

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

No início dos anos oitenta, 81% das edificações comerciais no Estados Unidos recorreram à utilização de equipamentos de climatização para promover conforto térmico. A estimativa de capacidade instalada era de aproximadamente 100 milhões de toneladas de refrigeração. Desses, 95% operavam segundo o ciclo de compressão de vapor (Brodrik, 1989). Em algumas regiões do Brasil o ar condicionado representa 7% do consumo de energia elétrica no uso residencial. Em Minas Gerais, o ar condicionado é responsável por 38% a 63% do total de energia elétrica consumido no setor bancário (Gonçalves, 2000). Por mais hermético que seja um circuito frigorífico de refrigeração sempre existirá o escape do fluido refrigerante devido à porosidade existente nas soldas das tubulações desses circuitos. Dessa forma, com o passar dos anos, sempre se fará necessária uma carga extra para repor o fluido refrigerante que se esvaiu. Muitos dos fluidos refrigerantes são comprovadamente nocivos ao meio ambiente contribuindo para o aquecimento global (Steimle, 1999; Granryd, 1999). Em consequência disso, os Protocolos de Montreal (1987) e Kyoto (2002) e a *American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning – ASHRAE*, estabeleceram posições a serem tomadas e metas a serem atingidas para extinguir a produção de refrigerantes que provocam a depleção da camada de ozônio ou contribuem para o efeito estufa na atmosfera. Portanto, com os avanços da pesquisa, só nos últimos anos a indústria vem disponibilizando equipamentos nos quais os fluidos refrigerantes de trabalho são menos nocivos ao meio ambiente.

A proposta deste trabalho de doutorado é estudar sistemas de climatização com ênfase em sistemas evaporativos. Trocadores de calor do tipo evaporativo utilizam água como fluido refrigerante como meio de resfriamento e umidificação de ambientes. Inúmeras são os tipos e as aplicações que estão sendo introduzidas paulatinamente no mercado motivadas pelas vantagens intrínsecas que esses sistemas apresentam. Os sistemas evaporativos combatem a carga térmica de calor sensível, são inertes ao meio ambiente, consomem pouca energia, têm baixo custo de instalação e manutenção. Além do conforto térmico, esses dispositivos estão sendo utilizados para umidificação e purificação de ambientes, tratamento do ar em ambientes hostis, resfriamento e umidificação de culturas de pequeno e médio porte, resfriamento e umidificação no armazenamento de produtos agrícolas, dentre outras.

A eficiência do resfriamento evaporativo, até então, era limitada pela temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. No entanto, com o surgimento dos sistemas evaporativos do tipo direto-indireto, já se tem alcançado temperatura do ar à saída do trocador inferior à temperatura de bulbo úmido, até bem próximo do ponto de orvalho (Hsu 1989, Mathaudhu 2000). Soma-se, ainda, a aplicação de sistemas híbridos, no qual equipamentos evaporativos são utilizados de forma híbrida com sistemas do tipo circuito de compressão de vapor (Brown, 1989). Davis (1989) apresenta um estudo de caso no qual sistemas evaporativos são utilizados para combater altas taxas de calor sensível de ambientes previamente climatizados.

O objetivo geral deste trabalho é o estudo teórico e experimental de sistemas evaporativos de climatização utilizando a água como fluido de resfriamento e de umidificação do ar. Os objetivos específicos são a concepção de protótipos evaporativos para climatização de ambientes e a avaliação teórica e experimental do desempenho dos protótipos. No Capítulo 2, foi feito um apanhado das principais publicações sobre conforto térmico disponíveis na literatura científica, necessárias à caracterização dos índices e zonas de conforto. No Capítulo 3, faz-se uma revisão dos principais mecanismos de transformação para tornar um ambiente confortável termicamente, começando pela ventilação natural, passando pelo ciclo de compressão do vapor e finalizando com sistemas híbridos. No Capítulo 4, discorre-se especificamente sobre sistemas evaporativos, que é o principal interesse deste trabalho, além de sistemas híbridos. No Capítulo 5, é apresentada a modelagem matemática utilizada para a expressão de resultados: eficiência de resfriamento, vazão de ar, vazão de água evaporada, potência de resfriamento, coeficientes de transferência de calor e de massa. No capítulo 6, discorre-se sobre a criação dos protótipos, bancada de testes e equipamentos de medição. No capítulo 7, os resultados experimentais são apresentados, discutidos e analisados. Finalmente, no capítulo 8, são apresentadas as principais conclusões sobre o trabalho, além de sugestões para a continuação da pesquisa. Em síntese, comprova-se que equipamentos evaporativos são uma boa alternativa de climatização de ambientes.

CAPÍTULO 2 – CONFORTO TÉRMICO

2.1 – Introdução

A definição clássica de conforto térmico está associada à condição mental que expressa satisfação diante das condições do micro-clima que o ambiente oferece. Em outras palavras, o conforto térmico pode ser entendido como a sensação térmica agradável ou não ao indivíduo inserido em um meio ambiente qualquer.

