serpentina de resfriamento.

RESFRIAMENTO EVAPORATIVO: Ocorre quando o ar úmido passa através de um spray de água, com temperatura próxima à temperatura de bulbo úmido do ar, ocorrendo uma queda da temperatura de bulbo seco do ar e um aumento da umidade relativa.

RESFRIAMENTO E DESUMIDIFICAÇÃO: O ar pode ser simultaneamente resfriado e desumidificado através de sua passagem por uma superfície fria com temperatura abaixo da temperatura de ponto de orvalho do ar (fig. 14).

FIGURA 14 - RESFRIAMENTO E DESUMIDIFICAÇÃO



onde

MI resfriamento e desumidificação da mistura

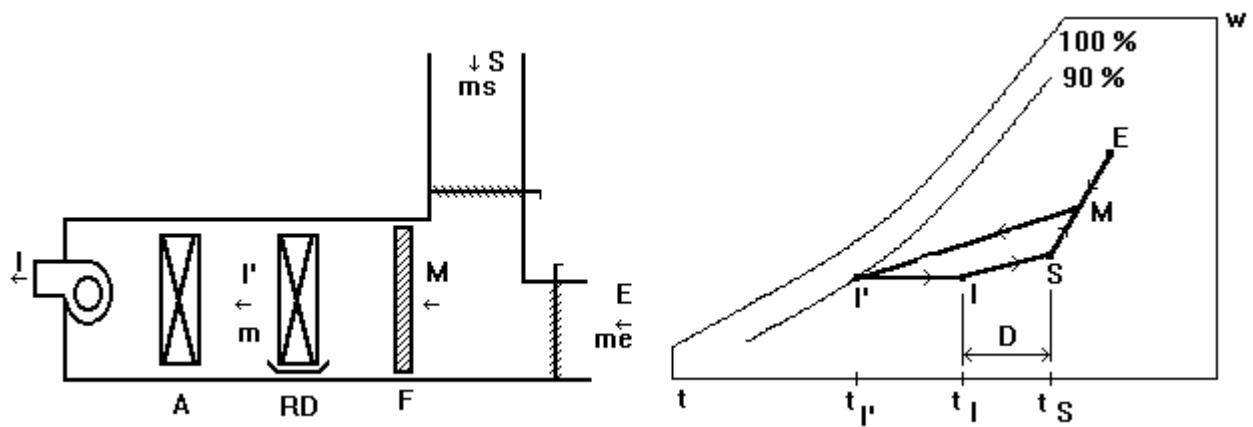
Quando há muito calor latente interno (ex, cinemas) ou deseja-se ar muito seco em temperatura normal, é necessário reaquecer o ar antes de lançá-lo na sala, pois para desumidificá-lo é necessário abaixar a temperatura. Neste caso MI não corta a curva $\phi = 100\%$ ou a difusão, D obtida é muito alta para o caso em questão.

Como agentes de reaquecimento do ar podem ser empregados:

- resistência elétrica;
- ar de retorno.
- gás de descarga do compressor;
- água que sai do condensador;
- sistema "run-around" (recuperativo);
- serpentina de água quente;
- serpentina de vapor.

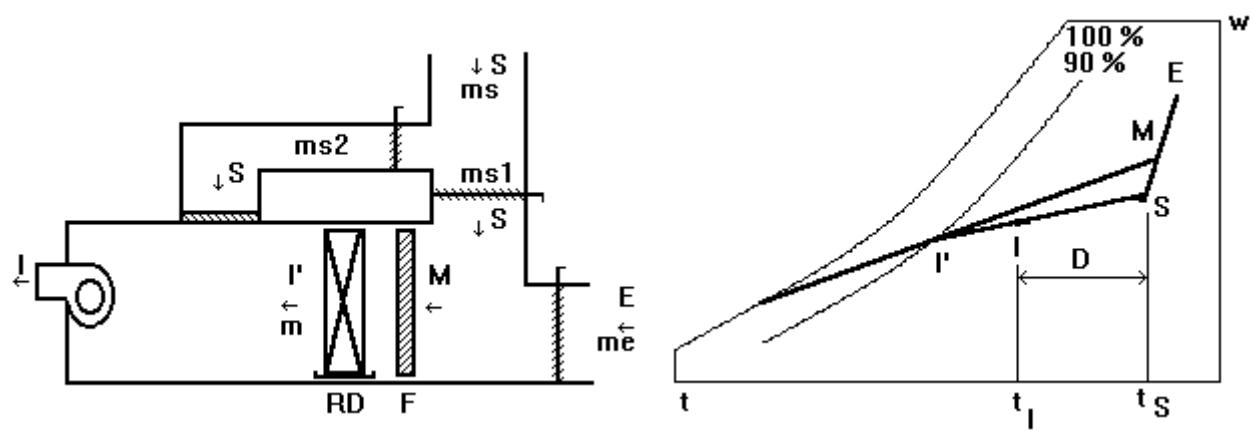
RESFRIAMENTO E DESUMIDIFICAÇÃO COM REAQUECIMENTO: A (fig. 15) ilustra o processo de reaquecimento por agente externo.

FIGURA 15 - RESFRIAMENTO E DESUMIDIFICAÇÃO COM REAQUECIMENTO POR AGENTE EXTERNO



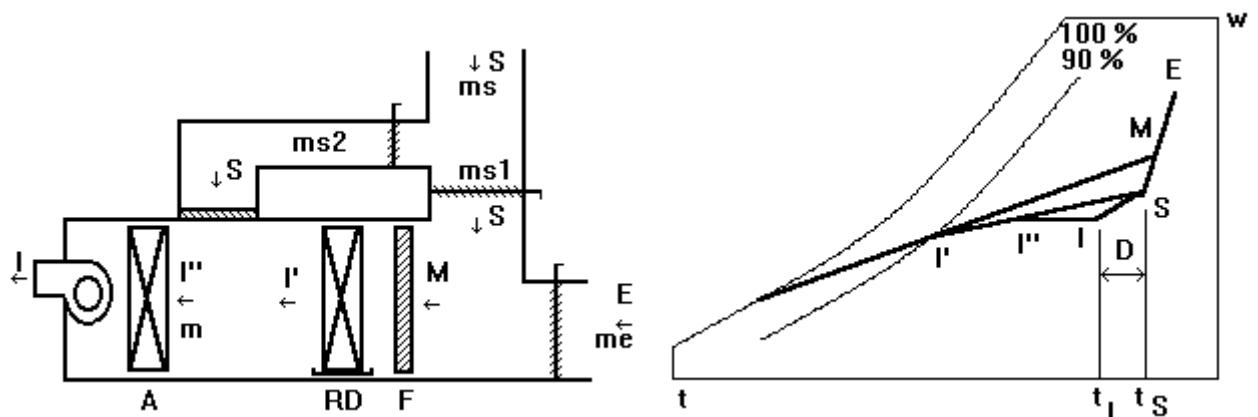
RESFRIAMENTO E DESUMIDIFICAÇÃO E REAQUECIMENTO COM DESVIO (BY-PASS) DE PARTE DO AR DE RETORNO: Há sistemas em que apenas o desvio de parte do ar de retorno já é suficiente, não havendo necessidade de reaquecimento com agente externo, como ilustra a (fig. 16).

FIGURA 16 - RESFRIAMENTO E DESUMIDIFICAÇÃO COM REAQUECIMENTO PELO AR DE RETORNO



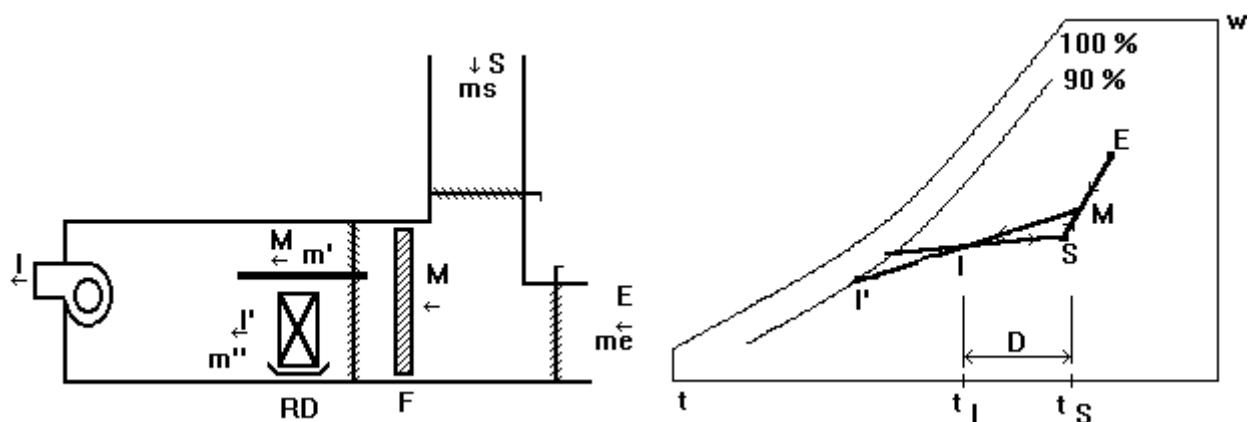
REFRIGERAÇÃO E DESUMIDIFICAÇÃO E REAQUECIMENTO COM "BY-PASS" DE PARTE DO AR DE RETORNO SUPLEMENTADO COM AGENTE DE AQUECIMENTO EXTERNO: O uso de "by-pass" de parte do ar de retorno para se obter parte do reaquecimento reduz o reaquecimento externo necessário, barateando o custo de operação, como ilustra a (fig. 17).

FIGURA 17 - RESFRIAMENTO E DESUMIDIFICAÇÃO COM REAQUECIMENTO PELO AR DE RETORNO SUPLEMENTADO COM AQUECIMENTO EXTERNO



REFRIGERAÇÃO E DESUMIDIFICAÇÃO E REAQUECIMENTO USANDO O DESVIO DE PARTE DA MISTURA DE AR EXTERNO E DE AR DE RETORNO: Este sistema é desaconselhável porque a parte do ar externo que não passa no resfriador-desumidificador (m') não é desumidificado. Mas sua realização é mais simples, exigindo menos filtros, como ilustra a (fig. 18).

FIGURA 18 - RESFRIAMENTO E DESUMIDIFICAÇÃO COM REAQUECIMENTO USANDO DESVIO DE PARTE DA MISTURA

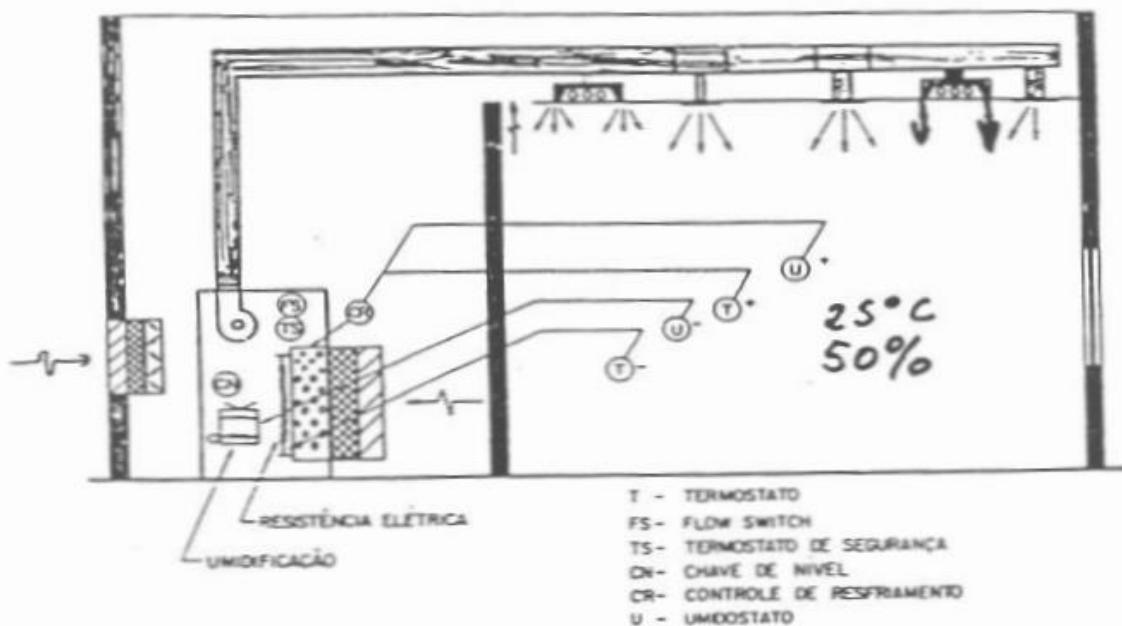


O sistema de climatização opera a maioria do tempo com carga térmica reduzida ainda assim tem que manter condições de acordo com as finalidades das instalações. Os processos mais comuns para carga térmica reduzida são:

- reaquecer o ar de insuflamento;
- by-pass do trocador de calor;
- controle da vazão do ar de insuflamento;
- controle tudo ou nada;
- controle da capacidade frigorífica.

A (fig. 19) ilustra um sistema de climatização para operar em regime de inverno e verão e também para controle de temperatura e umidade a exemplo dos sistemas de climatização utilizados em salas de computadores. O conjunto de aquecimento pode ser montado internamente ao gabinete por detrás do evaporador, destinado a aquecer ou reaquecer o ar insuflado. O conjunto de umidificação, cuja finalidade é gerar vapor através de uma resistência de imersão montada em um reservatório, que por sua vez é abastecido de água por meio de um registro controlado por boia.

FIGURA 19 - CONDICIONADOR DE AR PARA REGIME DE INVERNO E VERÃO



3.6 FATOR DE DESVIO (BY-PASS) DA SERPENTINA:

O ar que passa por uma serpentina, suposta a temperatura uniforme t_{se} , ao sair dela, pode ser considerado como uma mistura de duas partes: Uma componente é a porção de ar que entra em contato direto com a superfície da serpentina, a outra componente é o ar que não tem contato com a superfície da serpentina, mantendo-se inalterada saindo à mesma temperatura que entrou.

A primeira corresponde a uma fração da vazão total do ar, formado pela parte que realmente entra em contato com a superfície fria da serpentina, chamada

de vazão de contato.

A segunda corresponde a fração formada pela parte que atravessa a serpentina, mantendo-se inalterada, chamada de vazão de by-pass.

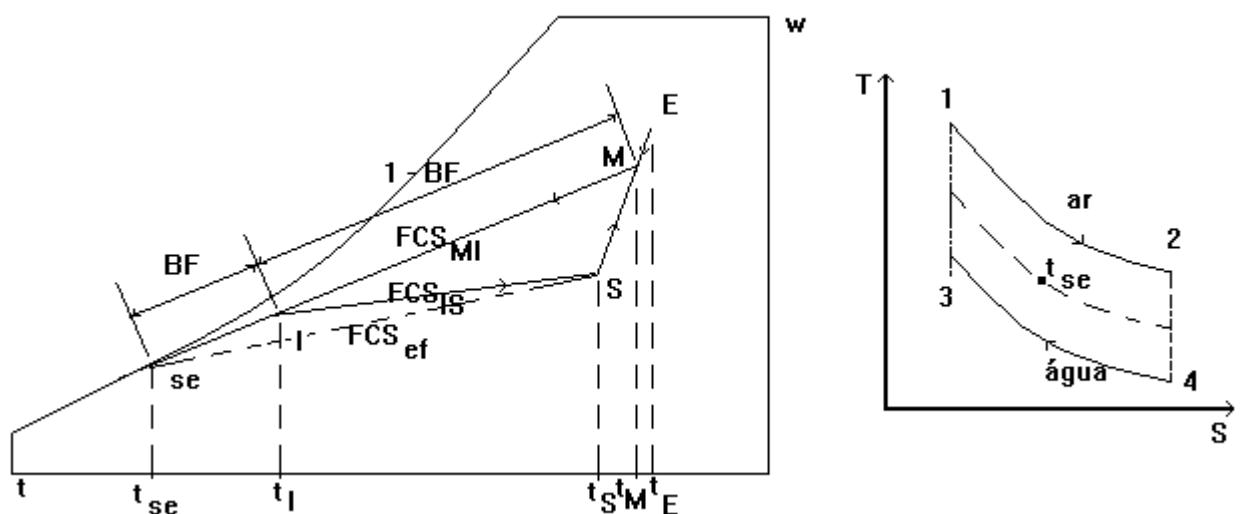
Denomina-se fator de by-pass, BF a relação entre a vazão de by-pass e a vazão total e denomina-se fator de contato, CF a relação entre a vazão de contato e a vazão total.

O fator de by-pass, BF é função das características físicas e operacionais da serpentina. As características, que afetam o fator de by-pass, são as seguintes:

- a área de face da serpentina, que é a área total de escoamento do ar que penetra na serpentina;
- número de fileiras de tubos em profundidade;
- espaçamento entre aletas;
- vazão de ar e sua velocidade;
- temperatura do refrigerante.

Alguns destes parâmetros como espaçamento entre tubos, excentricidade dos tubos, número de aletas por polegada, foram objetos de otimização em trocadores de calor de tubos circulares e elípticos, através de estudos numérico e experimental realizados por Matos et al em (2000, 2003). A (fig. 20) ilustra a evolução do ar na serpentina considerando-se o fator de by-pass.

FIGURA 20 - FATOR DE BY-PASS EM UMA SERPENTINA DE RESFRIAMENTO E DESUMIDIFICAÇÃO



A (tab. 3 e 4) apresenta fatores de by-pass típicos para diversas aplicações e para serpentinas aletadas, respectivamente, porém, o fabricante da serpentina deve ser consultado sobre o fator de by-pass que deverá aplicado.

TABELA 3 - FATORES DE BY-PASS TÍPICOS PARA DIVERSAS APLICAÇÕES

BF	Aplicação típica	Exemplo
0,30 a 0,50	Uma pequena carga total ou uma carga que é, um pouco grande com um baixo fator de calor sensível (alta carga latente)	Residência
0,20 a 0,30	Aplicação típica de conforto com uma pequena carga total ou um baixo fator de calor sensível com uma carga média.	Residência Pequenas lojas Pequenas oficinas
0,10 a 0,20	Aplicação típica de conforto	Bancos Oficinas Lojas
0,05 a 0,10	Aplicação com alta carga sensível interna ou locais que necessitam grandes quantidades de ar exterior para ventilação	Lojas Restaurante Oficinas
0,00 a 0,10	Aplicação com 100% de ar exterior	Salas de operações em hospitais Oficinas

TABELA 4 - FATORES DE BY-PASS TÍPICOS PARA SERPENTINAS ALETADAS

Número de fileiras da serpentina	SEM PULVERIZAÇÃO		COM PULVERIZAÇÃO	
	8 aletas/pol	14 aletas/pol	8 aletas/pol	14 aletas/pol
	velocidade (m/s)			
2	1,5 - 3,5	1,5 - 3,5	1,5 - 3,5	1,5 - 3,5
3	0,42 - 0,55	0,22 - 0,38		
4	0,27 - 0,40	0,10 - 0,23		
5	0,19 - 0,30	0,05 - 0,14	0,12 - 0,22	0,03 - 0,10
6	0,12 - 0,23	0,02 - 0,09	0,08 - 0,14	0,01 - 0,08
8	0,08 - 0,18	0,01 - 0,06	0,06 - 0,11	0,01 - 0,05
	0,03 - 0,08		0,02 - 0,05	

Denomina-se temperatura superficial efetiva da serpentina (Apparatus dew point), t_{se} a temperatura fictícia uniforme que deveria ter a superfície da serpentina, para produzir no ar de saída as mesmas condições de temperatura e umidade que ocorrem, na realidade, com a temperatura superficial variável.

Na verdade, a uniformidade da temperatura superficial da serpentina, é teórica. Ela é variável ao longo da passagem do ar pela serpentina, como por exemplo, em uma serpentina de água gelada operando em contracorrente.

A condição do ar na entrada da serpentina é calculada através da equação da mistura e a condição do ar na saída da serpentina é calculada partindo-se da equação do fator de by-pass que é dada por:

$$BF = \frac{t_l - t_{se}}{t_M - t_{se}}$$

(29)

Da (eq. 29) as condições do ar na saída da serpentina é dada por:

$$t_l = t_{se} + BF(t_M - t_{se}) \quad (30)$$

O fator de contato, CF é dado por:

$$CF = 1 - BF \quad (31)$$

A t_{se} pode ser determinada graficamente a partir do cálculo do fator de calor sensível efetivo, FCS_{ef} que é dado por:

$$FCS_{ef} = \frac{Q_{S_{ef}}}{Q_{S_{ef}} + Q_{L_{ef}}} \quad (32)$$

Na (eq. 32) o calor sensível efetivo, $Q_{S_{ef}}$ e o calor latente efetivo, $Q_{L_{ef}}$ são dados por:

$$Q_{S_{ef}} = Q_{S_{IS}} + Q_{S_E} \times BF \quad (33)$$

$$Q_{L_{ef}} = Q_{L_{IS}} + Q_{L_E} \times BF \quad (34)$$

A vazão de ar (padrão) insuflado na sala, V_l em l/s, é dada por:

$$V_l = \frac{Q_{S_{ef}}}{1,2(t_s - t_{se})(1 - BF)} \quad (35)$$

onde

- t_s temperatura do ar na sala, °C
- t_l temperatura de entrada do ar na sala, °C
- t_M temperatura do ar na entrada da serpentina, °C
- t_{se} temperatura superficial efetiva da serpentina, °C
- $Q_{S_{IS}}$ calor sensível da sala, W
- $Q_{L_{IS}}$ calor latente da sala, W
- Q_{S_E} calor sensível do ar externo, W
- Q_{L_E} calor latente do ar externo, W

Para o cálculo do calor sensível e latente da sala, da serpentina e do ar externo, bem como para a determinação do fator de calor sensível da sala e da serpentina podem ser utilizadas as equações apresentadas no capítulo 2.

3.7 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS

EXEMPLO 3.7.1 - Recalcular o exemplo 2.12.2 utilizando o diagrama psicrométrico.

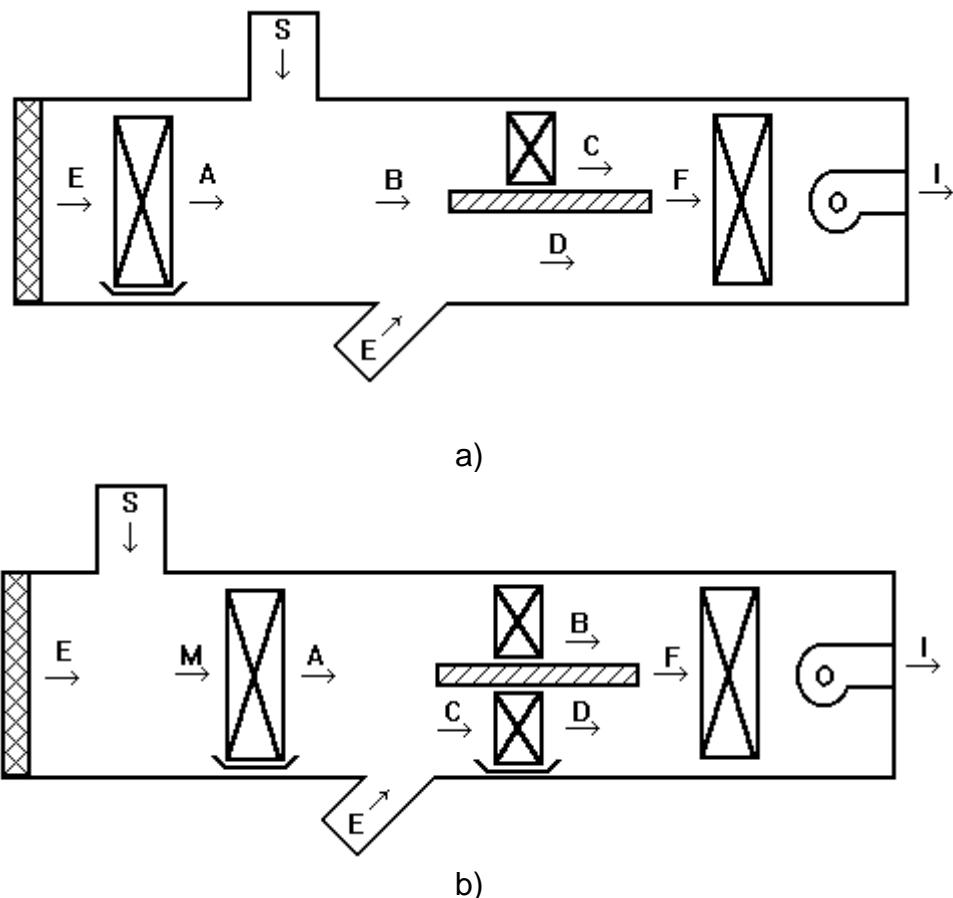
EXEMPLO 3.7.2 - Representar os diagramas psicrométricos compatíveis com os sistemas da (fig. 21).

onde

E ar externo;

S Retorno.

FIGURA 21 - SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO



EXEMPLO 3.7.3 - Seja o ar nas condições (1) externo $t_{bs} = 38^\circ\text{C}$, $t_{bu} = 30^\circ\text{C}$, misturado adiabaticamente com o ar (2) da sala, nas condições $t_{bs} = 27^\circ\text{C}$, $t_{bu} = 18^\circ\text{C}$. Se as vazões mássicas de ar são $\dot{m}_{a1} = 910 \text{ g/s}$ e $\dot{m}_{a2} = 1360 \text{ g/s}$. Determinar as propriedades do ponto de mistura (3).

EXEMPLO 3.7.4 - Dados 2000 l/s de ar resfriado a $t_{bs} = 14^\circ\text{C}$, e $t_{bu} = 13^\circ\text{C}$, misturado com 700 l/s de ar externo a $t_{bs} = 35,5^\circ\text{C}$, e $t_{bu} = 25,6^\circ\text{C}$. Determinar as propriedades do ponto de mistura.

EXEMPLO 3.7.5 - Calcular a capacidade de uma serpentina de aquecimento para aquecer em 11°C , 1400 l/s de ar úmido nas condições iniciais de $t_{bs} = 21^{\circ}\text{C}$ e $t_{bu} = 14,4^{\circ}\text{C}$. Se as condições de água quente fornecida à serpentina para realizar este aquecimento são: - entrada 82°C e saída 71°C). Calcular a vazão mássica de água necessária em kg/s.

EXEMPLO 3.7.6 - De acordo com a (fig. 12), conhece-se as seguintes propriedades dos pontos: S (1,3 kg/s, 25°C , 50 %) ; E (1,1 kg/s, 10°C , 60%); I (33°C , 27%). Calcular as capacidades dos equipamentos e a descarga de água do umidificador.

EXEMPLO 3.7.7 - Numa sala o calor sensível é igual a 11630 W e não há calor latente. A renovação de ar é de 50%, as condições internas na sala é de (25°C e 50%) e as condições externas (5°C e 40%). Difusão de 7°C . Determinar a descarga de ar, as potências e a descarga de água.

EXEMPLO 3.7.8 - Calcular a capacidade de uma serpentina de resfriamento para resfriar, ar úmido nas condições $t_{bs} = 34^{\circ}\text{C}$ e $\phi = 30\%$ até 26°C . Pede-se também a vazão mássica de água fria necessária para realizar este resfriamento se a água se aquece de 5°C , considerando-se uma vazão de ar de 500 l/s.

EXEMPLO 3.7.9 – Ar úmido à $t_{bs} = 32^{\circ}\text{C}$ e $t_{bu} = 18^{\circ}\text{C}$ passa através de um spray de água que o deixa na umidade de 90%. A água está à temperatura de 18°C . Determinar a temperatura de bulbo seco do ar à saída do lavador, bem como o seu rendimento.

EXEMPLO 3.7.10 - Uma sala é servida por uma instalação de ar condicionado, cujas condições de acordo com a (fig. 14) a serem mantidas são: S ($t_{bs} = 27^{\circ}\text{C}$, $t_{bu} = 21^{\circ}\text{C}$), E ($t_{bs} = 33^{\circ}\text{C}$; $\phi = 60\%$), $Q_S = 8500 \text{ W}$; $Q_L = 5800 \text{ W}$ e na saída do RD $\phi = 90\%$. No sistema são empregados 25% de ar exterior. Determinar a vazão de ar insuflado, as cargas térmicas removidas pelo condicionador e a água retirada pela serpentina do ar.

EXEMPLO 3.7.11 - De acordo com a (fig. 15) conhece-se as seguintes propriedades dos pontos: S (25°C , 50%) ; E (40°C , 50%); carga térmica, $Q_S = 2300 \text{ W}$; $Q_L = 2300 \text{ W}$, retorno de 30%, D = 10°C e na saída do RD $\phi = 90\%$. Calcular as capacidades dos equipamentos e a descarga de água.

EXEMPLO 3.7.12 - De acordo com a (fig. 16) conhece-se as seguintes propriedades dos pontos: S (23°C , 55%) , E (37°C , 50%), carga térmica, $Q_S = 46500 \text{ W}$; $Q_L = 23250 \text{ W}$, renovação de 25% e D = 8°C e na saída do RD $\phi = 90\%$. Calcular as descargas de ar parciais e as capacidades dos equipamentos e a descarga de água.

EXEMPLO 3.7.13 - De acordo com a (fig. 17) conhece-se as seguintes propriedades dos pontos: S (23°C , 55%) , E (37°C , 50%), I' (25 kJ/kg, $\phi = 100\%$) carga térmica, $Q_S = 46500 \text{ W}$; $Q_L = 46500 \text{ W}$, retorno de 25% e D = 7°C e na saída

do RD $\phi = 90\%$. Calcular as descargas de ar parciais, as capacidades dos equipamentos e a descarga de água.

EXEMPLO 3.7.14 - Seja uma instalação de ar condicionado com as seguintes características:

- aplicação: loja;
- localização: Florianópolis;
- condições externas: $t_{bs} = 32^{\circ}\text{C}$; $t_{bu} = 24^{\circ}\text{C}$;
- condições internas: $t_{bs} = 24^{\circ}\text{C}$; $\phi = 50\%$;
- calor sensível da sala = 58600 W;
- calor latente da sala = 14700 W;
- vazão de ar exterior = 950 l/s.

Determinar:

- a) A carga sensível e latente devido ao ar exterior;
- b) A carga total da serpentina;
- c) A razão de calor sensível efetivo;
- d) A temperatura superficial efetiva;
- e) Vazão de ar insuflado;
- f) Condições de entrada e saída da serpentina.

EXEMPLO 3.7.15 - Um fluxo de ar de 100 kg/min de ar seco, ($t_{bs} = 20^{\circ}\text{C}$ e $t_{bu} = 8^{\circ}\text{C}$) deve ser umidificado por vapor saturado a 110°C . O valor final da temperatura de ponto de orvalho é 13°C . A pressão local vale 101,325 kPa. Determinar a temperatura final de bulbo seco da mistura de ar e a vazão mássica de vapor requerida em kg/h.

EXEMPLO 3.7.16 - Ar úmido é introduzido em uma sala a ($t_{bs} = 15^{\circ}\text{C}$) e retirado a ($t_{bs} = 25^{\circ}\text{C}$ e $t_{bu} = 19^{\circ}\text{C}$). O ganho de calor sensível da sala e a geração de vapor a 30°C , devido aos ocupantes é de 30000 kJ/h e 5 kg/h, respectivamente. A pressão local vale 101,325 kPa. Determinar a vazão de ar requerida para manter as condições mencionadas.

EXEMPLO 3.7.17 - Numa torre de resfriamento circula uma vazão volumétrica de $13 \text{ m}^3/\text{s}$ de ar úmido a ($t_{bs} = 35^{\circ}\text{C}$ e $t_{bu} = 24^{\circ}\text{C}$), deixando o equipamento na condição de saturação a 30°C . A temperatura da água de reposição é de 25°C .

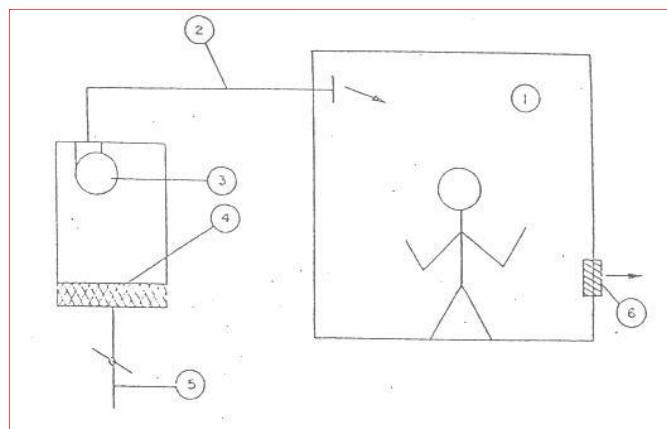
Pede-se:

- a) Qual o fluxo necessário de água de reposição para repor as perdas por evaporação?
- b) Qual a temperatura da água de saída da torre (retorno)? Sua vazão mássica é de 20 kg/s e é borrifada a 40°C .

4 SISTEMAS E EQUIPAMENTOS DE CLIMATIZAÇÃO

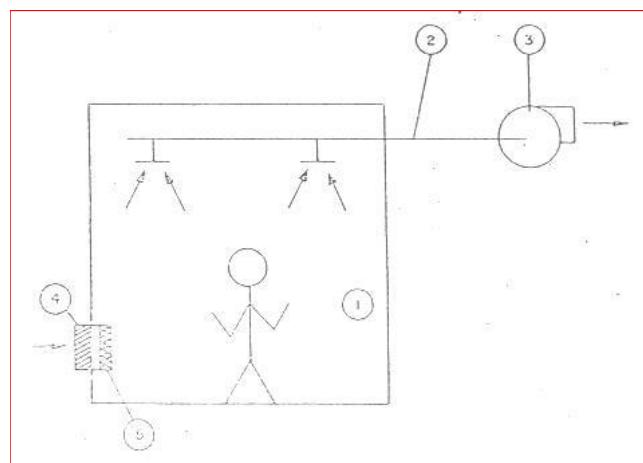
Em uma instalação de ar condicionado quando o circuito de refrigeração estiver desligado, teremos uma instalação de ventilação simples, onde são controlados apenas a vazão e a pureza do ar. Os ventiladores podem fazer parte integrante do equipamento de ar condicionado, como nos equipamentos do tipo self-contained, fan-coils, etc. O sistema de ventilação pode ser com insuflamento de ar, como ilustra o esquema básico da (fig. 22) ou com exaustão de ar mostrado na (fig. 23).

FIGURA 22 - SISTEMA DE VENTILAÇÃO COM INSUFLAMENTO DE AR



- | | | | | | |
|---|----------------------|---|--------------|---|--------------------------|
| 1 | ambiente | 3 | ventilador | 5 | tomada de ar exterior |
| 2 | duto de insuflamento | 4 | filtro de ar | 6 | veneziana de saída do ar |

FIGURA 23 - SISTEMA DE VENTILAÇÃO COM EXAUSTÃO DE AR



- | | | | | | |
|---|------------------|---|-----------------------|---|-------------------------|
| 1 | ambiente | 3 | ventilador (exaustor) | 5 | filtro de ar (eventual) |
| 2 | duto de exaustão | 4 | tomada de ar exterior | | |

Os sistemas de ar condicionado podem ser classificados quanto ao tipo de expansão em:

- sistemas de expansão ou evaporação direta, quando a serpentina do condicionador recebe diretamente do recinto ou através de dutos a carga de ar frio ou quente;
- sistemas de expansão indireta, quando a serpentina do condicionador utiliza um meio intermediário (água ou salmoura) para retirar a carga térmica que é transmitida pelo ar frio ou quente;

Quanto ao tipo condensação em:

- a ar, em circulação natural ou forçada; nesse caso a temperatura admitida para o fluido frigorífico deve ser superior à de bulbo seco do ar exterior considerado nos cálculos;
- a água, que pode ser sem retorno, usando água corrente, ou com recirculação, utilizando uma torre de resfriamento. Nesse caso, a temperatura do bulbo úmido do ar exterior deve ser inferior à temperatura da água de circulação, para que haja transferência de calor da água para o ar exterior;
- evaporativa, nesse caso também a temperatura de bulbo úmido do ar exterior deve ser inferior à estabelecida para o fluido frigorífico.

As unidades de condicionamento de ar podem ser do tipo:

- self-contained (compacta); aquela que traz incorporada em si mesma todos os componentes de um sistema de condicionamento de ar, exceto dutos e tubulação de água de condensação (quando condensação a água); são também denominadas de unidades compactas, porque em seu invólucro contém o compressor de refrigeração, ventilador e motor, condensador (a água ou a ar), filtros de ar e controles;
- fan-coil (ventilador-serpentina) aquela que consiste apenas do invólucro, o ventilador e motor, a serpentina e o filtro de ar e controles, são unidades utilizadas nos sistemas de água gelada ou quente.

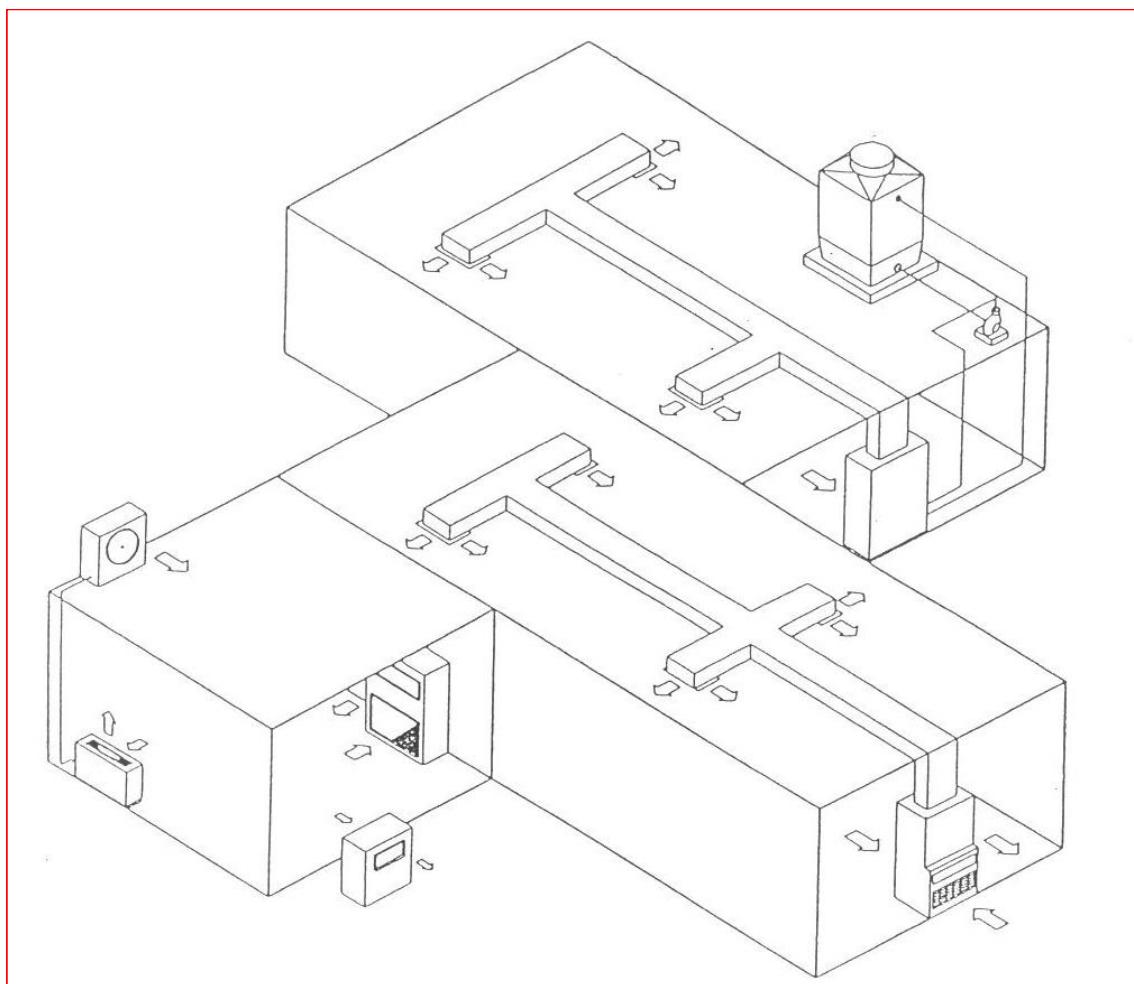
Para a escolha do sistema de climatização mais indicado, o primeiro passo para definição do sistema deve partir do cliente, em face do que pode gastar, ou seja, após uma análise do custo/benefício. Em seguida, entra o projetista que, pela sua experiência, pode definir o sistema mais indicado e tecnicamente possível.

Os sistemas de expansão direta são empregados para instalações pequenas e médias; e o de expansão indireta, para grandes instalações.

4.1 SISTEMAS DE AR CONDICIONADO DE EXPANSÃO DIRETA

A (fig. 24) mostra uma vista isométrica de um sistema de expansão direta com condensação a ar ou a água e insuflamento a plenum ou através de dutos.