Através da avaliação combinada dos parâmetros climáticos fundamentais, temperatura, umidade e velocidade, e do julgamento subjetivo da sensação térmica de um grupo de indivíduos, dados são tratados por intermédio de análises estatísticas e interpretados em níveis e zonas de conforto térmico. Em outro tipo de abordagem, princípios biofísicos de transferência de calor e massa são utilizados em conjunto com fatores fisiológicos para deduzir uma equação geral que expresse o balanço de energia entre o corpo humano e o meio ambiente circundante (Gonçalves, 2000).

2.2 – Considerações fisiológicas

É fato que o ser humano é um animal homeotérmico. Para que os órgãos funcionem adequadamente, a temperatura corporal central se mantém constante a $37,0 \pm 0,5^\circ\text{C}$. O cérebro ao identificar variações significativas da temperatura corporal, através de sensores térmicos da pele e do hipotálamo, aciona os mecanismos fisiológicos tais como taxa de batimentos cardíacos e transpiração, nível de metabolismo, fluxo sanguíneo, etc, para manter a temperatura corporal constante e restabelecer o equilíbrio térmico do corpo.

O corpo humano reage de diferentes maneiras para se adaptar ao frio e ao calor. Uma redução na temperatura corporal central conduz a reações para aumentar a produção interna de calor pela elevação do metabolismo basal através da ação do sistema neuro-endócrino. Calafrios podem aumentar a taxa metabólica de três a cinco vezes. Durante exposições prolongadas ao frio, o hipotálamo estimula a glândula pituitária a produzir hormônios que afetam outros

órgãos, principalmente a tireóide e os rins. A produção de calor é devida, em parte à ação de dois hormônios da medula supra-renal: adrenalina e noradrenalina (McArdle, 1985).

Se a temperatura ambiente é superior à temperatura corporal, a transpiração é o mecanismo fisiológico acionado para mantê-la constante. O corpo libera água para a superfície da pele para resfriá-lo, aumentando, assim a taxa de evaporação. A taxa de evaporação também aumenta quando o ambiente tende a ser mais seco. Desta forma, haverá na superfície da pele, uma tendência do organismo a ceder mais água para o ambiente. Há evidências de que a taxa de transpiração depende também do estado de hidratação e que corpos desidratados resultam num aumento da temperatura central corporal (Sawka, 1992);.

Na idade avançada, a resposta das glândulas sudoríparas é mais lenta, reduzindo a tolerância dos idosos ao calor. Na década de 90, essa evidência entre idosos, foi constatada com o aumento da taxa de mortalidade na Europa, mediante a ocorrência de ondas prolongadas de calor. Os estudos mostram que não há grande influência sobre a sensação térmica entre indivíduos de idades e sexos distintos, mas exceção se faz para as mulheres nos períodos menstruais e de menopausa. Estudos observam ainda que outros fatores, tais como porcentagem de gordura corporal e o uso de álcool e drogas, bem como estados enfermos, estão relacionados à menor tolerância quando submetidos a estresses térmicos. (Fanger, 1970).

Homens e mulheres com o mesmo nível de atividade e com a mesma vestimenta têm preferências semelhantes quanto à temperatura ambiente. Todavia, normalmente mulheres e homens apresentam níveis diferenciados do grau de isolamento das vestimentas. No verão, homens vestem-se a 1 clo com preferência de temperatura entre 20 a 24°C. Mulheres vestindo 0,5 clo, têm preferencial a faixa de temperatura 23 a 26°C. Uma outra observação é que as mulheres têm melhor tendência a adaptar-se à temperatura externa, pois variam a vestimenta (Olesen, 2000). É importante ressaltar que oportunidades adaptativas, como tipo de atividade, tipo de vestimenta, controle sobre os termostatos e umidostatos locais, abertura de janelas para aumentar a taxa de ventilação, ventiladores para aumentar a velocidade do ar, fechamento de cortinas para diminuir a insolação direta, facilitam à adaptação do indivíduo ao ambiente. Em outras palavras, a maior flexibilidade quanto às oportunidades adaptativas amplia as zonas de conforto térmico tido como satisfatórias.

Nielsen (1994) avalia a termo-regulação do corpo humano quando submetido às mudanças bruscas do ambiente térmico. Ele conclui que essas mudanças dificultam a adaptação climática dos indivíduos. Jokl (1989) apresenta um modelo físico-matemático utilizando circuitos elétricos como ferramentas de raciocínio para interpretar as taxas de transferência de calor e massa entre o corpo humano e o meio ambiente. Os resultados das pesquisas experimentais sugerem referências da temperatura globo, inverno e verão, associada à termo-regulação corpórea. Sawka (1983) apresenta resultados da adaptação ao calor concluindo que o tempo mínimo de exposição para se conseguir uma aclimatação necessitaria da exposição contínua de no mínimo 100 min diários.

Neste contexto, o conforto térmico tem importância destacada não só para promover uma sensação térmica agradável, e, em se tratando de condições térmicas extremas, torna-se uma ferramenta para manter a integridade da saúde física do indivíduo.

2.3 – Os índices de conforto térmico

A seguir, no que tange aos índices de conforto térmico, serão apresentadas em ordem cronológica, as principais publicações científicas de diversos autores, sobre o estudo para caracterização dos índices e zonas de conforto térmico.