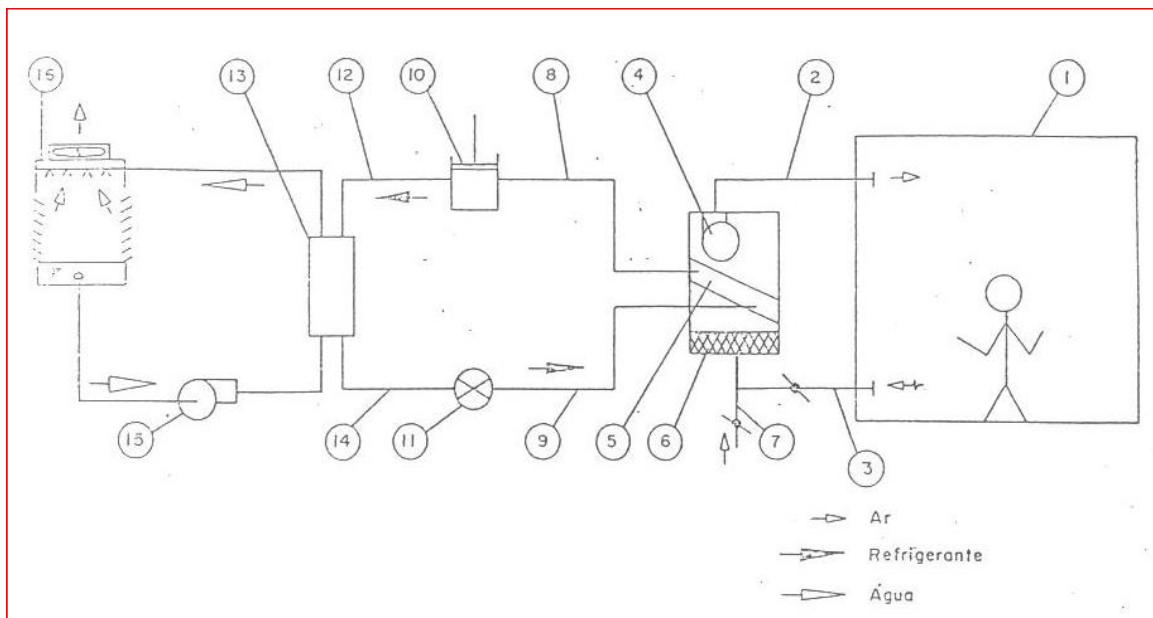
FIGURA 24 - SISTEMAS DE AR CONDICIONADO DE EXPANSÃO DIRETA



4.1.1 Sistemas de expansão direta com condensação a água

A (fig. 25) apresenta um esquema básico de um sistema de ar condicionado de expansão direta com condensação a água.

FIGURA 25 - SISTEMAS DE AR CONDICIONADO DE EXPANSÃO DIRETA COM CONDENSAÇÃO A ÁGUA



- | | | |
|------------------------|-------------------------|--------------------------|
| 1 ambiente | 7 tomada de ar exterior | 13 condensador a água |
| 2 duto de insuflamento | 8 linha de sucção | 14 linha de líquido |
| 3 duto de retorno | 9 linha de distribuição | 15 bomba d'água de cond. |
| 4 ventilador | 10 compressor | 16 torre de resfriamento |
| 5 evaporador | 11 válvula de expansão | |
| 6 filtro de ar | 12 linha de gás | |

A (fig. 26) ilustra uma unidade de condicionamento utilizada nos sistemas de expansão direta com condensação a água do tipo self-contained:

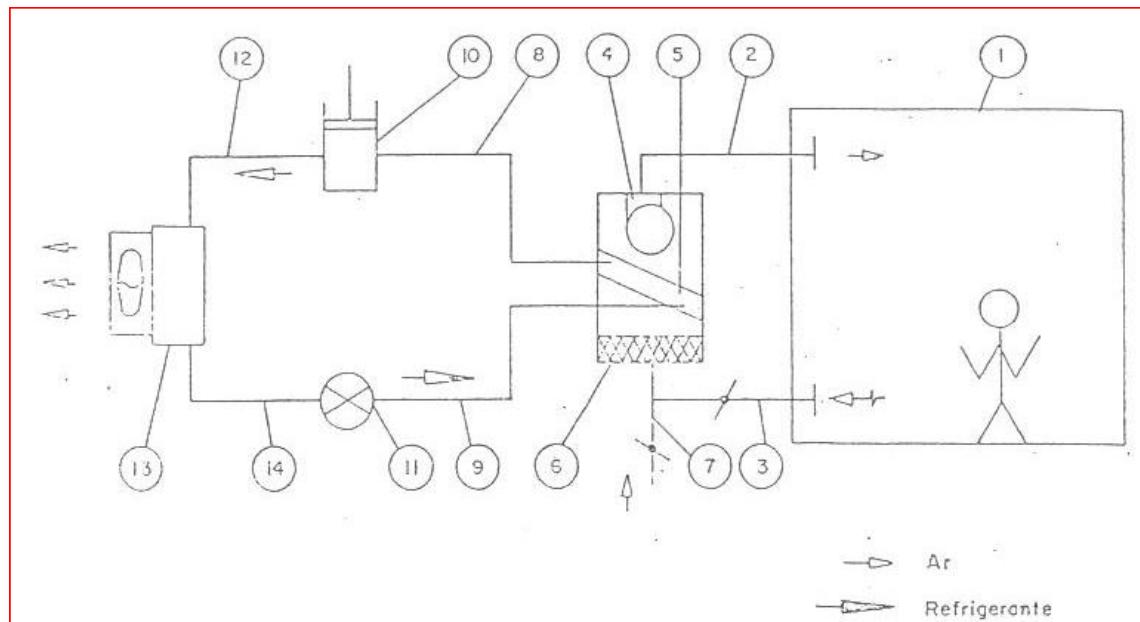
FIGURA 26 - SELF-CONTAINED COM CONDENSAÇÃO A ÁGUA



4.1.2 Sistemas de expansão direta com condensação a ar

A (fig. 27) apresenta um esquema básico de um sistema de ar condicionado de expansão direta com condensação a ar.

FIGURA 27 - SISTEMAS DE AR CONDICIONADO DE EXPANSÃO DIRETA COM CONDENSAÇÃO A AR



1	ambiente	6	filtro de Ar	11	válvula de expansão
2	duto de insuflamento	7	tomada de ar exterior	12	linha de gás
3	duto de retorno	8	linha de sucção	13	condensador a ar
4	ventilador	9	linha de distribuição	14	linha de líquido
5	evaporador	10	compressor		

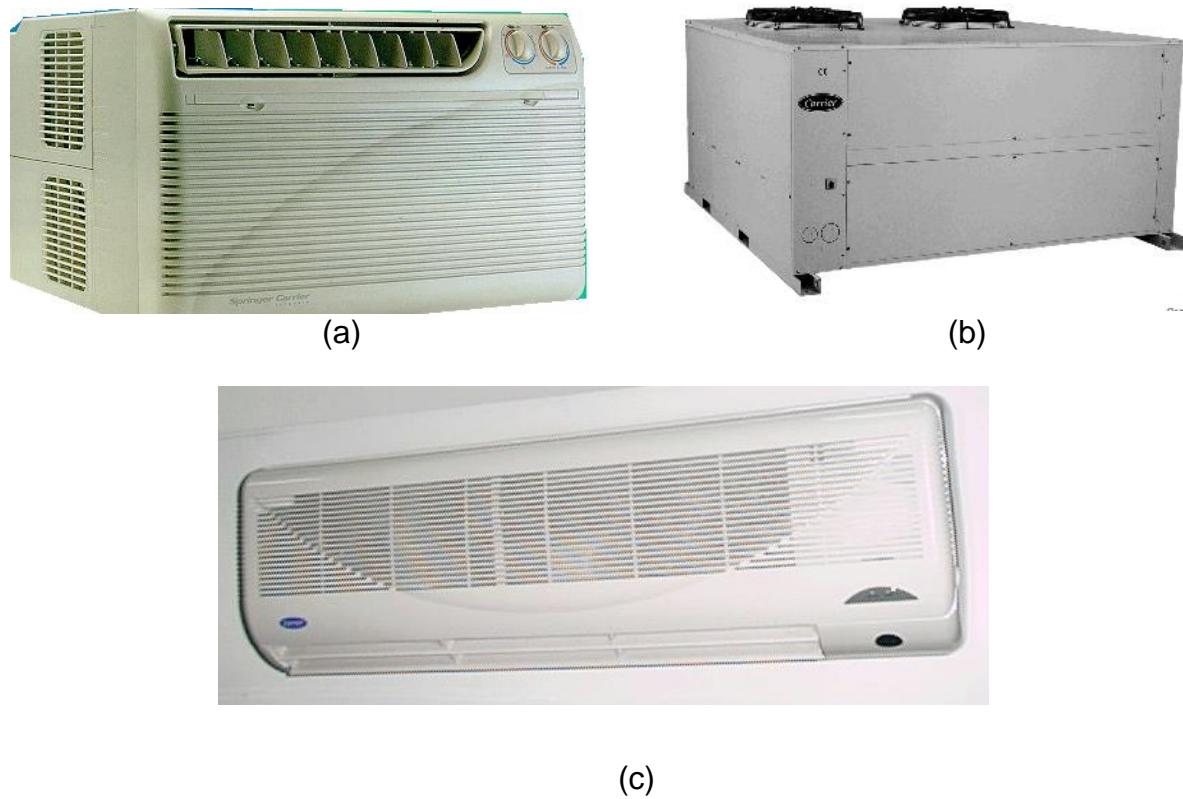
As unidades de condicionamento utilizadas nos sistemas de expansão direta com condensação a ar podem ser do tipo:

- self-contained com condensador remoto (fig. 28a), onde a unidade evaporadora encontra-se separada da unidade condensadora e interligadas pelas linhas frigoríficas, podendo ainda ser do tipo split, quando o compressor ficar junto à unidade condensadora;
- self-contained com condensador acoplado (fig. 28b), onde a unidade evaporadora e condensadora encontram-se no mesmo gabinete;
- janela (fig. 29a, onde a unidade evaporadora e condensadora encontram-se no mesmo gabinete;
- roof-top (fig. 29b), onde a unidade evaporadora e condensadora encontram-se no mesmo gabinete, porém são instalados no teto;
- split system (fig. 29c), onde a unidade evaporadora encontra-se separada da unidade condensadora e interligadas pelas linhas frigoríficas e o compressor fica junto à unidade condensadora.

FIGURA 28 - a) SELF-CONTAINED COM CONDENSADOR REMOTO
b) SELF-CONTAINED COM CONDENSADOR ACOPLADO



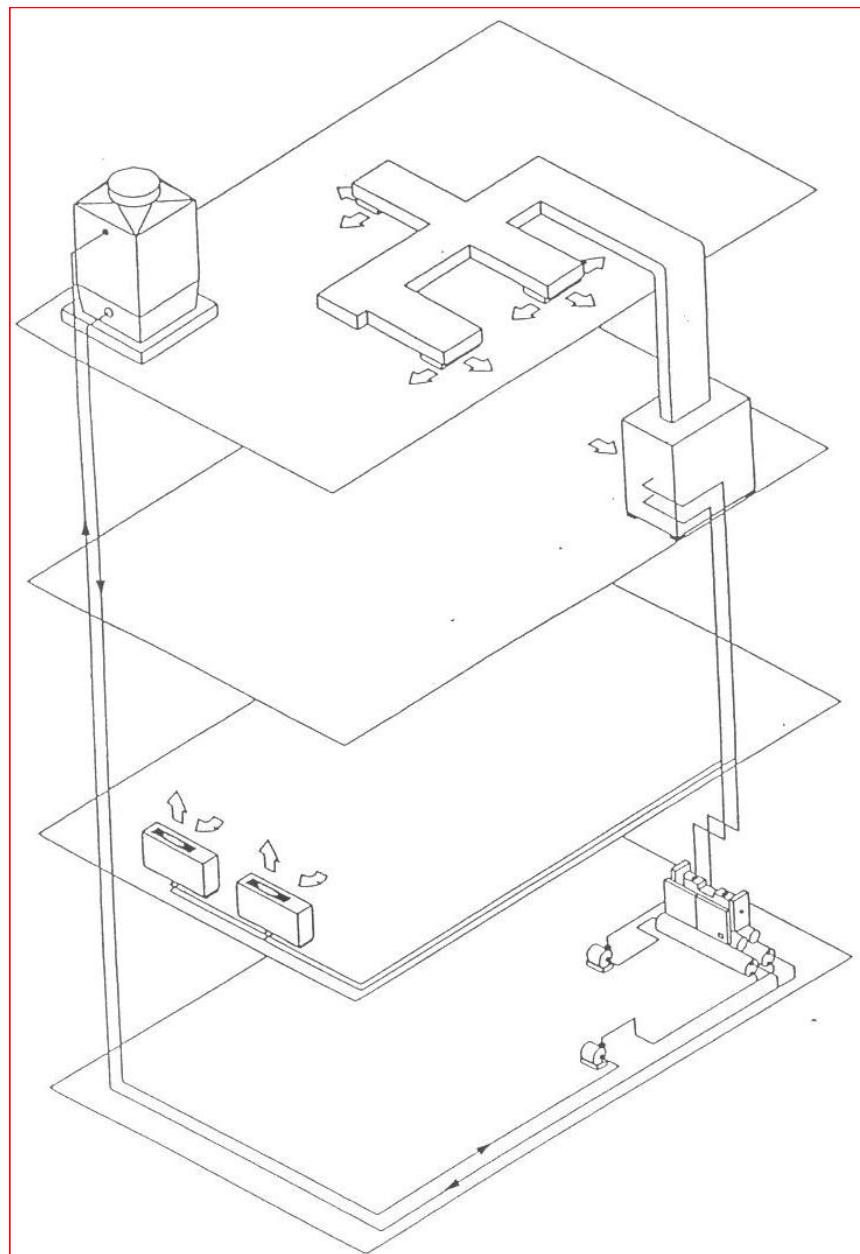
FIGURA 29 - a) CONDICIONADOR DE AR DE JANELA
b) CONDICIONADOR DE AR ROOF-TOP
c) CONDICIONADOR DE AR SPLIT-SYSTEM



4.2 SISTEMAS DE AR CONDICIONADO DE EXPANSÃO INDIRETA

A (fig. 30) mostra uma vista isométrica de um sistema de expansão indireta com condensação a ar ou a água e insuflamento a plenum ou através de dutos.

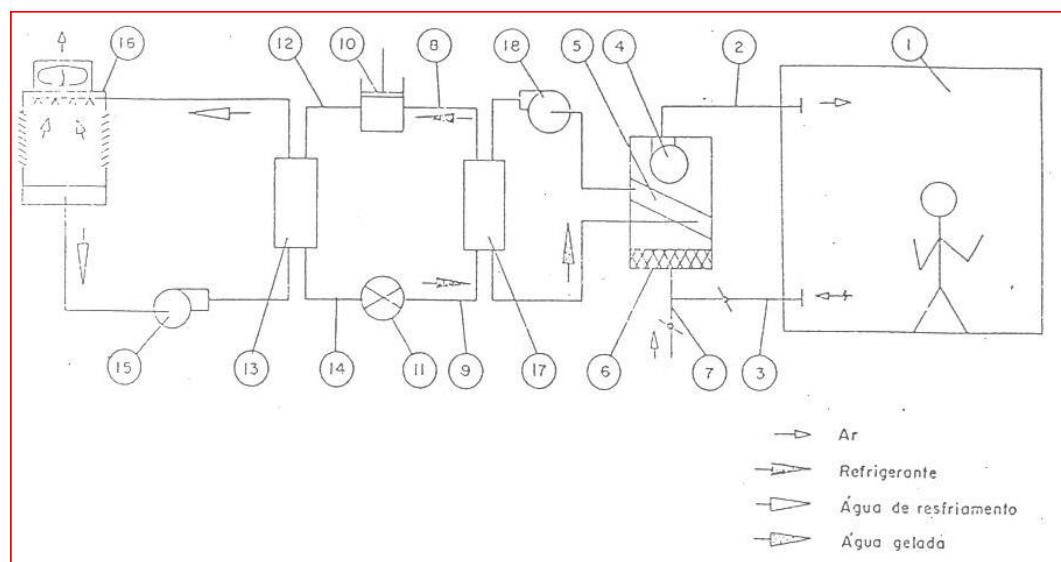
FIGURA 30 - SISTEMAS DE AR CONDICIONADO DE EXPANSÃO INDIRETA



4.2.1 Sistemas de expansão indireta com condensação a água

A (fig. 31) apresenta um esquema básico de um sistema de ar condicionado de expansão indireta com condensação a água.

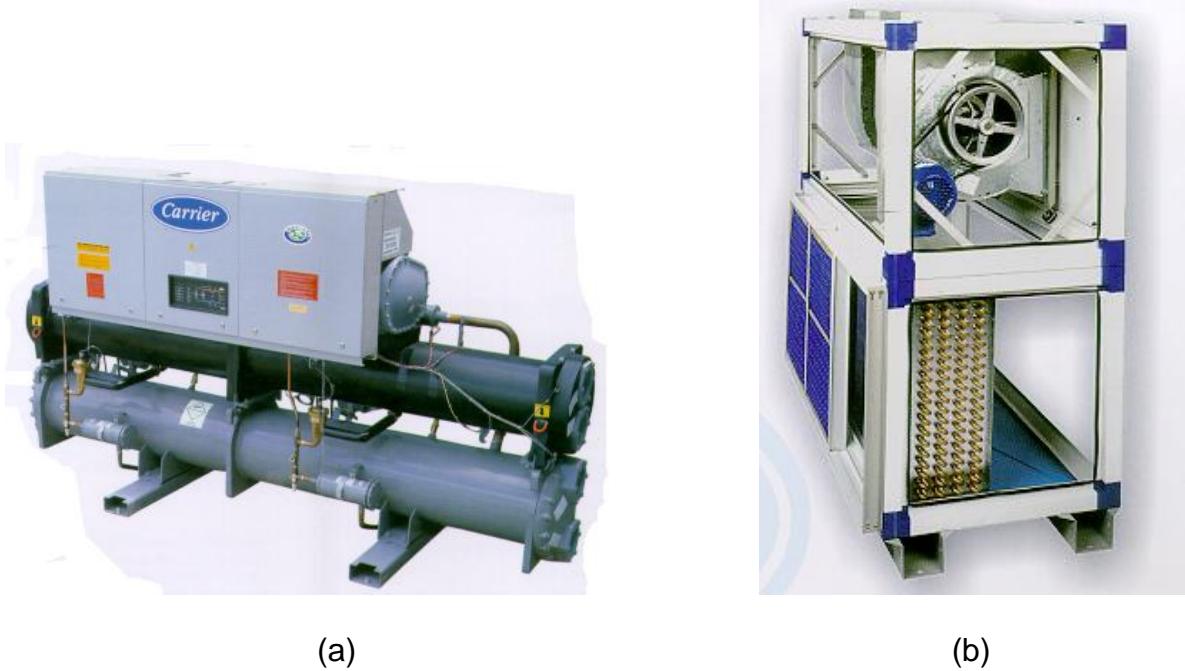
FIGURA 31 - SISTEMAS DE AR CONDICIONADO DE EXPANSÃO INDIRETA COM CONDENSAÇÃO A ÁGUA



- | | | | | | |
|---|----------------------|----|-----------------------|----|------------------------|
| 1 | ambiente | 7 | tomada de ar exterior | 13 | condensador a água |
| 2 | duto de insuflamento | 8 | linha de sucção | 14 | linha de líquido |
| 3 | duto de retorno | 9 | linha de distribuição | 15 | bomba d' água de cond. |
| 4 | ventilador | 10 | compressor | 16 | torre de resfriamento |
| 5 | evaporador | 11 | válvula de expansão | 17 | resfriador de líquido |
| 6 | filtro de ar | 12 | linha de gás | 18 | bomba d'água gelada |

A (fig. 32a e 32b) mostra um resfriador de líquido com condensador a água e um fan&coil, respectivamente. O sistema de expansão indireta para poder trocar calor com o ar que será climatizado necessita de um trocador intermediário constituído de serpentina e ventilador denominado de fan&coil.

FIGURA 32 - a) RESFRIADOR DE LÍQUIDO (CHILLER) A ÁGUA
b) FAN&COIL



(a)

(b)

4.2.2 Sistemas de expansão indireta com condensação a ar

Os resfriadores de líquido utilizados nos sistemas de expansão indireta, também podem ser com condensação a ar do tipo: - chiller com condensador a ar (fig. 33).

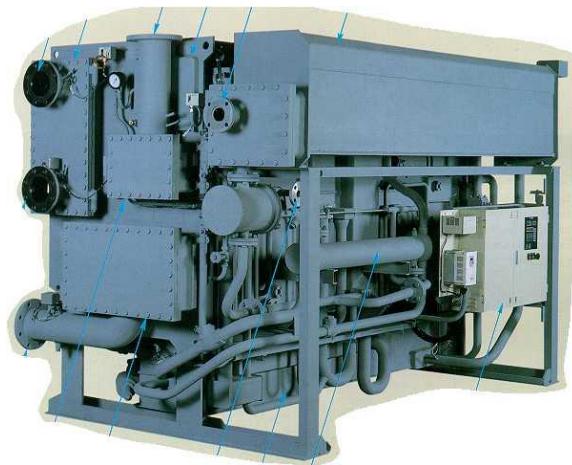
FIGURA 33 - RESFRIADOR DE LÍQUIDO (CHILLER) COM CONDENSADOR REMOTO A AR



4.3 SISTEMAS DE COGERAÇÃO

Para grandes áreas (shoppings, supermercados ou áreas de grande público) pode ser indicado o sistema de cogeração como uma boa alternativa para os sistemas de ar condicionado, que utiliza como fonte de energia o gás natural. Este sistema pode trazer economia de energia elétrica, um dos grandes problemas atuais da humanidade. Atualmente utiliza-se com mais frequência os chillers por absorção (fig. 34), embora possam ser utilizados também os chillers convencionais com compressor movido por um motor de explosão a gás.

FIGURA 34 - CHILLER DE ABSORÇÃO



4.4 SISTEMAS EVAPORATIVOS

Para locais com grande número de pessoas, como restaurantes, casas de espetáculos, aeroportos, academias de ginástica, indústrias de confecções, supermercados etc., podem ser indicados o sistema evaporativo, que tem como principal vantagem uma grande economia de energia elétrica. Este sistema se baseia em uma propriedade que a natureza oferece: a transformação do calor sensível em calor latente, quando posto em contato ar ou água pulverizada ou espargida por lâminas de celulose corrugadas e tratada quimicamente de modo a evitar decomposição pelo ar e pela água. Quando a temperatura da água é mais baixa do que a temperatura do bulbo úmido do ar ela se evapora, baixando a temperatura de bulbo seco do ar, ou seja, houve mudança de calor sensível para calor latente. Este sistema apresenta como vantagens, a economia de energia elétrica, a facilidade de manutenção e o não retorno do ar, o que permite fumantes, porém este sistema não é recomendado em locais em que a umidade relativa é muito alta ou onde a umidade precisa ser controlada.

O processo do resfriamento evaporativo converte calor sensível em calor latente, de modo que o calor total permanece o mesmo. Esse processo evaporativo é muito econômico porque o calor total do recinto não foi retirado e sim trocado de sensível para latente, exigindo apenas o trabalho mecânico de uma bomba d'água

e de um ventilador. A (fig. 35) mostra um resfriador evaporativo.

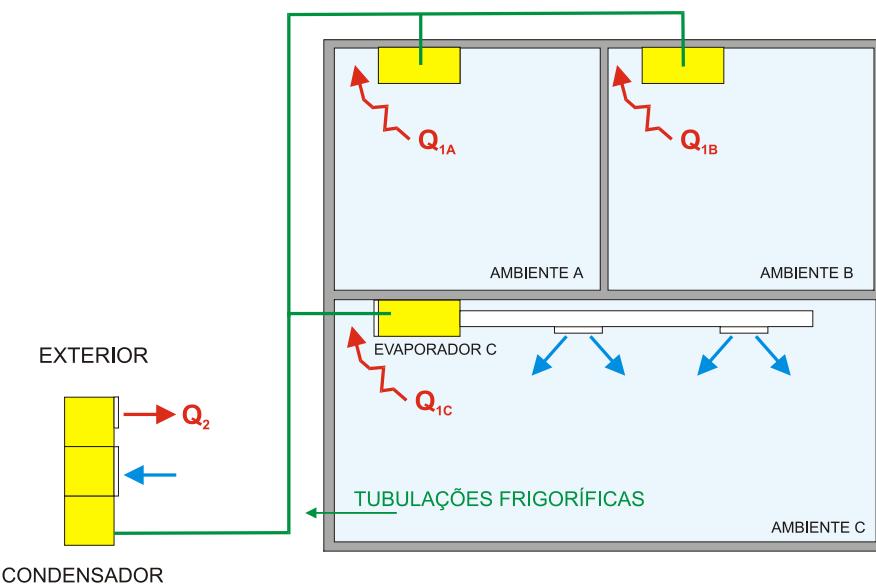
FIGURA 35 - UNIDADE DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO



4.5 SISTEMAS DE VOLUME DE REFRIGERANTE VARIÁVEL (VRF)

Uma tecnologia recente no mundo trata-se do sistema de volume de refrigerante variável (VRF). O VRF é um sistema de fluxo de gás refrigerante variável. Consiste de um condensador dotado de compressor scroll com velocidade variável via um controlador de capacidade denominado inversor de frequência (Inverter). O Inverter é um componente que através da variação da frequência da energia fornecida ao compressor permite controlar a capacidade adequando-a as variações de demanda da carga térmica durante o dia. No sistema VRF, cada condensadora pode manejar uma quantidade máxima de evaporadoras (dependendo do modelo e fabricante). Isto permite ao sistema manter um equilíbrio constante entre a demanda do sistema e a capacidade fornecida a cada unidade evaporadora. A (fig. 36) mostra um esquema ilustrativo do sistema VRF.

FIGURA 36 - SISTEMA DE VOLUME DE REFRIGERANTE VARIÁVEL



O sistema VRF apresenta como vantagens:

- controle individual por ambiente;
- não desfigura as fachadas dos prédios;
- maior parte da manutenção é feita no ambiente externo;
- atende ambientes internos;
- consumo nulo quando desocupado;
- baixo nível sonoro;
- consumo individualizado quando todos os evaporadores atendem um mesmo usuário;
- pequena dispersão em torno da temperatura desejada.

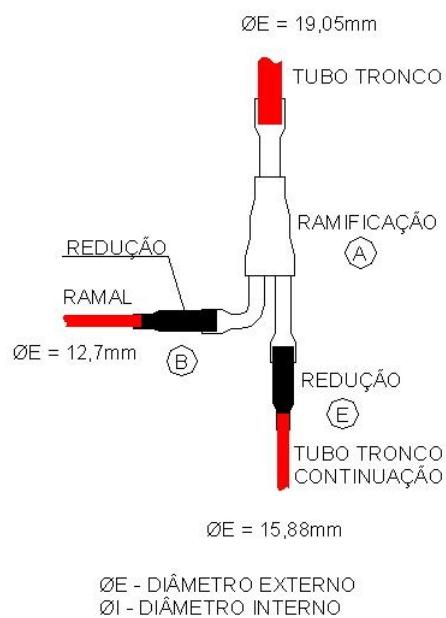
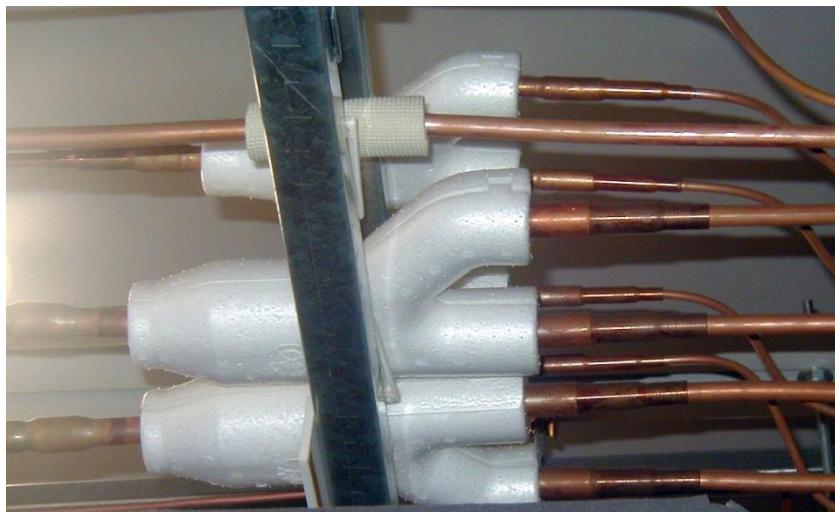
Como desvantagens:

- não se ajusta as necessidades específicas do ambiente (projeto para fator de calor sensível padronizado);
- consumo coletivo, a ser rateado quando os evaporadores atendem vários usuários;
- longas tubulações de refrigerante.

O sistema VRF trata-se de uma evolução do sistema split individual, com maior capacidade, com um menor consumo de energia, capaz de ajustar as unidades internas à carga total do sistema.

O processo de ramificação da tubulação no sistema VRF é complexo, como ilustra a (fig. 37).

FIGURA 37 - RAMIFICAÇÃO DA TUBULAÇÃO NO SISTEMA VRF



4.6 SISTEMAS DE TERMO-ACUMULAÇÃO

Em condicionamento de ar e processos de resfriamento utiliza-se a termo-acumulação como um meio de transferir parte ou toda a carga resfriadora de uma instalação de alta demanda, alto custo de energia, horários de pico (quando a energia é mais cara), para baixa demanda, baixo custo de energia e horários sem pico (quando o custo da energia é mais baixo). Tradicionalmente, isso reduz os custos energéticos nas operações das instalações.

O uso de termo-acumulação significa que a central de água gelada, incluindo as torres de resfriamento, terá seu funcionamento reduzido no pico de demanda e para satisfazer o resfriamento de cargas pode ser instalado um resfriador com menor capacidade visando atender a carga média.

5 CARGA TÉRMICA EM CLIMATIZAÇÃO

A carga térmica é a quantidade de calor sensível e latente, que deve ser retirada (resfriamento) ou colocada (aquecimento) no recinto a fim de proporcionar as condições de conforto desejadas ou manter as condições ambientes adequadas para a conservação de um produto ou para realização de um processo de fabricação.

O conhecimento da carga térmica é básico para:

- dimensionar a instalação;
- selecionar equipamentos;
- avaliar o funcionamento de equipamentos existentes ou a serem adquiridos;
- avaliar as alterações necessárias ao sistema que beneficia ambientes, cuja finalidade venha ser alterada.

5.1 CARGA TÉRMICA DE RESFRIAMENTO

A carga térmica, normalmente, varia com o tempo, pois os fatores que nela influem: temperatura externa, insolação, número de pessoas, etc., variam ao longo do dia.

O ganho de calor que é transmitido para o ambiente é devido aos seguintes fatores:

- radiação solar através de superfícies transparentes tais como vidros das janelas;
- condução de calor através das paredes externas e telhados;
- condução de calor através das paredes internas, divisórias, tetos e pisos;
- calor gerado dentro do ambiente pelos ocupantes, luzes, equipamentos, desenvolvimento de processos ou qualquer outra fonte geradora de calor;
- calor proveniente da ventilação (ar exterior) e infiltração de ar exterior;
- calor gerado por outras fontes.

Os tipos de ganho de calor são: sensível e latente. A seleção correta do equipamento para umidificação ou desumidificação e resfriamento é feita levando-se em consideração os valores de calor sensível e latente.

O ganho de calor sensível é o ganho de calor de um determinado ambiente devido a transmissão por radiação, condução ou convecção, ou devido ainda a estas formas simultaneamente.

Quando a umidade é adicionada ao ambiente, como por exemplo, pelo vapor d'água liberado pelas pessoas, há uma quantidade de energia associada com esta umidade, que precisa ser considerada.

Neste caso se a umidade precisa ser mantida constante no ambiente, então o vapor d'água que precisa ser condensado no equipamento é igual ao valor que é produzido no ambiente. A quantidade de energia necessária para fazer isto é essencialmente igual ao produto da taxa de condensação por hora e o calor latente de condensação. Este produto é chamado ganho de calor latente.

A carga de calor sensível de resfriamento é definida como a quantidade de

calor que precisa ser removida do ambiente para que a temperatura do recinto seja constante.

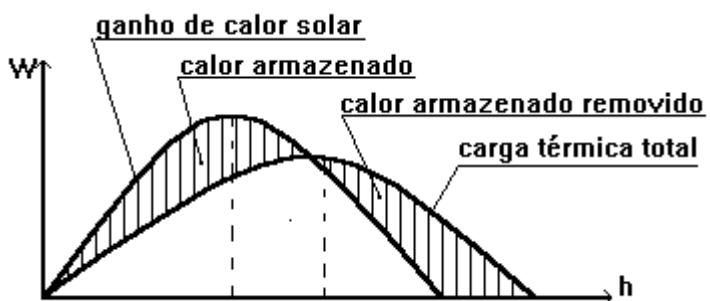
O projeto do sistema de ar condicionado requer a determinação do ganho de calor sensível e latente do ambiente e o ganho de calor total, sensível mais latente e do ar exterior usado para ventilação (renovação de ar).

A soma de todos os ganhos de calor sensível instantâneo, em um determinado momento não é necessariamente igual à carga de calor sensível de resfriamento do ambiente para aquele momento.

A carga latente, a ser considerada, entretanto, é essencialmente a carga latente instantânea de resfriamento. Há que distinguir, o ganho de calor instantâneo e o ganho de calor da estrutura (fig. 38), ou seja, quando o sol começa a incidir sobre uma parede, não quer dizer que a quantidade de calor ganho pelo ar da sala aumenta imediatamente; para o efeito da insolação se tornar carga do calor do ar, é necessário que, primeiramente, a parede se aqueça. Isto leva um certo tempo, dependendo das dimensões e composição da parede. Já, por exemplo, o calor transmitido por uma pessoa dentro do recinto, para o ar é uma carga, praticamente instantânea. Levanta imediatamente a temperatura do ar e a sua umidade.

Para a energia radiante se transformar em carga sensível do ar, tem antes que ser absorvida por uma superfície sólida, que depois cede ao ar por convecção.

FIGURA 38 - CARGA TÉRMICA NA ESTRUTURA DA EDIFICAÇÃO



A determinação da vazão de ar de insuflamento será função do tipo de sistema a ser usado.

O projeto do sistema quando prevê volume de ar variável (VAV) sua vazão de ar total corresponde a carga térmica máxima simultânea, embora esse valor seja inferior a soma das vazões de ar necessárias para cada ambiente nas horas de pico dos mesmos.

A utilização do sistema de volume de ar constante determina que a vazão de ar total, seja a soma das vazões de ar determinadas a partir das horas de pico de cada ambiente.

Este sistema é de alto custo, embora seja largamente empregado no Brasil.

Após a estimativa da hora e mês do pico solar de cada ambiente e zonas,

deverá ser determinado o maior ganho de calor simultâneo de todo o sistema.

A determinação da carga térmica de pico ou carga de pico será função do ganho de calor através das paredes externas, vidros e telhados.

A maioria das edificações com uma ou mais faces expostas ao exterior apresentam a carga de pico entre 13 h e 18 h.

As parcelas que compõem o cálculo da carga térmica são:

- cargas externas;
- cargas internas;
- carga de ventilação e infiltração.

5.1.1 Cargas externas

As cargas de calor sensível devido às condições externas são:

- o efeito combinado da temperatura do ar exterior e a incidência da radiação solar que causa um fluxo de calor através das paredes externas e coberturas;
- a temperatura dos espaços adjacentes ocasionando um fluxo de calor para o espaço condicionado ou dele retirando calor;
- ganho de calor solar, devido à radiação direta ou indireta (difusa), através dos vidros e portas.

Para o cálculo da carga externa, as seguintes informações são necessárias:

- orientação e dimensões dos ambientes da edificação;
- características dos materiais do piso, paredes, teto, forro falso e vidros das janelas e portas;
- tamanho e utilização do espaço a ser condicionado;
- condições externas do meio ambiente e condições dos ambientes adjacentes.

CARGA DEVIDA À INSOLAÇÃO: A energia solar é concentrada na faixa visível da luz e na região infravermelha do espectro da radiação. Somente 1,373 kW/m² da radiação, alcança a superfície da terra quando a direção dos raios solares é vertical, para um céu limpo (sem nuvens).

Fora da atmosfera terrestre a radiação solar direta é composta de: 5% ultravioleta, 52% de luz visível e 43% de infravermelho.

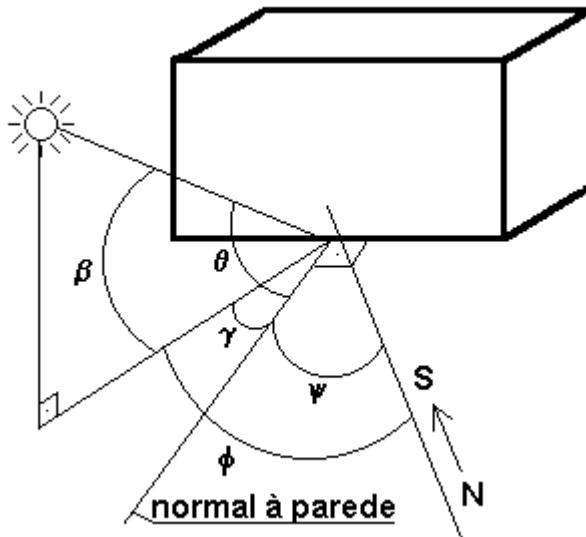
Na superfície da terra, sua composição aproximada é de 1% de ultravioleta, 39% de luz visível e 60% de infravermelho.

A radiação celeste é um tipo de radiação difusa, cuja presença constitui o ganho de calor na terra; a ela é adicionada à radiação solar direta, que é maior quando a atmosfera está translúcida.

O guia, ASHRAE estabelece equações para avaliar o total de radiação recebida do céu pela superfície da terra. A quantidade recebida depende das variações sazonais da constante de umidade, da distância sol-terra, da variação angular com as vizinhanças e das superfícies refletoras mais relevantes.

Na (fig. 39), vemos os ângulos solares para superfícies horizontal e vertical.

FIGURA 39 - ÂNGULOS SOLARES EM RELAÇÃO A SUPERFÍCIES HORIZONTAL E VERTICAL



onde

- ψ azimute da parede;
- ϕ azimute solar do sol;
- θ ângulo de incidência solar;
- γ azimute solar da parede;
- β altitude solar.

No Brasil a insolação ocorre de acordo com as seguintes orientações:

- face N todo dia;
- face, L pela manhã;
- face, O pela tarde;
- face, S nenhum sol direto.

A energia solar é, quase sempre, a responsável pela maior parcela da carga térmica nos cálculos do ar condicionado, em geral como radiação e convecção e para redução da insolação, utiliza-se como proteção:

- janelas especiais ou elementos colocados junto a janela;
- vidros duplos reduzem em 50 % da insolação;
- vidros especiais em cor até 60 %;
- pintar parte externa do vidro em branco ou vidros espelhados em 50 %;
- elementos de sombra na face externa 75 % de redução;
- cores claras nas superfícies externas;
- cortinas e venezianas;
- camadas de isolamento nas paredes;

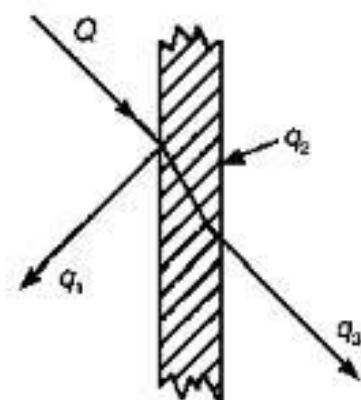
- espargir água no telhado constantemente.

Para a estimativa da carga térmica de insolação, é importante saber o horário de utilização da dependência e fazer o cálculo para a incidência máxima do sol. Embora se conheça com certa precisão a quantidade de calor por radiação e convecção oriundos do sol, a parcela que penetra nos recintos não é bem conhecida, todas as tabelas existentes dão uma estimativa satisfatória para os cálculos na prática do ar condicionado.

A transmissão de calor do sol através de superfícies transparentes (vidro) subdivide-se em três partes (fig.40):

- uma que é refletida, q_1 ;
- uma que é absorvida pelo vidro, q_2 ;
- uma que atravessa o vidro, q_3 .

FIGURA 40 - TRANSMISSÃO DE CALOR SOLAR ATRAVÉS DE VIDRO



A parcela q_3 que penetra no recinto é a que interessa nos cálculos da carga térmica e pode ser calculada através da equação:

$$Q_s = A \times U \Delta T_e \quad (36)$$

onde

Q_s carga devida à insolação, W

A área de exposição, m^2

U coeficiente global de transmissão de calor, $W/m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

ΔT_e acréscimo ao diferencial de temperatura dado pela (tab. 5) para superfícies opacas e pela (tab. 6) para superfícies transparentes.

TABELA 5 - DIFERENCIAL DE TEMPERATURA DEVIDO Á INSOLAÇÃO PARA SUPERFÍCIES OPACAS

TABELA 6 - DIFERENCIAL DE TEMPERATURA DEVIDO Á INSOLAÇÃO PARA SUPERFÍCIES TRANSPARENTES

	HORA	SE	E	NE	N	NO	O	SO	CLARABÓIAS
Sem proteção contra insolação ou cortinas escuras	6	24,4	26,1	11,1					2,2
	7	61,6	74,0	38,9					25,0
	8	70,5	96,2	58,4					65,0
	9	50,5	85,6	59,5					98,0
	10	21,6	58,4	48,4	3,9				123,0
	11	1,1	20,0	26,7	8,9				137,0
	12			5,0	10,6	5,0			142,0
	13				8,9	26,7	20,0	1,1	137,0
	14				3,9	48,4	58,4	21,6	123,0
	15					59,5	85,5	50,5	98,0
	16					58,4	96,2	70,5	65,0
	17					38,9	74,0	61,6	25,0
	18					11,1	26,1	24,4	2,2
Com cortinas claras ou persianas internas	HORA	SE	E	NE	N	NO	O	SO	CLARABÓIAS
	6	12,2	13,3	5,5					11,1
	7	31,1	37,2	19,4					12,8
	8	35,5	48,3	29,4					32,8
	9	25,5	42,8	30,0					48,9
	10	10,5	29,4	23,9	1,7				61,5
	11	0,5	10,0	13,3	4,4				66,4
	12			2,8	5,0	2,8			71,0
	13				4,4	13,3	10,0	0,5	68,4
	14				1,7	23,9	29,4	10,5	61,5
	15					30,0	42,7	25,5	48,9
	16					29,4	48,3	35,5	32,8
	17					19,4	37,2	31,0	12,8
	18					5,5	13,3	12,2	7,8
Com persianas externas	HORA	SE	E	NE	N	NO	O	SO	CLARABÓIAS
	6	7,2	7,8	3,3					
	7	18,3	22,2	11,6					
	8	21,0	28,9	17,8					
	9	15,0	25,5	17,8					
	10	6,6	17,8	14,4	1,1				
	11		6,1	7,8	2,8				
	12			1,7	3,3	1,6			
	13				2,8	7,8	6,1		
	14				1,1	14,4	17,8	6,6	
	15					17,8	25,5	15,0	
	16					17,8	28,9	21,0	
	17					11,6	22,2	18,3	
	18					3,3	7,8	7,2	

CARGA DEVIDO À CONDUÇÃO:

$$Q_s = A \times U \Delta T \quad (37)$$

onde

Q_s	carga devida à condução, W
A	área da superfície normal ao fluxo, m^2
U	coeficiente global de transmissão de calor, $W/m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
ΔT	diferença de temperatura, $^\circ\text{C}$

5.1.2 Cargas internas

CARGA DEVIDA ÀS PESSOAS: Todo ser humano emite calor latente e calor sensível, que variam conforme esteja o indivíduo em repouso ou em atividade, a tabela 12 da NBR 6401, dá os valores do calor liberado pelas pessoas em função da temperatura e da atividade.

CARGA DEVIDA AOS EQUIPAMENTOS: Os motores elétricos, quer estejam dentro do recinto, ou em qualquer ponto do fluxo de ar ou mesmo nos ventiladores, adicionam carga térmica sensível ao sistema devido às perdas nos enrolamentos, e esta carga precisa ser retirada pelo equipamento frigorífico. É preciso levar em conta se o motor está sempre em funcionamento ou se a sua utilização é apenas esporádica.

- motor do ventilador dentro da corrente de ar:

$$Q_s = \frac{P \times 733}{\eta} \quad (38)$$

- motor do ventilador fora da corrente de ar:

$$Q_s = \frac{P \times 733}{\eta} \quad (39)$$

Para outros motores que porventura permaneçam no recinto condicionado (elevadores, bombas, máquinas elétricas, perfuradoras etc.), temos:

$$Q_s = \left(\frac{P}{\eta} - P \right) \times 733 \quad (40)$$

onde

Q_s ganho de calor do motor, W

P potência do motor, CV

η rendimento do motor

CARGA DEVIDA À ILUMINAÇÃO: A energia consumida pelas lâmpadas é

praticamente toda ela transformada em carga térmica do ar do recinto, para a iluminação incandescente o ganho de calor sensível é dado por:

$$Q_s = P \quad (41)$$

onde

Q_s ganho de calor devido à iluminação, W

P potência das lâmpadas, W

A iluminação fluorescente necessita de um equipamento adicional para prover a tensão necessária à partida e, após esta, a limitação de corrente. Esse equipamento é o reator, que adiciona cerca de 20% de carga; quando na instalação só se dispõe de reatores duplos e de alto fator de potência, pode-se reduzir essa carga adicional.

Deve-se levar em conta, no cálculo da carga térmica, que nem sempre todas as lâmpadas estão ligadas na hora que se tomou por base para o cálculo; geralmente na hora em que a carga térmica de insolação é máxima, muitas lâmpadas podem estar desligadas.

CARGA DEVIDA À INFILTRAÇÃO: O movimento do ar exterior ao recinto possibilita a sua penetração através das frestas nas portas, janelas ou outras aberturas. Tal penetração adiciona carga térmica sensível ou latente. Embora essa carga não possa ser calculada com precisão, há dois métodos que permitem a sua estimativa: o método da troca de ar e o método das frestas.

No método da troca de ar se supõe a troca de ar por hora dos recintos, de acordo com o número de janelas e com base na (tab. 7). Trocar o ar significa renovar todo o ar contido no ambiente por hora. Com isso teremos o calor do ar exterior aumentando o do ar do recinto.

TABELA 7 - TROCAS DE AR POR HORA NOS RECINTOS

Janelas ou portas existentes	Trocadas por hora
Nenhuma janela ou porta para o exterior	0,75
Janelas ou portas em uma parede	1,00
Janelas ou portas em duas paredes	1,50
Janelas ou portas em três paredes	2,00
Lojas	2,00

No método das frestas a penetração do ar exterior no interior do recinto depende da velocidade do vento. Estudos de laboratório mostrados na tabela 4 da NBR 6401 fornecem a quantidade de ar que penetra no recinto por metro linear de fresta.

Geralmente no condicionamento de ar procura-se manter positiva a pressão dentro do recinto. Para a pressão ser positiva na sala faz-se a vazão de ar externo,

V_E igual a maior das duas parcelas:

- ar exterior para renovação;
- infiltrações pelas frestas, portas e exaustão se houver.

Neste caso, quando no recinto a pressão do ar é superior à exterior, não há penetração do ar de fora e essa parcela pode ser desprezada.

CARGA DEVIDA AO AR EXTERNO DE VENTILAÇÃO: A introdução de ar externo de ventilação nos ambientes é necessária para diluir os odores produzidos nos mesmos. As fontes mais comuns de contaminação do ar ambiente são: os odores emitidos pelas pessoas, fumaça de cigarros, os odores dos alimentos, etc. A tabela 2 da NBR 6401, indica os valores de ar externo para ventilação baseados em dados experimentais que varia com a natureza de emprego do recinto.

O calor sensível devido ao ar externo é calculado usando a equação:

$$Q_s = \rho_L c_p V_E (t_E - t_S) \quad (42)$$

onde

- | | |
|----------|--|
| Q_s | calor sensível devido ao ar externo, W |
| ρ_L | densidade do ar ajustado para a altitude local, (eq. 19) |
| c_p | calor específico do ar seco, kJ/kg °C |
| V_E | vazão de ar externo, l/s |
| t_E | temperatura do ar externo, °C |
| t_S | temperatura interna da sala, °C |

O calor latente devido ao ar externo é calculado usando a equação:

$$Q_L = \rho_L c_p V_E (w_E - w_S) \quad (43)$$

onde

- | | |
|----------|--|
| Q_L | calor latente devido ao ar externo, W |
| ρ_L | densidade do ar ajustado para a altitude local, (eq. 19) |
| c_p | calor específico do ar seco, kJ/kg°C |
| V_E | vazão de ar externo, l/s |
| w_E | umidade específica do ar externo, g/kg ar seco |
| w_S | umidade específica interna da sala, g/kg ar seco |

CARGAS TÉRMICAS DIVERSAS: tubulações, dutos de ar (1 a 3%), equipamentos de gás, bombas, ventiladores, etc.

5.2 CARGA TÉRMICA DE AQUECIMENTO

Para inverno, devem ser calculadas as cargas de calor sensível e latente para serem compensadas pelo aquecimento e umidificação do ar, estas cargas são constituídas pelas parcelas devidas a transmissão pelas paredes, pisos, tetos, vidros, etc., ar externo e se houver também a infiltração.

Antes de iniciar o cálculo da carga térmica, deve ser feita uma completa

inspeção nos dados físicos do ambiente a ser condicionado, quanto mais precisa forem as informações, mais precisa será a estimativa de cálculo.

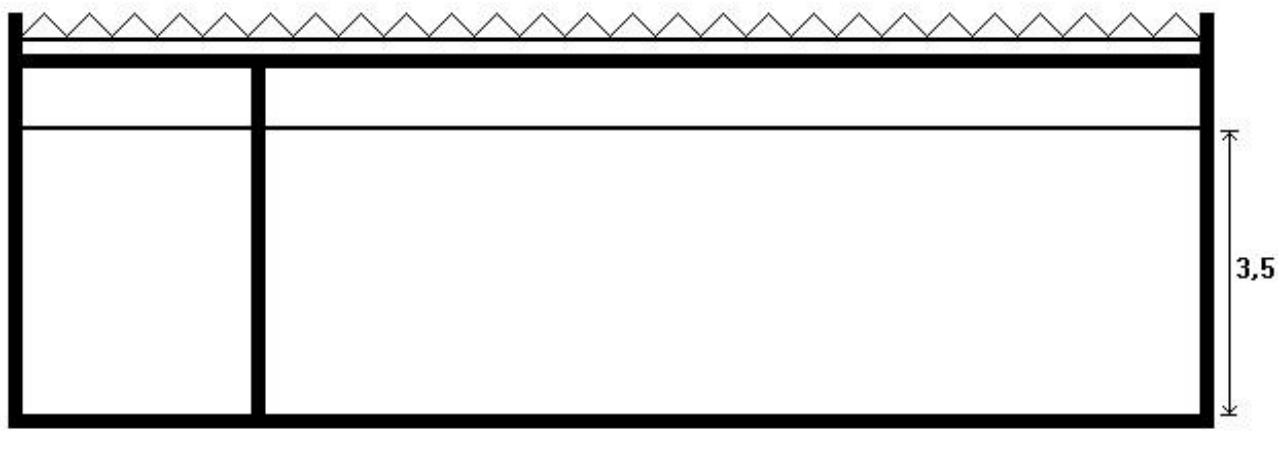
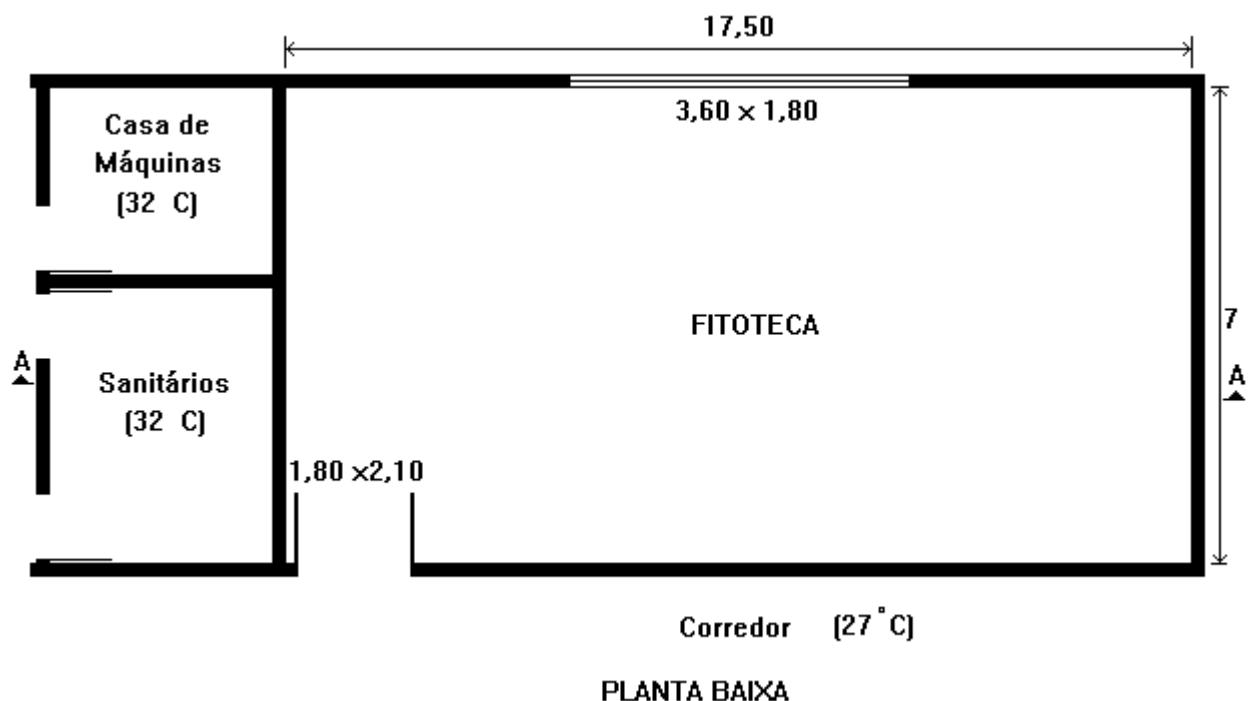
5.3 EXEMPLO ILUSTRATIVO

EXEMPLO 5.3.1 - Calcular a carga térmica de resfriamento e aquecimento, para atender uma sala de computadores (fig. 41) que deverá utilizar um sistema de expansão direta com condensação a água.

BASES DE CÁLCULO:

1. Local: Rio de Janeiro
 - latitude = -23
 - longitude = 43,2
 - verão: $t_{bs} = 35^{\circ}\text{C}$; $\phi = 53\%$
 - inverno: $t_{bs} = 14^{\circ}\text{C}$; $\phi = 80\%$
2. Regime de Operação: 24 horas/dia.
3. Ocupação: 3 pessoas.
4. Iluminação fluorescente: 3500 W
5. Equipamentos: 2500 W
6. Motor do ventilador do evaporador: 3 CV
7. Detalhes Arquitetônicos:
 - orientação do prédio: conforme projeto arquitetônico;
 - paredes internas de tijolo furado 15 cm e reboco, sendo pintura de cor média;
 - paredes externas de tijolo furado 25 cm e reboco, sendo pintura de cor média;
 - teto: considerar o corte do perfil da cobertura, cor média;
 - piso: considerar piso com laje de 10 cm e acabamento de taco;
 - janelas com vidro: considerar janelas fechadas e protegidas por persianas internas de cor clara;
 - portas: considerar todas as portas para ambientes não condicionados e para o exterior normalmente fechadas.
 - $U_{\text{paredes internas e portas}} = 2,23 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 - $U_{\text{paredes externas}} = 1,96 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 - $U_{\text{janela}} = 6,2 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
 - $U_{\text{piso}} = 4,19 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$
8. Nível de Ruído: 40 a 50 dBA;
9. Pureza do ar: Filtro de classe F3 < 90 % p/ 5 μm ;
10. Fator de by-pass: 0,14
11. Croquis da Instalação:

FIGURA 41 - CROQUIS DA INSTALAÇÃO



CORTE AA

Orientação

Dimensão em m
Desenho sem escala

Perfil Cobertura

telha eternit
(cormédia)



6 DISTRIBUIÇÃO DE AR

A distribuição de ar aos diversos ambientes a serem condicionados é realizada através de tubulações, fabricadas geralmente em chapas metálicas e denominadas de um modo geral de sistema de dutos ou rede de dutos.

A função do sistema de dutos é transportar o ar do equipamento (ventilador) até o espaço a ser condicionado, para exercer esta função, o sistema de dutos precisa ser projetado dentro dos limites estabelecidos, considerando-se o espaço disponível para o seu trajeto, as perdas de carga, a velocidade, os níveis de ruído e as perdas e ganhos de calor.

Para uma boa distribuição do ar, A velocidade do ar, ao nível de 1,5 m, não deve ser inferior a 0,025 m/s e nem superior a 0,25 m/s.

Os sistemas de dutos são classificados em relação à velocidade e a pressão do ar no interior do duto.

Quanto à velocidade em:

- baixa velocidade ou convencional, para velocidades até 10 m/s;
- alta velocidade, para velocidades acima de 10 m/s.

Quanto à pressão em:

- baixa pressão, para pressões de até 500 Pa (Ventilador Classe I);
- média pressão, para pressões de 500 a 1500 Pa (Ventilador Classe II);
- alta pressão, para pressões de 1500 a 2500 Pa (Ventilador Classe III).

Usam-se também, os dutos como condutores de ar de retorno, ar externo, câmara misturadora de ar de retorno e ar exterior, etc.

6.1 SISTEMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE AR

É o sistema responsável pela transferência do calor do espaço condicionado para a fonte ou sumidouro que também é responsável pela introdução do ar externo de ventilação.

A região ou espaço controlado por um único termostato é denominado de zona. Conhecidas as cargas térmicas individuais, os recintos devem ser zoneados termicamente de forma que cada zona térmica seja constituída de recintos que apresentem as suas variações evoluindo de maneira semelhante.

No zoneamento, devem ainda ser considerados os períodos de utilização dos recintos e, sobretudo, a possibilidade de poluição do ar nos mesmos. Recintos que apenas eventualmente sejam utilizados ou nos quais haja produção de tóxicos, odores, poeiras, fumaça, etc., devem sempre constituir zona em separado.

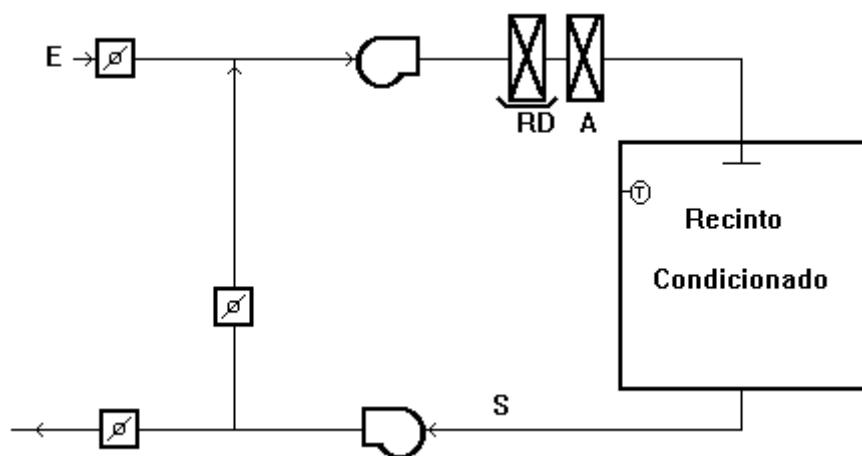
Estabelecido o zoneamento, devem ser previstos sistemas de controle e condicionamento de ar que permitam um controle individual por zona.

6.1.1 Sistemas de zona simples

O sistema de zona única ilustrado na (fig. 42) é relativamente simples, onde o controle completo do sistema depende de um único termostato de ambiente. Estes sistemas são usados em pequenos edifícios comerciais, e em zonas especiais de edifícios grandes, tais como lanchonetes, salas de computador,

laboratórios, etc. Todo o condicionamento do ar é feito no sistema central e o ar é então distribuído na zona através de dutos e difusores. Os sistemas de zona simples são sempre de simples duto e volume constante e podem ser projetados para diversas condições de pressão e velocidade apropriadas. Estes sistemas são normalmente eficientes em climas temperados e frios porque o aquecimento e o resfriamento nunca são acionados simultaneamente.

FIGURA 42 - SISTEMA DE VOLUME DE AR CONSTANTE DE ZONA SIMPLES:



6.1.2 Sistema de zonas múltiplas

Em sistema de zonas múltiplas, o condicionamento preliminar do ar é feito no sistema central, e o condicionamento final do ar é feito em cada zona individualmente. Estes sistemas são empregados sempre que distintas cargas de resfriamento ou aquecimento existem simultaneamente em diferentes áreas de uma edificação condicionada. Cada uma destas áreas é designada como uma zona que será provida de um sistema de controle para o ar suprido àquela zona. Praticamente todos os edifícios grandes usam sistemas com zonas múltiplas.

Dentre os sistemas de múltiplas zonas, o mais comum é o que utiliza um simples duto de insuflamento. Neste caso o sistema central resfria o ar até a temperatura requerida para o condicionamento da zona crítica de maior carga térmica, ou da que tenha menor temperatura de projeto. O duto então conduz este ar até as unidades terminais, sendo que em todas as zonas onde a carga térmica for menor que a crítica, será necessário pós-aquecimento do ar, ou redução de volume, ou ambos, ou ainda utilização de indução do ar ambiente. A (fig. 43), ilustra, um sistema de zonas múltiplas de volume de ar constante e com reaquecimento terminal e a (fig. 44) ilustra um sistema de zonas múltiplas com duto duplo ou multizona.

FIGURA 43 - SISTEMA DE VOLUME DE AR CONSTANTE DE ZONAS MÚLTIPLAS E COM REAQUECIMENTO TERMINAL

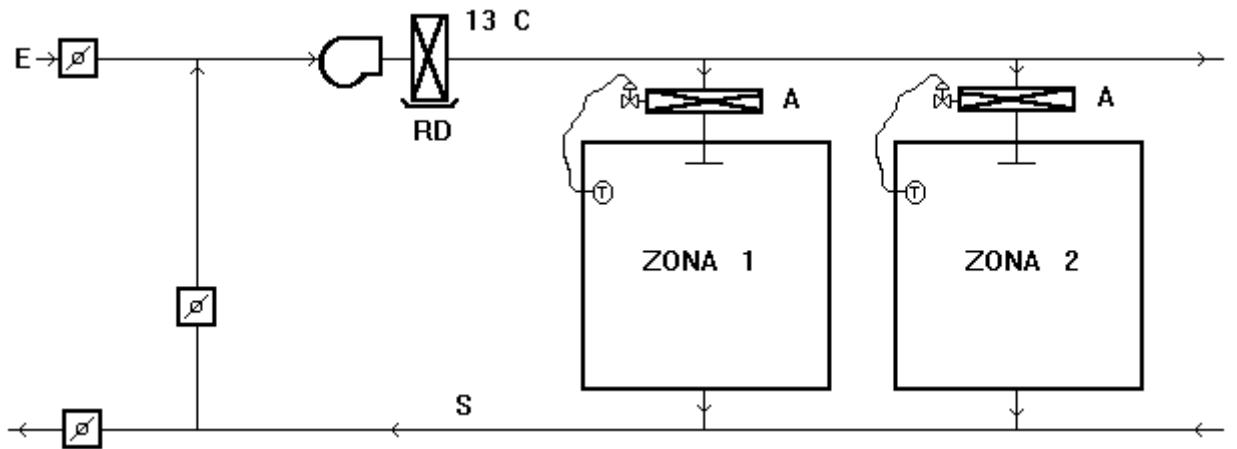
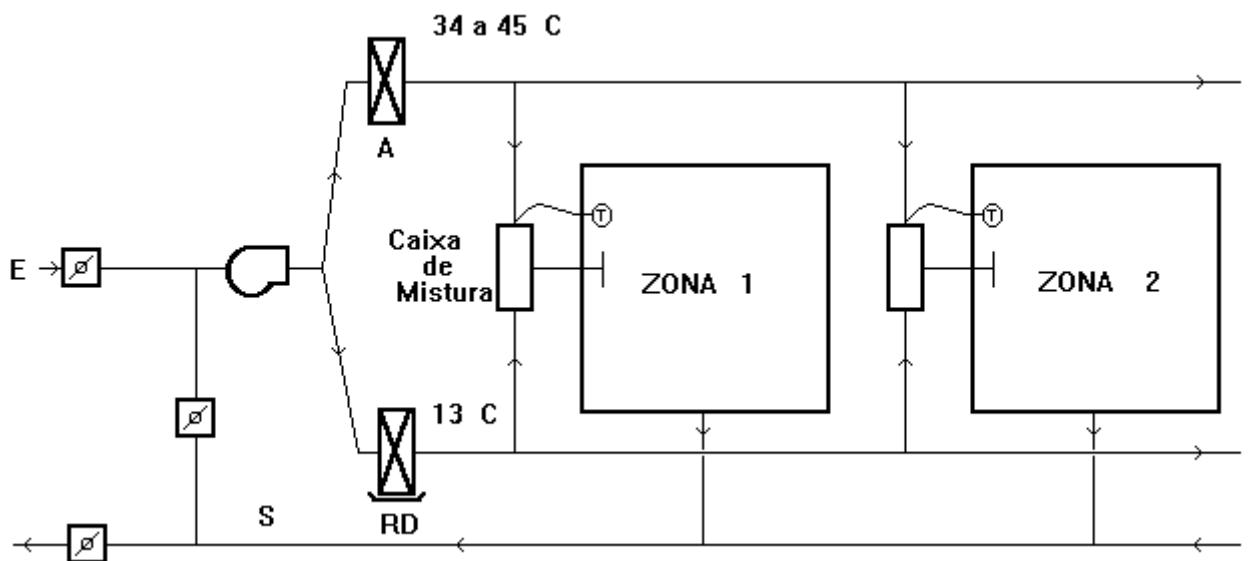


FIGURA 44 - SISTEMA DE VOLUME DE AR CONSTANTE DE ZONAS MÚLTIPLAS E COM DUTO DUPLO



Os sistemas de volume de ar constante apresentam características de alto consumo de energia durante períodos de cargas de aquecimento ou refrigeração baixas.

6.1.3 Sistemas de volume de ar variável (VAV)

O sistema de volume de ar variável (VAV) é aquele que promove a circulação de ar satisfazendo basicamente a temperatura do ambiente através do controle do montante de fluxo de ar, volume insuflado, com a temperatura de insuflamento do ar mantida constante.

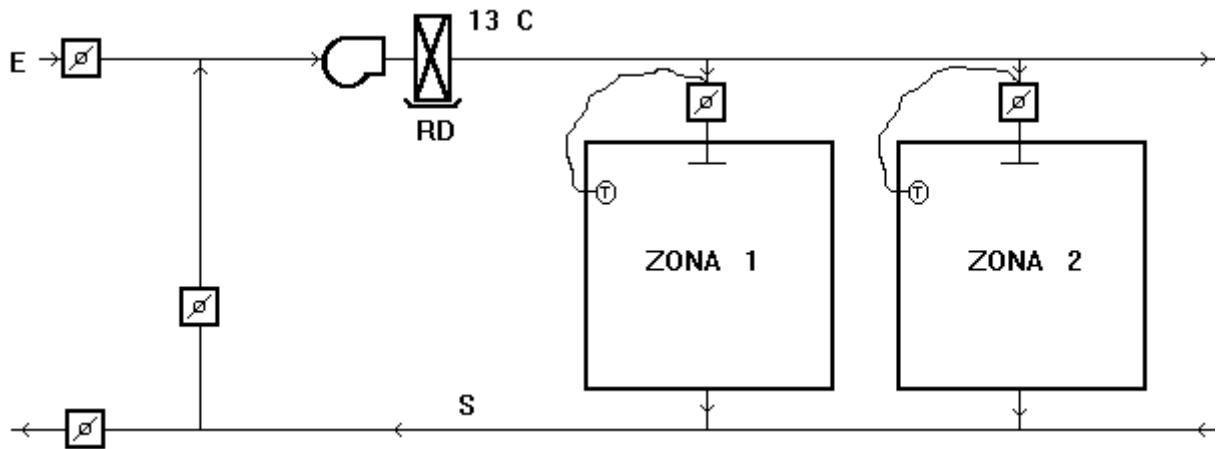
Esta característica dos sistemas VAV, de fazer variar a vazão total de ar em função das necessidades de demanda térmica, faz com que estes sistemas sejam fundamentalmente mais econômicos que os sistemas convencionais de volume de ar constante.

Entretanto, os sistemas VAV necessitam, para o seu correto funcionamento, da solução de problemas de controle que não são encontrados em sistemas convencionais, ou seja, em sistemas VAV o controle preciso das pressões estáticas e vazão de ar é muito importante, tanto na Unidade Central de Tratamento de Ar, quanto nas Unidades Terminais.

A (fig. 45) ilustra o sistema VAV que utiliza uma única serpentina para refrigerar todo o ar do sistema. Um termostato atua sobre um registro que controla a vazão de ar para cada zona.

A característica interessante deste sistema em termos de energia é que a carga de resfriamento da serpentina é reduzida quando ocorre uma diminuição da carga térmica, uma vez que a vazão é proporcionalmente reduzida.

FIGURA 45 - SISTEMA DE VOLUME DE AR VARIÁVEL



A única diferença do sistema VAV, com duplo duto em relação ao correspondente do sistema convencional (volume de ar constante) reside nas caixas de mistura. Assim, ao invés de fornecer uma vazão de ar misturado constante, os registros são ajustados de tal modo que as vazões de ar quente e frio sejam reduzidas significativamente antes que se inicie o fornecimento de ar misturado, sendo a vazão de ar insuflado na zona variável.

Os sistemas VAV têm se tornado muito populares em tempos recentes porque são os sistemas centrais mais eficientes disponíveis. Eles são eficientes porque eles não resfriam e depois reaquecem novamente o ar, e também porque utilizam apenas a quantidade mínima de ar requerida pela demanda térmica. A estação central é basicamente a mesma de um sistema com reaquecimento, exceto que dampers nos ventiladores controlam a quantidade de ar movimentada. As unidades terminais de cada zona, chamadas caixas de volume variável (fig. 46), ajustam a quantidade de ar frio fornecido a zona conforme determinado pelo termostato da zona. As caixas de VAV também podem ser fornecidas com reaquecimento quando necessário.

FIGURA 46 - CAIXA DE VOLUME VARIÁVEL

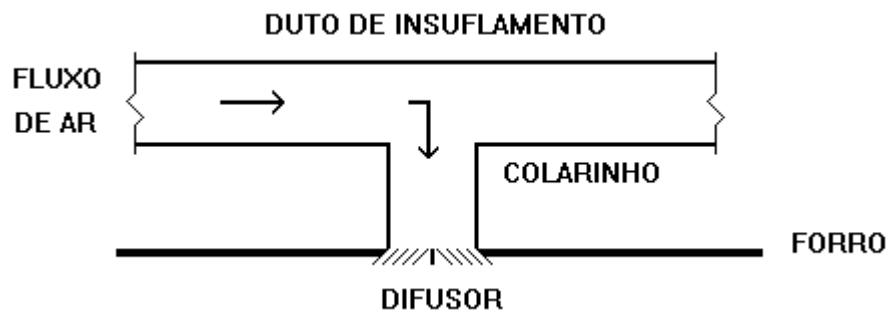


6.2 FORMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE AR NOS RECINTOS

O ar, depois de impulsionado pelo ventilador através do sistema de dutos, deverá ser distribuído no ambiente condicionado por meio de grelhas ou difusores de teto. O dimensionamento das grelhas e difusores é de grande importância para a eficiência do sistema de condicionamento de ar, pois através desses elementos deve ser assegurada uma distribuição uniforme do ar a uma altura adequada acima do piso, de modo que todas as correntes de ar se formem acima da linha de respiração (1,5 m acima do piso).

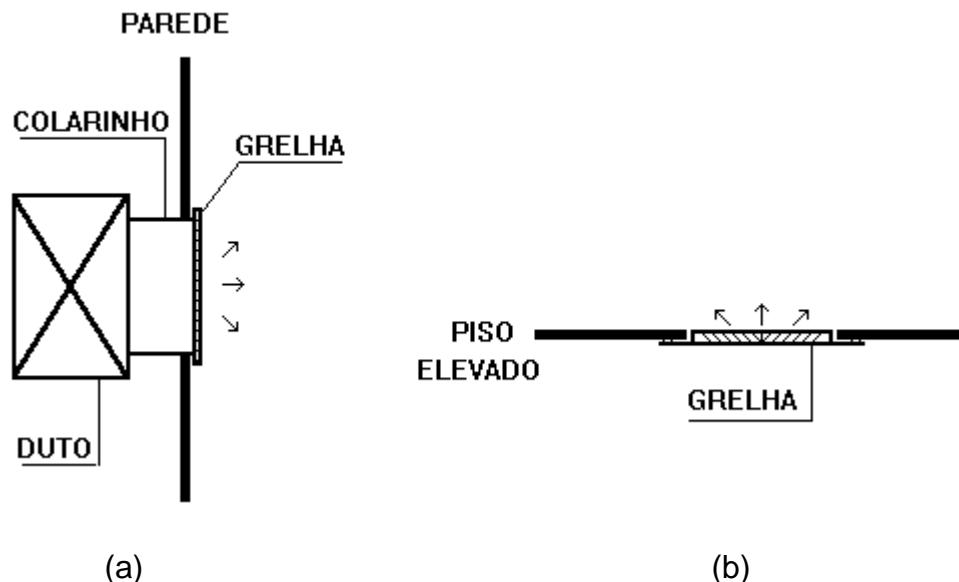
Quando a distribuição de ar no recinto é feita através do teto (fig. 47), utilizam-se os difusores (fig. 48).

FIGURA 47 - DISTRIBUIÇÃO DE AR PELO TETO



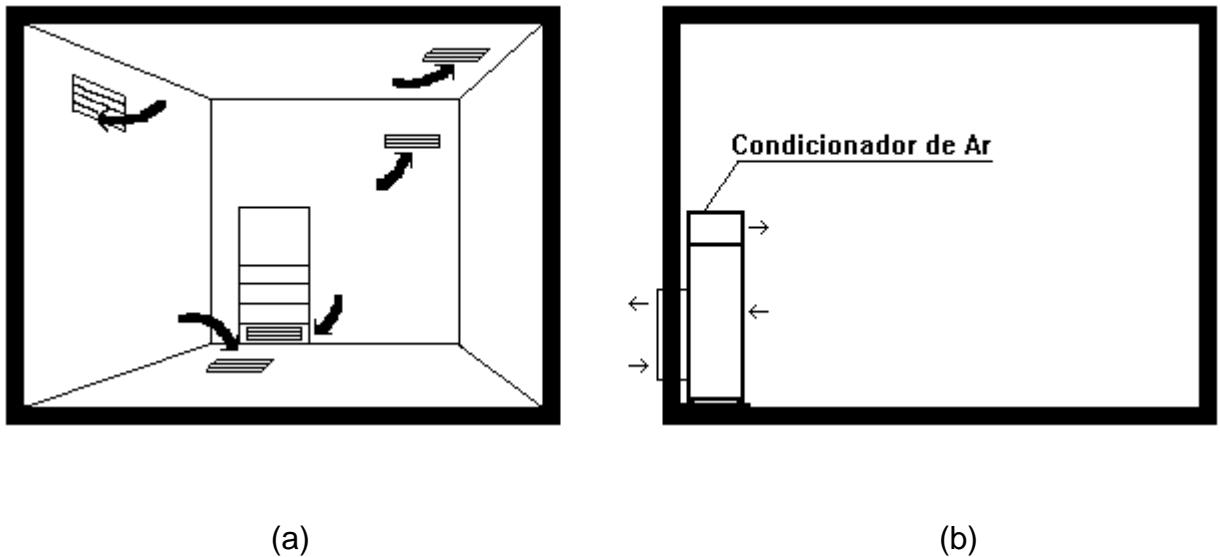
Quando a distribuição de ar no recinto é feita através da parede (fig. 48a), ou piso (fig. 48b), utilizam-se as grelhas. O sistema de insuflamento pelo piso é bastante empregado em salas de computadores que geralmente possuem pisos elevados.

FIGURA 48 - a) DISTRIBUIÇÃO DE AR PELA PAREDE
b) DISTRIBUIÇÃO DE AR PELO PISO



O retorno de ar para a máquina pode ser também, através do teto, piso, paredes, etc. através de difusores ou grelhas (fig. 49a). Quando a máquina é instalada no próprio ambiente climatizado diz-se que o retorno e o insuflamento são a plenum (fig. 49b).

FIGURA 49 - a) RETORNO DE AR PARA A MÁQUINA
b) RETORNO E INSUFLAMENTO DE AR A PLENUM



(a)

(b)

6.2.1 Grandezas características das grelhas e difusores

As grelhas podem ser simples, quando não tem meios de controle de ar, ou com registro, quando existem réguas móveis que permitem o controle da vazão de ar. As grelhas normalmente são fabricadas em aço, alumínio e outros materiais, com os mais diversos acabamentos. A forma normal das grelhas é retangular e é importante para o projetista a área livre, isto é, a área disponível ($\text{largura} \times \text{altura}$) menos a área ocupada pelas réguas. A área livre das grelhas normalmente encontradas em insuflamento do ar varia de 75% a 85% da área de face ($a \times b$), mostrada na (fig. 50a). Para o retorno poderá haver grelhas com áreas livres de 60% a 90%. A moldura da grelha não deve ser considerada nos cálculos. A área útil da grelha pode ser obtida de tabelas fornecidas pelos fabricantes.

O ar que vem diretamente da grelha é chamado de ar primário e o ar da sala que é arrastado pelo atrito com o ar primário é chamado de ar secundário como ilustra a (fig. 50b).

A indução é o arraste do ar da sala pelo ar lançado através da grelha de insuflação.

Os difusores permitem uma melhor distribuição de ar nos recintos que as grelhas, pois tem a possibilidade de espargimento em todas as direções e podem ser da forma quadrada, retangular, circular, etc. cada tipo devendo combinar com a decoração do ambiente e com disposição harmônica em relação às luminárias, vigas, bicos de sprinklers, pontos de detectores de fumaça, de alto-falantes, etc.

Chamamos de alcance, (T) da grelha ou difusor a distância percorrida pelo jato de ar. O alcance da grelha ou difusor é cerca de 75% a 95% da dimensão, B (fig. 51a e 51b). A grelha deve ficar 15 cm abaixo do teto ou se existir vigas no mesmo nível de qualquer viga.

FIGURA 50 - a) ÁREA DE FACE DA GRELHA
b) AR PRIMÁRIO E SECUNDÁRIO

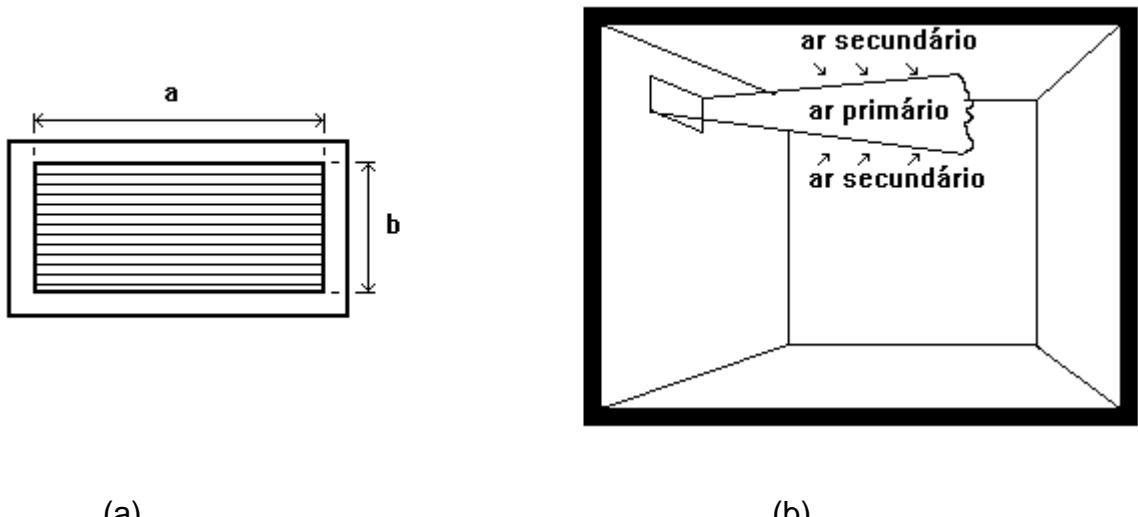
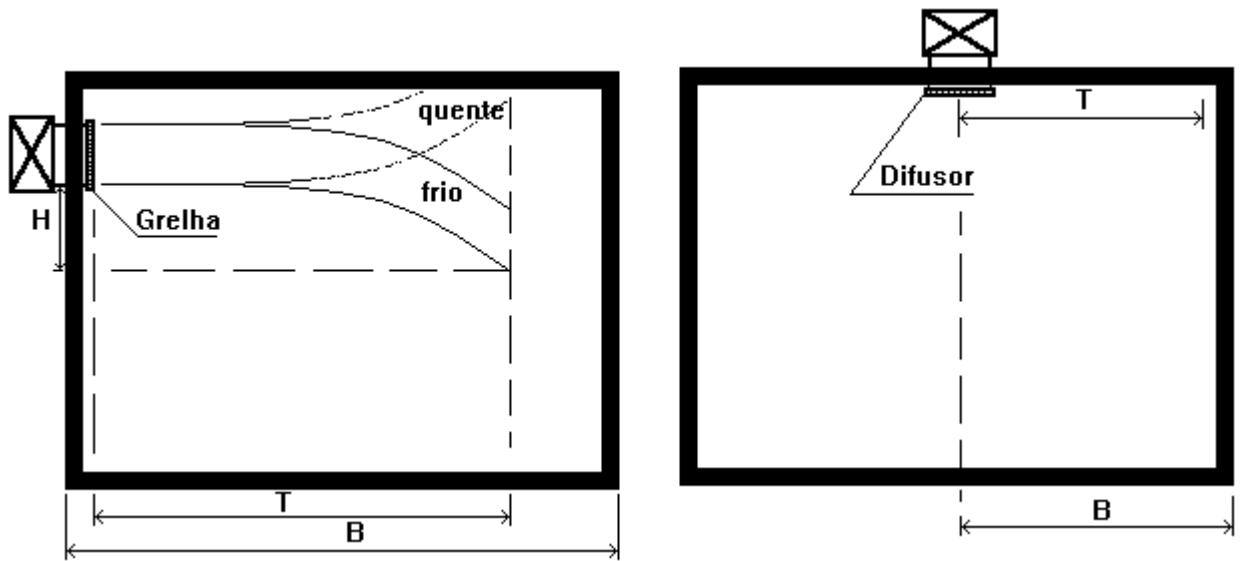


FIGURA 51 - a) ALCANCE DE UMA GRELHA
b) ALCANCE DE UM DIFUSOR



A fim de se obter uma distribuição silenciosa do ar, deve-se limitar a velocidade de descarga conforme a (tab. 8) e de retorno de acordo com a (tab. 9) para grelhas e difusores.

TABELA 8 - VELOCIDADES EFETIVAS DE DESCARGA EM GRELHAS E DIFUSORES DE ALUMÍNIO

Aplicação	Velocidade (m/s)
Estudios de Rádio e TV	1,5 - 2,5
Residências	1,5 - 2,5
Apartamentos	1,5 - 2,5
Igrejas	2,5 - 3,8
Quartos de hotéis	2,5 - 3,8
Teatros	2,5 - 3,8
Escritórios privados acusticamente tratados	2,5 - 3,8
Escritórios privados sem tratamento acústico	4,1
Cinemas	5,1
Escritórios em geral	5,1 - 6,4
Lojas- andares superiores	7,6
Lojas- andares térreos	10,2

TABELA 9 - VELOCIDADES EFETIVAS DE RETORNO DO AR EM GRELHAS E DIFUSORES DE ALUMÍNIO

Aplicação	Velocidade (m/s)
Acima da zona de ocupação	4,1
Na zona de ocupação - longe de cadeiras ou assentos	3,0 - 4,1
Na zona de ocupação - perto de cadeiras ou assentos	2,0 - 3,0
Em portas	1,0 - 1,5

6.3 PERDAS DE PRESSÃO EM UM SISTEMA DE DUTOS

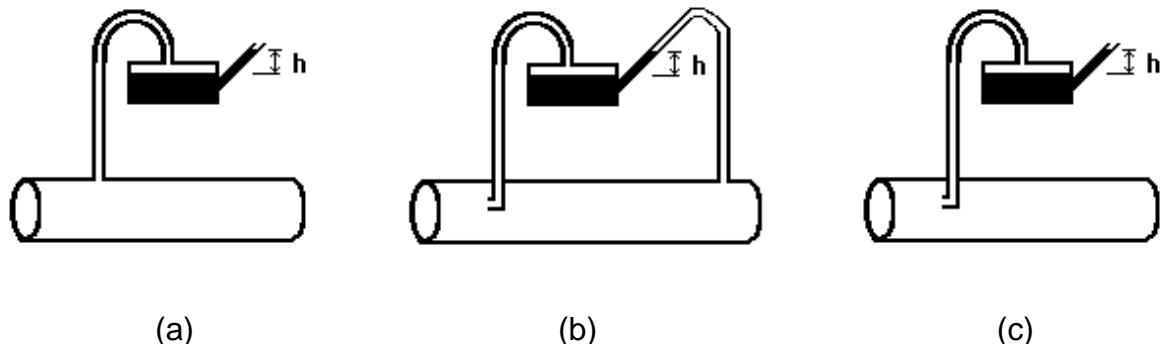
As pressões do ar nos dutos normalmente usados em sistemas de ar condicionado são pequenas. Alcançam valores de 2 kPa, porém, apesar de pequenas, tem grande influência na eficiência dos ventiladores e na distribuição do ar através da rede de dutos. No deslocamento do ar através de um sistema de dutos, devem ser consideradas as pressões estática, cinética e total.