Yaglou (1925/27), introduziu a temperatura efetiva como um parâmetro que expressa, em graus Celsius, a sensação térmica de indivíduos devido à combinação das variáveis climatológicas. Dois ambientes com a mesma temperatura efetiva devem provocar a mesma sensação térmica, mesmo sob diferentes combinações das variáveis do clima. Ela foi adotada pela *American Society of Heating and Ventilation Engineers – ASHVE*, (Figura 2.1). As pesquisas experimentais foram realizadas em indivíduos do sexo masculino que passavam de uma câmara de controle para uma outra câmara climática que simulava as combinações das variações da umidade relativa, da velocidade e da temperatura de bulbo seco, para, então, comparar as sensações térmicas nos dois ambientes.

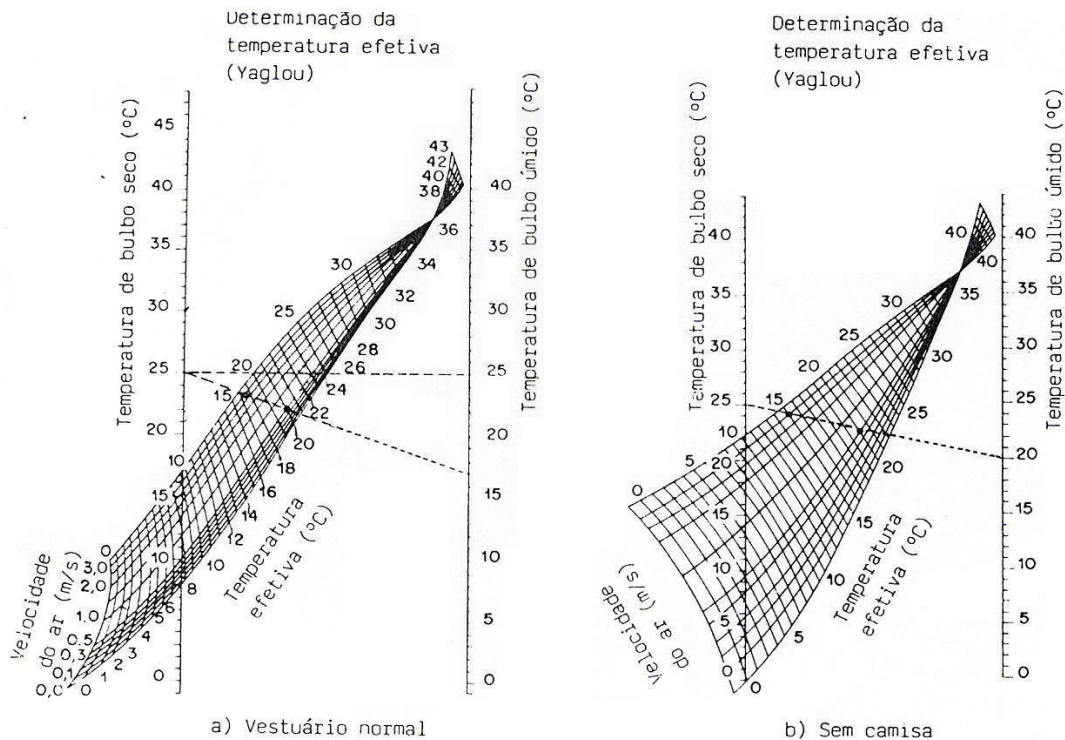


Figura 2.1 - Temperatura efetiva sugerida por Yaglou (Macintyre, 1990)

Os dados experimentais geraram dois diagramas: um para indivíduos sem camisa e outro, com vestimenta leve. Os diagramas apresentados na Figura 2.1, permitem a determinação direta da temperatura efetiva a partir da entrada das variáveis: temperaturas de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido e velocidade do ar.

Bedford (1946), ao introduzir a parcela de energia devido ao termo de radiação, definiu o parâmetro temperatura radiante. A temperatura radiante é calculada a partir da hipótese que o calor irradiado pelo ambiente é igual ao calor convectivo na fronteira da esfera do termômetro do tipo globo (Jokl, 1989). Esse equipamento é composto por uma esfera oca, com 150 mm de diâmetro e emissividade conhecida além do sensor térmico locado no centro da esfera. Através das indicações da temperatura do ambiente, da temperatura do termômetro globo e da velocidade do ar, é possível estimar a temperatura radiante T_r . Dessa forma, defini-se a temperatura radiante como a temperatura ambiente incluída a parcela devido à radiação térmica.

Fanger (1970) supôs a sensação térmica em função da carga térmica necessária para a adaptação do indivíduo no ambiente, ou seja, função dos esforços fisiológicos exercidos pelo indivíduo para a aclimação. Desta suposição utilizou uma câmara climática, no qual considerou constantes as variáveis físicas e fisiológicas, com exceção da temperatura de bulbo seco e da taxa de metabolismo, para correlacionar modelos físico-matemáticos à sensação térmica para vários níveis de atividade física de indivíduos. Os dados experimentais foram obtidos em câmaras climáticas, através da medição da taxa de transpiração e da temperatura da pele em indivíduos americanos.