A pressão estática é a pressão exercida em todas as direções por um fluido em repouso. Para um fluido em movimento ela é medida em uma direção normal ao fluxo (fig. 52a).

A pressão cinética é a pressão exercida na direção do fluxo, devido à velocidade do escoamento (fig. 52b).

A pressão total é a soma algébrica das pressões estática e cinética (fig. 52c).

FIGURA 52 - a) PRESSÃO ESTÁTICA
b) PRESSÃO CINÉTICA
c) PRESSÃO TOTAL



Normalmente, medimos as pressões estática e total sendo a pressão cinética obtida por diferença, para o ar padrão temos a seguinte fórmula:

$$p_v = \left(\frac{V}{4,04} \right)^2 \quad (44)$$

onde

p_v pressão de velocidade (pressão cinética), mmca

V velocidade do ar, m/s

A velocidade é calculada pela seguinte equação:

$$V = \frac{Q}{A} \quad (45)$$

onde

Q vazão de ar, m^3/s

A área da seção transversal do duto, m^2

6.3.1 Perdas de carga por atrito

Uma rede de dutos é composta por dutos retos, curvas, desvios, peças de transição, registros de volume, portas de acesso, venezianas, telas de entrada de ar e ligação de lonas para amortecer vibrações.

As perdas de pressão em um duto podem ser por atrito, causadas pelo contato do ar com as superfícies do duto e por turbulência, resultantes das mudanças de velocidade e de direção no fluxo de ar.

Com objetivo de vencer as resistências de um sistema de dutos é necessário dispendermos energia para manter um diferencial de pressão, entre as duas extremidades do sistema. Isto é conseguido através de um ventilador.

A perda por atrito para um fluido que escoa em um duto pode ser calculada através da equação de Darcy-Weisbach:

$$\Delta p = f \left(\frac{1000L}{D} \right) p_v \quad (46)$$

onde

Δp perda por atrito em termos de pressão total, Pa

f fator de atrito adimensional (0,9 para dutos em chapa de aço galvanizada)

D diâmetro do duto, mm

L comprimento do duto, m

p_v pressão de velocidade, Pa

A perda por atrito também é apresentada no gráfico 5.2, é indicada em mm c.a\m de comprimento e do diâmetro equivalente em mm.

Para dutos não circulares (retangular, oval) é preciso determinar o diâmetro equivalente que corresponde ao diâmetro do conduto circular que para o mesmo fluxo provoca a mesma perda de carga que o conduto retangular ou oval.

Para duto retangular o diâmetro equivalente, D_e é dado por:

$$D_e = 1,3 \frac{(a \times b)^{0,625}}{(a+b)^{0,250}} \quad (47)$$

onde

D_e diâmetro equivalente, mm

a dimensão de um lado do duto retangular, mm

b dimensão do lado adjacente do duto retangular, mm

Para duto oval o diâmetro equivalente, D_e é dado por:

$$D_e = \frac{1,55(A)^{0,625}}{(P)^{0,250}} \quad (48)$$

onde

P perímetro do duto oval, $\pi b + 2(a - b)$, mm

A área da seção transversal do duto oval, $(\pi b^2)/4 + b(a - b)$, mm²

a dimensão maior do duto oval, mm

b dimensão menor do duto oval, mm

6.3.2 Perdas de carga acidentais

A perda de carga por turbulência (accidental), apresentada nas tabelas 2 -3 pode ser dividida em duas categorias:

- devido à mudança de direção: em joelhos e curvas;

- devido à mudança de seção: de forma (variam-se as dimensões mas conserva-se a área da seção constante) e de área (contração, expansão).

As perdas accidentais são apresentadas em termos de comprimento equivalente.

O comprimento equivalente de um acessório de uma canalização de diâmetro, D é o comprimento de duto de mesmo diâmetro que substituído pelo acessório provoca na canalização a mesma perda de carga.

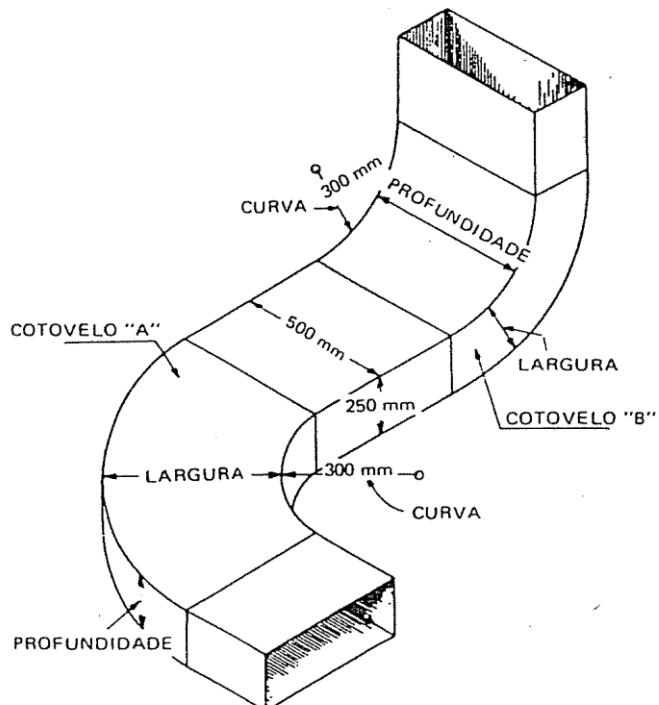
Para se determinar o comprimento equivalente de joelhos e curvas é preciso conhecer o quociente de curvatura, q_c e o quociente de aspecto, q_a que são dados por:

$$q_c = \frac{\text{Raio da linha de centro}}{\text{Largura}} \quad (49)$$

$$q_a = \frac{\text{Profundidade}}{\text{Largura}} \quad (50)$$

De acordo com a (fig. 53) a profundidade e a largura da curva pode mudar dependendo da posição da curva, se na horizontal ou na vertical. A largura é sempre a dimensão contida no plano da curva. A profundidade é a dimensão contida no outro plano.

FIGURA 53 - NOMENCLATURA DA CURVA



6.4 DIMENSIONAMENTO DE DUTOS

Em uma instalação de ar condicionado, a rede de dutos é responsável por cerca de 25% de seu custo total. Por desempenhar importante função no sistema é necessária a correta definição de seu projeto que envolve as seguintes etapas:

- estudar as plantas da edificação;
- decidir sobre o tipo de sistema;
- fazer o zoneamento da edificação;
- localizar as saídas de insuflamento e retorno;
- fazer um esboço de estudo da rede de dutos;
- distribuir a quantidade de ar para cada saída;
- dimensionar as saídas;
- dimensionar o sistema de dutos;
- calcular a resistência total do sistema;
- selecionar o ventilador e respectivo motor.

No dimensionamento dos dutos de um sistema de ar condicionado, utilizam-se os métodos a seguir:

MÉTODO DA REDUÇÃO DE VELOCIDADE: É um método empírico que consiste em estabelecermos velocidades arbitrárias para cada seção do duto. As velocidades são selecionadas, tornando-se valores altos para os trechos próximos ao ventilador, sendo progressivamente reduzidas, de modo que as velocidades mais baixas estão nas extremidades do sistema. Uma vez que as vazões de ar para as secções são conhecidas as áreas são facilmente calculadas. Este método deve ser usado para pequenos sistemas ou em grandes sistemas com poucos dutos e no máximo cinco ou seis bocas.

MÉTODO DA IGUAL PERDA DE CARGA: Este método consiste em dimensionar o sistema de dutos de modo que cada trecho ou ramal tenha a mesma perda de carga.

MÉTODO DA RECUPERAÇÃO ESTÁTICA: Este método permite estabelecer em cada ponto da rede de dutos pressões estáticas, prefixadas, obtendo-se um bom equilíbrio da rede de dutos, dispensando a regulagem boca a boca, mesmo em redes complexas. O método baseia-se no fato de ser possível mediante variações de velocidade converter pressão estática em pressão dinâmica e vice-versa.

As dimensões a e b da seção do duto retangular podem ser selecionadas através da tabela 5.2, para vários diâmetros equivalentes.

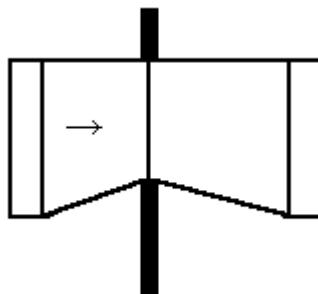
6.4.1 Dados Práticos para Dimensionamento de Dutos:

- a) A menor dimensão dos dutos não deve ser inferior a 10 cm;
- b) Para residências a dimensão mínima dos dutos pode ser 9,5 cm;

- c) Nas diversas seções contínuas de dutos, deve-se sempre manter uma dimensão, por exemplo, 1ª seção (20x15), 2ª seção (15x10), 3ª seção (10x15);
- d) As grelhas de insuflamento devem ter as dimensões de 2x1 entre largura e altura, podendo chegar ao máximo de 6x1;
- e) O projeto dos dutos deve ser o mais simples e retilíneo possível;
- f) Alterações nos dutos:

São transformações nas dimensões dos dutos retangulares, para evitar obstáculos, caso haja redução de área, esta não deve ultrapassar 20 % (fig. 54).

FIGURA 54 - REDUÇÃO DE ÁREA



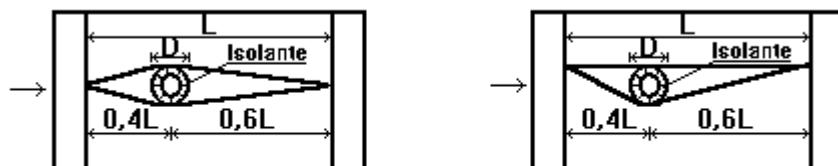
g) Obstáculos:

Canos, eletrodutos, elementos estruturais e outros obstáculos, devem ser evitados no interior dos dutos, principalmente nas curvas e ramificações. Nos dutos de grande velocidade deve evitarse toda classe de obstáculos, pois estes originam perdas de carga desnecessárias, provocando ruídos na corrente de ar.

Nos casos em que é impossível evitar estes obstáculos, devem-se levar em conta as seguintes recomendações:

- Envolver canos e obstáculos circulares de diâmetro superior a 10 cm, com uma cobertura de forma aerodinâmica (fig. 55).

FIGURA 55 - OBSTÁCULOS (CANOS, ELETRODUTOS, ETC.)

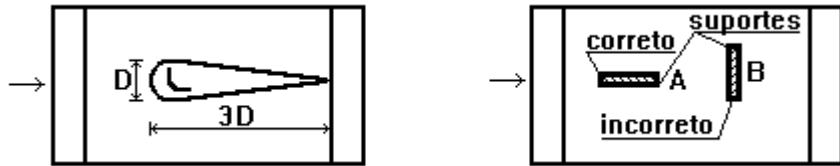


$$L = 6,5 \times D \text{ (mínimo) se } D \text{ for maior que } 10 \text{ cm}$$

- Formas planas e irregulares de altura superior a 8 cm, proteger com coberturas aerodinâmicas. Todos os suportes e apoios no interior do

duto devem ser paralelos à corrente de ar, e quando isto não for possível, também devem ser protegidos com uma cobertura. A figura abaixo apresenta uma cobertura em forma de asa de avião, protegendo um perfil angular. O suporte B necessita de cobertura (fig. 56).

FIGURA 56 - OBSTÁCULOS (FORMAS PLANAS E IRREGULARES, ETC.)



Se a cobertura obstrui 20 % da secção do duto, este deve contornar o obstáculo, ou dividir-se em dois. Em ambos os casos deve-se manter a área da secção reta antes do obstáculo.

Se um obstáculo apresenta dificuldades apenas em um canto do duto; altera-se apenas esta parte, para evitar o obstáculo, cuidando para a transformação não ultrapassar 20 % da secção primitiva.

h) Curvas:

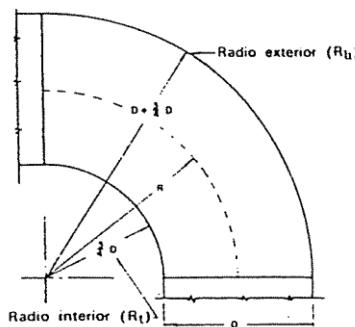
Em curvas, devem ser utilizados raios de curvatura os maiores possíveis. O raio interno de curvatura deve ser, pelo menos, igual à largura do duto retangular ou igual ao diâmetro do duto circular;

As curvas mais comuns em dutos retangulares são:

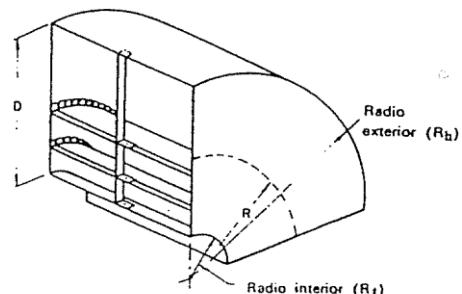
- Curva comum;
- Curva reduzida com deflectores;
- Curva reta com deflectores.

As curvas comuns, abaixo são construídas com raio menor ou igual a 3/4 da dimensão do duto na direção do giro (fig. 57a). Uma curva reduzida com aletas diretrizes (Deflectores) pode ser vista na figura (fig. 57b).

FIGURA 57 - a) CURVA COMUM DE SEÇÃO RETANGULAR
b) CURVA DE RAIO PEQUENO COM GUIAS



(a)

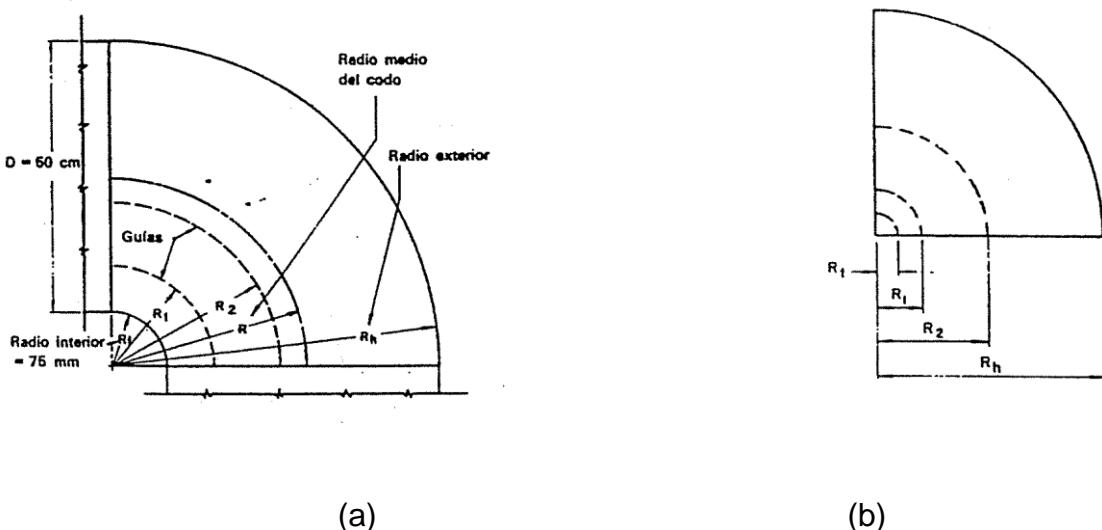


(b)

Pode-se ter um, dois ou três deflectores (fig. 58a), que se estendem por toda a curva e situam-se conforme indicação do Gráfico 5.1.

Embora seja recomendável uma curvatura interna, em certos casos é necessário suprimi-la (fig. 58b). Nestes casos a posição dos deflectores também é dada no gráfico 5.1, supondo que o raio interno é a décima parte do raio externo.

FIGURA 58-a) COLOCAÇÃO DE GUIAS EM CURVAS DE SEÇÃO RETANGULAR
b) CURVAS DE SEÇÃO RETANGULAR SEM RAIO INTERNO



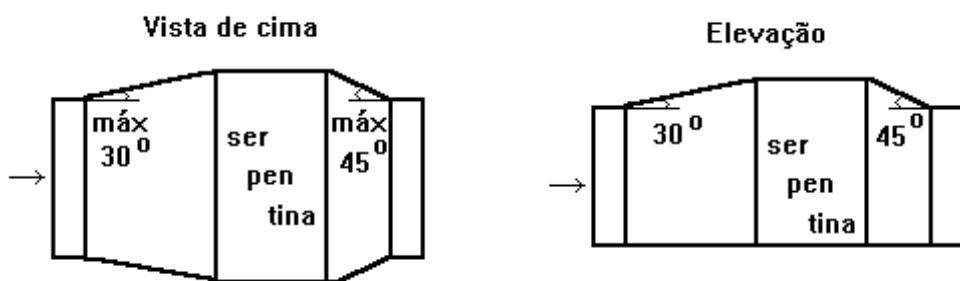
- i) Os ramais de dutos devem ser colocados de modo a introduzir a menor perturbação possível no escoamento. Nos ramais colocados a 90° , em dutos retangulares, devem ser utilizadas guias;
- j) A relação dos lados (quociente de aspecto) do duto retangular deve ser menor que 8:1, de preferência menos que 4:1.
- k) As expansões e contrações (fig. 59) devem ser realizadas com ângulos adequados, ou seja, são utilizados ângulos inferiores a 15° nas expansões e inferiores a 30° nas contrações;

FIGURA 59 - EXPANSÕES E CONTRAÇÕES



- I) A ligação do duto ao ventilador deve ser feita de modo a não causar grande perturbação no escoamento. A ligação não deve apresentar mudança abrupta de direção e grande expansão ou contração;
- m) Se há redução de área obstrução, esta não deve ultrapassar 20 %.
- n) No caso de serpentinas de aquecimento (fig. 60) instaladas no duto recomenda-se a disposição a seguir:

FIGURA 60 - DUTOS COM SERPENTINAS DE AQUECIMENTO



6.5 FABRICAÇÃO DE DUTOS

Em sistemas de ar condicionado, os dutos são geralmente fabricados em chapa de aço galvanizada, podendo ser usadas, também, chapas pretas com revestimento anticorrosivo apropriado, ou fibra de vidro. Os dutos de seção circular oferecem menor resistência ao escoamento do ar, sendo mais econômicos, e os dutos de seção retangular são mais facilmente acomodáveis, aos interiores das construções e de fabricação mais fácil, por isto, são mais utilizados.

Os dutos são feitos em secções, e cada seção pode ser formada por uma ou mais chapas. As dobras para formar as seções são feitas em viradeiras ou máquinas especiais.

As secções são fechadas por juntas longitudinais e o duto, pela justaposição das secções fixadas através de juntas ou chavetas (juntas transversais).

Os dutos circulares são fabricados em calandras. As juntas longitudinais podem ser de encaixe, rebitadas ou soldadas. As secções são emendadas uma nas outras por superposição. Para isto, cada secção, apresenta uma pequena conicidade. A fixação de uma secção na outra pode ser feita por parafuso, rebite ou solda.

Os dutos são fixados nas estruturas por meio de suportes e braçadeiras confeccionados em chapa metálica ou cantoneiras. As braçadeiras são presas aos dutos por meio de parafusos ou rebites, enquanto que a fixação dos suportes nas estruturas é feita com chumbadores.

Para fabricação dos dutos devem ser utilizadas as bitolas da Tabela 14 da NBR-6401.

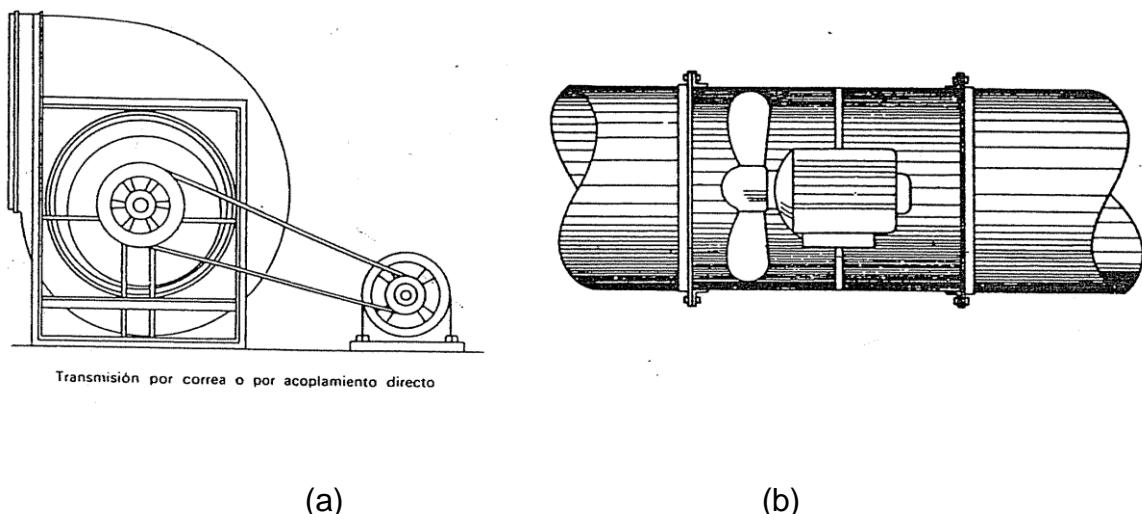
6.6 DETERMINAÇÃO DA PRESSÃO ESTÁTICA DO VENTILADOR

A função básica do ventilador é mover uma determinada quantidade de ar por um sistema de ventilação a ele conectado.

O ventilador deve gerar uma pressão estática suficiente para vencer as perdas do sistema e uma pressão cinética para manter o ar em movimento.

A maior parte dos ventiladores comerciais pode ser classificada como, ventiladores centrífugos, (fig. 61a) ou ventiladores axiais (fig. 61b).

FIGURA 61 - a) VENTILADOR CENTRÍFUGO
b) VENTILADOR AXIAL



(a)

(b)

Nos Ventiladores Centrífugos o fluxo de ar é essencialmente radial em relação ao eixo. Quanto ao formato das pás os Ventiladores Centrífugos podem ser:

- pás curvadas para frente;
- pás curvadas para trás;
- pás radiais.

Os ventiladores centrífugos de pás curvadas para frente podem movimentar um volume de ar com baixa velocidade e baixa pressão.

Os ventiladores centrífugos de pás curvadas para trás são ventiladores de alta eficiência e silenciosos se trabalharem no ponto adequado.

Os ventiladores centrífugos de pás radiais são caracterizados por poderem movimentar um volume de ar com alta pressão.

Nos Ventiladores Axiais o fluxo de ar é axial em relação ao eixo, caracterizados por movimentarem grande volume de ar a baixa pressão.

A pressão estática de um ventilador, H_s é obtida através da equação:

$$H_s = h + h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 \quad (51)$$

onde

H_s pressão estática do ventilador, Pa

h perda de carga ou recuperação estática na transição entre a boca do

ventilador e o duto principal, Pa

- h_1 perda de carga total da rede de dutos para o ramal mais extenso, Pa
- h_2 perda de carga na grelha ou difusor de insuflamento, Pa
- h_3 perda de carga no retorno, Pa
- h_4 perda de carga no filtro de ar, Pa
- h_5 perda de carga na serpentina, Pa

A perda de carga ou recuperação estática na transição entre a boca do ventilador e o duto principal, h é obtida através da equação:

$$h = K \left[\left(\frac{V_b}{4,04} \right)^2 - \left(\frac{V_d}{4,04} \right)^2 \right] \quad (52)$$

onde

K coeficiente de perda ou recuperação, $K = 0,75$ para $V_b > V_d$ e $K = 1,1$ para $V_b < V_d$

V_b velocidade do ar na boca do ventilador, m/s

V_d velocidade do ar no duto principal, m/s

6.7 QUALIDADE DO AR

Diversas são as variáveis que podem comprometer a qualidade do ar dos ambientes interiores. Para garantir este ar em condições desejáveis é preciso levar em conta fatores como um sistema de ar condicionado bem projetado, equipamentos adequados, instalação compatível com o projeto, operação e manutenção eficientes, além do cumprimento de das normas estabelecidas pelos órgãos competentes. A má qualidade do ar interior pode causar, além de desconforto térmico e olfativo, dor de cabeça, alergia, gripe, e de forma mais extrema doenças provocadas por contaminação por fungos, vírus e bactérias. Os fatores de maior impacto para garantir a qualidade do ar adequada a cada aplicação são a utilização de uma taxa de renovação correta para cada aplicação (diluição dos poluentes) e uma filtragem corretamente aplicada, tanto no que se refere aos tipos de filtros escolhidos, como quanto ao número de trocas em cada ambiente. São importantes, também, os controles de temperatura e umidade adequados para cada aplicação.

Todo o ar usado num sistema de condicionamento de ar deverá ser filtrado para manter uma atmosfera limpa no espaço condicionado. O ar exterior contém sempre contaminantes, como bactérias, polens, insetos, fuligem, cinzas, pó e sujeiras. O ar de retorno tem contaminantes como pó caseiro, fios, fuligem e cinzas. A concentração destes contaminantes no ar, e o grau de limpeza necessário no espaço condicionado, determinará o tipo de filtro ou filtros que deve ser usado.

Os contaminantes na atmosfera podem ir desde tamanhos inferiores a 0,01 microns até os que podem ser apanhados por uma tela de janela normal como, por exemplo, fios, folhas, insetos e penas. Nesta lista podem-se incluir todos os tipos e tamanhos. Podem-se ainda incluir os fumos, vapores e organismos vivos como sejam vírus e esporos de fungos.

A variedade infinita de contaminantes torna impossível projetar um tipo de filtro de ar ideal para todas as aplicações. Como consequência, projetaram-se muitos tipos de filtros limpadores de ar, para cobrirem as necessidades de várias aplicações.

Os filtros de ar de aplicação na indústria e no sistema de ventilação e ar condicionado podem ser divididos em segundo sua função em dois grandes grupos:

a) Filtros para separar contaminantes e pó nos lugares onde estes se originam, Naturalmente utilizam-se em lugares onde a quantidade de pó por unidade de volume de ar é muito alta. Neste grupo entram os separadores tipo ciclone, as cortinas de água, os separadores de bolsa vibratória, e demais filtros eletrostáticos e separadores inerciais.

b) Filtros de ar para ar já com determinado grau de limpeza. São os filtros normalmente utilizados para ar condicionado.

Diferentes campos de aplicação requerem diferentes graus de eficiência na limpeza do ar. Na ventilação Industrial comum, poderia ser necessário somente filtrar partículas mais grossas, para proteção da estrutura e do equipamento mecânico.

A eficiência dos filtros é afetada pelos tamanhos das partículas e também pela velocidade do ar, já que filtrar partículas é progressivamente mais e mais difícil na medida em que o tamanho das partículas decresce.

Na seleção de um filtro, um elemento fundamental a ser levado em conta é o grau de limpeza do ar que se deseja.

As três características operativas dos filtros de ar são a eficiência, a queda de pressão ou resistência à passagem do ar e a vida útil, que está relacionada com a capacidade de sustentação do pó.

Os filtros para Ar Condicionado e Ventilação podem ser divididos em:

FILTROS COM MEIO FILTRANTE FIXO: São filtros onde a queda de pressão aumenta permanentemente assim como a carga do pó. Uma vez saturados, os filtros deverão ser trocados ou recondicionados. Esses fazem parte da maioria dos filtros, pois vão desde os metálicos, lã de vidro e fibras grossas até os HEPA (absolutos).

Estes filtros dividem-se em duas categorias: A primeira é a do filtro com meio filtrante viscoso e a segunda é do tipo seco.

Os filtros de meio viscoso trabalham fundamentalmente pelo mecanismo de separação inercial. Isto é as partículas se desprendem das veias fluidas e golpeiam contra a superfície da fibra. São normalmente painéis planos e de alta porosidade. O meio filtrante tem um impregnação viscosa tal como o óleo, glicerina, etc..

Os filtros de meio filtrante seco são constituídos por fibras desordenadas, distribuídas aleatoriamente, de diferentes densidades e tamanhos. O meio é a fibra de vidro, fibra de celulose, filtros e fibras sintéticas. Este meio filtrante está normalmente sustentado por quadros metálicos.

FILTROS COM RENOVAÇÃO AUTOMÁTICA DO MEIO FILTRANTE: Nesses filtros são introduzidos meios filtrantes limpos em forma contínua. Isto faz com que mantenham-se constante o fluxo de ar e a queda de pressão.

FILTROS ELETROSTÁTICOS: Estes têm essencialmente uma queda de pressão constante e a vazão, por consequência, mantém-se constante também e o mesmo acontece com a eficiência, a menos que as placas coletoras sejam carregadas com pó em excesso.

Em muitos casos são utilizados combinações de filtros. Por exemplo: depois dos filtros eletrostáticos colocam-se filtros com meio filtrante para reter partículas que se desprendam das placas do mesmo. Também antes dos filtros de alta eficiência podem-se colocar filtros com renovação constante do meio filtrante.

A tabela 3 da NBR-6401 apresenta as recomendações para aplicações de filtros de ar.

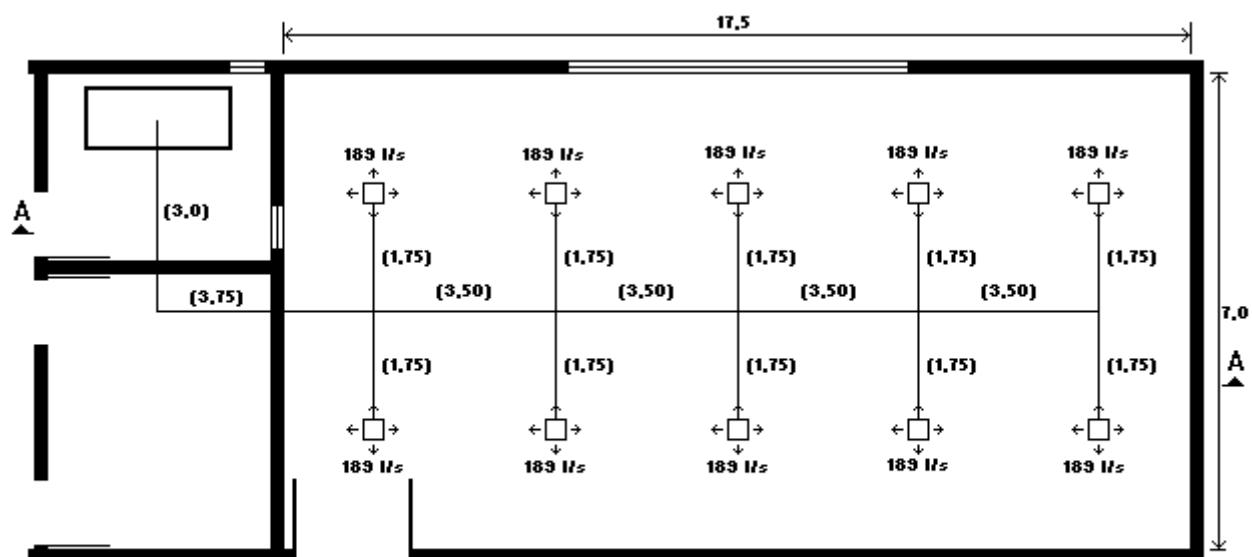
6.8 EXEMPLOS ILUSTRATIVOS

EXEMPLO 6.8.1: Selecionar os difusores, tomada de ar externo; grelhas de retorno para atender a fitoteca.

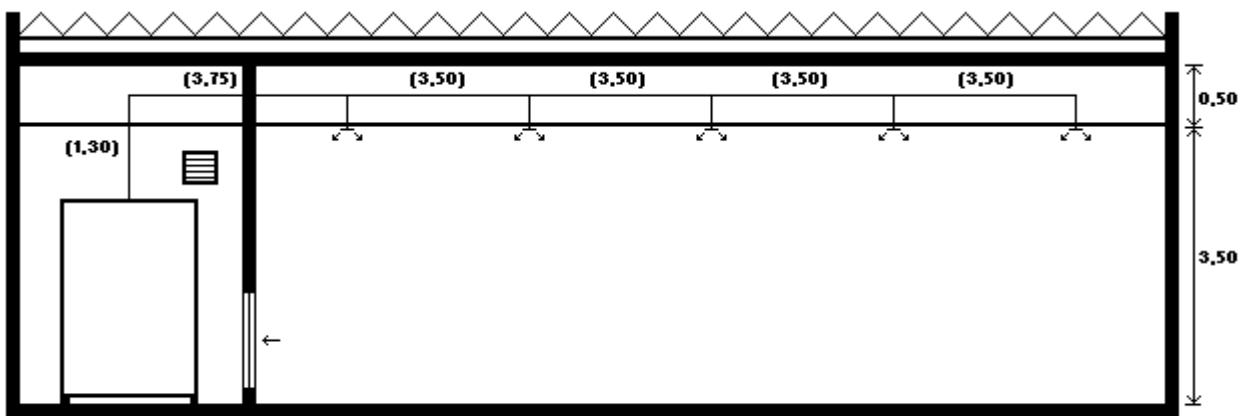
EXEMPLO 6.8.2: Dimensionar a rede de dutos para atender a fitoteca, cujo diagrama unifilar da rede de dutos está representado na (fig. 62). Conhecendo-se:

- quantidade total de ar a ser insuflada = 1.890 l /s;
- quantidade de ar a ser insuflada por boca: 189 l /s, (10 bocas no total);
- pressão a ser mantida nas bocas de insuflação: 1,2 mm c.a.;
- quociente de curvatura: $R/D = 1,25$.

FIGURA 62 - DIAGRAMA UNIFILAR DA REDE DE DUTOS



PLANTA BAIXA



CORTE AA

EXEMPLO 6.8.3: Um ventilador produz uma vazão de ar igual a $420 \text{ m}^3/\text{min}$. Deseja-se aumentar esta vazão para $500\text{m}^3/\text{min}$ pela alteração da velocidade de rotação. Determinar o aumento da velocidade de rotação e da potência necessária no eixo.

EXEMPLO 6.8.4: Selecionar um ventilador para atender as condições do exemplo ilustrativo 6.8.2, (método da recuperação estática), conhecendo-se os seguintes dados de catálogos de fabricante:

- área de descarga do ventilador = $0,115 \text{ m}^2$;
- perda de carga na serpentina = $15,2 \text{ mm c.a.}$;
- perda de carga no filtro de ar = $5,1 \text{ mm c.a.}$;
- perda de carga no retorno = $2,5 \text{ mm c.a.}$;
- perda de carga no difusor de insuflamento = $1,2 \text{ mm c.a.}$

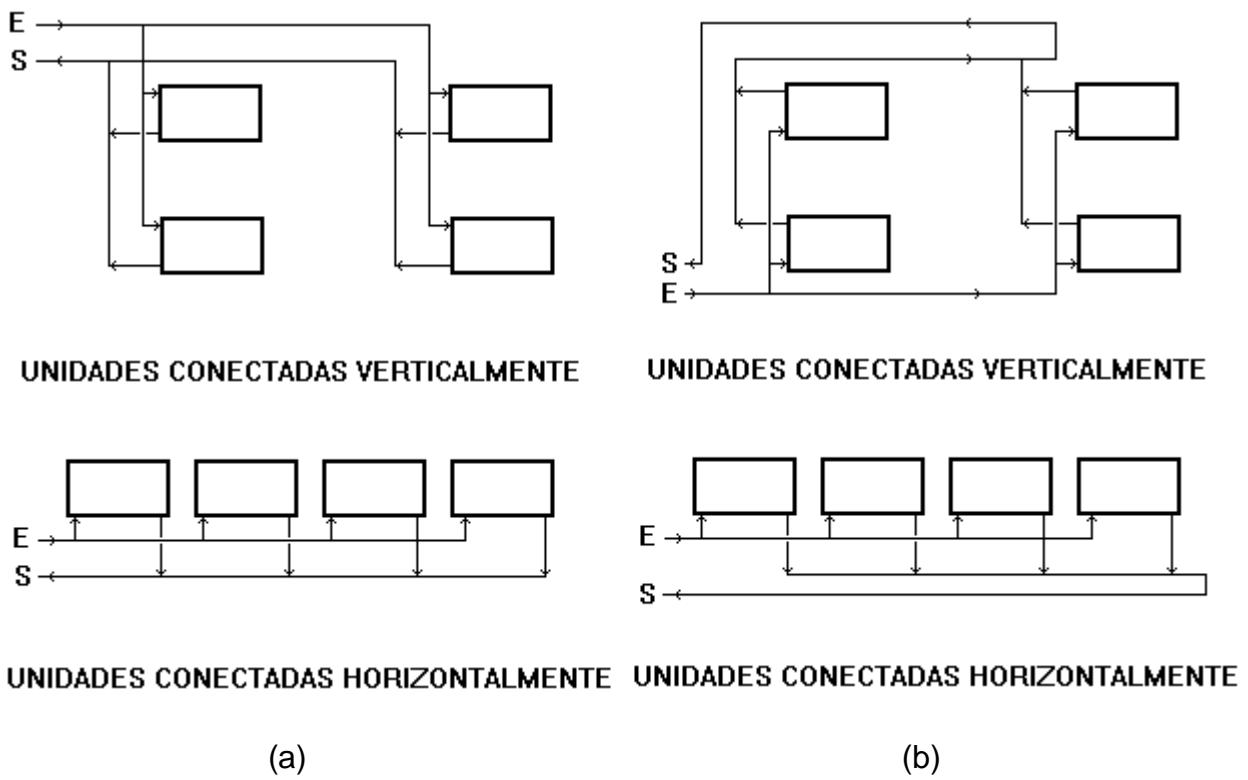
7 DISTRIBUIÇÃO DE ÁGUA

Os sistemas de distribuição de água podem ser classificados como:

- **Sem Recirculação:** A água flui através do sistema sem reaproveitamento.
- **Recirculação Aberta:** A água é bombeada de um reservatório através do sistema e retorna para este reservatório para reutilização, a água entra em contato com o ar em alguma parte do sistema. Ex.: Sistema de água de condensação com torres de resfriamento, sistema de água com lavadores de ar.
- **Recirculação Fechada:** A água é simplesmente circulada através de um sistema fechado de tubulação e equipamento, sem entrar em contato com o ar, exceto no tanque de expansão, cuja área de contato é desprezível. Ex.: Sistema de expansão indireta com água gelada.

As tubulações hidráulicas podem ser classificadas quanto ao sistema de retorno de água em tubulações de retorno direto (fig. 63a) e tubulações de retorno inverso (fig. 63b).

FIGURA 63 - a) TUBULAÇÕES DE RETORNO DIRETO
b) TUBULAÇÕES DE RETORNO INVERSO



Para se obter um balanço econômico razoável entre o custo inicial, custos de operação e consumo de energia, práticas atuais de projeto usam as seguintes variações da temperatura da água:

- água de condensação para refrigeração mecânica: $5,5^{\circ}\text{C}$;

- água de condensação para refrigeração por absorção: 9,5°C;
 - água gelada: 5,5°C.

No entanto estes valores têm sido desafiados, pois variações de temperaturas mais altas resultam em menos vazão de água, menores dimensões das tubulações, custos de operação mais baixos e necessidade menores de energia. Por exemplo, variação de 11°C ou mais na temperatura de água gelada, podem ser usadas sem grandes problemas para a seleção de resfriadores de líquido e serpentinas resfriadas a água.

As tubulações hidráulicas devem ser diretas e descomplicadas, tanto quanto possível, pois desvios, curvas, alterações de elevação, conexões, válvulas aumentam o custo inicial, de operação e de manutenção.