Gagge (1972) definiu a temperatura operativa (T_{op}) a partir de deduções físico-matemáticas, levando-se em consideração os efeitos metabólicos e o tipo de vestimentas do indivíduo. A temperatura operativa é obtida a partir da temperatura radiante (T_r), da temperatura de bulbo seco do ambiente (T_a) e da velocidade de ar ponderada por coeficientes de radiação e convecção, respectivamente h_r e h_c , para as condições de fronteira da pele humana, conforme a equação abaixo. $T_{op} = (h_r.T_r + h_c.T_a)/h$. Sendo h o coeficiente global combinado de transferência de calor. Está teoria é utilizada para ISO 7730 (1994) e ASHRAE (1994).

Segundo a norma ISO 7730 (1994), para baixa velocidade do ar ($< 0,2$ m/s), e diferença de temperatura radiante e de bulbo seco inferior a 4°C , a temperatura operativa pode ser calculada como a média aritmética das mesmas. Devido à dificuldade de se determinar os coeficientes de radiação e convecção, a mesma norma traz uma equação alternativa para cálculo da temperatura operativa inserindo um coeficiente adimensional k (Tabela 2.1), função da velocidade do ar: $T_{op} = (1-k)T_r + k.T_a$

Tabela 2.1 - Coeficiente k para cálculo da temperatura operativa

V_{ar} (m/s)	$< 0,2$	$0,2 - 0,6$	$0,6 - 1,0$
K	$0,5$	$0,6$	$0,7$

O diagrama bioclimático de Givoni (1992) é construído sobre uma carta psicrométrica (Figura 2.2). A representação gráfica considera a aclimação de indivíduos em regiões de clima quente. Dados experimentais foram primeiramente levantados em Israel e posteriormente estudos complementares foram feitos em San Diego (Califórnia, US), Os estudo de Givoni

foram realizados para ambientes basicamente residenciais para cargas térmicas internas moderadas.

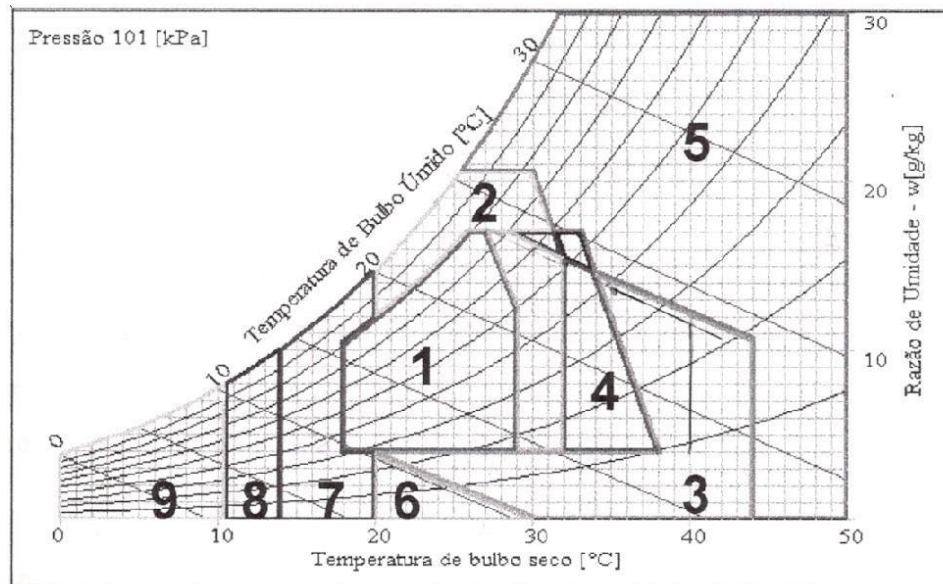


Figura 2.2 - Diagrama bio-climático de Givoni (Gonçalves 2000).

1 – Zona ideal para o conforto; 2 – Zona que aplicando ventilação leva ao conforto; 3 – Zona para aplicação do resfriamento evaporativo; 5 – Zona para aplicação do ciclo de compressão do vapor; 6 – Zona para aplicação da umidificação; 7 – Zona aquecimento solar passivo;

No diagrama é possível indicar qual a melhor alternativa do sistema de condicionamento do ar para atingir a zona de conforto térmico, em função do par temperatura de bulbo seco e umidade relativa. Nesse diagrama, observa-se que a temperatura de bulbo úmido do clima local, não superior a 24°C possibilita a aplicação de sistemas evaporativos. Isto porque, esta ferramenta traz condições de temperatura, velocidade e umidade relativa do ar, dentro dos parâmetros de conforto térmico, sugerido pelas normas.

As normas ASHRAE – 55/1992 e ISO 7730/1994 apresentam referências do conforto térmico de ambientes internos ocupados, por pessoas em atividade sedentárias. Os métodos utilizados para levantamento das referências são baseados no PMV – *Predicted Mean Vote* (Fanger, 1970) e PPD *Predicted Percentage of Dissatisfied* (Gagge, 1971). Essas normas foram baseadas em câmaras climáticas climatizadas por ciclo de compressão do vapor. Os métodos

normalizam os aspectos referentes ao indivíduo relativos ao grau de isolamento que a roupa oferece (0,5 clo para verão, 1,0 clo para o inverno) e o nível de atividade física leve (<1,2 met). Os fatores físicos ambientais são a temperatura de bulbo seco do ar ambiente, a temperatura radiante média, que se traduzem na temperatura operativa e a umidade relativa do ar. O primeiro método (PMV) avalia os votos relativos ao estado de satisfação dos ocupantes relativos ao conforto térmico que o ambiente oferece segundo uma escala de sete pontos: 3 → muito frio; 2 → frio; 1 → moderadamente frio; 0 → neutro; 1 → moderadamente quente; 2 → quente; 3 → muito quente.

O segundo método (PPD) avalia os votos percentuais relativos ao estado de insatisfação dos ocupantes relativo ao conforto térmico que o ambiente oferece: PPD=0: corresponde a 5% de ocupantes insatisfeitos; PPD=±/0,5: corresponde a 10% de insatisfeitos. A figura 2.3 apresenta resultados de referências para conforto térmico utilizando o método PPD. Os três gráficos são similares para faixas de aceitabilidade para o par temperatura e umidade, para pessoas com vestimentas típicas, respectivamente para verão e inverno, em atividades sedentárias, para ambientes climatizados por ciclo de compressão a vapor. A velocidade do ar não supera 0,2 m/s. Os gráficos foram baseados para o critério de 10 % de insatisfeitos. A interpretação sugere a linha TBU de 20°C como limite superior para o conforto térmico para as condições do verão e limite de temperatura operativa não superior a 28°C. A ISO 7730 e a norma 55-1992 Ashrae, recomendam ainda, níveis de umidade relativa não inferiores a 30% e não superiores a 80%.

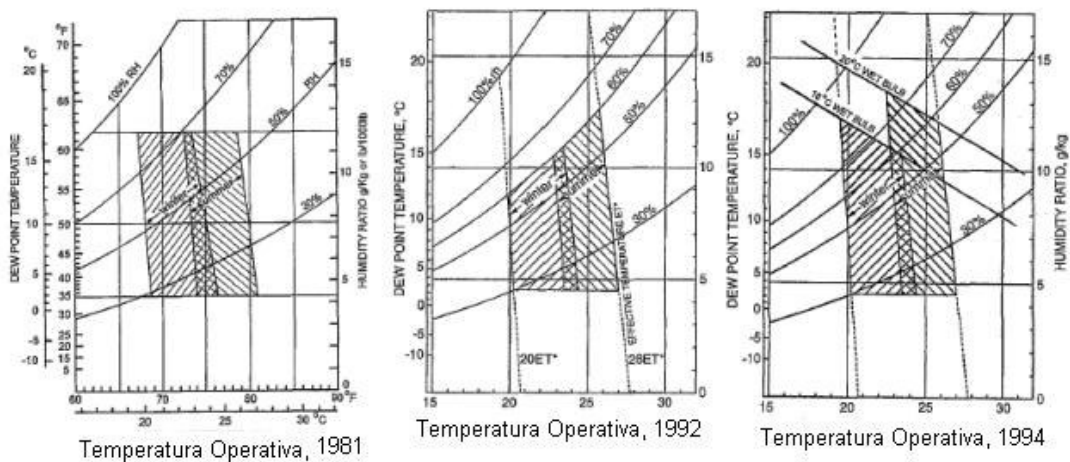


Figura 2.3 – Zona psicrométrica para o conforto térmico (Olesen, 1994).

A figura 2.4, apresentada no artigo de Olesen (2000), está incluída na norma 55-1992 *Ashrae*. Nesta figura um método gráfico é aplicado para estimar a sensação da queda da temperatura em função da velocidade de deslocamento do ar, tendo como referência a diferença entre a temperatura radiante e a temperatura de bulbo seco do ambiente. Para um ambiente no qual essa diferença aproxima-se de zero e deslocamento do ar a 0,7 m/s produz uma sensação térmica de aproximadamente menos 2,2°C. Dessa forma, os gráficos apresentados na figura 2.4 apresentariam maior flexibilidade quanto à temperatura limite para o conforto se o deslocamento do ar fosse inserido como uma das variáveis. Na prática, a figura 2.5 sugere que a elevação da temperatura de um ambiente pode ser compensada pela elevação da velocidade de deslocamento do ar.

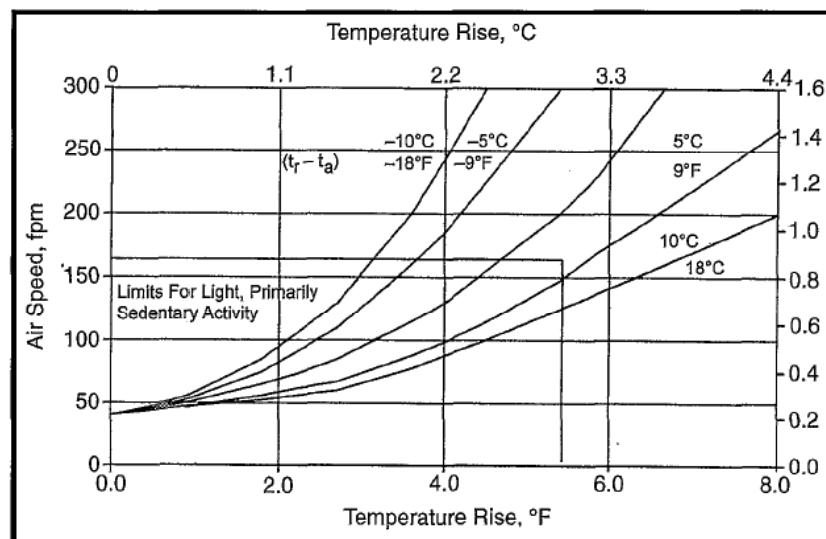


Figura 2.4 – Sensação da queda da temperatura em função da velocidade do ar.