7.1 CONEXÕES TÍPICAS DA TUBULAÇÃO HIDRÁULICA

As (figs. 64, 65 e 66) ilustram as conexões hidráulicas típicas da bomba de água, da torre de resfriamento e do self-contained para um sistema com condensação a água

FIGURA 64 - CONEXÕES HIDRÁULICAS TÍPICAS PARA A BOMBA DE ÁGUA

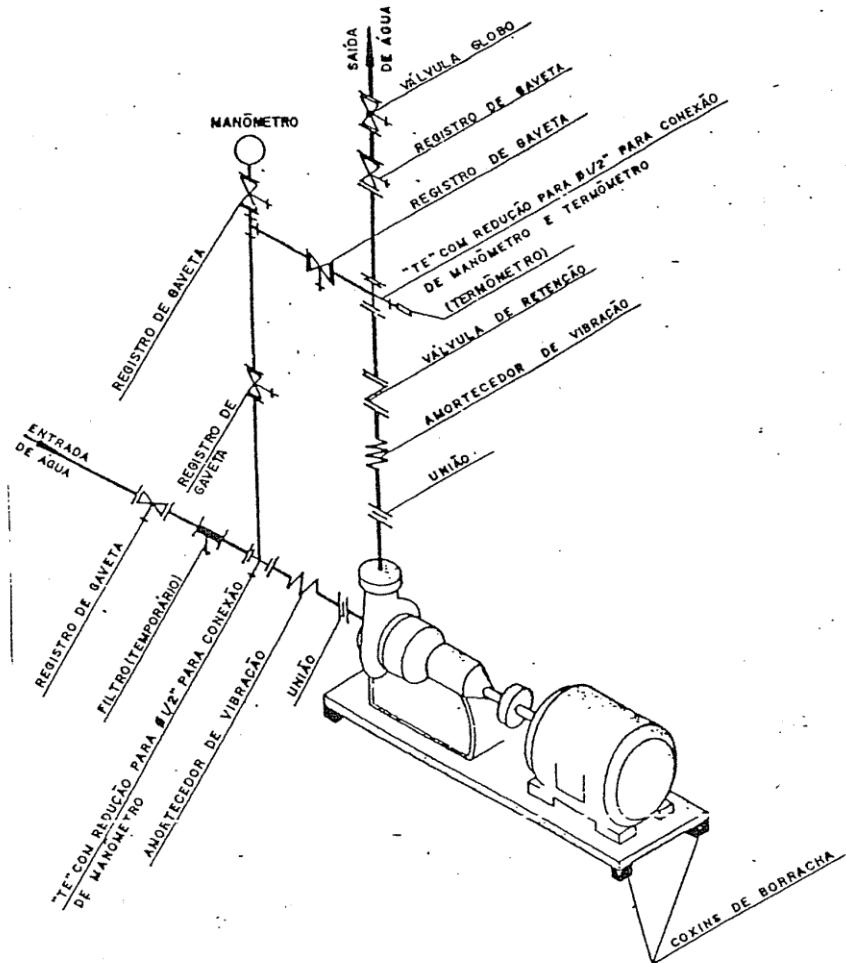


FIGURA 65 - CONEXÕES HIDRÁULICAS TÍPICAS PARA A TORRE DE RESFRIAMENTO

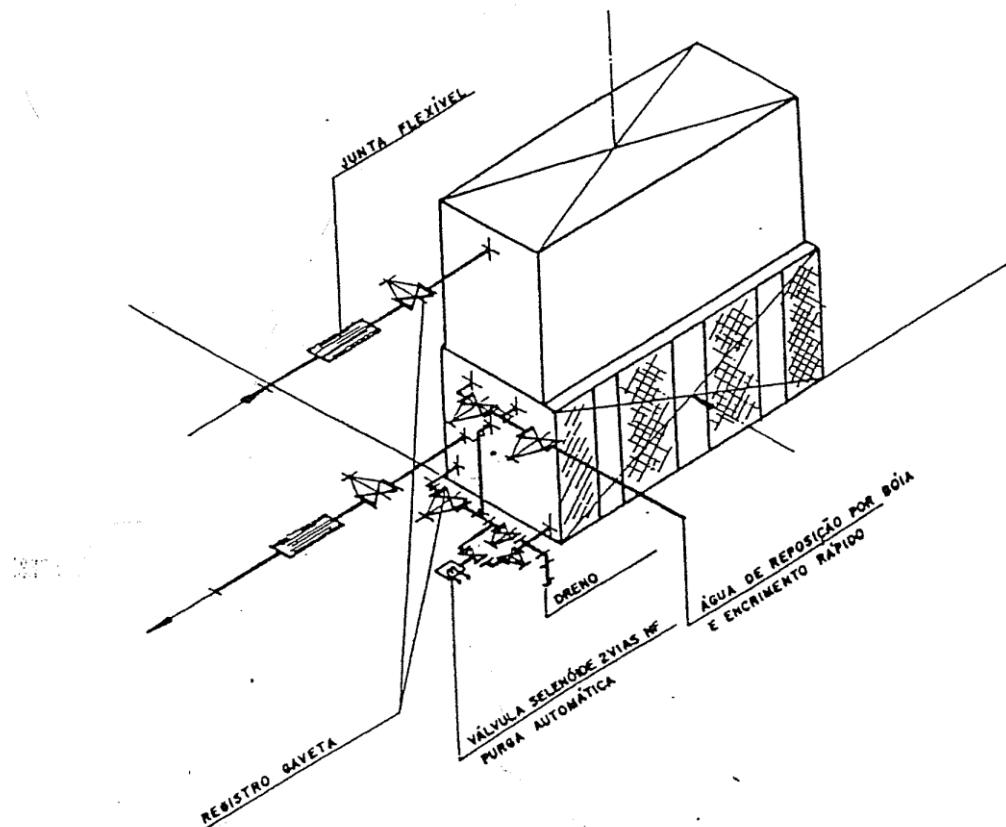
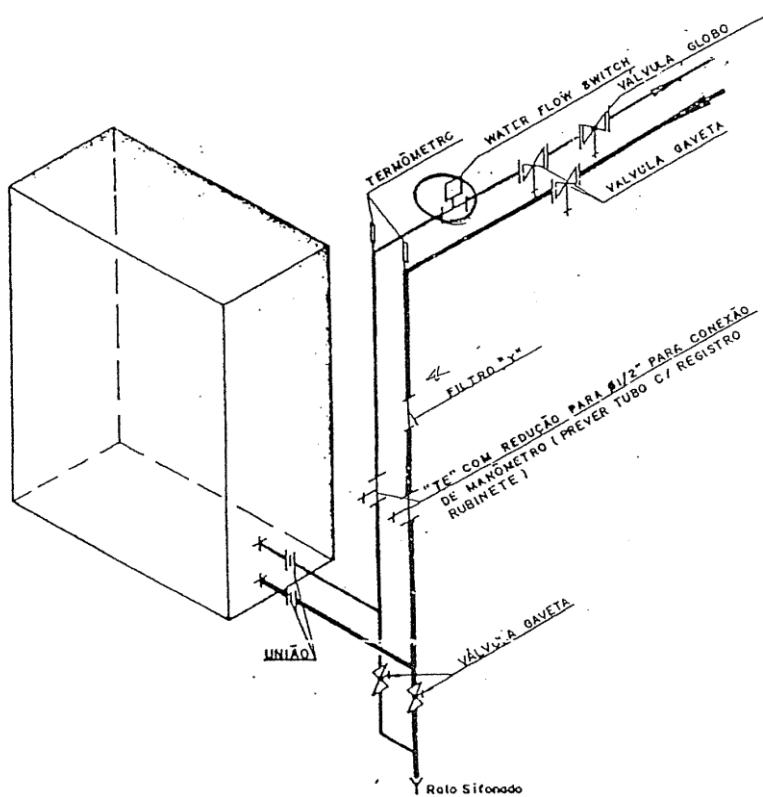


FIGURA 66 - CONEXÕES HIDRÁULICAS TÍPICAS PARA O SELF-CONTAINED



7.2 DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO HIDRÁULICA

Esquematizado o caminhamento da tubulação hidráulica e determinada a vazão de água, faz-se necessário determinar o diâmetro da tubulação e a resistência total do sistema para saber a pressão que a bomba deve vencer.

O dimensionamento da tubulação hidráulica é limitado pela velocidade máxima permitível de 1,2 m/s para tubulações de diâmetro $\leq 2"$ e perda de carga de 40 mmca/m para diâmetros maiores, tais limites levam em consideração o nível de ruído nos tubos e válvulas, a erosão, o golpe de aríete e razões econômicas.

A (tab.12) da NBR-6401 fornece os diâmetros recomendados em função da vazão e do tipo de sistema de distribuição de água.

Em sistemas fechados, o atrito é a única perda que a bomba tem que vencer, pois a altura da água no lado de sucção da bomba é sempre exatamente igual à altura no lado de descarga.

Em sistemas abertos, haverá sempre uma diferença de pressão nos dois lados da bomba.

Em uma torre de resfriamento, por exemplo, a altura entre a água na base e a saída da distribuição no topo da torre constitui um desequilíbrio de pressão que deve ser vencida pela bomba.

Se o sistema de distribuição consiste de pulverizadores os quais requerem pressão para forçar a água através dos bicos, esta pressão deve ser adicionada a pressão estática não balanceada. A carga total da bomba consistirá no seguinte:

- perda de carga nos tubos, incluindo perdas na entrada e saída;
- perdas através das conexões, válvulas e acessórios;
- perdas de pressão através do equipamento (resfriadores, condensadores, serpentinas, etc.);
- qualquer carga não balanceada entre reservatórios e a base das torres de resfriamento;
- perdas de carga através de bicos pulverizadores ou equipamentos similar.

A perda de carga causada pelo atrito de um fluido em determinada tubulação é dada pela fórmula de Hazen-Williams:

$$\Delta p = 3,022 L \left(\frac{V}{C} \right)^{1,852} \left(\frac{1}{D^{1,167}} \right) \frac{\rho g}{g_c} \quad (53)$$

onde

Δp perda de pressão, Pa

C fator de rugosidade; os valores recomendados de C são de 150 para tubo de plástico, 140 para tubo de aço novo e abaixo de 100 para tubo de aço usado.

L comprimento do tubo, m

D diâmetro interno do tubo, m

ρ densidade do fluido, kg/m³

V velocidade média, m/s

g_c fator de conversão de unidades, kgm/Ns².

A perda por atrito também é apresentada no gráfico 5.2, é indicada em m c.a.m de comprimento e do diâmetro equivalente em mm e para os acessórios através das tabelas 2, 3 e 4.

7.3 MATERIAIS

As tubulações utilizadas em sistemas de ar condicionado, normalmente são de aço galvanizado. Os tubos até 3" são de aço carbono galvanizado, sem costura ASTM-A-120 SCHEDULE 40, PONTAS COM ROSCA BSP(Gás). Os tubos de bitola acima de 3" são de aço carbono preto sem costura, ASTM-A-120 SCHEDULE 40, pontas biseladas para solda.

Os acessórios (curvas, tês, cotovelos, reduções, conexões, etc.), são de aço forjado, próprios para serem aplicados em tubos SCHEDULE 40 (preto), com pontas biseladas para solda de topo. Para os tubos galvanizados, são de ferro maleável galvanizado, ligação por rosca BSP (gás), classe 10 (150 psi).

Os flanges são de aço carbono forjado preto, classe 150 psi, tipo sobreposto, face com ressalto ASTM-A-181, dimensões conforme ANSI-B-15.5.

As válvulas gavetas até 3" são de bronze ASTM-B-62, castelo de união, rosca interna, haste ascendente, gaveta maciça, sedes removíveis, ligação por rosca BSP, classe 150 psi. As válvulas acima de 3" são de ferro fundido ASTM-A-126-B castelo parafusado, rosca externa, haste ascendente, gaveta maciça, sedes removíveis, ligações por flanges, face sem ressalto, conforme ANSI-B-16.1, classe 125 psi.

As válvulas globo até 3" são de bronze ASTM-B-62, castelo de união, rosca interna, disco removível, ligação por rosca BSP, classe 150 psi. As válvulas acima de 3" são de ferro fundido ASTM-A-126-B, castelo parafusado, rosca externa, sedes removíveis ligações por flanges sem ressalto, conforme ANSI-B-16.1, classe 125 psi.

As válvulas de retenção são de corpo de ferro fundido, ASTM-A-126-B, guia e porca de latão laminado, instalação vertical, ligação por flange sem ressalto, conforme ANSI-B-16.1 classe 125 psi.

A interligação das bombas com a tubulação é feita por conexões flexíveis.

As juntas são de asbestos comprimido de 1/16" de espessura com dimensões segundo ANSI-B-16.21.

As fixações das tubulações devem ser feitas de tal maneira que não haja transmissão de vibração para as lajes e paredes.

Na sucção das bombas deve ser instalado filtro tipo "Y", para remover as impurezas existentes na tubulação hidráulica, devem ainda ser instalados filtros provisórios de tela fina na entrada dos condensadores que são removidos após limpeza da tubulação.

Purgadores de ar devem ser conectados à tubulação precedidos por válvula gaveta.

As cores utilizadas na tubulação hidráulica são:

- tubulação de entrada nos selfs, verde-claro;
- tubulação de saída dos selfs, verde-escuro.

7.4 BOMBAS

Após preparar o layout da tubulação hidráulica e calculada a altura manométrica total de bombeamento, deve-se selecionar a(s) bomba(s), através de catálogos de fabricantes, devendo a mesma, caber no espaço disponível, ser de fácil manutenção, e ser capaz de bombear o volume necessário com a menor potência possível.

A potência necessária para acionar a bomba é dada por:

$$P = \frac{1000 \times Q \times H_m}{3600 \times 75 \times \eta} \quad (54)$$

onde

P potência, CV

Q vazão, m^3/h

H_m altura manométrica, mca

η rendimento do conjunto motor-bomba (da ordem de 40 a 50%).

7.5 EXEMPLO ILUSTRATIVO:

EXEMPLO 7.5.1: Um sistema de tubulação conduz água de resfriamento entre um condicionador de ar e uma torre de resfriamento, conforme (fig. 67).

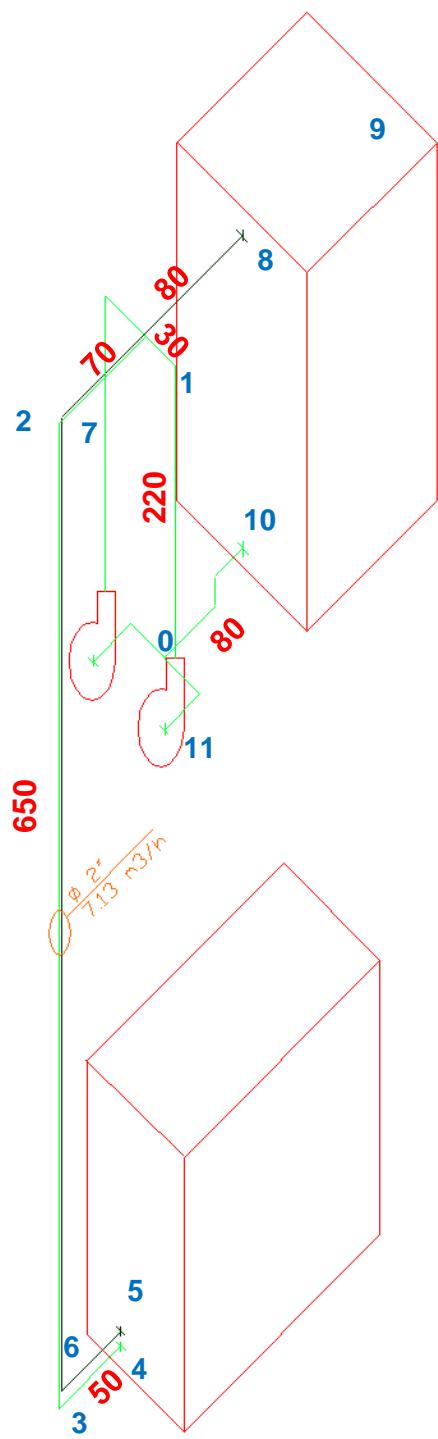
Determinar:

- o diâmetro da tubulação a ser utilizada;
- a perda de carga na tubulação;
- a carga de recalque e a seleção da bomba.

Dados:

- capacidade do condicionador de ar, 10 TR;
- vazão de água de condensação, $7,13 m^3/h$;
- perda de carga nos bicos pulverizadores da torre, 3 mca.;
- perda de carga no condensador, 4,6 mca.;
- curvas de raio longo.

FIGURA 67 - ISOMÉTRICO DA TUBULAÇÃO HIDRÁULICA



8 TERMOACUMULAÇÃO

O conhecimento e a utilização de sistemas de termoacumulação de água gelada são relativamente antigos no setor de condicionamento de ar, no entanto a sua importância e utilização ampla, só aconteceram a partir do aumento do custo da energia e da necessidade de racionalização de seu uso.

Desde a década de 30 que instalações de termoacumulação de frio já eram empregadas em instalações com cargas térmicas elevadas e de curta duração (tais como auditórios, igrejas, fábricas de lacticínios, etc.).

A razão de se usar estes sistemas de acumulação está no menor custo inicial do sistema de refrigeração. Por exemplo, uma igreja que necessita de uma instalação de 50 TR, por um período de 5 horas, uma vez por semana. Este sistema irá produzir o equivalente a 250 TR horas de frio, assim sendo, uma instalação de 5 TR de capacidade que opere e acumule frio por 50 horas irá fornecer a mesma capacidade de 250 TR horas e o custo do sistema de refrigeração foi substancialmente reduzido, mesmo quando o custo do sistema de acumulação for incluído.

Este conceito é beneficiando quanto maior for o tempo disponível para fabricar frio em relação ao tempo de sua utilização. Nestas circunstâncias a redução do custo do sistema de refrigeração será maior do que o custo do sistema de acumulação.

A termoacumulação esteve no passado, sempre associada a este perfil de usuário, ou seja, cargas térmicas de elevada intensidade e curta duração e grande tempo de ociosidade dos equipamentos.

O perfil do usuário de termoacumulação só veio mudar a partir da década de 70, quando o custo dos insumos básicos para produção de energia elétrica se tornaram expressivos e principalmente os recursos financeiros para expansão da capacidade de geração de energia se tornaram escassos.

Neste quadro, as empresas geradoras e distribuidoras de energia elétrica alteraram substancialmente sua estrutura de preços, elevando não só o custo do consumo (Kw.h) mas principalmente o custo da demanda elétrica (Kw).

Esta estrutura de custo da energia elétrica, que onera consideravelmente o usuário que possui um perfil de carga com pontas acentuadas de demanda, levou a necessidade de desenvolvimento de técnicas que aplinassem a curva de carga, atenuando a incidência de cargas elevadas e de curta duração.

Considerando que a maioria das cargas elétricas encontradas nos modernos edifícios estão diretamente associadas a eventos não transferíveis no tempo (tais como iluminação, elevadores, etc.), e que as técnicas de acumulação de energia elétrica são ainda caríssimas, foi nos sistemas de condicionamento de ar e tratamento ambiental que a tecnologia atual encontrou a solução de uso imediato para controle das demandas elétricas excessivas.

A termoacumulação (de frio ou calor) tem, portanto como finalidade básica, a transferência no tempo de cargas elétricas que são indesejáveis em determinados momentos, e que podem ser manuseadas com relativa facilidade e conveniência nos horários de ociosidade do sistema elétrico.

A compreensão de que os sistemas de termoacumulação não são elementos básicos de economia de energia, e sim ferramentas de gerenciamento

energético, é vital, pois alguns destes sistemas poderão eventualmente até gastar um pouco mais de energia elétrica do que sistemas convencionais, tendo neste caso sua justificativa de uso baseada exclusivamente na redução de demandas e deslocamento de cargas ao longo do dia.

Entretanto, os sistemas de termoacumulação de água gelada conseguem associar elementos tão interessantes que, simultaneamente podem em geral conseguir:

- reduzir a demanda e deslocar cargas;
- reduzir o consumo de energia;
- reduzir o custo inicial da obra.

Os mais comuns sistemas onde é fácil a visualização de sua utilização são: edifícios de escritórios, escolas, instituições religiosas, laboratórios, bibliotecas, museus, teatros, shopping centers, lojas de departamentos, supermercados, hospitais, áreas públicas de hotéis (restaurante, sala de convenções), e na área industrial o exemplo mais típico é o dos laticínios.

8.1 PRINCÍPIOS DA TERMOACUMULAÇÃO

A termoacumulação de água gelada é em princípio bastante simples, podendo utilizar os componentes usualmente empregados nos sistemas convencionais de água gelada.

Alguns cuidados, entretanto, são indispensáveis ao correto dimensionamento e seleção dos componentes, de modo a evitar uma operação de capacidade insuficiente ou aspectos econômicos indesejáveis.

Um dos aspectos mais importantes é o diferencial de temperatura da água gelada.

A indústria do ar condicionado tem utilizado o diferencial de 5,5°C ao longo de décadas quase como uma solução padrão, porém este valor é completamente desaconselhável no caso do emprego da termoacumulação visto que o volume do tanque de água gelada é inversamente proporcional ao diferencial de temperatura da água gelada.

Nos sistemas de termoacumulação de água gelada o valor usualmente empregado é de 11°C, sendo necessário neste caso o cuidado especial com diversos componentes do sistema hidráulico.

Como a vazão de água gelada cai para a metade dos valores encontrados com o diferencial convencional 5,5°C, os seguintes aspectos devem ser observados:

- As temperaturas de água gelada de suprimento e retorno devem ser estabelecidas de forma a não impossibilitar a operação adequada dos chillers e das serpentinas de água gelada. Valores usuais são 15,5°C e 4,5°C.
- Unidades resfriadoras de água (chillers ou centrífugas) deverão ser cuidadosamente selecionadas para estas condições.
- A seleção adequada do número de circuitos das serpentinas de água gelada passa a ser questão vital de operação. O uso de serpentinas usualmente circuitadas para diferenciais convencionais de 5,5 °C tende

a reduzir drasticamente a transferência de calor pela baixa velocidade de água nos tubos.

A baixa perda de carga das serpentinas que seria encontrada nestes casos tornaria o sistema hidráulico de água gelada totalmente descontrolado e de difícil balanceamento.

As válvulas de controle de temperatura passam a ter necessidade de uma seleção mais rigorosa, devido as menores vazões de água que irão manipular. O superdimensionamento nestes casos pode vir a ser desastroso.

Em geral as serpentinas de água gelada passam a necessitar de maior número de filas (rows), devido as diferentes condições encontradas no cálculo de transferência térmica.

Um interessante aspecto dos sistemas de termoacumulação de água gelada está ligado ao número de filas das serpentinas, que tem direta correspondência com a vazão de água circulada no sistema. O volume de água do tanque de acumulação, e a otimização de seu uso estão intimamente ligados a vazão de água gelada empregada pelo sistema. Quanto maior a vazão circulada, mais rápido se dará o esgotamento térmico do tanque.

Uma das formas mais econômicas de otimizar o uso da água gelada armazenada é portanto a diminuição da vazão circulada, e a maneira mais efetiva de alcançar este objetivo é justamente empregar serpentinas de maior área de troca de calor. Uma das indicações frequentemente citadas na área de termoacumulação de água gelada é de que o local mais econômico de se aplicar dinheiro para acumular frio é nas serpentinas.

Embora estas, não possuam o poder de acumular frio ou calor, sua maior área de troca térmica tende a proporcionar elevados diferenciais de temperatura, o que reduz a vazão circulada e propicia a otimização do seu uso da água gelada armazenada.

Como consequência do aumento do diferencial de temperatura da água gelada (e redução da vazão de água gelada para a metade) obtém-se os seguintes fatores de economia:

- redução do diâmetro das tubulações de água gelada, tubulações estas que representam em geral um dos elementos de maior custo nas instalações de água gelada;
- redução do custo de válvulas e acessórios hidráulicos;
- redução da vazão e da potência das bombas de água gelada (para 50% do valor usual);
- redução do consumo de energia derivado do bombeamento de água gelada para a metade do valor usual.

8.2 SISTEMAS DE TERMOACUMULAÇÃO

Há dois tipos básicos de sistemas de acumulação que fornecem água gelada para resfriamento, com acumulação de água gelada ou com acumulação de gelo.

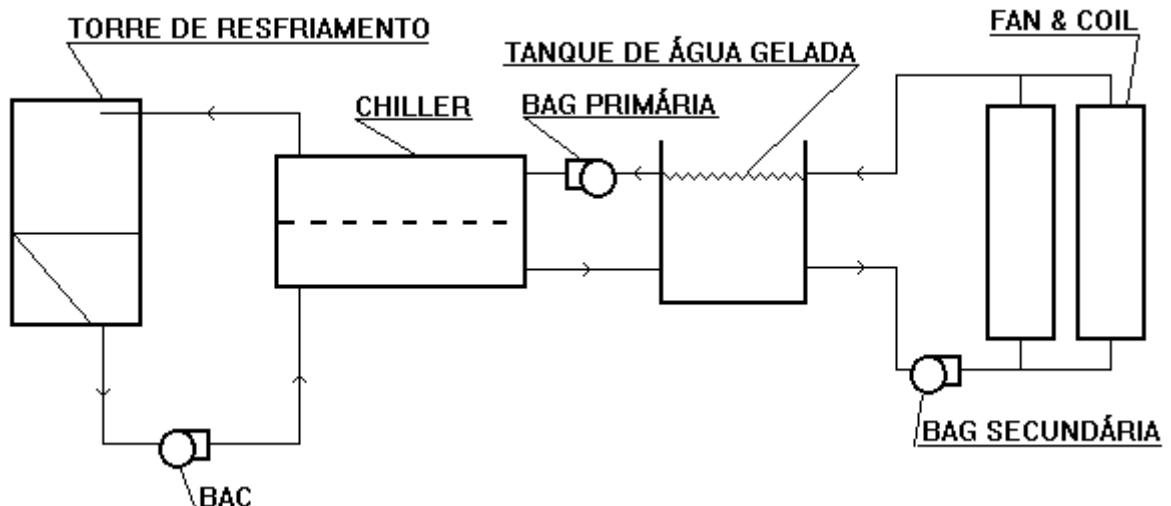
8.2.1 Sistemas de acumulação de água gelada

Este sistema é normalmente composto de um compressor, condensador e um evaporador que resfria água.

Frequentemente, o condensador é do tipo "Casco-e-Tubo" e requer uma torre de resfriamento, bomba d'água de condensação; como mostrado na (fig. 68), a água gelada é bombeada para o tanque de acumulação, constituído normalmente em concreto ou aço galvanizado.

Quando é necessário água gelada, a mesma é bombeada do tanque para o sistema e retorna novamente para o tanque.

FIGURA 68 - SISTEMA DE ACUMULAÇÃO DE ÁGUA GELADA



Apesar do conceito ser muito simples, ele passa a ser mais complexo na sua execução. Ele é limitado primeiramente pela capacidade de armazenamento de energia da água gelada, com 8,0 °C de diferencial de temperatura, 8,0 kcal/h podem ser acumulados por litro de água, o que irá significar 375 litros/TR hora de resfriamento. Por exemplo, para uma instalação de 600 TR convencional, 675 m³ de espaço serão necessários para acumulação de água gelada por 3 horas.

Uma outra importante consideração a ser feita no sistema de água gelada é a mistura da água quente de retorno do sistema com a água gelada do tanque, esta mistura não é homogênea e tampouco instantânea, de forma que conseguiu-se desenvolver tipos de tanques com formas especiais para melhorarem este desempenho, porém seus custos tornaram-no antieconômicos, e também a complexidade dos sistemas de controles.

A termoacumulação com água apresenta as seguintes vantagens:

- o chiller não precisa de duplo "set point", além da vantagem de trabalhar em condições mais favoráveis por causa da temperatura mais alta do evaporador;
- tem um consumo elétrico menor, com economia da ordem de 10% do global em relação ao gelo. Isto porque um chiller tem sua capacidade reduzida em 30% quando produz gelo;
- o tanque de água gelada pode vir a ser usado para "sprinkler"(ele tem o volume 50% maior do que o necessário para o combate a incêndio);
- a capacidade do chiller num sistema de estocagem de água é menor do que a do chiller de estocagem do gelo, porque durante o dia, quando a carga é parcial, o chiller continua estocando água gelada.

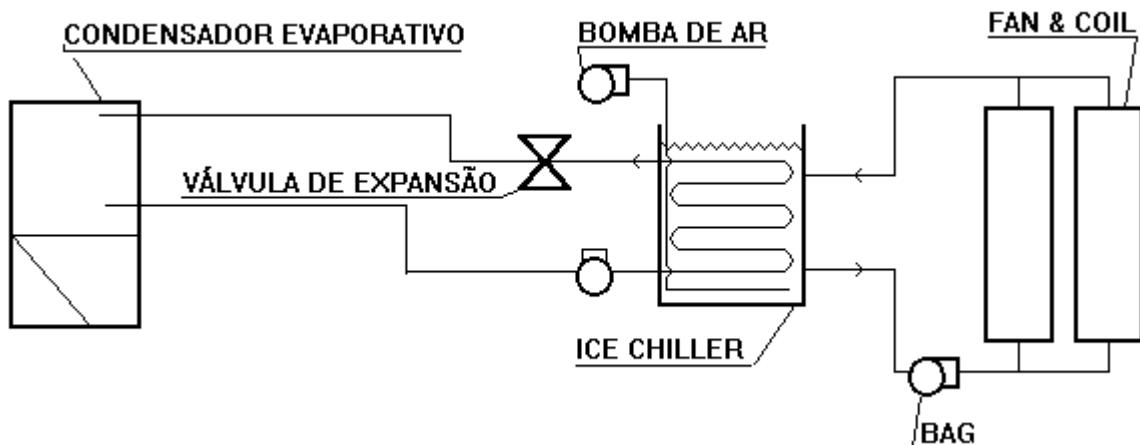
8.2.2 Sistemas de acumulação de gelo

Os sistemas de termoacumulação de gelo que têm sido usados ultimamente no Brasil, com propósito de deslocar o consumo para o horário fora de ponta, são:

ICE CHILLER: O sistema de acumulação de gelo é desenvolvido de forma a obtermos uma formação de gelo em torno dos tubos do evaporador. O gelo é derretido através da água quente de retorno do sistema, quando a bomba de água gelada está ligada, quando esta água é novamente resfriada é bombeada de volta ao sistema.

A (fig. 69), mostra um sistema típico de acumulação de gelo que utiliza componentes básicos de um sistema de refrigeração: compressor, condensador, válvula de expansão, e uma combinação de evaporador/unidade de acumulação (ICE CHILLER). O Ice Chiller consiste em uma serpentina multi-tubular, submersa em um tanque de água, com um agitador de água para manter a uniformidade do gelo na sua fabricação e no degelo. O tanque é totalmente isolado e coberto para evitar perdas de energia.

FIGURA 69 - SISTEMA DE ACUMULAÇÃO DE GELO (ICE CHILLER)



Como já foi visto, o espaço requerido para armazenamento de água gelada pode ser enorme, neste caso, a acumulação de gelo tem uma vantagem decisiva sobre a água gelada, uma vez que a base de acumulação de energia é o calor latente de fusão da água, que é 80 kcal/kg. Desta forma, cada kg de gelo nos fornece 80 kcal de resfriamento quando está se descongelando, que comparado com a água que só fornece 8 kcal/kg. Portanto, para a mesma quantidade de calor, a relação entre os volumes, neste exemplo, é de 8 para 1. Na prática consegue-se apenas uma relação de 5 para 1, porque não se consegue congelar toda a água de um tanque de gelo, além do que as serpentinas do tanque também ocupam espaço. Deste modo, um sistema com armazenamento de gelo ocupa cerca de um quinto do volume do armazenamento de água.

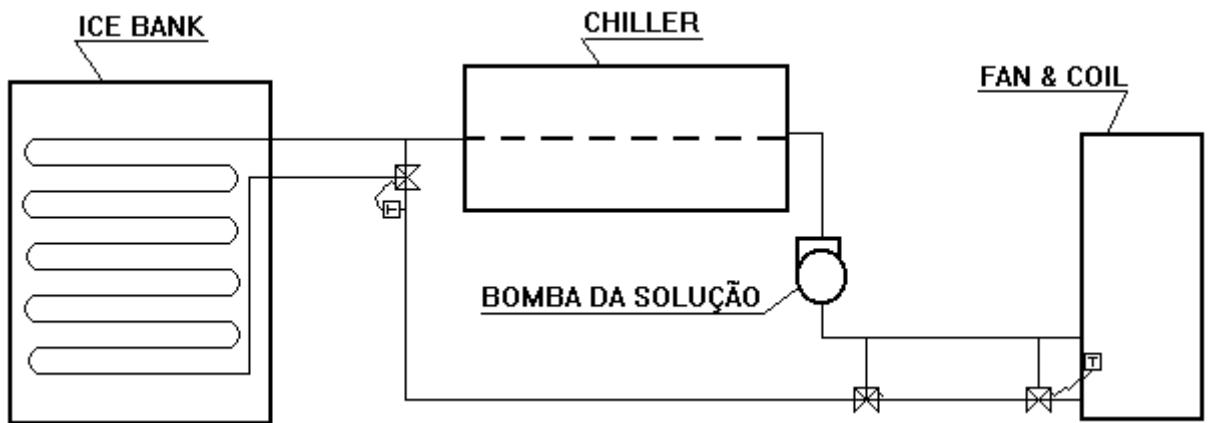
Teoricamente como foi demonstrado acima, a redução do volume de armazenamento é inversamente proporcional ao incremento da capacidade de resfriamento por quilograma de água, na prática, no entanto, esta relação é menor pelo fato de termos a serpentina do evaporador imersa no tanque, mas no resultado final temos que para a água gelada com 8°C de diferencial, são requerido 375 dm³/TR de acumulação, enquanto que com o ICE CHILLER são requeridos 90 dm³/TR de acumulação, ou seja, aproximadamente um quarto de volume de armazenamento necessário no sistema de água gelada, além disso, o custo de instalação de um sistema de acumulação térmica Ice-Chiller é substancialmente menor que o sistema de água gelada de capacidade equivalente, normalmente em torno de um terço menor.

O sistema de acumulação de gelo elimina também o problema de mistura da água de retorno, característico no sistema de água gelada, o retorno da água quente é feito através do tanque de gelo e as camadas de gelo que vão se derretendo, esfriam novamente esta água até uma temperatura aproximada de 1,7°C na saída.

Uma desvantagem em potencial que teríamos seria o fato de termos um maior consumo de energia, pois para fabricarmos gelo a 0°C precisamos evaporar o gás refrigerante a temperatura mais baixa que para produzirmos água gelada a 5,5°C, todavia, esta desvantagem pode ser recuperada utilizando-se um sistema de condensação evaporativo, que é mais eficiente e econômico. Por exemplo, 26 °C de bulbo úmido, um condensador evaporativo pode ser selecionado para operar com temperatura de condensação de 35°C, ao passo que um sistema de água gelada terá que operar com temperatura de condensação de 40°C, esta diferença de temperatura de condensação, compensa o maior consumo de energia na evaporação do sistema "Ice-Chiller".

ICE-BANK: Este sistema, conforme podemos ver na (fig. 70), consiste de um tanque de polietileno com uma serpentina de plástico, enrolada em forma de espiral. Por dentro da serpentina circula uma solução de água com etileno-glicol e por fora fica armazenada a água ou o gelo, que neste caso, não é colocada em circulação.

FIGURA 70 - SISTEMA DE ACUMULAÇÃO DE GELO (ICE CHILLER)



O Chiller tem duplo "set point". Durante o ciclo de carga, a solução circula a cerca de -4°C , congelando a água dentro do tanque.

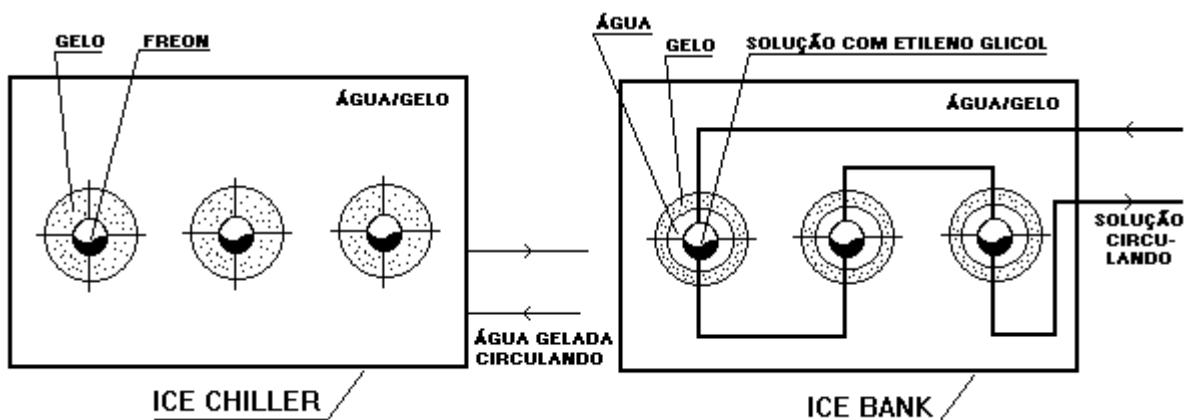
Durante o ciclo de queima, a solução vai aos fan-coils e passa na volta dentro do tanque, derretendo o gelo.

Uma válvula de mistura controla a temperatura de ida para os fan-coils, desviando uma maior ou menor quantidade de solução por dentro do tanque.

Temos de considerar que a solução de etileno-glicol reduz a transferência de calor em cerca de 5% em relação a água, aumentando, consequentemente, a vazão dos fan-coils ou a sua área de troca de calor.

Uma das vantagens deste sistema em relação ao anterior é que a serpentina está sempre limpa (sem gelo) no início do ciclo de carga, aumentando a sua eficiência, conforme (fig. 71).

FIGURA 71 - SITUAÇÃO DAS SERPENTINAS NOS SISTEMAS ICE CHILLER E ICE BANK



Porém na descarga eles são menos eficientes, pois o gelo vai ficando cada vez mais afastado da serpentina. Por isto deve-se ter cuidado no dimensionamento desses tanques, procurando conhecer as suas curvas de descarga para atender as cargas térmicas do horário de ponta.

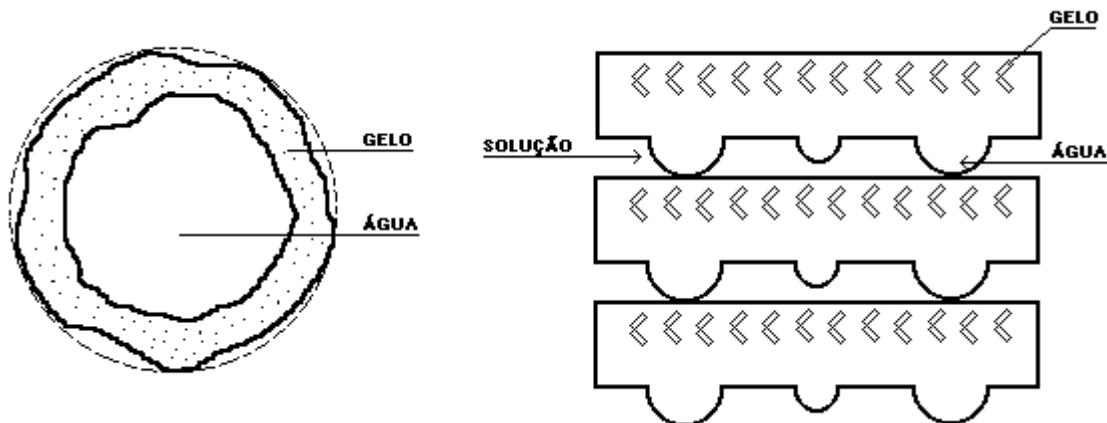
Fora do horário de ponta deixamos os chillers ligados com set point normalmente a 7°C, de modo que o gelo só é derretido quando a carga térmica for maior que a capacidade dos chillers.

ICE IN CONTAINERS: Este sistema consiste de tanques contendo recipientes plásticos com água deionizada no seu interior, misturada a um agente, para facilitar o congelamento.

Os tanques podem ser de polietileno, aço ou concreto, abertos ou fechados, inclusive tanques enterrados em estacionamento, sem ocupar área construída.

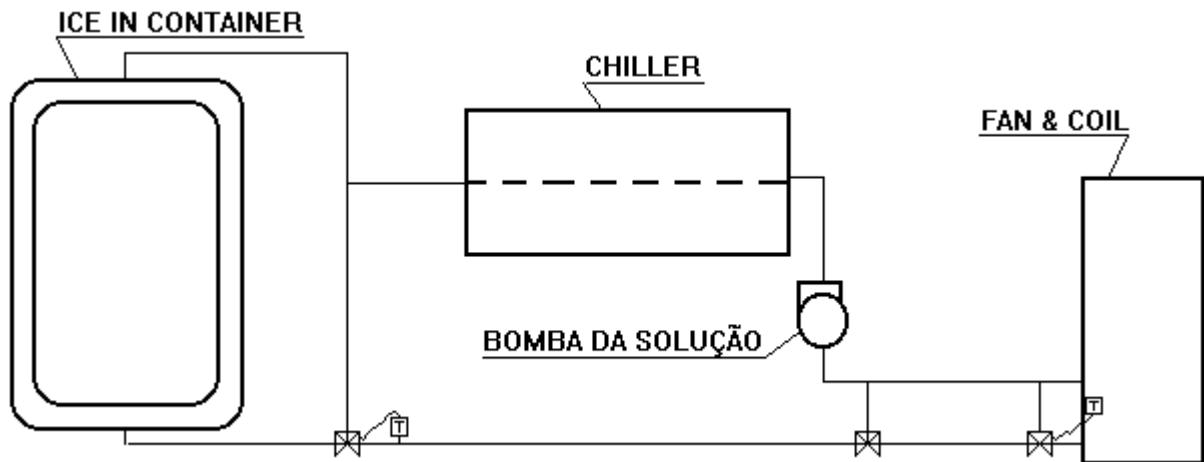
Esses recipientes plásticos podem ser em forma de uma esfera de 10 cm de diâmetro ou de um paralelepípedo de 80x30x3 cm, conforme (fig. 72).

FIGURA 72 - SISTEMA DE ACUMULAÇÃO DE GELO (ICE IN CONTAINERS)



Do mesmo modo que o sistema anterior, uma solução de água com etileno-glicol circula pelos chillers e pelos tanques, conforme (fig. 73). Porém, neste caso, a solução não passa por dentro de tubos, mas sim pela carcaça.

FIGURA 73 - CIRCUITO DE ÁGUA COM ETILENO-GLICOL NO SISTEMA ICE IN CONTAINERS



O gelo fica encapsulado dentro desses containers feitos de um plástico flexível, de modo a expandir-se durante a formação do gelo. Esta expansão pode ser detectada num módulo chamado de inventário, possibilitando, a qualquer momento, sabermos a quantidade de gelo existente.

As vantagens da esfera em relação ao paralelepípedo são:

- maior transmissão de calor, pois o gelo é formado inicialmente na periferia do container, depois ele se quebra e flutua, deixando a parte de baixo quase sempre com água. Deste modo, normalmente não há gelo em toda superfície interna do recipiente, atuando como isolante térmico;
- menor volume do tanque para a mesma capacidade.

Este sistema apresenta vantagem sobre o sistema anterior em grandes instalações, pois, normalmente com um ou dois tanques e poucas conexões podem atender à capacidade desejada, além de poderem ser enterrados.

Outrossim, possuem melhor eficiência na carga e descarga pelas razões apontadas.

Por outro lado, os Ice-Bank já vêm prontos da fábrica, não necessitando da colocação de recipientes no seu interior, no local da obra.

OUTROS SISTEMAS: Existem outros sistemas ou variações desses mencionados. O mais famoso é o "Ice Harvesting" que produz gelo em cima de placas evaporadoras, deixando-o cair, posteriormente, em um reservatório localizado abaixo da máquina refrigerante.