Brager e de Dear propuseram um modelo para estimar o desvio da sensação térmica função da temperatura operativa. A equação serve para estimar quanto a condição do ambiente local desvia-se da condição ótima representada pelo ponto '0' da escala de sete pontos adotada pela *ISO 7730*. As equações obtidas por regressão linear são:

$$TS = 0,51.T_{op} - 11,96, \text{ para ambientes climatizados por compressão do vapor.} \quad (2.3)$$

$$TS = 0,27.T_{op} - 6,556, \text{ para ambientes ventilados.} \quad (2.4)$$

A figura 2.5 apresenta os resultados publicados por Berlung (1998) para aceitabilidade de 80% e 90% para o conforto térmico, na estação de inverno, sobrepostos à referência de conforto proposta pela norma 55-1992 da *Ashrae*. Função dos resultados publicados, o autor sugere uma zona de conforto defasada em relação à curva da norma 5

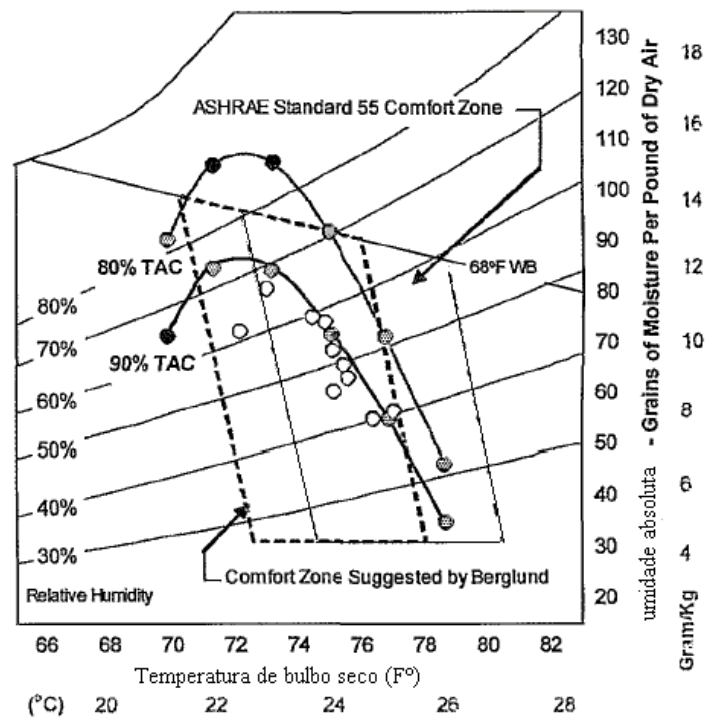


Figura 2.5 - Zona de conforto para inverno, sugerida por Berlung (1998).

As referências que estão relacionadas ao conforto térmico reportam para quais condições um ambiente torna-se confortável. Somado aos métodos tradicionais de avaliação do conforto, mais recentemente, vêm sendo introduzidas outras variantes para o conforto. Estas variantes são relacionadas, por exemplo, à diferença entre temperatura de bulbo seco e a temperatura radiante, diferenças entre a temperatura vertical (entre pés e a cabeça), diferença entre temperaturas de superfícies distintas tais como piso, teto e paredes, além da velocidade excessiva do deslocamento do ar. As citações referenciadas na norma 55-1992 são: diferença de temperatura de ponta a cabeça não superior a 3°C; assimetria radiante para paredes e janelas inferiores a 10°C; assimetria de piso teto menor que 5°C; temperatura de piso não inferior a 19°C e não superiores a 29°C. Estas variantes estão listadas na tabela 6.2 em três diferentes categorias (Olesen, 2000).

Tabela 2.2 – Diferencial de temperatura de superfícies assimétricas para o conforto.

Categoria	Diferença da temperatura vertical do ar	Temperatura do piso (°C)	Temperatura Radiante assimétrica			
			Teto quente	Teto frio	Parede fria	Parede quente
A	< 2	19 a 29	< 5	< 14	< 10	< 23
B	< 3	19 a 29	< 5	< 14	< 10	< 23
C	< 4	17 a 31	< 7	< 18	< 13	< 35

Gonçalves (2000), no seu trabalho de mestrado, se baseia numa amostragem da população universitária de Belo Horizonte, para avaliar o conforto térmico, em ambiente tipo sala de aula. O autor apresenta um modelo para previsão da sensação térmica levando em consideração a atividade e vestimenta dos indivíduos. Para a população em estudo o trabalho de Gonçalves apresentou os seguintes resultados limites para as variáveis ambientais:

Variável	Valor ótimo	Limites de Conforto
TBS	22,7 °C	20,8 – 24,7 °C
Umidade Relativa	67 %	64 a 93 %
Velocidade do Ar	1,0 m/s	0,4 a 1,7 m/s

Na figura 2.6 e 2.7, Lomas (2004) fundamentado no diagrama bio-climático de Givoni (1992), apresenta a zona de conforto térmico e os limites para a aplicação direta de sistemas evaporativos e ventilação natural como métodos de promover o conforto térmico. Na figura 2.7 há referências para a aplicação de métodos evaporativos levando-se em consideração a carga térmica interna dissipada no ambiente. Carga leve: 10 W/m², um ocupante para 20 m²; carga média: 30 W/m², um ocupante para 10 m², mais iluminação e computador; carga alta: 50 W/m², um ocupante para 5 m², mais iluminação e computador.