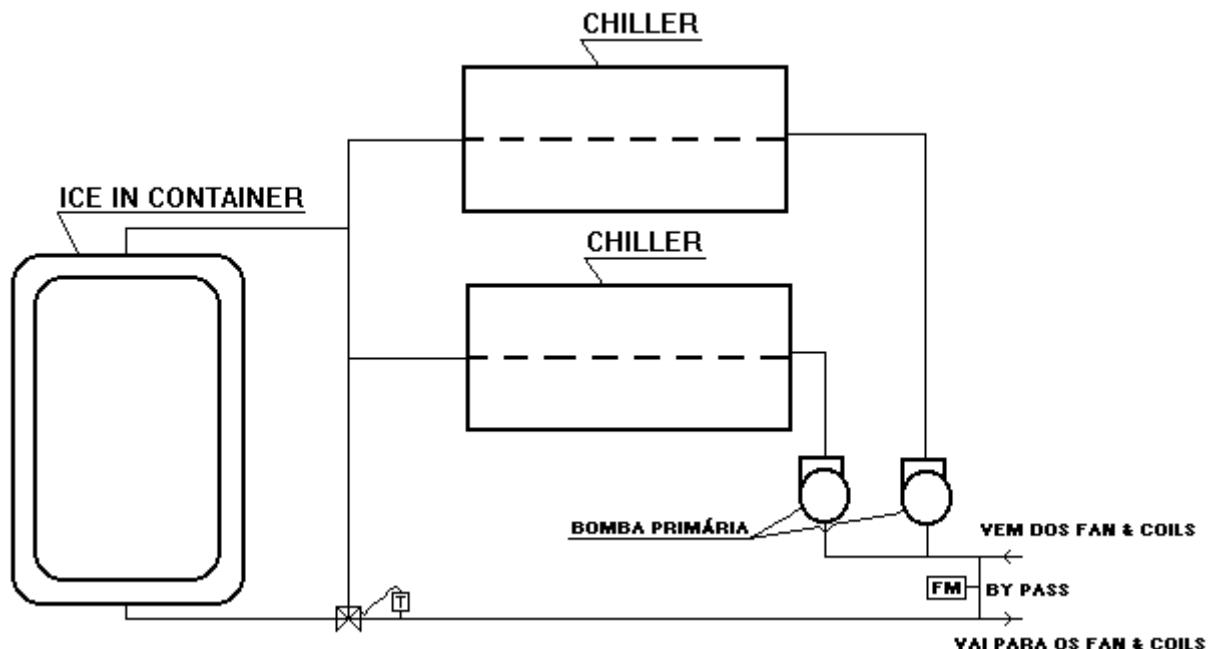
APLICAÇÃO DOS SISTEMAS DE ARMAZENAMENTO DE GELO: Várias são as maneiras de aplicação dos sistemas apresentados, vejamos algumas:

CIRCUITO ÚNICO: Conforme mostrado anteriormente nas (figs. 72 e 73). Acresentamos ainda que nesses casos podemos selecionar o DT dos fan-coils para 8,3°C e com isto diminuirmos a vazão da solução, ficando dentro da faixa de vazão nominal do chiller, além de reduzirmos a potência de bombeamento e diâmetro das tubulações. A grande vantagem deste tipo de circuito é a simplicidade dos controles.

DUPLO CIRCUITO: Conforme a (fig. 74) foram acrescentadas bombas secundárias para os fan-coils. Com isto podemos atender às cargas independentemente, como é o caso de um shopping center, onde temos vários usuários. Cada loja âncora pode ter seu consumo medido por um "BTU meter", por exemplo.

Nos fan-coils seriam usadas válvulas de duas vias, de modo que a vazão seja proporcional à carga térmica.

FIGURA 74 - DUPLO CIRCUITO DE ÁGUA COM ETILENO-GLICOL NO SISTEMA ICE IN CONTAINERS



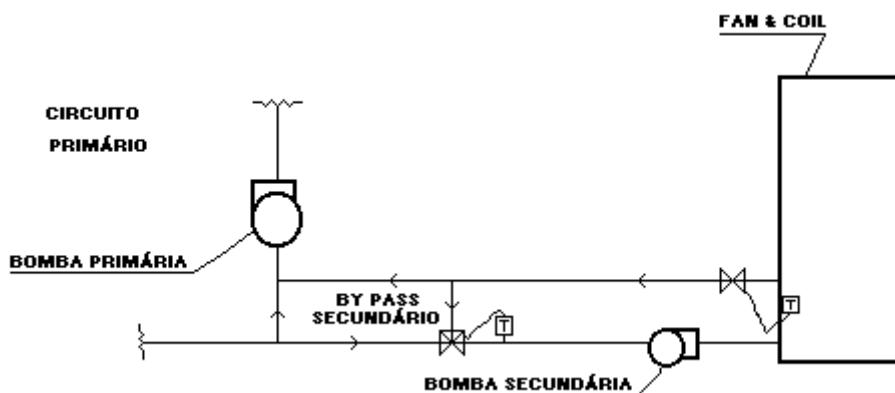
A vazão variável traz as vantagens:

- diminuir a potência de bombeamento quando diminui a vazão;
- podemos dimensionar a tubulação secundária pela carga de bloco dos fan-coils;
- possibilitar o controle da demanda pela medição deste fluxo.

No by-pass do circuito primário poderão ser colocados medidores de vazão para gerenciar o funcionamento dos chillers em carga parcial, desligando-os quando for o caso.

Se houver necessidade de funcionar os fan-coils enquanto é produzido gelo, coloca-se um by-pass no circuito secundário, de modo a manter uma temperatura na entrada dos fan-coils de 6°C, conforme podemos ver na (fig. 75).

FIGURA 75 - BY PASS NO CIRCUITO SECUNDÁRIO



Esses circuitos podem ser utilizados tanto com o ice-bank quanto com os ice in containers. Com os primeiros há limitação de pressão, já que são feitos de plásticos, assim, será necessário um trocador de calor intermediário para utilização em prédios altos.

OUTROS CIRCUITOS: Existem várias outras maneiras de circuitagem. As que foram mostradas são as mais simples, de menor custo inicial, menos dificuldade de operação e manutenção, porém não resolvem todos os casos, cabendo ao projetista a escolha do circuito mais adequado.

A termoacumulação com gelo apresenta as seguintes vantagens:

- controles mais simplificados, facilitando a manutenção e operação;
- cerca de um quinto do volume ocupado;
- possibilidade de ser enterrado em estacionamentos, subsolos, etc.;
- possibilidade de ficar em qualquer posição do circuito, por ser este fechado, enquanto o tanque de água estratificada tem de ficar no ponto mais alto do circuito, a menos que sejam tomadas medidas que sofisticarão ainda mais o projeto;
- menor perda de calor para o exterior, menor área para isolar e eventualmente, impermeabilizar devido ao seu menor volume;
- garantia de um Fabricante, em vez de ser construído no local;
- possibilidade de usar a distribuição do ar a baixa temperatura (6 °C), conseguindo com isto menores ventiladores, dutos, espaço no entreforro para colocar esses dutos, etc.;
- possibilidade de usar, o evaporador de um chiller convencional.

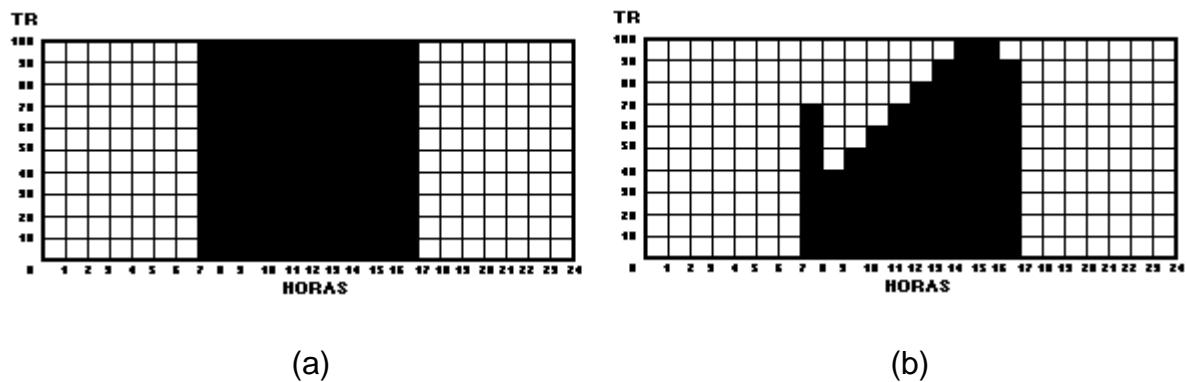
Baseado nos custos iniciais de instalação, vantagens em espaço e principalmente o consumo de energia diferenciado, o sistema de acumulação de gelo é o mais eficaz método de acúmulo de energia térmica, porém as vantagens e desvantagens devem ser analisadas de acordo com a aplicação, e com isto ser decidido o tipo de sistema a ser utilizado.

8.3 FORMAS DE ARMAZENAGEM

A termoacumulação pode ser feita de duas formas, total ou parcial. A primeira é bastante indicada para ampliação ou otimização de sistemas de refrigeração já existentes, enquanto que a parcial, serve mais às novas instalações, por ser de administração mais prática e maior economia.

Em projetos convencionais de sistemas de ar condicionado, as cargas térmicas de refrigeração são medidas em termos de "Toneladas de Refrigeração" necessárias, ou simplesmente Toneladas ou "TON". Sistemas de Armazenagem de Frio, entretanto, têm suas capacidades indicadas em "Toneladas-Hora" ou "TON-HORA". a (fig. 76a), representa a carga teórica de refrigeração de 100 TON mantida durante 10 horas, ou uma carga de refrigeração de 1000 TON-HORA. Cada um dos 100 quadrados no diagrama representa 10 TON-HORA.

FIGURA 76 - CARGA TEÓRICA DE REFRIGERAÇÃO



Na prática, nenhum sistema de ar condicionado de edifícios comerciais opera com 100% de capacidade durante todo o ciclo diário de refrigeração. A carga de ar condicionado atinge o seu pico durante o período da tarde - geralmente entre 14:00 e 16:00 horas- quando as temperaturas ambiente são mais altas.

A (fig. 76b) representa o perfil típico da carga de ar condicionado de um edifício comercial durante o dia.

Como se vê, o chiller de 100 TON de capacidade total é necessário somente durante duas das 10 horas do ciclo de refrigeração. Durante as outras 8 horas, apenas uma parcela da capacidade total do chiller é solicitada. Somando-se os quadrados sombreados, encontra-se um total de 75, cada um dos quais representando 10 TON-HORA, portanto, o edifício tem uma carga real de 750 TON-HORA. Entretanto, é necessário especificar chiller de 100 TON, para atender

à carga de refrigeração de 100 TON no horário de ponta. O fator de carga é definido como a relação entre a carga real de refrigeração e a capacidade potencial total do chiller, ou seja:

$$\text{FATOR DE CARGA} = \frac{\text{TON - HORA (CARGA REAL)} \times 100}{\text{TON - HORA (CARGA POTENCIAL TOTAL)}} = \frac{750 \times 100}{1000} = 0,75$$

Neste caso, o chiller tem um fator de carga de 75%.

Ele é capaz de prover 1000 TON-HORA, quando somente são solicitadas 750 TON-HORA. Se o fator de carga é baixo, a eficiência de custo do sistema também é baixa.

Dividindo-se o total de TON-HORA do edifício pelo número de horas em que o chiller opera, temos a Carga Média do edifício durante todo o período de refrigeração. Se a carga do ar condicionado pudesse ser deslocada para um horário fora de ponta ou nivelada para a Carga Média, poder-se-ia utilizar um chiller de menor capacidade, alcançando um fator de carga de 100%, melhorando a eficácia de custo.

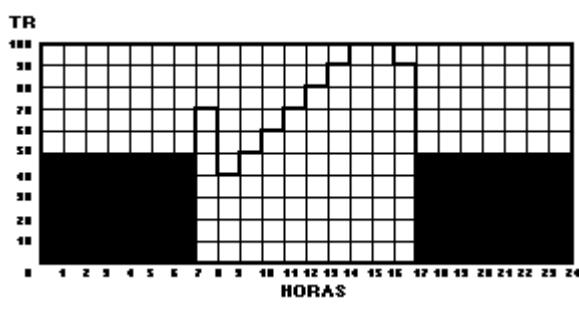
DIMENSIONAMENTO DO CHILLER:

$$\text{CAP CHILLER} = \frac{\text{CARGA TOTAL DE RESFRIAMENTO EM TON - HORA}}{\text{Nº DE HORAS FAZENDO GELO} + \text{Nº HORAS REFRIGERANDO} + 1,5}$$

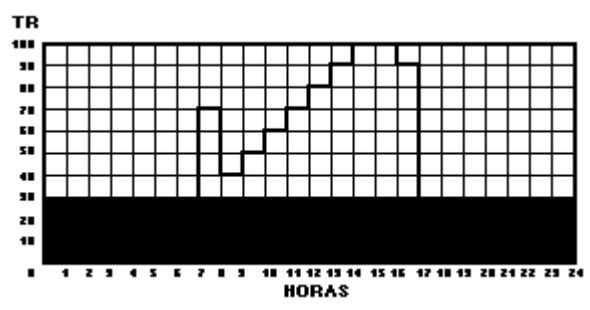
Para ajustar o aumento de capacidade de refrigeração durante o dia em 50%, o número de horas de operação refrigerando é multiplicado por 1,5.

PARA ARMAZENAGEM TOTAL: O sistema de armazenamento total coloca o chiller para estocar gelo durante as horas noturnas, desligando-o durante o funcionamento do ar condicionado, que utiliza apenas o frio do banco de gelo para refrigeração, (fig. 77a). A carga média foi reduzida para 750 TON-HORA/14 horas = 53,6 TON o que resulta em significativa redução dos custos de energia, tanto pela redução do pico de demanda quanto pela redução do consumo desviado dos horários com taxas mais altas.

FIGURA 77 - a) ARMAZENAGEM TOTAL
b) ARMAZENAGEM PARCIAL



(a)



(b)

PARA ARMAZENAGEM PARCIAL: No sistema de armazenagem parcial, o chiller trabalha 24 horas ao dia, refrigerando o ar condicionado durante o dia com o auxílio do frio armazenado à noite. A carga média (750 TON-HORA/14 + (10x1,5) é a mais baixa possível: 25,86 TON , (fig. 77b). O consumo de energia é reduzido ainda mais e a capacidade total do chiller pode ser até duas vezes menor.

8.4 VOLUME TEÓRICO DE ARMAZENAGEM

O cálculo do volume de água gelada a ser armazenado é bastante simples, entretanto, um dos elementos de cálculo mais importantes deve ser determinado antes da etapa de dimensionamento do tanque, que é o perfil de carga térmica diária para um dia típico de projeto.

Este perfil deverá ser determinado com a maior precisão possível, de preferência com o emprego de programas de computador que permitam a associação das inúmeras variáveis envolvidas (tais como meteorologia da região, dados construtivos dos materiais, condições operacionais do prédio, etc.) de forma a obter o perfil mais próximo possível do real.

Do perfil de carga obtém-se informações importantes tais como:

- a carga máxima prevista;
- o número de horas de operação do sistema e de carga dos tanques;
- o somatório das cargas que deverão ser deslocadas com o emprego da termoacumulação (TR.h);
- a capacidade mínima da Central de frio a ser empregada.

$$V = \frac{TR.h}{DT} \quad (55)$$

onde

V volume teórico de acumulação;

TR.h carga térmica a ser acumulada;

DT diferencial de temperatura da água gelada.

9 RETROFIT EM AR CONDICIONADO

Retrofit é uma modificação de um equipamento ou instalação existente, visando à melhoria de seu desempenho, de sua operação ou de ambos.

Surgiu em meados da década de 70 nos Estados Unidos, pois até 1973 não havia preocupação com o consumo de energia nos projetos de edifícios. A partir deste ano, as fontes de energia foram rapidamente se escasseando e com o crescente aumento no custo de energia, os proprietários dos edifícios tornaram-se conscientes da necessidade de sua conservação nas instalações.

Em 1980, o Congresso Americano, achava que através de taxas de incentivo aumentaria a procura do Retrofit, entretanto, muitos proprietários e instituições, promoviam o Retrofit em suas instalações, sem ajuda governamental, preocupados em diminuir o Consumo de Energia.

Hoje as concessionárias americanas de energia oferecem incentivos para o desenvolvimento de projetos, instalações e reformas, fornecendo capital e reduzindo o custo da energia em diversos segmentos durante o dia, tornando assim vantajoso o estudo para recuperação de instalações de ar condicionado.

No Brasil não há incentivo econômico para projetos, instalações e reformas, no entanto o custo da energia é crescente devido à necessidade de investimento em obras de geração e transmissão de energia e existem tarifas diferenciadas durante o dia que incentivam o "Retrofit" permitindo retorno do investimento.

9.1 TARIFAÇÃO DA ENERGIA ELÉTRICA NO BRASIL:

9.1.1 Definições

Horário de Ponta: Corresponde ao intervalo de 03 horas consecutivas, definido pela concessionária, compreendido entre 17 e 22 horas, de segunda à sexta-feira.

Horário Fora de Ponta: Corresponde às horas complementares às 03 horas relativas ao horário de ponta anteriormente definido, acrescido do total de horas dos sábados e domingos.

Período Seco: Compreende o intervalo situado entre os fornecimentos abrangidos pelas leituras dos meses de maio a novembro de cada ano.

Período Úmido: Compreende o intervalo situado entre os fornecimentos abrangidos pelas leituras dos meses de dezembro de um ano a abril do ano seguinte.

Consumidor do grupo A: São aqueles atendidos em tensão de fornecimento igual ou superior a 2,3 kV ou ligados em baixa tensão em sistema de distribuição subterrâneo mas considerado, para efeito de faturamento, como de alta tensão.

Segmentos Horo-Sazonais: São as combinações dos intervalos de ponta e fora de ponta com os períodos úmido e seco, definidos à seguir:

- horário de ponta em período seco - OS;
- horário de ponta em período úmido - PU;
- horário fora de ponta em período seco - FS;
- horário fora de ponta em período úmido – FU.

Tarifa de Ultrapassagem: É a tarifa aplicada à parcela da demanda medida que superar o valor da demanda contratada, no caso de Tarifas Horo-Sazonais, respeitados os respectivos limites de tolerância.

As tarifas de eletricidade em vigor possuem estruturas que leva em conta os seguintes fatores:

- tipo de Tarifa;
- demanda de potência (quilowatt-kW);
- consumo da energia (quilowatt-hora kWh);
- fator de potência ($\cos \phi$).

9.1.2 Tipos de tarifa

Tarifa Convencional: Demanda de potência (kW) e Consumo da energia (kWh), a um preço único. É aplicada às unidades consumidoras do Grupo A, atendidas em tensão inferior a 69 kV e com demanda menor do que 500 kW.

Tarifa Azul: Demanda de potência (kW) e Consumo da energia (kWh), a um preço para a ponta e um preço para fora da ponta. É aplicada às unidades consumidoras do Grupo A, segundo os seguintes critérios:

- a) Aplicação Compulsória:
 - às unidades consumidoras atendidas em tensão igual ou superior a 69 kV;
 - às unidades consumidoras atendidas em tensão inferior a 69 kV, com demanda de potência igual ou superior a 500 kW, desde que não façam opção pela Tarifa Verde.
- b) Aplicação Opcional:
 - às unidades consumidoras atendidas em tensão inferior 69 kV;
 - às unidades consumidoras atendidas em tensão inferior a 69 kV, com demanda de potência superior a 50 kW e inferior a 500 kW.

Tarifa Verde: Demanda de potência (kW), a um preço único e Consumo da energia (kWh), a um preço para a ponta e um preço para fora da ponta. A Tarifa Verde é oferecida, sempre em caráter opcional, aos consumidores do Grupo A atendidos em tensão inferior a 69 kV, com demanda a partir de 50 kW.

9.1.3 Demanda de Potência

Todo equipamento possui uma determinada potência que é o quanto ele necessita de energia para operar em determinada condição que é chamada de condição nominal.

Os equipamentos que no sistema elétrico são considerados "cargas" possuem uma determinada característica de operação que se classificam como: resistiva, reativa, indutiva ou reativa capacitiva.

As cargas resistivas são aquelas que possuem fator de potência de operação = 1,00 ($\text{kW}=\text{kVA}$) como por exemplo as resistências. As cargas reativas indutivas são aquelas que possuem fator de potência de operação menor que 1,00 indutivo como, por exemplo, os motores. As cargas reativas capacitivas são aquelas que possuem fator de potência de operação menor que 1,00 capacitivo como, por exemplo, os capacitores. Todas estas cargas tem um determinado consumo nominal, ou seja, após energizadas demandam o consumo de uma determinada intensidade de corrente expressa em amperes (A) para se manterem funcionando.

A grande diferença entre uma carga resistiva e uma carga reativa que pode ser indutiva ou capacitativa é no ligamento e desligamento da mesma.

Enquanto na carga resistiva temos uma relação linear entre corrente (A) no ligamento, funcionamento e desligamento, na carga reativa ocorre um pico de corrente (A) no seu ligamento, decorrido algum tempo há a estabilização e no desligamento comumente há uma elevação de tensão (V) nos terminais desta carga ou elemento de comando da mesma.

Pelo exemplo dado podemos verificar que paga uma parcela razoável pela demanda (kW).

Se num sistema de ar condicionado seja por falta momentânea de energia ou no ligamento do mesmo, partimos todos os motores de uma só vez, os mesmos necessitam de uma chamada "corrente de partida" que é algumas vezes maior que a sua "corrente nominal, isto é, considerando-se sua partida direta, para minimizar este problema recorre-se a algumas partidas chamadas:

- estrela-triângulo;
- autotransformador (compensadora);
- estatórica a resistência;
- inversor de frequência.

Um sistema de ar condicionado é composto de vários motores, então se escalonamos as partidas dos mesmos evitamos uma sobreposição de "picos" de correntes de partida o qual estaríamos pagando por esta demanda a maior que pode ser evitada.

9.1.4 Consumo de Energia

Um equipamento elétrico que possui uma determinada potência (kW) ao ficar energizado um determinado tempo "x" horas apresentará um consumo de x kW horas (kWh).

A seleção de equipamento que apresentem a menor relação kW/TR ajudará a reduzir o consumo final (kWh) sem perda da qualidade.

9.1.5 Fator de Potência

Podemos definir o fator de potência, FP numericamente igual à razão entre a potência ativa e a potência aparente.

$$FP = \frac{\text{Potência ativa (kW)}}{\text{Potência reativa (kVA)}} \quad (56)$$

O valor encontrado do FP representa um índice de verificação do desempenho de um sistema elétrico.

Os equipamentos elétricos que possuem alto fator de potência liberam o sistema elétrico para transportar mais energia ativa (kW).

Pela legislação vigente conforme DECRETO n. 479 de 20/03/92 o fator de potência das instalações elétricas deve ser mantido sempre o mais próximo possível de 1,0; a PORTARIA DNAEE n. 1569 de 23/12/93 estabelece estes parâmetros oneram o faturamento da conta de energia elétrica.

O fator de potência de uma instalação, abaixo de 0,92 onera o faturamento da conta de energia elétrica pelos componentes FDR (Faturamento da Demanda de Reativo Excedente) e FER (Faturamento do Consumo de Reativo Excedente).

9.2 RAZÕES PARA UM RETROFIT

Todas as instalações que de uma forma ou de outra tem sua operação onerosa face ao custo da energia ou não oferecem conforto ou segurança de vida ou saúde para os ocupantes dos edifícios, são possíveis de se “retrofitar”.

Os principais candidatos a retrofit são: Shopping centers, edifícios comerciais, hotéis, hospitais, supermercados, armazéns frigoríficos e várias instalações industriais.

9.3 TIPOS DE RETROFIT EM HVAC VOLTADOS PARA A CONSERVAÇÃO DE ENERGIA

9.3.1 Termoacumulação

Quando há necessidade de operarmos no horário de ponta, a termoacumulação é um recurso que nos permite o deslocamento do funcionamento dos equipamentos que produzem gelo ou água gelada para um horário fora de ponta.

9.3.2 Recuperação do calor de condensação

Aquecimento de água para uso múltiplo, ou mesmo para aquecimento do Ar, pode ser feita através da descarga de gás quente do compressor. O custo desse aquecimento é praticamente zero, uma vez que esse calor ia ser jogado para o meio externo.

O investimento inicial está no trocador de calor que comumente é chamado de "Recuperador".

Esse trocador fica entre o compressor e o condensador, e aproveita a alta temperatura dos gases na descarga do compressor.

9.3.3 Volume de Ar Variável

Muito popular nos EUA, devido à facilidade com que se pode economizar grandes somas de energia de Resfriamento, Aquecimento e no motor do Ventilador em comparação com outros sistemas de HVAC.

9.3.4 Cogeração de Energia

É a produção simultânea de energia e calor proveniente de uma fonte de energia primária.

A cogeração é largamente utilizada na Europa e nos EUA desde 1950.

Aqui no Brasil ainda são poucos os projetos que utilizam a Cogeração de energia.

Uma das Fontes Primárias é o gás natural que pode ser utilizada simultaneamente para chiller com ciclo de absorção e na produção de calor.

9.3.5 Sistema de Controle Digital Direto - DDC

Os sistemas com DDC são hoje usados na maioria das novas instalações dos EUA, e também incorporados as mesmas por ocasião do Retrofit.

Os sistemas de termoacumulação devem ter DDC, uma vez que as variáveis principais como, carga térmica instantânea e quantidade de termoacumulação disponível, só são possíveis de reconhecimento e de se interagirem entre si, quando equipados com sistemas de grande precisão e rapidez (como o DDC) conjugados com um gerenciador de energia.

Quando se for proceder um Retrofit no sistema de controle do ar condicionado, devemos levar em consideração o custo da instrumentação: Os sensores, Atuadores, Cabos, Fios e Conduítes, representam até 50% do custo, por isso sempre que possível, devemos tentar a reutilização dos mesmos.

Através do DDC e dos Gerenciadores de Sistema de Edifício (BMS), que controlam todos os equipamentos, inclusive o Ar Condicionado, é possível obter o completo monitoramento da instalação e dessa forma melhor aproveitamento da termoacumulação, da Recuperação de Energia, dos sistemas de Volume de Ar e Água Variáveis etc..

A confiabilidade no cumprimento dos horários de Ponta, fora de Ponta e período de Carga, são maiores do que os programadores elétricos, evitando-se assim, prejuízos com esquecimentos e mesmo atrasos na programação de funcionamento dos equipamentos, quando operados manualmente.

9.3.6 Reaproveitamento de Calor em Sistemas com Ar Externo Total

É necessário que a instalação esteja equipada com comparador de entalpia de ar de retorno e ar externo. Permite a utilização de até 100% de ar externo toda vez que a entalpia do ar externo estiver menor do que a do retorno.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE, *Equipment Volume*, 1988.
- ASHRAE, *Fundamentals Volume*, 1985.
- ASHRAE, *HVAC Systems and Applications*, 1986.
- ASHRAE, *Refrigeration Systems and Applications*, 1986.
- ASHRAE, *Thermodynamic Properties of Refrigerants*, 1986.
- CARRIER, *Manual de Ar Condicionado*, 1980.
- Dossat, R. J. & Horan, T. J. *Principles of Refrigeration*, 2001.
- Jabardo, J. M. S. *Refrigeração Industrial*, 1994.
- NBR-6401, *Parâmetros básicos de projeto*, 1980.
- Stoecker, F. W. *Refrigeração e Ar condicionado*, 1985.
- TRANE, *Manual de Ar Condicionado*, 1980.

TABELA 10 - COEFICIENTES DE CONDUTIBILIDADE TÉRMICA E DE FILME

109

COEFICIENTE DE CONDUTIBILIDADE TÉRMICA - k			
MATERIAL	PESO ESP. (kg/m ³)	Temp. (C)	k (W.mm/.m ² . C)
LÃ MINERAL A GRANEL	32,04 - 80,09	32/16	43,27 / 38,94
SERRAGEM A GRANEL	12,81 - 240,28	24	64,9
FIBRA DE MADEIRA A GRANEL	48,06	24	43,27
ARGAMASSA DE CIMENTO	1858,13		721,14
AGREGADOS LEVES (COM ARGILA EXPANDIDA, CONCRETO CELULAR)	1922,22 - 320,37		749,99 - 100,96
ESTUQUE	1858,15		721,14
PEDRA, CAL OU AREIA		24	1802,86
ARGAMASSA (CIMENTO + AREIA)	1858,15	24	721,14
ARGAMASSA (GESSO + AREIA)	1685,94	24	807,68
ALUMÍNIO CHAPA		0	210573,56
LATÃO AMARELO		0	86537,08
COBRE		0	389416,85
FELTRO		30	37,5
GELO			2163,43
FERRO		0	48316,54
ZINCO		0	109613,63
CONCRETO	2400,05		1802,86
MÁRMORE			1802,86
GESSO			1802,86
TIJOLO FURADO	1201,39		721,14
TIJOLO MACIÇO			1586,51
CARPETE			337,49
DURAPLAC			201,92
PLACA DE CIMENTO AMIANTO	1922,22	24	576,91
MADEIRA COMPENSADA	544,63	24	115,38
MADEIRA PRENSADA DURA	1041,2	24	201,92
LÃ MINERAL (MANTA)	8	24	46,15
FIBRA DE MADEIRA (MANTA)	51,26 - 57,67	24	36,06
PLACA DE CORTIÇA	104,12 - 128,15	32/16/-18/-51	40,38/38,94/36,06/33,17
FIBRA DE VIDRO (PLACA)	64,07 - 144,17	32/16	37,50/34,61
POLIURETANO EXPANDIDO(PLACA)	24,08 - 40,05	38	25,96
POLIESTIRENO EXPANDIDO(PLACA)	30,44	24/16/-51	37,50/36,06/27,40
COEFICIENTE DE FILME - h (W/m ² . C)			
POSIÇÃO DA SUPERFÍCIE	DIREÇÃO DO FLUXO DE CALOR	EMISSIVIDADE SUPERFICIAL	
. AR CALMO	FLUXO DE CALOR	NÃO REFL=0,90	REFL=0,20
HORIZONTAL	PARA CIMA	9,26	5,17
INCLINADO 45	PARA CIMA	9,09	5
VERTICAL	HORIZONTAL	8,35	4,2
INCLINADO 45	PARA BAIXO	7,5	3,41
HORIZONTAL	PARA BAIXO	6,13	2,1
. AR EM MOVIMENTO			
EM QUALQUER POSIÇÃO			
INVERNO (6,7 m/s)	QUALQUER	34,07	
VERÃO (3,4 m/s)	QUALQUER	22,71	
0,5 a 1 m/s	QUALQUER	10,22	
. ESPAÇO DE AR			
HORIZONTAL (3/4" - 4")	PARA CIMA (INVERNO)	6,68	
HORIZONTAL (3/4" - 4")	PARA CIMA (VERÃO)	7,28	
HORIZONTAL (3/4")	PARA BAIXO(INVERNO)	5,57	
HORIZONTAL (1 1/2")	PARA BAIXO (INVERNO)	4,94	
HORIZONTAL (4")	PARA BAIXO (INVERNO)	4,62	
HORIZONTAL (8")	PARA BAIXO(INVERNO)	4,54	
HORIZONTAL (3/4")	PARA BAIXO (VERÃO)	6,68	
HORIZONTAL (1 1/2")	PARA BAIXO (VERÃO)	6,11	
HORIZONTAL (4")	PARA BAIXO (VERÃO)	5,74	
INCLINADO 45 (3/4" - 4")	PARA CIMA (INVERNO)	6,31	
INCLINADO 45 (3/4" - 4")	PARA BAIXO (VERÃO)	6,38	
VERTICAL (3/4" - 4")	HORIZONTAL(INVERNO)	5,85	
VERTICAL (3/4" - 4")	HORIZONTAL(INVERNO)	6,6	

TABELA 11 - CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA EM AR CONDICIONADO

Cliente				Date
Endereço		Local de instalação		
PROCEDÊNCIAS DO CALOR	DIMENSÕES	UNIDADES m ²	FATORES	Necessidade de Re- frigeração (kcal/h)
TIPO 1 - JANELAS C/INSOLAÇÃO			Sem Proteção Proteção Int. Proteção Ext.	
1.1 - Norte			240 115 70	
1.2 - Nordeste			240 95 70	
1.3 - Este			270 130 85	
1.4 - Sudeste			200 85 70	
1.5 - Sul			0 0 0	
1.6 - Sudoeste			400 160 115	
1.7 - Oeste			500 220 150	
1.8 - Noroeste			350 150 95	
TIPO 2 - JANELAS TRANSMISSÃO				
2.1 - Vidro Comum			50	
2.2 - Tijolo de Vidro/Vidro Duplo			25	
TIPO 3 - PAREDES			Construção Leve Construção Pesada	
3.1 - Externas voltadas para o Sul			13 10	
3.2 - Externas outras orientações			20 12	
3.3 - Internas voltadas para ambientes não condicionados			8	
TIPO 4 - TETO				
4.1 - Em Laje			75	
4.2 - Laje c/2,5cm ou mais de isolamento			60	
4.3 - Entre Andares			13	
4.4 - Sob Telhado Isolado			18	
4.5 - Sob Telhado sem isolamento			40	
TIPO 5 - PISO				
Piso não colado diretamente sobre o solo			13	
TIPO 6 - PESSOAS				
Número de Pessoas			150	
TIPO 7 - ILUMINAÇÃO E APARELHOS				
Lâmpadas ou Aparelhos Elétricos			1.0	
TIPO 8 - PORTAS OU VÃOS				
Abertos constantemente para Áreas não condicionadas			150	
Fator Climático da região			SUBTOTAL	
CARGA TOTAL EM:		kcal/h ÷ 3024 =	TR x 12000 =	Btu/h

CROQUIS (indique o N com uma seta)

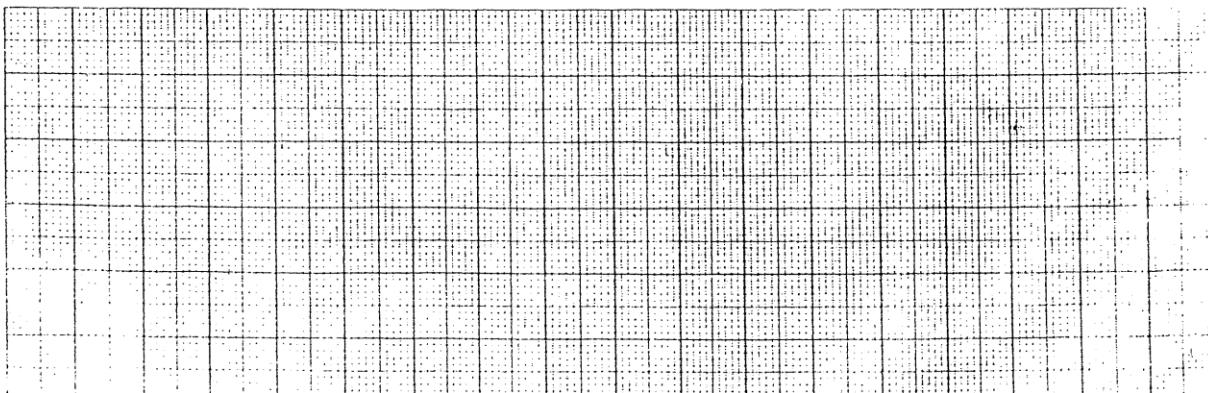


TABELA 12 - CONDIÇÕES CLIMÁTICAS PARA PROJETO DE AR CONDICIONADO (ASHRAE - FUNDAMENTALS HANDBOOK, 1985)

Col. 1 Country and Station	Col. 2 Latitude and Longitude °, °'	Col. 3 Elevation, m	Winter, °C			Summer, °C						
			Col. 4			Col. 5 Design Dry-Bulb			Col. 6 Out- door Daily Range °C	Col. 7 Design Wet-Bulb		
			Mean of Annual Ex- tremes	99%	97.5%	1%	2.5%	5%		1%	2.5%	5%
AFGHANISTAN Kabul.....	3435N/ 69 12E	1815	-17	-14	-13	37	36	34	18	19	18	18
ALGERIA Algiers	3646N/ 3 03E	59	3	6	7	35	33	32	8	25	24	24
ARGENTINA Buenos Aires	3435S / 58 29W	27	- 3	0	1	33	32	30	12	25	24	24
Cordoba	3122S / 64 15W	423	- 6	- 2	0	38	36	34	15	24	24	23
Tucuman	2650S / 65 10W	427	- 4	0	2	39	37	36	13	24	24	23
AUSTRALIA Adelaide	3456S / 138 35E	43	2	3	4	37	34	33	14	22	21	20
Alice Springs	2348S / 133 53E	547	- 2	1	3	40	39	38	15	24	23	22
Brisbane	2728S / 153 02E	42	4	7	8	33	31	30	10	25	24	24
Darwin	1228S / 130 51E	27	16	18	19	34	34	33	9	28	27	27
Melbourne	3749S / 144 58E	35	- 1	2	3	35	33	30	12	22	21	20
Perth	3157S / 115 51E	64	- 3	4	6	38	36	34	12	24	23	23
Sydney	3352S / 151 12E	42	3	4	6	32	29	27	7	23	23	22
AUSTRIA Vienna	4815N/ 16 22E	196	-19	-14	-12	31	30	28	9	22	21	19
AZORES Lajes (Terceira)	3845N/ 27 05W	52	6	8	9	27	26	25	6	23	22	22
BAHAMAS Nassau	2505N/ 77 21W	3	13	16	17	32	32	31	7	27	27	26
BANGLADESH Chittagong	2221N/ 91 50E	27	9	11	12	34	33	32	11	28	27	27
BELGIUM Brussels	5048N/ 4 21E	100	-11	- 9	- 7	28	26	25	11	21	20	19
BERMUDA Kindley AFB	3322N/ 64 41W	39	8	12	13	31	30	29	7	26	26	26
BOLIVIA La Paz	1630S / 68 09W	3658	- 2	- 1	1	22	21	20	13	14	14	13
BRAZIL Belem	127S / 48 29W	13	19	21	22	32	32	31	11	27	26	26
Belo Horizonte	1956S / 43 57W	915	6	8	10	30	29	28	10	24	24	24
Brasilia	1552S / 47 55W	1049	8	9	11	32	31	30	9	24	24	24
Curitiba	2525S / 49 17W	949	- 2	1	3	30	29	28	12	24	23	23
Fortaleza	346S / 38 33W	27	19	21	21	33	32	32	9	26	26	26
Porto Alegre	3002S / 51 13W	10	0	3	4	35	33	32	11	24	24	24
Recife	804S / 34 53W	30	19	21	21	31	31	30	6	26	25	25
Rio De Janeiro	2255S / 43 12W	61	13	14	16	34	33	32	6	27	26	26
Salvador	1300S / 38 30W	47	18	19	20	31	31	30	7	26	26	26
Sao Paulo	2333S / 46 38W	795	2	6	8	30	29	28	10	24	23	23
BRITISH HONDURAS Belize	1731N/ 88 11W	5	13	16	17	32	32	32	7	28	28	27
BULGARIA Sofia	4242N/ 23 20E	550	-19	-16	-13	32	30	29	14	22	21	21
BURMA Mandalay	2159N/ 96 06E	77	10	12	13	40	39	38	17	27	27	27
Rangoon	1647N/ 96 09E	5	15	17	17	38	37	35	14	28	28	28
CAMBODIA Phnom Penh	1133N/104 51E	11	17	19	20	37	36	34	11	28	28	28
CHILE Punta Arenas	5310S / 70 54W	8	- 6	- 4	- 3	20	19	18	8	13	13	12
Santiago	3327S / 70 42W	520	- 3	0	2	32	32	31	18	22	21	21
Valparaiso	3301S / 71 38W	41	4	6	8	27	26	25	9	19	19	18
CHINA Chungking	2933N/106 33E	230	1	3	4	37	36	35	10	27	27	26
Shanghai	3112N/121 26E	7	- 9	- 5	- 3	34	33	32	9	27	27	27
COLOMBIA Baranquilla	1059N/ 74 48W	13	19	21	22	35	34	34	9	28	28	28
Bogota	436N/ 74 05W	2562	6	7	8	22	21	21	11	16	15	14
Cali	325N/ 76 30W	972	12	14	14	29	28	26	8	21	21	20
Medellin	613N/ 75 36W	1417	9	12	13	31	29	29	14	23	22	22
CONGO Brazzaville	415S / 15 15E	318	12	16	17	34	33	33	12	27	27	27
CUBA Guantanamo Bay	1954N/ 75 09W	6	16	18	19	34	34	33	9	28	27	27
Havana	2308N/ 82 21W	24	12	15	17	33	33	32	8	27	27	27
CZECHOSLOVAKIA Prague	5005N/ 14 25E	202	-16	-16	-13	31	29	28	9	19	18	18
DENMARK Copenhagen	5541N/ 12 33E	13	-12	- 9	- 7	26	24	23	9	20	19	18

TABELA 13 - TEMPERATURA SUPERFICIAL EFETIVA DA SERPENTINA

Condiciones interiores				ADP y ESHF											
t_{db}	H.R.	t_{wb}	W												
* C	%	* C	g/Kg												
25°5	35	15,7	7,2	ESHF ADP	1,00 9,0	0,93 8,0	0,88 7,0	0,86 6,0	0,83 4,0	0,77 2,0	0,75 0	0,74 -3,0	0,73 -6,0		
	40	16,6	8,1	ESHF ADP	1,00 10,8	0,93 10,0	0,88 9,0	0,84 8,0	0,78 6,0	0,74 4,0	0,72 2,0	0,70 0	0,68 -4,0		
	45	17,4	9,2	ESHF ADP	1,00 12,7	0,93 12,0	0,86 11,0	0,80 10,0	0,74 8,0	0,70 6,0	0,68 4,0	0,67 2,0	0,65 -1,0		
	50	18,4	10,1	ESHF ADP	1,00 14,2	0,92 13,5	0,88 13,0	0,81 12,0	0,76 11,0	0,70 9,0	0,67 7,0	0,63 5,0	0,62 3,0		
	55	19,1	11,1	ESHF ADP	1,00 15,7	0,89 15,0	0,81 14,0	0,75 13,0	0,71 12,0	0,64 10,0	0,62 8,0	0,60 6,0	0,59 4,0		
	60	19,8	12,2	ESHF ADP	1,00 17,1	0,88 16,5	0,84 16,0	0,73 15,0	0,68 14,0	0,65 13,0	0,60 11,0	0,57 8,0	0,55 5,0		
	65	20,6	13,2	ESHF ADP	1,00 18,3	0,94 18,0	0,76 17,0	0,69 16,0	0,62 15,0	0,58 13,0	0,54 11,0	0,53 9,0	0,52 7,0		
	70	21,4	14,3	ESHF ADP	1,00 19,6	0,84 19,0	0,70 18,0	0,61 17,0	0,57 16,0	0,54 15,0	0,51 13,0	0,49 11,0	0,48 9,0		

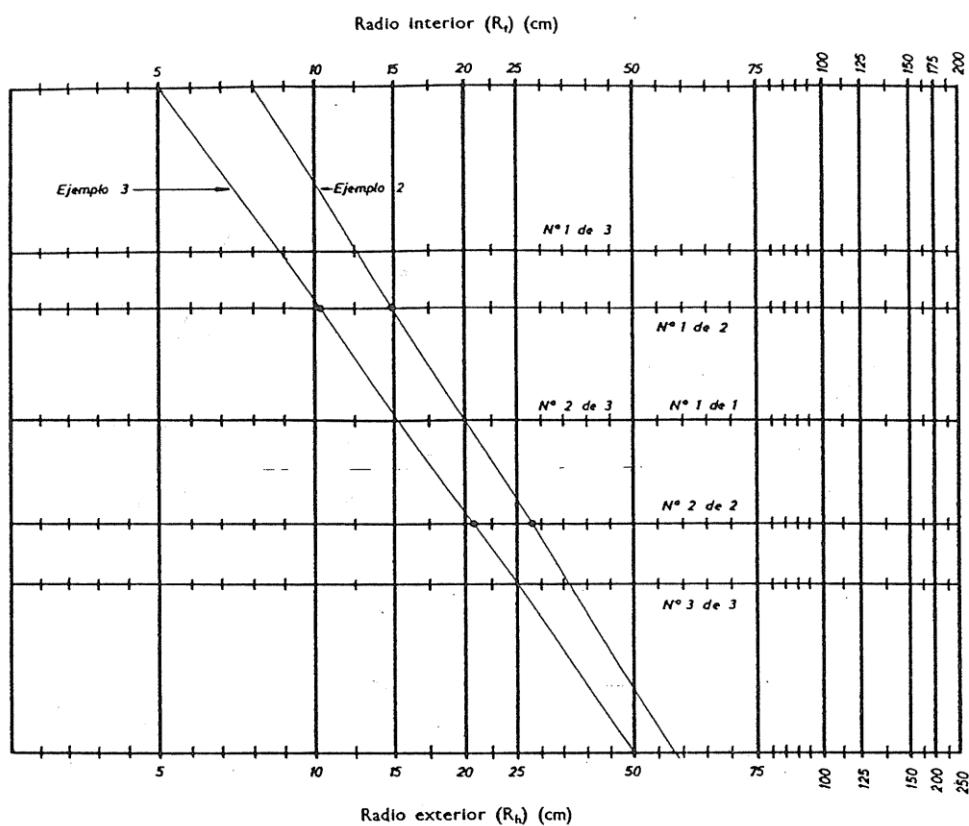
Condiciones interiores				ADP y ESHF											
t_{db}	H.R.	t_{wb}	W												
* C	%	* C	g/Kg												
24	35	14,9	6,5	ESHF ADP	1,00 7,6	0,95 7,0	0,93 6,5	0,89 6,0	0,93 5,0	0,91 3,0	0,87 0	0,83 -3,0	0,78 -6,0		
	40	15,6	7,4	ESHF ADP	1,00 9,5	0,97 9,0	0,90 8,0	0,84 7,0	0,82 6,0	0,77 4,0	0,75 2,0	0,73 0	0,72 -2,0	0,71 -5,0	
	45	16,4	8,3	ESHF ADP	1,00 11,2	0,93 10,5	0,97 10,0	0,85 8,0	0,82 6,0	0,75 4,0	0,71 2,0	0,69 1,0	0,67 -1,0	0,66 -4,0	
	50	17,1	9,3	ESHF ADP	1,00 12,9	0,91 12,0	0,83 11,0	0,77 10,0	0,70 8,0	0,68 6,0	0,65 4,0	0,64 2,0	0,63 -1,0		
	55	17,9	10,2	ESHF ADP	1,00 14,4	0,96 14,0	0,85 13,0	0,73 11,0	0,67 9,0	0,64 7,0	0,62 5,0	0,61 3,0	0,60 1,0		
	60	18,7	11,2	ESHF ADP	1,00 15,7	0,86 15,0	0,77 14,0	0,67 13,0	0,67 12,0	0,62 10,0	0,59 8,0	0,58 6,0	0,57 4,0		
	65	19,3	12,2	ESHF ADP	1,00 17,0	0,86 16,5	0,80 16,0	0,70 15,0	0,65 14,0	0,59 12,0	0,55 10,0	0,54 8,0	0,53 6,0		
	70	20,0	13,2	ESHF ADP	1,00 18,2	0,90 17,5	0,72 17,0	0,66 16,0	0,58 15,0	0,56 14,0	0,53 12,0	0,51 10,0	0,50 8,0		

Condiciones interiores				ADP y ESHF											
t_{db}	H.R.	t_{wb}	W												
* C	%	* C	g/Kg												
25	35	15,4	6,8	ESHF ADP	1,00 8,4	0,98 8,0	0,93 7,0	0,89 6,0	0,83 4,0	0,80 2,0	0,77 0	0,74 -3,0	0,73 -6,0		
	40	16,2	7,9	ESHF ADP	1,00 10,4	0,95 10,0	0,90 9,0	0,85 8,0	0,79 6,0	0,75 4,0	0,73 2,0	0,71 -1,0	0,69 -4,0		
	45	17,1	9,0	ESHF ADP	1,00 12,2	0,92 11,5	0,88 11,0	0,83 10,0	0,75 8,0	0,71 6,0	0,69 4,0	0,67 2,0	0,65 -1,0		
	50	18,0	9,8	ESHF ADP	1,00 13,8	0,93 13,0	0,84 12,0	0,78 11,0	0,74 10,0	0,69 8,0	0,66 6,0	0,64 4,0	0,62 2,0		
	55	18,7	10,7	ESHF ADP	1,00 15,2	0,92 14,5	0,87 14,0	0,79 13,0	0,70 11,0	0,65 9,0	0,62 7,0	0,61 5,0	0,60 3,0		
	60	19,4	11,8	ESHF ADP	1,00 16,6	0,90 16,0	0,77 15,0	0,72 14,0	0,69 13,0	0,62 11,0	0,59 9,0	0,57 7,0	0,56 5,0		
	65	20,2	12,9	ESHF ADP	1,00 17,9	0,81 17,0	0,71 16,0	0,64 15,0	0,61 14,0	0,58 13,0	0,55 11,0	0,53 9,0	0,52 7,0		
	70	21,0	13,9	ESHF ADP	1,00 19,1	0,84 18,5	0,76 18,0	0,65 17,0	0,60 16,0	0,55 15,0	0,52 13,0	0,50 11,0	0,49 9,0		

Condiciones interiores				ADP y ESHF											
t_{db}	H.R.	t_{wb}	W												
* C	%	* C	g/Kg												
22	35	13,1	5,7	ESHF ADP	1,00 5,7	0,96 5,0	0,93 4,5	0,91 4,0	0,88 3,0	0,86 2,0	0,79 0	0,78 -3,0	0,77 -6,0		
	40	14,1	6,6	ESHF ADP	1,00 7,8	0,94 7,0	0,92 6,5	0,89 6,0	0,85 5,0	0,82 4,0	0,79 2,0	0,75 -1,0	0,73 -5,0		
	45	14,8	7,4	ESHF ADP	1,00 9,5	0,96 9,0	0,92 8,5	0,89 8,0	0,84 7,0	0,78 5,0	0,74 3,0	0,71 0	0,69 -4,0		
	50	15,5	8,2	ESHF ADP	1,00 11,0	0,94 10,5	0,86 10,0	0,84 9,0	0,80 8,0	0,79 7,0	0,75 5,0	0,71 2,0	0,68 -3,0		
	55	16,2	9,1	ESHF ADP	1,00 12,5	0,93 12,0	0,88 11,5	0,83 11,0	0,77 10,0	0,74 9,0	0,74 7,0	0,68 4,0	0,64 -1,0	0,62 -3,0	
	60	16,9	9,8	ESHF ADP	1,00 13,8	0,90 13,0	0,85 12,5	0,80 12,0	0,74 11,0	0,67 9,0	0,63 7,0	0,61 5,0	0,60 2,0	0,59 -2,0	
	65	17,7	10,7	ESHF ADP	1,00 15,1	0,89 14,5	0,83 14,0	0,74 13,0	0,68 12,0	0,66 11,0	0,64 9,0	0,60 7,0	0,58 5,0	0,57 3,0	
	70	18,2	11,4	ESHF ADP	1,00 16,1	0,87 15,5	0,78 15,0	0,71 14,0	0,65 13,0	0,61 12,0	0,57 10,0	0,56 8,0	0,54 6,0	0,53 4,0	

Condiciones interiores				ADP y ESHF											
t_{db}	H.R.	t_{wb}	W												
* C	%	* C	g/Kg												
24°5	35	15,2	6,7	ESHF ADP	1,00 8,1	0,97 7,5	0,93 7,0	0,86 5,0	0,83 4,0	0,80 2,0	0,78 0	0,75 -3,0	0,74 -6,0		
	40	15,9	7,6	ESHF ADP	1,00 10,0	0,95 9,5	0,90 9,0	0,88 8,0	0,81 6,0	0,76 4,0	0,72 2,0	0,71 -1,0	0,70 -5,0		
	45	16,7	8,7	ESHF ADP	1,00 11,7	0,92 11,0	0,85 10,0	0,81 9,0	0,74 7,0	0,71 5,0	0,69 3,0	0,67 0	0,66 -3,0		
	50	17,5	9,5	ESHF ADP	1,00 13,3	0,98 12,0	0,92 10,0	0,86 8,0	0,83 6,0	0,76 4,0	0,71 2,0	0,66 0	0,65 -3,0		
	55	18,3	10,5	ESHF ADP	1,00 14,9	0,90 14,0	0,81 13,0	0,75 12,0	0,68 10,0	0,64 8,0	0,62 6,0	0,61 4,0	0,60 2,0		
	60	19,0	11,5	ESHF ADP	1,00 16,2	0,88 15,5	0,81 15,0	0,74 14,0	0,69 13,0	0,63 11,0	0,60 9,0	0,58 7,0	0,57 5,0		

FIGURA 78 - SITUAÇÃO DAS GUIAS EM CURVAS RETANGULARES

TABELA 14 - PORCENTAGEM DE ÁREA DA SEÇÃO RETA PARA CONSERVAR
O ATRITO CONSTANTE

% CAUDAL m³/h	% ÁREA CONDUCTO						
1	2,0	26	33,5	51	59,0	76	81,0
2	3,5	27	34,5	52	60,0	77	82,0
3	5,5	28	35,5	53	61,0	78	83,0
4	7,0	29	36,5	54	62,0	79	84,0
5	9,0	30	37,5	55	63,0	80	84,5
6	10,5	31	39,0	56	64,0	81	85,5
7	11,5	32	40,0	57	65,0	82	86,0
8	13,0	33	41,0	58	65,5	83	87,0
9	14,5	34	42,0	59	66,5	84	87,5
10	16,5	35	43,0	60	67,5	85	88,5
11	17,5	36	44,0	61	68,0	86	89,5
12	18,5	37	45,0	62	69,0	87	90,0
13	19,5	38	46,0	63	70,0	88	90,5
14	20,5	39	47,0	64	71,0	89	91,5
15	21,5	40	48,0	65	71,5	90	92,0
16	23,0	41	49,0	66	72,5	91	93,0
17	24,0	42	50,0	67	73,5	92	94,0
18	25,0	43	51,0	68	74,5	93	94,5
19	26,0	44	52,0	69	75,5	94	95,0
20	27,0	45	53,0	70	76,5	95	96,0
21	28,0	46	54,0	71	77,0	96	96,5
22	29,5	47	55,0	72	78,0	97	97,5
23	30,5	48	56,0	73	79,0	98	98,0
24	31,5	49	57,0	74	80,0	99	99,0
25	32,5	50	58,0	75	80,5	100	100,0

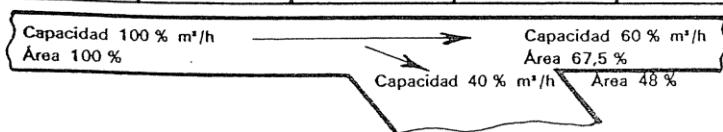


FIGURA 79 - PERDA POR ATRITO NOS DUTOS REDONDOS

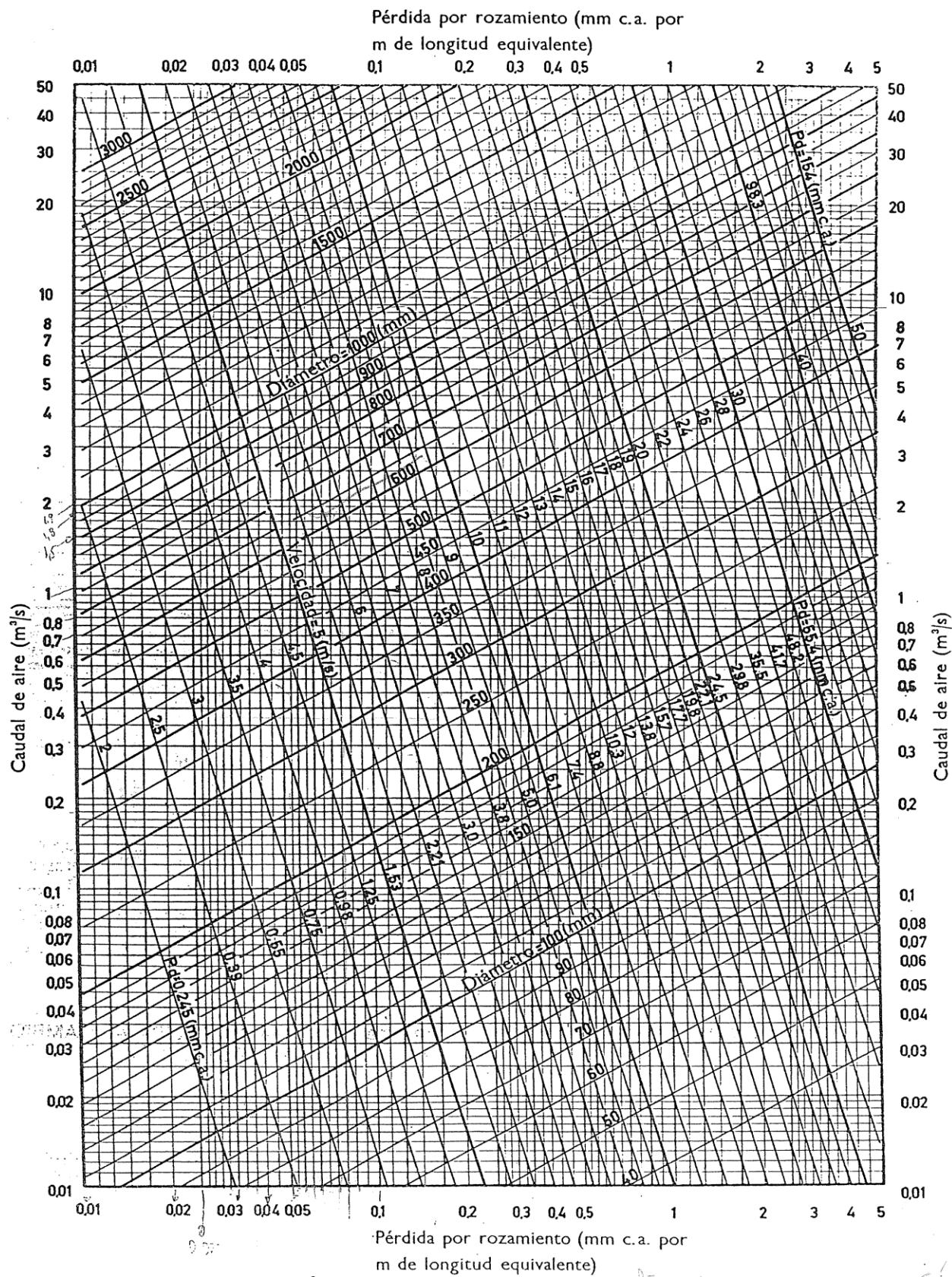


FIGURA 80 - RELAÇÃO L/Q

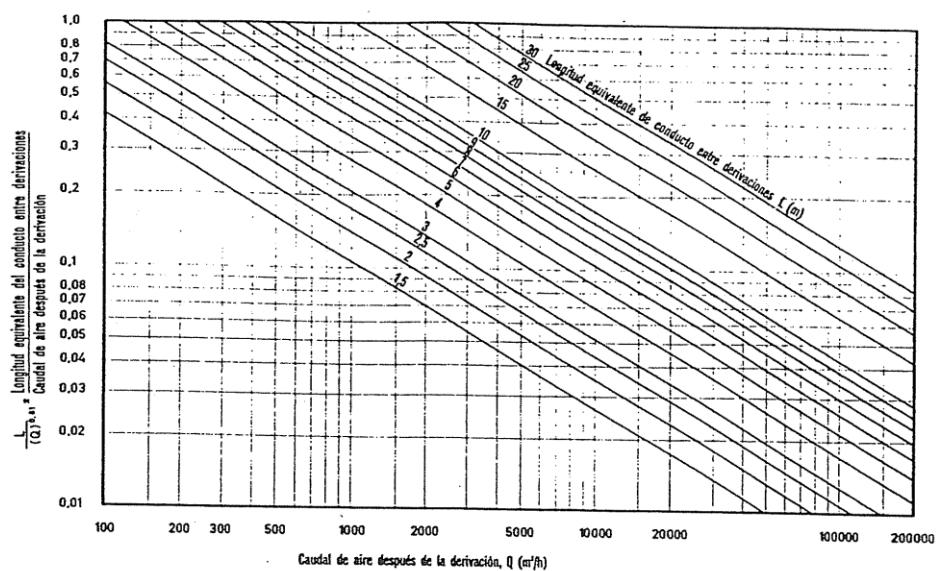


FIGURA 81 - RECUPERAÇÃO ESTÁTICA PARA SISTEMAS DE BAIXA VELOCIDADE

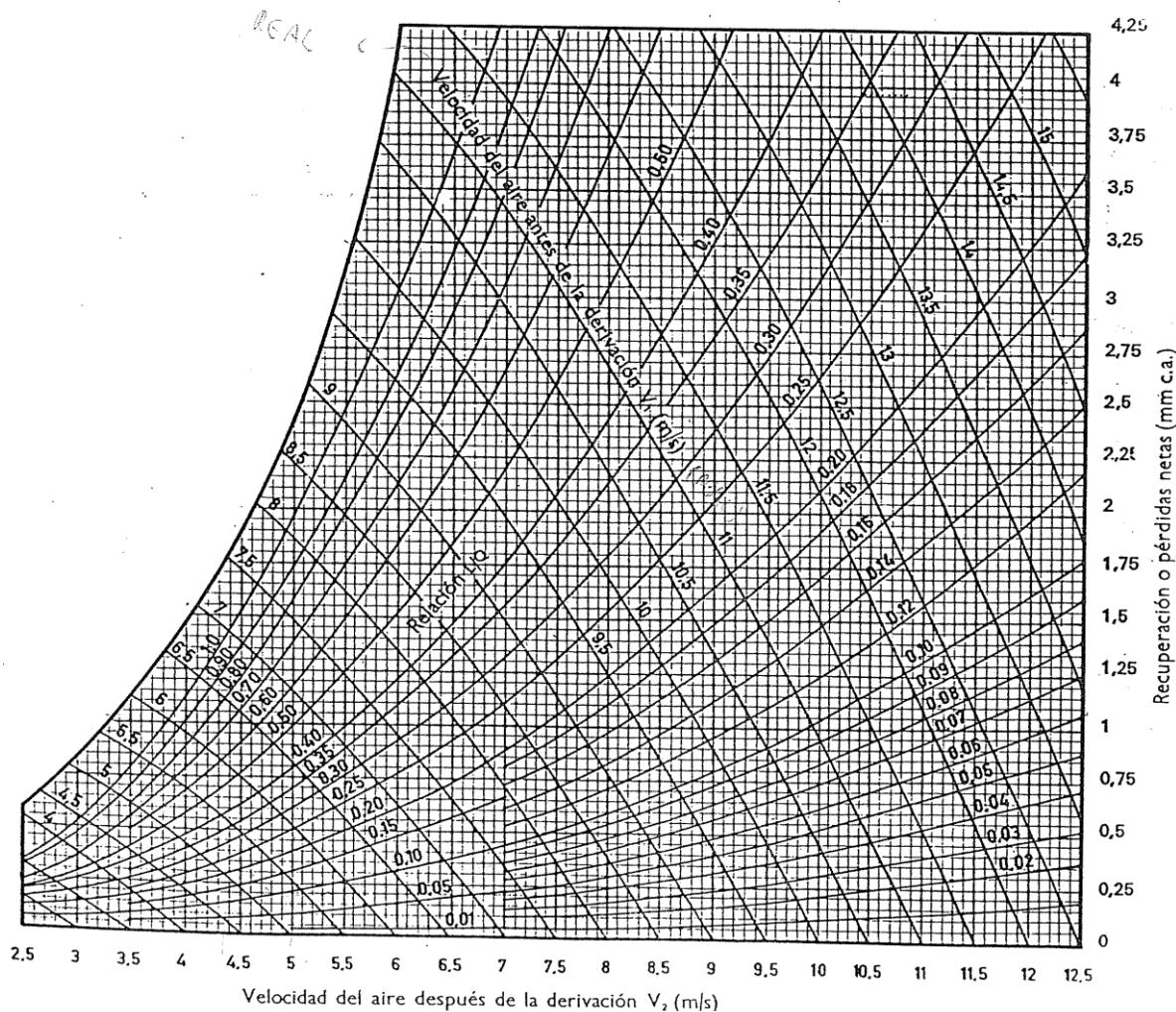


TABELA 15 - DIMENSÕES DE DUTOS, ÁREA DA SEÇÃO, DIÂMETRO EQUIVALENTE E TIPO DE CLASSE DE DUTO

MEDIDAS DEL CONDUCTO (mm)	150		200		250		300		350		400		450		500		550		
	Sec. (m³)	Diám. equiv. (mm)																	
250	0,036	213	0,048	249	0,06	287													
300	0,042	231	0,057	272	0,071	302	0,087	333											
350	0,048	249	0,067	292	0,084	328	0,103	361	0,119	389									
400	0,055	264	0,075	308	0,094	348	0,115	384	0,134	414	0,154	445							
450	0,061	280	0,084	328	0,106	368	0,129	407	0,151	439	0,173	470	0,196	501					
500	0,067	292	0,092	343	0,117	384	0,142	427	0,168	460	0,192	496	0,216	526	0,242	556			
550	0,072	305	0,10	358	0,128	404	0,156	447	0,184	485	0,21	518	0,238	551	0,264	582	0,292	612	
600	0,078	315	0,107	371	0,139	422	0,169	465	0,198	503	0,229	541	0,257	574	0,288	607	0,316	638	
650	0,082	326	0,116	384	0,149	435	0,182	483	0,214	524	0,246	561	0,278	597	0,31	630	0,341	664	
700	0,088	335	0,123	396	0,158	450	0,193	498	0,229	541	0,265	582	0,301	620	0,333	655	0,368	689	
750	0,093	346	0,13	409	0,168	465	0,205	514	0,244	559	0,283	602	0,32	640	0,36	677	0,392	711	
800	0,099	356	0,137	419	0,179	478	0,218	529	0,26	576	0,301	620	0,341	661	0,381	698	0,418	734	
850	0,105	366	0,148	432	0,188	490	0,23	544	0,274	592	0,318	637	0,36	678	0,404	719	0,443	756	
900	0,109	374	0,153	442	0,198	504	0,242	556	0,288	607	0,336	656	0,378	696	0,424	736	0,467	775	
950	0,113	381	0,16	452	0,208	516	0,255	572	0,303	622	0,352	671	0,398	714	0,448	757	0,494	798	
1.000	0,118	389	0,167	463	0,216	526	0,267	585	0,318	637	0,368	686	0,418	732	0,469	775	0,517	816	
1.050	0,123	396	0,172	470	0,225	536	0,276	595	0,33	650	0,384	701	0,436	747	0,492	793	0,54	834	
1.100	0,128	404	0,18	480	0,233	546	0,288	607	0,343	662	0,401	716	0,453	762	0,513	810	0,563	852	
1.150	0,132	412	0,186	488	0,242	556	0,298	618	0,359	678	0,416	729	0,472	777	0,534	825	0,586	869	
1.200	0,137	419	0,193	498	0,25	567	0,31	630	0,373	691	0,43	742	0,491	793	0,553	841	0,611	887	
1.250				0,196	506	0,26	577	0,32	641	0,384	701	0,448	757	0,51	808	0,573	856	0,633	903
1.300				0,205	514	0,27	587	0,33	651	0,398	714	0,463	770	0,53	824	0,594	871	0,656	915
1.350				0,212	521	0,276	595	0,343	664	0,41	724	0,478	782	0,546	836	0,614	896	0,679	935
1.400				0,218	531	0,286	605	0,354	674	0,422	734	0,492	793	0,563	849	0,636	902	0,702	951
1.450				0,225	536	0,296	615	0,365	684	0,434	744	0,507	806	0,58	862	0,654	915	0,724	965
1.500				0,237	544	0,303	622	0,376	694	0,448	756	0,523	819	0,602	876	0,673	927	0,747	983
1.600				0,244	559	0,32	640	0,392	709	0,472	778	0,548	841	0,636	902	0,714	956	0,79	1.008
1.700						0,336	656	0,415	729	0,497	798	0,58	862	0,665	923	0,752	981	0,831	1.034
1.800						0,355	674	0,436	746	0,627	820	0,61	885	0,697	946	0,786	1.004	0,876	1.063
1.900						0,38	696	0,454	762	0,643	834	0,632	900	0,735	971	0,824	1.029	0,923	1.088
2.000						0,384	701	0,478	782	0,57	854	0,67	925	0,766	991	0,853	1.052	0,961	1.113
2.100							0,502	800	0,594	876	0,698	946	0,792	1.008	0,9	1.075	0,998	1.133	
2.200							0,517	813	0,615	887	0,73	966	0,827	1.030	0,934	1.095	1.035	1.152	
2.300							0,535	828	0,64	905	0,753	982	0,868	1.055	0,962	1.113	1.081	1.177	
2.400							0,546	839	0,65	920	0,778	996	0,898	1.070	0,999	1.130	1.118	1.200	
2.500								0,685	937	0,787	1.020	0,907	1.080	1,045	1.155	1.138	1.210		
2.600								0,704	951	0,824	1.030	0,94	1.105	1,072	1.172	1.202	1.240		
2.700								0,731	966	0,852	1.045	0,952	1.119	1,11	1.194	1.238	1.261		
2.800								0,75	981	0,88	1.063	1,005	1.135	1,138	1.205	1.275	1.278		
2.900									0,908	1.078	1,040	1.158	1,165	1.222	1,32	1.303			
3.000									0,925	1.090	1,065	1.168	1,21	1.248	1,33	1.308			
3.100									0,94	1.105	1,1	1.185	1,238	1.260	1,387	1.331			
3.200										0,953	1.120	1,12	1.197	1,277	1.279	1,432	1.353		
3.300											1,156	1.216	1,302	1.292	1,46	1.368			
3.400											1,185	1.231	1,334	1.310	1,498	1.380			
3.500												1,22	1.241	1,352	1.321	1,525	1.397		
3.600												1,23	1.252	1,397	1.344	1,551	1.414		

* Los números de mayor tamaño que figuran en la tabla indican la clase de conducto.

TABELA 15 - DIMENSÕES DE DUTOS, ÁREA DA SEÇÃO, DIÂMETRO EQUIVALENTE E TIPO DE CLASSE DE DUTO (Cont.)

MEDIDAS DEL CON- DUCTO (mm)	600		650		700		750		800		850		900		950		1.000	
	Sec. (m ³)	Diâm. equiv. (mm)																
250																		
300																		
350																		
400																		
450																		
500																		
550																		
600	0,346	666																
650	0,373	692	0,407	722														
700	0,401	716	0,437	749	0,472	777												
750	0,433	745	0,468	775	0,502	803	0,543	834										
800	0,457	765	0,497	798	0,536	829	0,576	859	0,618	889								
850	0,485	788	0,527	823	0,568	854	0,61	884	0,654	914	0,697	944						
900	0,517	813	0,549	838	0,603	875	0,646	909	0,692	940	0,736	971	0,783	1.002				
950	0,542	834	0,591	869	0,636	903	0,679	934	0,728	966	0,775	996	0,822	1.028	0,873	1.057		
1.000	0,569	853	0,622	893	0,668	925	0,714	955	0,767	992	0,816	1.020	0,864	1.052	0,914	1.083	0,972	1.114
1.050	0,597	874	0,65	914	0,702	948	0,752	981	0,803	1.015	0,853	1.044	0,907	1.078	0,963	1.108	1.018	1.139
1.100	0,624	894	0,679	934	0,733	969	0,786	1.004	0,840	1.038	0,889	1.068	0,952	1.103	1,0	1.133	1,054	1.165
1.150	0,652	914	0,706	951	0,764	990	0,818	1.025	0,877	1.057	0,934	1.093	0,99	1.127	1,045	1.159	1,1	1.190
1.200	0,675	930	0,736	971	0,794	1.009	0,856	1.046	0,915	1.082	0,972	1.116	1,027	1.148	1,092	1.180	1,148	1.215
1.250	0,702	949	0,764	990	0,823	1.028	0,89	1.068	0,953	1.105	1,008	1.139	1,072	1.171	1,128	1.204	1,2	1.240
1.300	0,728	966	0,792	1.006	0,856	1.046	0,924	1.089	0,99	1.126	1,054	1.161	1,118	1.198	1,175	1.226	1,248	1.263
1.350	0,755	984	0,818	1.025	0,89	1.066	0,963	1.108	1,018	1.143	1,092	1.181	1,165	1.219	1,22	1.248	1,295	1.286
1.400	0,779	999	0,848	1.042	0,92	1.084	0,99	1.126	1,055	1.163	1,128	1.201	1,2	1.241	1,268	1.272	1,34	1.308
1.450	0,798	1.011	0,877	1.059	0,952	1.102	1,018	1.143	1,092	1.184	1,165	1.223	1,238	1.260	1,312	1.296	1,388	1.331
1.500	0,822	1.027	0,902	1.074	0,97	1.118	1,055	1.165	1,128	1.202	1,2	1.242	1,275	1.280	1,35	1.318	1,435	1.355
1.600	0,872	1.057	0,952	1.105	1,035	1.154	1,118	1.199	1,192	1.238	1,275	1.280	1,358	1.321	1,432	1.356	1,525	1.398
1.700	0,923	1.088	1,008	1.135	1,091	1.185	1,183	1.229	1,267	1.275	1,35	1.316	1,441	1.359	1,525	1.396	1,616	1.438
1.800	0,961	1.115	1,063	1.165	1,147	1.215	1,248	1.262	1,331	1.308	1,423	1.351	1,515	1.395	1,608	1.435	1,692	1.475
1.900	0,998	1.141	1,108	1.194	1,21	1.245	1,302	1.292	1,396	1.340	1,498	1.388	1,599	1.430	1,692	1.470	1,785	1.511
2.000	1,063	1.168	1,165	1.219	1,267	1.272	1,359	1.321	1,46	1.368	1,572	1.418	1,673	1.462	1,775	1.505	1,875	1.599
2.100	1,108	1.192	1,22	1.248	1,312	1.299	1,423	1.350	1,525	1.397	1,636	1.448	1,748	1.496	1,858	1.542	1,96	1.584
2.200	1,155	1.217	1,266	1.272	1,368	1.325	1,488	1.380	1,598	1.429	1,71	1.478	1,821	1.528	1,932	1.575	2,042	1.618
2.300	1,192	1.237	1,312	1.299	1,433	1.355	1,543	1.405	1,665	1.457	1,775	1.507	1,895	1.557	2,015	1.604	2,128	1.650
2.400	1,228	1.258	1,368	1.325	1,469	1.371	1,59	1.426	1,72	1.486	1,821	1.530	1,95	1.580	2,095	1.639	2,22	1.682
2.500	1,285	1.285	1,386	1.344	1,545	1.402	1,655	1.455	1,775	1.508	1,905	1.562	1,998	1.600	2,165	1.664	2,293	1.715
2.600	1,35	1.315	1,46	1.368	1,58	1.422	1,72	1.485	1,84	1.539	1,98	1.592	2,095	1.639	2,228	1.690	2,365	1.740
2.700	1,368	1.325	1,498	1.388	1,627	1.443	1,775	1.508	1,895	1.559	2,035	1.612	2,17	1.669	2,293	1.715	2,45	1.770
2.800	1,396	1.348	1,552	1.410	1,692	1.473	1,82	1.528	1,95	1.582	2,08	1.632	2,265	1.702	2,375	1.745	2,505	1.790
2.900	1,46	1.370	1,6	1.432	1,747	1.495	1,878	1.552	2,035	1.615	2,17	1.670	2,295	1.715	2,425	1.762	2,605	1.825
3.000	1,497	1.387	1,645	1.451	1,793	1.515	1,932	1.575	2,095	1.639	2,235	1.695	2,41	1.768	2,515	1.794	2,683	1.855
3.100	1,535	1.402	1,7	1.475	1,83	1.532	1,995	1.600	2,145	1.660	2,33	1.728	2,45	1.775	2,605	1.825	2,735	1.881
3.200	1,58	1.425	1,738	1.492	1,878	1.552	2,06	1.628	2,19	1.678	2,37	1.744	2,525	1.800	2,655	1.848	2,79	1.894
3.300	1,608	1.436	1,785	1.512	1,922	1.570	2,09	1.635	2,265	1.703	2,43	1.765	2,61	1.830	2,765	1.880	2,855	1.948
3.400	1,655	1.456	1,822	1.528	1,978	1.593	2,125	1.650	2,32	1.723	2,485	1.785	2,65	1.845	2,82	1.900	3,015	1.964
3.500	1,71	1.478	1,877	1.550	2,06	1.627	2,23	1.689	2,395	1.752	2,545	1.805	2,715	1.868	2,915	1.932	3,095	1.988
3.600	1,738	1.490	1,905	1.562	2,095	1.638	2,29	1.715	2,43	1.765	2,61	1.829	2,765	1.885	2,955	1.948	3,14	2,010

* Los números de mayor tamaño que figuran en la tabla indican la clase de conducto.

TABELA 15 - DIMENSÕES DE DUTOS, ÁREA DA SEÇÃO, DIÂMETRO EQUIVALENTE E TIPO DE CLASSE DE DUTO (Cont.)

MEDIDAS DEL CONDUCTO (mm)	1.050		1.100		1.150		1.200		1.250		1.300		1.350		1.400		1.450	
	Sec. (m³)	Diám. equiv. (mm)																
1.050	1,065	1.165																
1.100	1,109	1.190	1,165	1.222														
1.150	1,155	1.215	1,21	1.248	1,276	1.278												
1.200	1,2	1.240	1,265	1.275	1,32	1.302	1,395	1.336										
1.250	1,248	1.265	1,322	1.300	1,378	1.327	1,452	1.361	1,505	1.389								
1.300	1,302	1.290	1,368	1.325	1,432	1.352	1,497	1.388	1,57	1.418	1,598	1.444						
1.350	1,349	1.316	1,42	1.350	1,486	1.378	1,55	1.413	1,625	1.443	1,69	1.469	1,773	1.508				
1.400	1,395	1.339	1,468	1.375	1,542	1.403	1,605	1.435	1,68	1.468	1,745	1.495	1,81	1.523	1,894	1.555		
1.450	1,45	1.363	1,525	1.398	1,588	1.426	1,66	1.460	1,735	1.495	1,81	1.523	1,885	1.555	1,948	1.582	2,03	1.612
1.500	1,495	1.388	1,57	1.418	1,645	1.451	1,718	1.485	1,8	1.519	1,875	1.550	1,948	1.579	2,014	1.608	2,075	1.634
1.600	1,597	1.432	1,67	1.467	1,755	1.489	1,828	1.531	1,912	1.565	1,995	1.595	2,07	1.630	2,145	1.658	2,028	1.698
1.700	1,69	1.473	1,782	1.511	1,855	1.545	1,95	1.578	2,025	1.609	2,115	1.646	2,195	1.679	2,28	1.709	2,355	1.735
1.800	1,792	1.515	1,875	1.552	1,975	1.591	2,05	1.621	2,135	1.655	2,235	1.692	2,315	1.723	2,41	1.756	2,505	1.790
1.900	1,885	1.555	1,975	1.592	2,07	1.629	2,16	1.668	2,265	1.702	2,355	1.738	2,44	1.769	2,54	1.802	2,67	1.850
2.000	1,975	1.592	2,07	1.630	2,17	1.668	2,27	1.708	2,374	1.745	2,475	1.782	2,595	1.825	2,66	1.848	2,78	1.885
2.100	2,07	1.629	2,17	1.670	2,28	1.708	2,385	1.748	2,485	1.785	2,595	1.825	2,69	1.858	2,79	1.892	2,91	1.932
2.200	2,15	1.660	2,26	1.702	2,375	1.745	2,485	1.785	2,595	1.825	2,715	1.863	2,825	1.900	2,93	1.938	3,02	1.970
2.300	2,245	1.698	2,365	1.740	2,475	1.702	2,595	1.825	2,705	1.862	2,815	1.900	2,95	1.944	3,055	1.978	3,155	2.010
2.400	2,33	1.727	2,47	1.778	2,55	1.805	2,715	1.865	2,79	1.892	2,935	1.940	3,065	1.980	3,13	2.002	3,295	2.050
2.500	2,405	1.755	2,505	1.790	2,675	1.850	2,79	1.891	2,915	1.935	3,02	1.968	3,12	1.998	3,28	2.050	3,38	2.085
2.600	2,505	1.790	2,625	1.832	2,715	1.878	2,873	1.916	3,02	1.968	3,145	2.008	3,305	2.055	3,425	2.095	3,555	2.135
2.700	2,59	1.821	2,725	1.870	2,83	1.900	2,985	1.955	3,075	1.982	3,26	2.045	3,38	2.085	3,555	2.132	3,675	2.172
2.800	2,695	1.859	2,79	1.892	2,95	1.942	3,06	1.982	3,225	2.030	3,48	2.085	3,51	2.120	3,675	2.170	3,775	2.195
2.900	2,775	1.885	2,955	1.945	3,02	1.968	3,145	2.008	3,315	2.060	3,505	2.120	3,68	2.170	3,79	2.200	3,92	2.240
3.000	2,835	1.905	3,02	1.968	3,105	1.992	3,31	2.055	3,455	2.105	3,635	2.155	3,775	2.200	3,87	2.225	4,025	2.270
3.100	2,91	1.930	3,105	1.993	3,175	2.027	3,37	2.075	3,555	2.135	3,755	2.188	3,835	2.215	4,0	2.265	4,12	2.295
3.200	2,97	1.952	3,14	2.005	3,345	2.070	3,465	2.110	3,62	2.144	3,825	2.210	3,965	2.250	4,12	2.295	4,33	2.350
3.300	3,065	1.980	3,22	2.030	3,405	2.090	3,58	2.140	3,755	2.190	3,935	2.248	4,075	2.285	4,24	2.332	4,43	2.385
3.400	3,14	2.008	3,285	2.050	3,51	2.120	3,665	2.165	3,85	2.220	4,05	2.275	4,14	2.305	4,375	2.370	4,58	2.425
3.500	3,26	2.045	3,415	2.090	3,58	2.145	3,74	2.190	3,915	2.235	4,14	2.305	4,29	2.345	4,49	2.395	4,64	2.443
3.600	3,305	2.060	3,49	2.115	3,695	2.175	3,82	2.210	4,07	2.285	4,22	2.325	4,42	2.375	4,58	2.425	4,76	2.470

* Los números de mayor tamaño que figuran en la tabla indican la clase de conducto.

* TABELA 15 - DIMENSÕES DE DUTOS, ÁREA DA SEÇÃO, DIÂMETRO EQUIVALENTE E TIPO DE CLASSE DE DUTO (Cont.)