Tentative values for the lines of wet bulb temperature defining the CLTC and the width of the band of wet bulb temperatures yielding mixed comfort				
Heat Gain	PDEC only CLTC	Band width	PDEC +NV CLTC	Band width
W/m ²	°C	°C	°C	°C
10	21.1	(-1.0)	21.7	(-0.5)
30	20.8	(-2.2)	21.2	(-1.7)
50	20.2	(-2.5)	21.0	(-3.0)

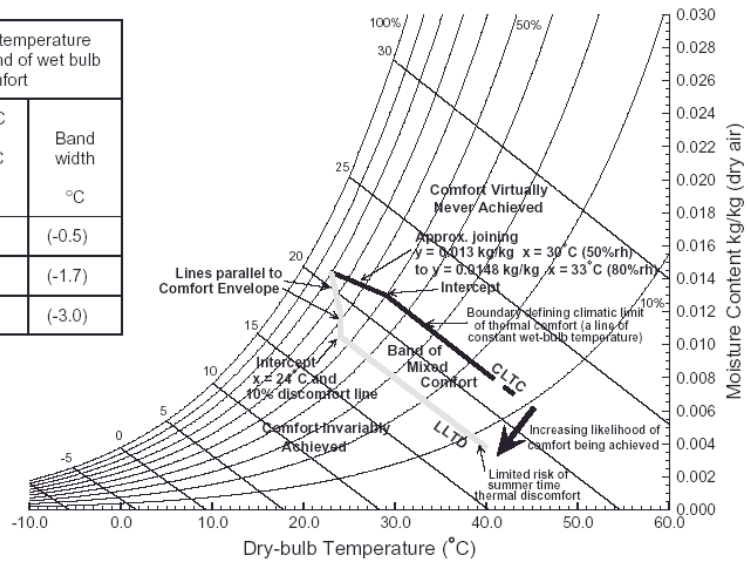


Figura 2.6 – Primeira carta bioclimática, de Lomas (2004)

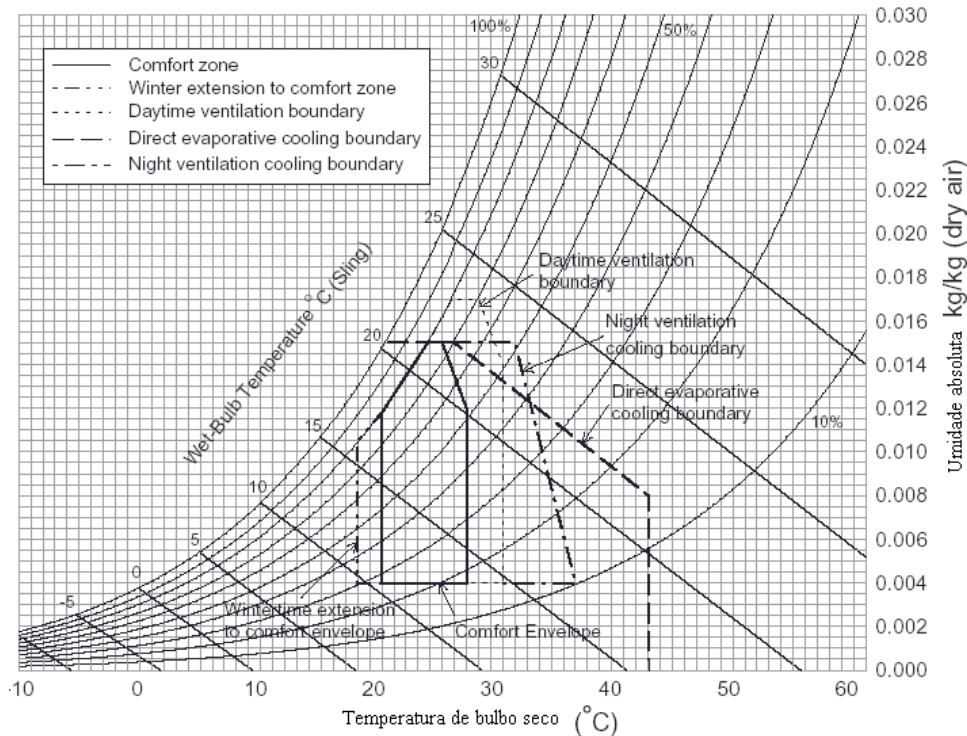


Figura 2.7 – Segunda carta bioclimática de Lomas (2004)