MEDIDAS DEL CON- DUCTO (mm)	1.500		1.600		1.700		1.800		1.900		2.000		2.100		2.200		2.300	
	Sec. (m ²)	Diám. equiv. (mm)																
1.050																		
1.100																		
1.150																		
1.200																		
1.250																		
1.300																		
1.350																		
1.400																		
1.450																		
1.500	2,17	1.670																
1.600	2,31	1.720	2,47	1.780														
1.700	2,45	1.770	2,62	1.833	2,79	1.890												
1.800	2,59	1.823	2,76	1.883	2,94	1.941	3,12	2.005										
1.900	2,73	1.872	2,92	1.934	3,09	1.992	3,3	2.057	3,48	2.115								
2.000	2,87	1.913	3,07	1.985	3,25	2.043	3,46	2.105	3,66	2.165	3,85	2.222						
2.100	3,0	1.960	3,22	2.028	3,42	2.094	3,62	2.156	3,82	2.215	4,04	2.275	4,25	2.332				
2.200	3,14	2.008	3,35	2.073	3,57	2.138	3,83	2.207	4,02	2.265	4,22	2.325	4,43	2.385	4,67	2.445		
2.300	3,29	2.055	3,5	2.115	3,73	2.185	3,96	2.255	4,18	2.315	4,41	2.380	4,63	2.435	4,87	2.495	5,1	2.552
2.400	3,42	2.100	3,68	2.170	3,89	2.240	4,12	2.300	4,38	2.370	4,6	2.430	4,78	2.480	5,1	2.554	5,34	2.615
2.500	3,55	2.130	3,81	2.210	4,08	2.292	4,38	2.370	4,64	2.440	4,78	2.485	4,92	2.510	5,24	2.605	5,56	2.670
2.600	3,72	2.185	3,96	2.250	4,27	2.335	4,46	2.385	4,76	2.520	4,96	2.525	5,29	2.605	5,49	2.655	5,76	2.715
2.700	3,85	2.225	4,08	2.285	4,33	2.355	4,63	2.435	4,89	2.505	5,14	2.555	5,41	2.630	5,64	2.685	5,98	2.770
2.800	3,91	2.235	4,18	2.315	4,52	2.405	4,78	2.470	5,02	2.530	5,3	2.605	5,44	2.640	5,88	2.750	6,21	2.805
2.900	4,07	2.285	4,4	2.375	4,73	2.455	4,96	2.520	5,27	2.595	5,56	-2.665	5,85	2.735	6,12	2.800	6,4	2.860
3.000	4,2	2.320	4,59	2.425	4,78	2.475	5,16	2.570	5,44	2.640	5,76	2.715	6,05	2.785	6,37	2.855	6,66	2.920
3.100	4,36	2.360	4,6	2.427	4,97	2.515	5,24	2.590	5,56	2.665	5,88	2.740	6,12	2.800	6,4	2.862	6,77	2.945
3.200	4,4	2.372	4,74	2.464	5,12	2.555	5,42	2.635	5,71	2.703	6,05	2.780	6,3	2.830	6,68	2.930	7,05	3.000
3.300	4,58	2.422	4,9	2.490	5,2	2.575	5,56	2.665	5,93	2.754	6,32	2.838	6,64	2.905	6,9	2.980	7,26	3.046
3.400	4,64	2.440	5,07	2.536	5,44	2.640	5,75	2.710	5,98	2.766	6,44	2.852	6,74	2.935	7,08	3.010	7,53	3.105
3.500	4,84	2.490	5,14	2.565	5,57	2.675	5,89	2.745	6,26	2.830	6,59	2.890	6,98	2.990	7,32	3.055	7,64	3.130
3.600	5,0	2.530	5,34	2.615	5,65	2.692	5,97	2.765	6,39	2.858	6,77	2.928	7,21	3.035	7,5	3.100	7,87	3.175

* Los números de mayor tamaño que figuran en la tabla indican la clase de conducto.

TABELA 16 - VELOCIDADES MÁXIMAS RECOMENDADAS PARA SISTEMAS DE BAIXA VELOCIDADE (m/s)

APLICACIÓN	FACTOR DE CONTROL DEL NIVEL DE RUIDO (conductos principales)	FACTOR DE CONTROL – ROZAMIENTO EN CONDUCTO			
		Conductos principales		Conductos derivados	
		Suministro	Retorno	Suministro	Retorno
Residencias	3	5	4	3	3
Apartamentos Dormitorios de hotel Dormitorios de hospital	5	7,5	6,5	6	5
Oficinas particulares Despachos de directores Bibliotecas	6	10	7,5	8	6
Salas de cine y teatro Auditorios	4	6,5	5,5	5	4
Oficinas públicas Restaurantes de primera categoría Comercios de primera categoría Bancos	7,5	10	7,5	8	6
Comercios de categoría media Cafeterías	9	10	7,5	8	6
Locales industriales	12,5	15	9	11	7,5

TABELA 17 - PRESSÕES CINÉTICAS

PRESIÓN DINÁMICA (mm c. a.)	VELOCIDAD (m/s)						
0,25	2	8,75	11,83	17,25	16,60	28	21,16
0,50	2,82	9	12	17,50	16,73	29	21,54
0,75	3,46	9,25	12,16	17,75	16,85	30	21,90
1	4	9,50	12,32	18	16,97	31	22,27
1,25	4,47	9,75	12,49	18,25	17,08	32	22,62
1,50	4,89	10	12,64	18,50	17,20	33	22,97
1,75	5,29	10,25	12,80	18,75	17,32	34	23,32
2	5,65	10,50	12,96	19	17,43	35	23,66
2,25	6	10,75	13,11	19,25	17,55	36	24
2,50	6,32	11	13,26	19,50	17,66	37	24,33
2,75	6,63	11,25	13,41	19,75	17,77	38	24,65
3	6,92	11,50	13,56	20	17,88	39	24,98
3,25	7,21	11,75	13,71	20,25	18	40	25,29
3,50	7,48	12	13,85	20,50	18,11	41	25,61
3,75	7,74	12,25	14	20,75	18,22	42	25,92
4	8	12,50	14,14	21	18,33	43	26,22
4,25	8,24	12,75	14,28	21,25	18,43	44	26,53
4,50	8,48	13	14,42	21,50	18,54	45	26,83
4,75	8,71	13,25	14,56	21,75	18,65	46	27,12
5	8,94	13,50	14,69	22	18,76	47	27,42
5,25	9,16	13,75	14,83	22,25	18,86	48	27,71
5,50	9,38	14	14,96	22,50	18,97	49	28
5,75	9,59	14,25	15,09	22,75	19,07	50	28,28
6	9,79	14,50	15,23	23	19,18	51	28,56
6,25	10	14,75	15,36	23,25	19,28	52	28,84
6,50	10,19	15	15,49	23,50	19,39	53	29,12
6,75	10,39	15,25	15,62	23,75	19,49	54	29,39
7	10,58	15,50	15,74	24	19,59	55	29,66
7,25	10,77	15,75	15,87	24,25	19,69	56	29,93
7,50	10,95	16	16	24,50	19,79	57	30,19
7,75	11,13	16,25	16,12	24,75	19,89	58	30,46
8	11,31	16,50	16,24	25	20	59	30,72
8,25	11,48	16,75	16,37	26	20,39	60	30,98
8,50	11,66	17	16,49	27	20,78		

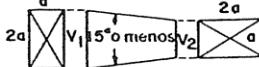
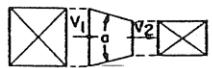
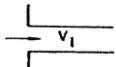
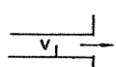
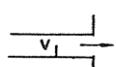
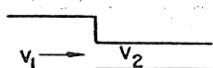
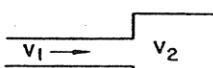
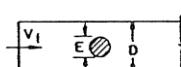
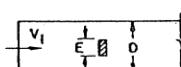
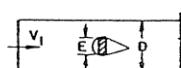
NOTAS : 1. Condiciones aire normal (760 mm Hg y 21°C).

2. Valores deducidos de la siguiente ecuación : $h_v = \left(\frac{V}{4} \right)^2$ donde : V = velocidad en m/s.
 h_v = diferencia de presión dinámica.

TABELA 18 - ATRITO NOS ELEMENTOS DE UM SISTEMA DE DUTOS RETANGULARES

ELEMENTO	CONDICIONES					RELACIÓN L/D **
Codo de radio de sección rectangular	W/D	R/D				
		0,5	0,75	1,00	1,25 *	1,50
		Relación L/D				
	0,5	33	14	9	5	4
	1	45	18	11	7	4
	3	80	30	14	8	5
	6	125	40	18	12	7
Codo de radio de sección rectangular con guías	Número de guías	R/D				
		0,50	0,75	1,00	1,50	
		Relación L/D				
	1	18	10	8	7	7
	2	12	8	7	7	
	3	10	7	7	6	
Codo de X°	Codo de radio con o sin guías					X/90 multiplicado por el valor correspondiente a codo análogo de 90°
Codo recto rectangular	Sin guías					60
	Guías de cambio de dirección de simple espesor					15
	Guías de cambio de dirección de doble espesor					10
Doble codo	S = O					15
W/D = 1, R/D = 1,25 *	S = D					10
Doble codo	S = O					20
W/D = 1, R/D = 1,25 *	S = D					22
Doble codo	S = O					15
W/D = 1, R/D = 1,25 * para ambos	S = D					16
Doble codo	Dirección de la flecha					45
W/D = 2, R ₁ /D = 1,25 *, R ₂ /D = 0,5	Dirección inversa					40
Doble codo	Dirección de la flecha					17
W/D = 4, R/D = 1,25 * para ambos codos	Dirección inversa					18

TABELA 18 - ATRITO NOS ELEMENTOS DE UM SISTEMA DE DUTOS RETANGULARES (Cont.)

ELEMENTO	CONDICIONES	VALOR DE n ***																												
Transformación	 $V_2 = V_1$ Pérdida p. e. = nhv_1	0,04																												
Expansión		*** n *** Ángulo «a» <table border="1"><tr><th>v_2/v_1</th><th>5°</th><th>10°</th><th>15°</th><th>20°</th><th>30°</th><th>40°</th></tr><tr><td>0,20</td><td>0,25</td><td>0,22</td><td>0,20</td><td>0,18</td><td>0,15</td><td>0,13</td></tr><tr><td>0,40</td><td>0,27</td><td>0,25</td><td>0,23</td><td>0,22</td><td>0,20</td><td>0,19</td></tr><tr><td>0,60</td><td>0,28</td><td>0,26</td><td>0,25</td><td>0,24</td><td>0,24</td><td>0,23</td></tr></table>	v_2/v_1	5°	10°	15°	20°	30°	40°	0,20	0,25	0,22	0,20	0,18	0,15	0,13	0,40	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,60	0,28	0,26	0,25	0,24	0,24	0,23
v_2/v_1	5°	10°	15°	20°	30°	40°																								
0,20	0,25	0,22	0,20	0,18	0,15	0,13																								
0,40	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19																								
0,60	0,28	0,26	0,25	0,24	0,24	0,23																								
Contracción		Ganancia p. e. = $n (hv_1 - hv_2)$ <table border="1"><tr><th>a</th><th>30°</th><th>45°</th><th>60°</th></tr><tr><td>n</td><td>0,311 ****</td><td>0,317</td><td>0,326</td></tr></table> Pérdida p. e. = $n (hv_1 - hv_2)$ **** Pendiente 25 %	a	30°	45°	60°	n	0,311 ****	0,317	0,326																				
a	30°	45°	60°																											
n	0,311 ****	0,317	0,326																											
Entrada abrupta		Pérdida p. e. = nhv_1 0,10																												
Entrada suave		Pérdida p. e. o ganancia consideradas nulas 0,009																												
Salida abrupta		Pérdida p. e. o ganancia consideradas nulas																												
Salida suave		Pérdida p. e. = nhv_1 0,25																												
Orificio redondo de borde agudo		<table border="1"><tr><th>A_2/A_1</th><th>0</th><th>0,25</th><th>0,50</th><th>0,75</th><th>1,00</th></tr><tr><td>n</td><td>0,76</td><td>0,70</td><td>0,57</td><td>0,33</td><td>0</td></tr></table> Pérdida p. e. = nhv_2	A_2/A_1	0	0,25	0,50	0,75	1,00	n	0,76	0,70	0,57	0,33	0																
A_2/A_1	0	0,25	0,50	0,75	1,00																									
n	0,76	0,70	0,57	0,33	0																									
Contracción abrupta		<table border="1"><tr><th>V_2/V_1</th><th>0</th><th>0,25</th><th>0,50</th><th>0,75</th></tr><tr><td>n</td><td>0,40</td><td>0,37</td><td>0,29</td><td>0,15</td></tr></table> Pérdida p. e. = nhv_2	V_2/V_1	0	0,25	0,50	0,75	n	0,40	0,37	0,29	0,15																		
V_2/V_1	0	0,25	0,50	0,75																										
n	0,40	0,37	0,29	0,15																										
Expansión abrupta		<table border="1"><tr><th>V_2/V_1</th><th>0,20</th><th>0,40</th><th>0,60</th><th>0,80</th></tr><tr><td>n</td><td>0,09</td><td>0,14</td><td>0,14</td><td>0,09</td></tr></table> Ganancia p. e. = nhv_1	V_2/V_1	0,20	0,40	0,60	0,80	n	0,09	0,14	0,14	0,09																		
V_2/V_1	0,20	0,40	0,60	0,80																										
n	0,09	0,14	0,14	0,09																										
Tubería que atraviesa el conducto		<table border="1"><tr><th>E/D</th><th>0,10</th><th>0,25</th><th>0,50</th></tr><tr><td>n</td><td>0,06</td><td>0,16</td><td>0,60</td></tr></table> Pérdida p. e. = nhv_1	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,06	0,16	0,60																				
E/D	0,10	0,25	0,50																											
n	0,06	0,16	0,60																											
Barra que atraviesa el conducto		<table border="1"><tr><th>E/D</th><th>0,10</th><th>0,25</th><th>0,50</th></tr><tr><td>n</td><td>0,21</td><td>0,42</td><td>1,21</td></tr></table> Pérdida p. e. = nhv_1	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,21	0,42	1,21																				
E/D	0,10	0,25	0,50																											
n	0,21	0,42	1,21																											
Alivio sobre la obstrucción		<table border="1"><tr><th>E/D</th><th>0,10</th><th>0,25</th><th>0,50</th></tr><tr><td>n</td><td>0,02</td><td>0,07</td><td>0,27</td></tr></table> Pérdida p. e. = nhv_1	E/D	0,10	0,25	0,50	n	0,02	0,07	0,27																				
E/D	0,10	0,25	0,50																											
n	0,02	0,07	0,27																											

Véanse las notas en la página siguiente.

TABELA 19 - ATRITO EM CURVAS RETANGULARES

DIMENSIONES DEL CONDUCTO (cm)		CODO DE RADIO SIN GUÍAS		CODO DE RADIO CON GUÍAS ***		CODOS CUADRADOS ***		
		W	D	Relación de radio ** R/D = 1,25	R _t = 150 mm (Recomendado)	R _t = 75 mm (Aceptable)	Guías cambio dirección Doble espesor	
LONGITUD ADICIONAL EQUIVALENTE DE CONDUCTO RECTO (METROS)								
				Deflec-	Deflec-			
				tores	tores			
240	120	9,22	13,40	2	12,60	3	11,80	17,70
	90	7,38	10,82	2	9,22	3	8,85	13,40
	75	6,51	9,22	2	11	2	7,30	10,95
	60	5,65	9,84	1	8,36	2	5,90	8,85
	50	4,67	8,23	1	7,30	2	5	7,30
180	120	8,25	13,04	2	11,92	3	10,45	17,70
	90	6,90	9,80	2	8,65	3	8,56	13,40
	75	6,20	8,40	2	9,80	2	7,43	10,95
	60	5,05	8,48	1	7,31	2	6,33	8,85
	50	4,42	6,76	1	5,75	2	5,31	7,30
	40	3,80	5,30	1	4,72	2	4,42	6,95
	30	3,56			4,50	1	3,20	4,50
150	120	8	12,17	2	11,43	3	9,74	17,70
	90	6,51	9,10	2	8,06	3	8,56	13,40
	75	5,65	7,50	2	9,20	2	6,88	10,95
	60	4,77	8,06	1	7,75	2	5,98	8,85
	50	4,18	6,44	1	6,17	2	5,01	7,30
	40	3,56	4,67	1	4,47	2	3,80	5,95
	30	2,95			4,21	1	2,95	4,50
120	240	13,31	10,48	3				
	120	7,67	10,38	2	9,96	3	8,55	17,70
	90	5,90	7,67	2	6,60	3	6,88	13,40
	75	5,28	6,88	2	8,40	2	6,20	10,95
	60	4,42	7,13	1	6,20	2	5,28	8,85
	50	4,18	5,65	1	5,03	2	4,46	7,30
	40	3,26	4,42	1	4,18	2	3,59	5,95
	30	2,62			3,80	1	2,95	4,50
	25	2,40			3,24	1	2,38	3,56
	20	2,39			2,67	1	2,08	2,98
105	105	6,81	8,23	2	7,57	3	7,17	15,55
	90	5,90	7,05	2	6,31	3	6,56	13,40
	75	5,03	6,30	2	7,74	2	5,92	10,95
	60	4,42	6,26	1	5,64	2	4,75	8,85
	50	3,87	5,28	1	4,70	2	4,18	7,30
	40	3,25	4,11	1	3,85	2	3,54	5,95
	30	2,66			3,80	1	2,66	4,50
	25	2,40			2,99	1	2,36	3,56
	20	2,08			2,33	1	1,72	2,98
90	180	10,04	8,04	3				
	90	5,60	6,59	2	5,69	3	5,90	13,40
	75	4,79	5,70	2	6,64	2	5,28	10,95
	60	4,14	5,95	1	6,47	2	4,42	8,85
	50	3,53	5,03	1	4,42	2	3,80	7,30
	40	2,98	3,82	1	3,62	2	3,25	5,95
	30	2,70			3,56	1	2,70	4,50
	25	2,36			2,65	1	2,33	3,56
	20	2,08			2,36	1	1,72	2,98
80	80	5,00	5,53	2	5,10	3	5,09	11,98
	75	4,76	5,45	2	6,20	2	5,03	10,95
	60	4,11	5,69	1	5,00	2	4,39	8,85
	50	3,54	4,67	1	4,18	2	3,56	7,30
	40	2,95	3,52	1	3,56	2	3,19	5,95
	30	2,33			3,51	1	2,33	4,50
	25	2,08			2,66	1	2,08	3,56
	20	1,72			2,38	1	1,72	2,98

TABELA 19 - ATRITO EM CURVAS RETANGULARES (Cont.)

DIMENSIONES DEL CONDUCTO (cm)		CODO DE RADIO SIN GUÍAS	CODO DE RADIO CON GUÍAS ***			CODOS CUADRADOS ***	
W	D	Relación de radio ** R/D = 1,25	Rt = 150 mm (Recomendado)	Rt = 75 mm (Aceptable)	Guías cambio dirección Doble espesor	Guías cambio dirección Símple espesor	
LONGITUD ADICIONAL EQUIVALENTE DE CONDUCTO RECTO (METROS)							
70	70	4,40	4,22	5,03	4,16	10,33	
	60	3,84	5,10	4,45	3,84	8,85	
	50	3,54	4,40	3,80	3,54	7,30	
	40	2,95	3,19	3,26	2,95	5,95	
	30	2,33		3,21	2,33	4,50	
	25	2,08		2,66	2,08	3,56	
	20	1,72		2,38	1	2,98	
60	240°	11,28	5,65	6,82	23,83		
	180°	9,46	5,13	6,26	21,46		
	120°	6,55	6,02	5,96	5,32	18,30	
	60	3,74	4,75	4,17	3,53	8,85	
	50	3,26	3,84	3,54	2,95	7,30	
	40	2,91	3,25	2,92	2,64	5,95	
	30	2,33		2,99	2,34	4,50	
	25	2,05		2,33	2,06	3,56	
	20	1,75		2,08	1	2,98	
	15	1,47			1,17	2,36	
50	200°	9,47	4,88	5,65	19,83		
	150°	7,75	5,65	5,03	17,41		
	100°	6,50	4,50	4,13	14,57		
	50	3,25	3,52	2,95	7,30		
	40	2,66	2,61	2,70	5,95		
	30	2,05		2,66	4,50		
	25	1,80		2,37	3,56		
	20	1,47		2,08	2,98		
	15	1,17			1,17	2,36	
40	160°	7,72	2,76	4,18	14,26		
	120°	6,22	3,63	3,52	12,87		
	80°	4,43	3,26	2,67	11,24		
	40	2,66	2,36	2,40	6,95		
	30	2,05		2,34	4,50		
	25	1,76		1,77	3,56		
	20	1,47		1,81	2,98		
	15	1,17			1,17	2,36	
30	120°	5,64	2,34	2,95	9,84		
	90°	4,71	2,10	2,10	8,95		
	60°	3,25	2,42	2,42	7,74		
	30°	2,05		2,01	4,50		
	25	1,76		1,49	3,56		
	20	1,47		1,47	2,98		
	15	1,15		1,47	2,36		
25	100°	5,53	1,79	1,88	7,99		
	75°	3,81	1,79	2,36	7,18		
	50°	2,65	2,08	1,78	6,25		
	25°	1,47		1,49	3,56		
	20°	1,19		1,49	2,98		
	15°	1,19			2,36		
20	80°	3,82	1,53	1,23	6,26		
	60°	3,21	1,77	1,49	5,65		
	40°	2,33	1,15	1,47	4,73		
	20°	1,16		1,17	2,98		
	15°	0,88			2,36		
15	60°	2,95	1,17	1,19	4,46		
	45°	2,37	0,88	1,19	3,83		
	30°	1,72		1,19	3,01		
	15°	0,88			2,36		

* Dobladuras difíciles como la representada.

Dobladura difícil



Dobladura fácil



** Para otras relaciones de radio, véase tabla 10.

*** Para otras dimensiones, véase tabla 10.

Los deflectores deben estar colocados como muestra el gráfico 6 página 29, para obtener estas mínimas pérdidas.

FIGURA 82 - PERDA POR ATRITO EM SISTEMAS FECHADOS (Tubo de aço)

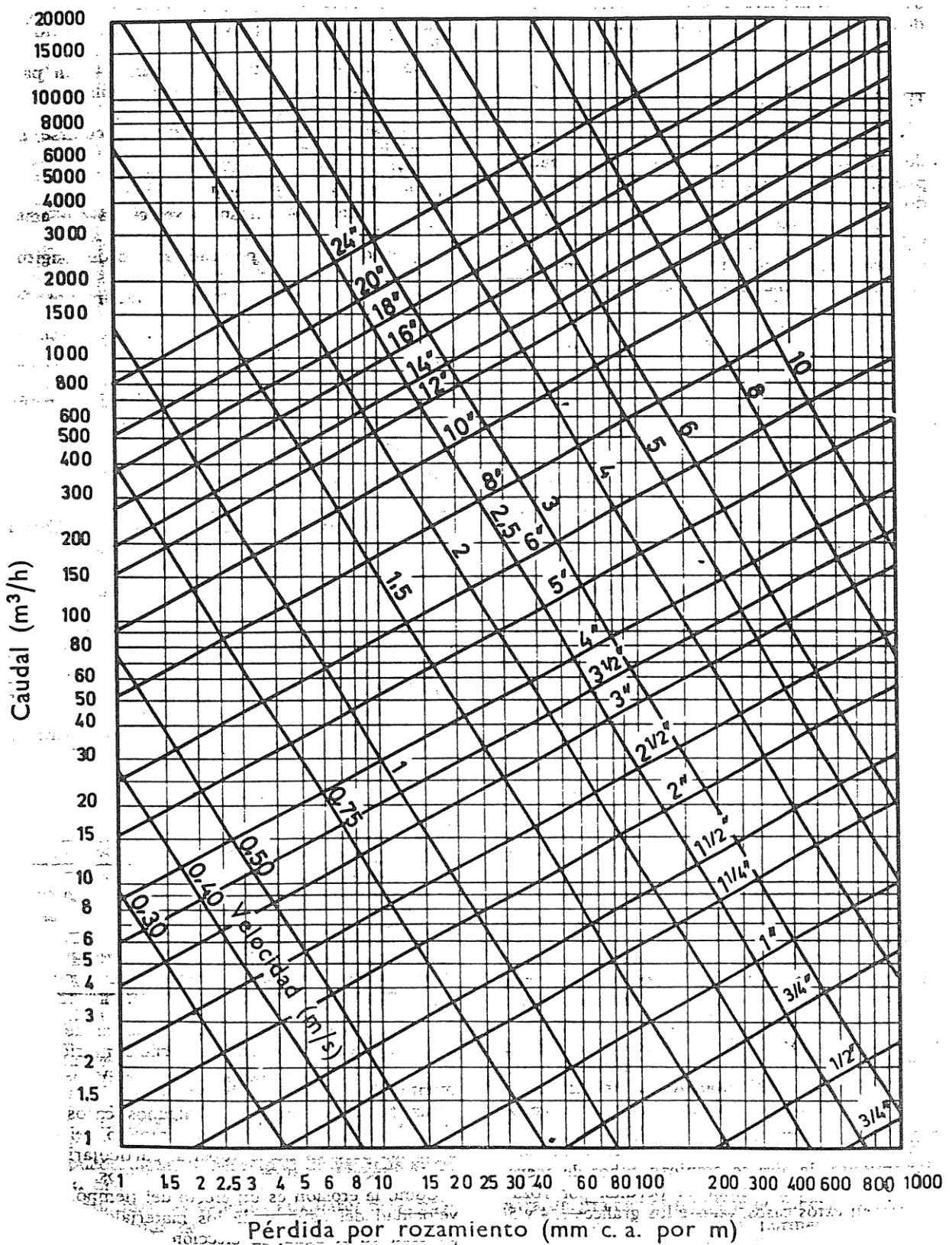


FIGURA 83 - PERDA POR ATRITO EM SISTEMAS ABERTOS (Tubo de aço)

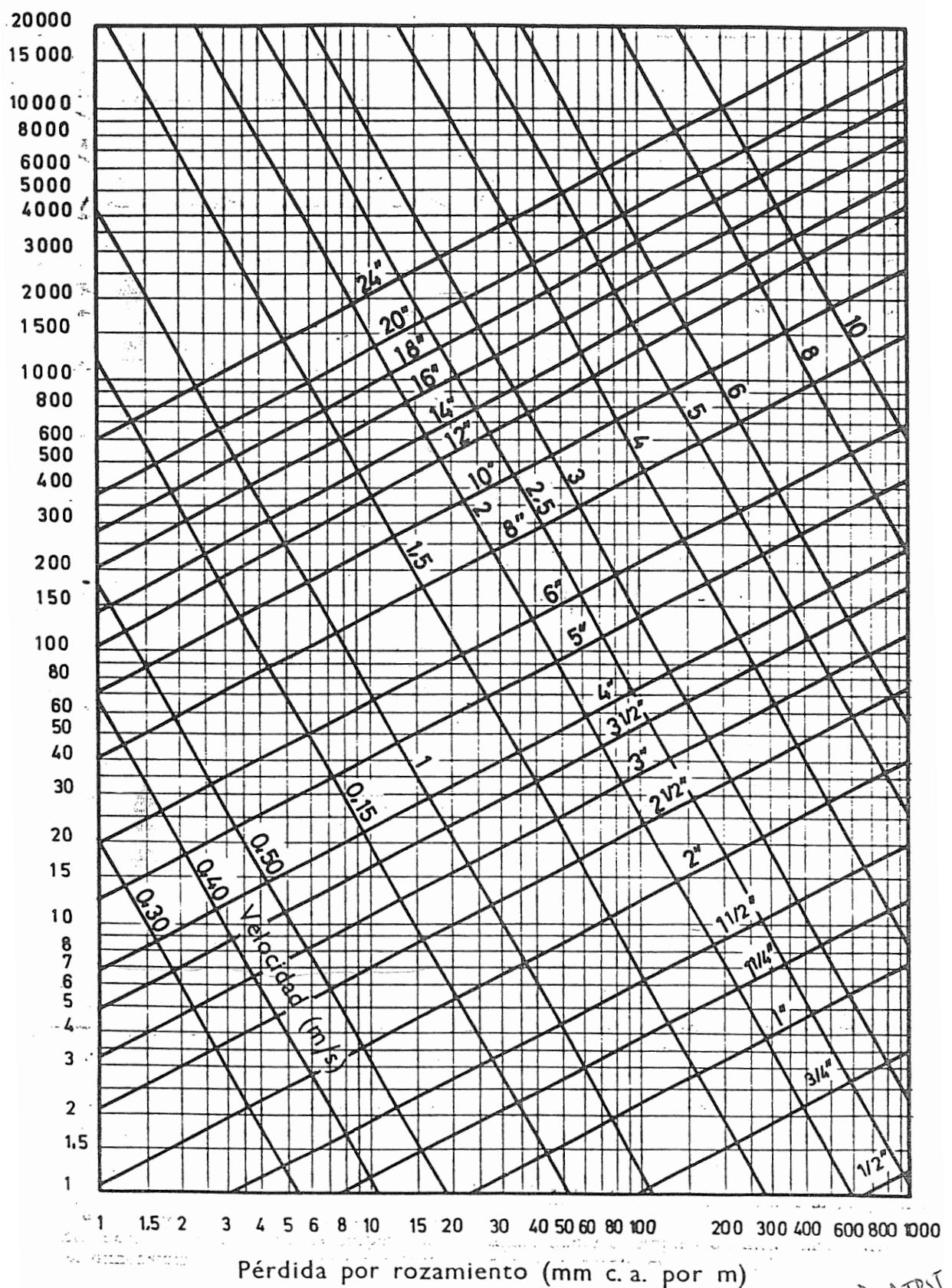


FIGURA 84 - PERDA POR ATRITO EM SISTEMAS ABERTOS (Tubo de cobre)

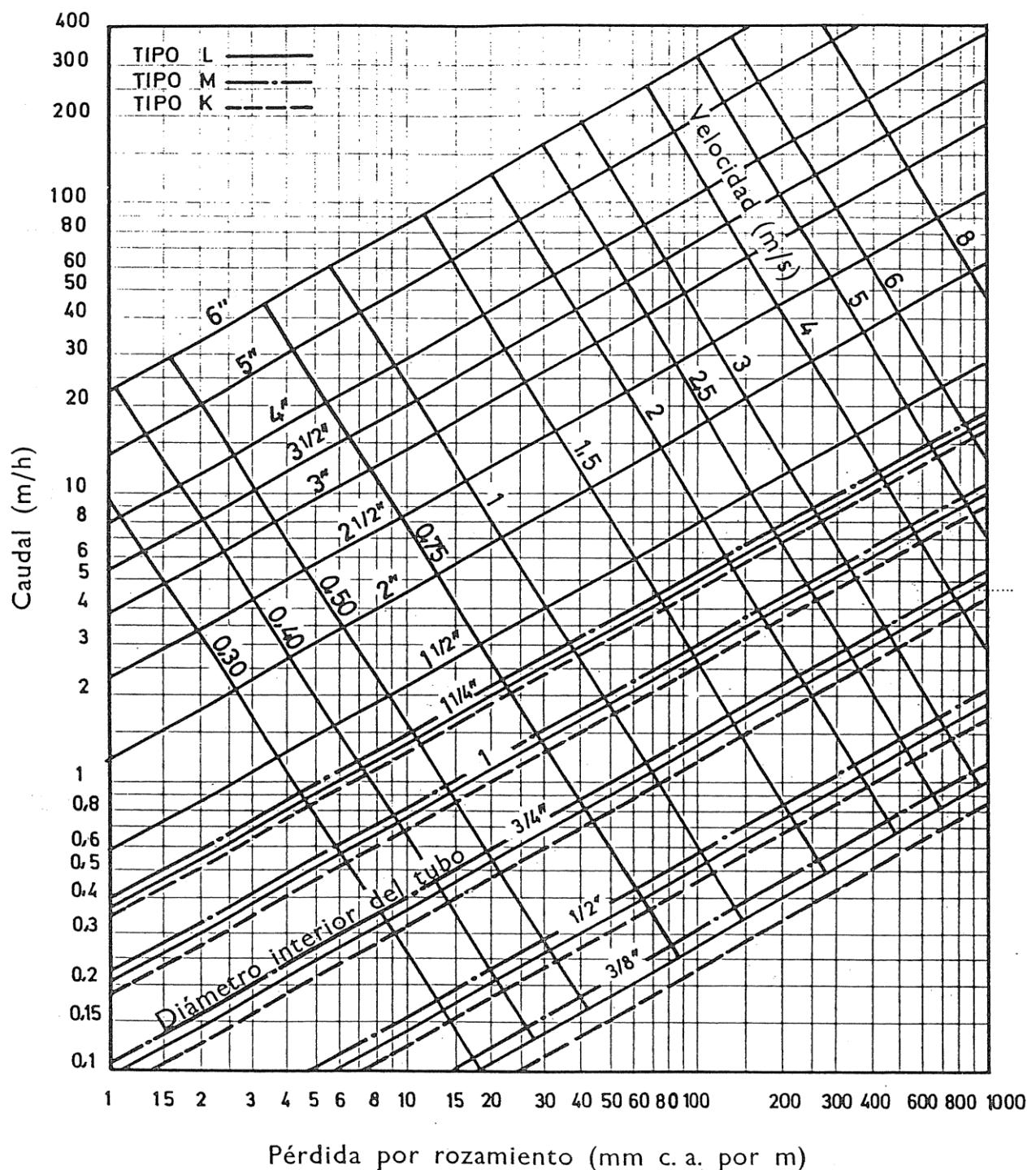


TABELA 20 - PERDAS DE CARGA NAS VÁLVULAS EXPRESSAS EM
COMPRIMENTO EQUIVALENTE DE TUBO (m)

Uniones con extremos roscados, soldados, embriddados o cónicos

DIÁMETRO EXTERIOR		ESFÉRICAS **	60°-Y		45°-Y		VÁLVULAS DE COMPUESTA *****	VÁLVULAS DE RETENCIÓN	
ACERO	COBRE							OSCILANTE ***	DE CIERRE VERTICAL (horizontal de retención)
17,2	1/2		5,1	2,4	1,8	1,8	0,18	1,5	
21,3	5/8		5,4	2,7	2,1	2,1	0,21	1,8	
26,9	7/8		6,6	3,3	2,7	2,7	0,27	2,4	
33,7	1 1/8		8,7	4,6	3,6	3,6	0,30	3,6	
42,4	1 3/8		11,4	6,1	4,6	4,6	0,46	4,2	
48,3	1 5/8		12,6	7,3	5,4	5,4	0,54	4,8	
60,3	2 1/8		16,5	9,1	7,3	7,3	0,70	(6,1)	
73	2 5/8		20,7	10,7	8,7	8,7	0,85	7,6	
88,9	3 1/8		25,2	13,1	10,7	10,7	0,98	9,1	
101,6	3 5/8		30,5	15,2	12,5	12,5	1,2	10,7	
114,3	4 1/8		36,8	17,7	14,6	14,6	1,4	12,2	
141,3	5 1/8		42,6	21,6	17,7	17,7	1,8	15,3	
168,3	6 1/8		52,0	26,8	21,4	21,4	2,1	18,3	
219,1	8 1/8		67,1	35,1	26,0	26,0	2,7	24,4	
273			85,4	44,2	32,0	32,0	3,6	30,5	
323,9			97,5	50,4	40,0	40,0	3,9	36,6	
355,6			109,9	56,5	47,4	47,4	4,6	41,2	
406,4			125,0	64,0	55,0	55,0	5,1	45,8	
457,2			140,1	73,1	61,1	61,1	5,7	50,4	
508			158,5	84,0	71,6	71,6	6,6	61,0	
609,6			186	97,5	81,0	81,0	7,5	73,2	

* Valores correspondientes a la posición de apertura total.

** Estos valores no se aplican a las válvulas de aguja.

*** Estos valores se aplican también a las válvulas de retención rectas con obturador esférico.

**** Para válvulas de retención inclinadas, cuyo diámetro de orificio es igual al del tubo, tomar los valores correspondientes a las válvulas con tija inclinada 60°.

***** Las válvulas de macho presentan la misma pérdida de carga, en la posición de apertura total, que las de paso directo.

RECTAS COMO
GRIFOS DE
VÁLVULA
ESFÉRICA ****

ANGULARES
COMO GRIFOS
DE VÁLVULA
ANGULARES

TABELA 21 - PERDAS DE CARGA NAS CURVAS, Y, T, EXPRESSAS EM
COMPRIMENTO EQUIVALENTE DE TUBO (m)

Uniones con extremos roscados, soldados, embriddados o cónicos

DIÁMETRO EXTERIOR		CODOS						Cambio de dirección	T		
		Radio pequeño 90° *	Radio grande 90° **	Macho Hembra 90° *	Radio pequeño 45° *	Macho Hembra 45° *	Radio pequeño 180° *		Sin reducción	Reducción 1/4	Reducción 1/2
Acero	Cobre										
17,2	1/2	0,42	0,27	0,70	0,21	0,33	0,70	0,82	0,27	0,36	0,42
21,3	5/8	0,48	0,30	0,76	0,24	0,40	0,76	0,91	0,30	0,43	0,48
26,9	7/8	0,61	0,42	0,98	0,27	0,49	0,98	1,2	0,42	0,58	0,61
33,7	1 1/8	0,79	0,51	1,2	0,39	0,64	1,2	1,5	0,51	0,70	0,79
42,4	1 3/8	1,0	0,70	1,7	0,51	0,91	1,7	2,1	0,70	0,95	1,0
48,3	1 5/8	1,2	0,80	1,9	0,64	1,0	1,9	2,4	0,80	1,1	1,2
60,3	2 1/8	1,5	1,0	2,5	0,79	1,4	2,5	3,0	1,0	1,4	1,5
73	2 5/8	1,8	1,2	3,0	0,98	1,6	3,0	3,6	1,2	1,7	1,8
88,9	3 1/8	2,3	1,5	3,6	1,2	2,0	3,6	4,6	1,5	2,1	2,3
101,6	3 5/8	2,7	1,8	4,6	1,4	2,2	4,6	5,4	1,8	2,4	2,7
114,3	4 1/8	3,0	2,0	5,1	1,6	2,6	5,1	6,4	2,0	2,7	3,0
141,3	5 1/8	4,0	2,5	6,4	2,0	3,3	6,4	7,6	2,5	3,6	4,0
168,3	6 1/8	4,9	3,0	7,6	2,4	4,0	7,6	9,1	3,0	4,2	4,8
219,1	8 1/8	6,1	4,0	-	3,0	-	10,4	10,7	4,0	5,4	6,1
273	-	7,7	4,9	-	4,0	-	12,8	15,2	4,9	7,0	7,6
323,9	-	9,1	5,8	-	4,9	-	15,3	18,3	5,8	7,9	9,1
355,6	-	10,4	7,0	-	5,4	-	16,8	20,7	7,0	9,1	10,4
406,4	-	11,6	7,9	-	6,1	-	18,9	23,8	7,9	10,7	11,6
457,2	-	12,8	8,8	-	7,0	-	21,4	26,0	8,8	12,2	12,8
508	-	15,3	10,4	-	7,9	-	24,7	30,5	10,4	13,4	15,2
609,6	-	18,3	12,2	-	9,1	-	28,8	35,0	12,2	15,2	18,3

DIÁMETRO EXTERIOR		CODOS ANGULARES			
		90°	60°	45°	30°
Acero	Cobre				
17,2	1/2	0,82	0,33	0,18	0,09
21,3	5/8	0,91	0,40	0,21	0,12
26,9	7/8	1,2	0,49	0,27	0,15
33,7	1 1/8	1,5	0,64	0,30	0,21
42,4	1 3/8	2,1	0,91	0,46	0,27
48,3	1 5/8	2,4	1,0	0,54	0,33
60,3	2 1/8	3,0	1,4	0,70	0,39
73	2 5/8	3,6	1,6	0,85	0,51
88,9	3 1/8	4,6	2,0	0,98	0,61
101,6	3 5/8	5,4	2,2	1,2	0,73
114,3	4 1/8	6,4	2,6	1,4	0,82
141,3	5 1/8	7,6	3,3	1,8	0,98
168,3	6 1/8	9,1	4,0	2,1	1,2
219,1	8 1/8	10,7	5,2	2,7	1,5
273	-	15,2	6,4	3,6	2,2
323,9	-	18,3	7,6	3,9	2,4
355,6	-	20,7	8,9	4,6	2,7
406,4	-	23,8	9,5	5,1	3,0
457,2	-	26,0	11,3	5,7	3,3
508	-	30,5	12,5	6,6	3,9
609,6	-	35,0	14,9	7,5	4,8

* R/D sensivelmente igual a 1.

** R/D sensivelmente igual a 1,5.

TABELA 22 - PERDAS DE CARGA NAS MUDANÇAS DE SEÇÃO EXPRESSAS
EM COMPRIMENTO EQUIVALENTE DE TUBO (m)

DIÁMETRO EXTERIOR	Cobre	Ensanchamiento brusco d/D *			Contracción brusca d/D *			Aristas vivas *		Orificio entrante *	
		1/4	1/2	3/4	1/4	1/2	3/4	Entrada	Salida	Entrada	Salida
Acero											
17,2	1/2	0,42	0,24	0,09	0,21	0,15	0,09	0,46	0,24	0,45	0,34
21,3	5/8	0,54	0,33	0,12	0,27	0,21	0,12	0,54	0,30	0,54	0,46
26,9	7/8	0,79	0,46	0,15	0,36	0,30	0,15	0,85	0,42	0,85	0,67
33,7	1 1/8	0,98	0,61	0,21	0,49	0,36	0,21	1,1	0,54	1,1	0,82
42,4	1 3/8	1,4	0,91	0,30	0,70	0,54	0,30	1,6	0,79	1,6	1,3
48,3	1 5/8	1,8	1,1	0,36	0,88	0,66	0,36	2,0	1,0	2,0	1,5
60,3	2 1/8	2,4	1,5	0,49	1,2	0,91	0,49.....	2,7	1,3	2,7	2,0
73	2 5/8	3,0	1,9	0,61	1,5	1,2	0,61	3,6	1,7	3,6	2,6
88,9	3 1/8	4,0	2,4	0,79	2,0	1,5	0,79	4,3	2,2	4,2	3,3
101,6	3 5/8	4,6	2,8	0,91	2,3	1,8	0,91	5,2	2,6	5,2	3,9
114,3	4 1/8	5,2	3,3	1,2	2,7	2,1	1,2	6,1	3,0	6,1	4,9
141,3	5 1/8	7,3	4,6	1,5	3,6	2,7	1,5	8,2	4,2	8,2	6,1
168,3	6 1/8	8,8	6,7	1,8	4,6	3,3	1,8	10,1	5,8	10,1	7,6
219,1	8 1/8	-	7,6	2,6	-	4,6	2,6	14,3	7,3	14,3	10,7
273	-	-	9,8	3,3	-	6,1	3,3	18,3	8,8	18,3	14,0
323,9	-	-	12,5	3,9	-	7,6	3,9	22,2	11,3	22,2	17,4
355,6	-	-	-	4,9	-	-	4,9	26,2	13,7	26,2	20,0
406,4	-	-	-	5,5	-	-	5,5	29,3	15,3	29,2	23,4
457,2	-	-	-	6,1	-	-	6,1	35,0	17,7	35,0	27,4
508	-	-	-	-	-	-	-	43,4	21,4	43,2	32,0
609,6	-	-	-	-	-	-	-	49,8	25,3	49,6	39,6

* Entrar en la tabla con el diámetro pequeño.