A referência NBR 6401 (1980) da ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas, são encontrados os parâmetros básicos para cálculos de carga térmica para ambientes climatizados pelo ciclo de compressão do vapor, tais como taxa de renovação de ar, dados de calor liberados por fontes diversas, condições extremas de temperatura e umidade para todas as regiões brasileiras, dentre outras. A norma indica como referências para o conforto térmico, níveis de umidade relativa entre 40 a 70% e temperatura entre 21 a 27°C, variando estes limites para cada tipo de ambiente. Também constam recomendações do grau de filtragem e dos níveis de ruído a serem praticados nos ambientes climatizados. A segurança e a medicina do trabalho da Federação Brasileira regulamentam as condições de insalubridade quanto ao quesito temperatura de ambientes de trabalho, amparado na lei 6514/77, portaria 3214/78, norma NR-15, anexo 3, item 2 e 3 (Avatec). O parâmetro utilizado como referência é o IBUTG - Índice de Bulbo Úmido e Termômetro Globo. O índice é calculado utilizando as equações abaixo:

$$\text{IBUTG} = 0,7.\text{TBU} + 0,3.\text{TG} \quad (2.5)$$

Medição sem carga solar (ambiente interno ou externo).

$$\text{IBUTG} = 0,7.\text{TBU} + 0,2.\text{TG} + 0,1.\text{TBS} \quad (2.6)$$

Medição em ambiente externo com carga solar.

TG é a temperatura medida com um termômetro do tipo globo. Na tabela 2.3 são apresentados os limites do IBUTG que não devem ser ultrapassados função da atividade e da carga de trabalho que o indivíduo é submetido.

Tabela 2.3 - IBUTG(°C): Índice de bulbo úmido e termômetro globo.

Nível	Atividade / Carga	Leve	Moderada	Pesada
1	Trabalho contínuo	30,0	26,7	25,0
2	45 + 15 de folga	30,1 a 30,6	26,8 a 28	25,1 a 25,9
3	30 + 30 de folga	30,7 a 31,4	28,1 a 29,4	26,0 a 27,9
4	15 + 45 de folga	31,5 a 32,2	29,5 a 31,1	28,0 a 30,0

2.4 – Conclusões

Os estudos mais recentes de autores diversos vêm mostrando que há uma maior capacidade adaptativa ao conforto térmico em ambientes que preferem outros sistemas (ventilação e evaporativos) ao ciclo de compressão do vapor. Esses estudos evidenciam a maior flexibilidade na aceitação de temperaturas, umidades e velocidades mais elevadas do ar, que as previstas pelas referências publicadas nas normas *ISO 7730* e *Ashrae 55-1992*, principalmente quando o indivíduo tem controle sobre as variáveis adaptativas. Por consequência, os comitês dessas organizações normativas estão estudando a inclusão desses resultados em referências futuras, se não aquelas testadas para ambientes climatizados pelo tradicional ar condicionado (ciclo de compressão do vapor).

CAPÍTULO 3 – SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO

O objetivo do projetista de climatização é promover o conforto térmico a ambientes habitados. Basicamente, o projeto deverá conceber condições pré-determinadas de temperatura, umidade e velocidade do ar para tornar o ambiente confortável termicamente. Esses parâmetros são traduzidos em zonas e índices de conforto térmico já discutidos no Capítulo 2.

3.1 – Introdução

Em edificações, os métodos operacionais para promover o conforto térmico são vastos. A premissa inicial é que na concepção, os recursos energéticos sejam minimizados função do custo benefício da implantação. Na concepção do projeto, independentemente do fim a que se destina a construção, devem ser contemplados não só os fatores de ocupação interna, mas também os fatores externos. Para promover uma condição térmica mais favorável ao conforto, dados climáticos da região da implantação, tais como incidência solar, convecção preferencial natural dos ventos locais, dentre outros fatores, servem como referências para o posicionamento geográfico da edificação, distribuição de áreas envidraçadas, tipo de cobertura, utilização de átrios e especificação de materiais, dentre outros. Este tipo de abordagem, no caso de regiões com características climáticas mais quentes, minimiza a carga térmica sobre a edificação, e, nos casos onde há a necessidade da previsão de equipamentos para promover a climatização dos ambientes, os custos de implantação, manutenção e demanda energética podem ser minimizados (Mathaudhu, 2000).

Nos dias de hoje, um bom projeto de climatização deve contemplar características exigidas pelo mercado globalizado:

- i) Atender aos parâmetros de conforto térmico referenciado pelas normas;
- ii) Maximizar a eficiência térmica;
- iii) Maximizar a qualidade do ar;
- iv) Minimizar custos energéticos, de instalação e manutenção;
- v) Minimizar o impacto ao meio ambiente;

São muitas as opções de climatização que o mercado disponibiliza para o projetista definir qual o melhor sistema a ser adotado para climatizar determinado ambiente. Em ordem de descarte cita-se a ventilação natural, ventilação forçada, sistemas evaporativos, sistemas híbridos e por último o sistema de compressão do vapor. O diagrama bioclimático proposto por Givoni (Fig. 2.2) avalia de maneira rápida o sistema a ser implantado função da temperatura e da umidade do clima local.

A partir do Protocolo de Montreal, no qual foi firmada restrição à produção de fluidos refrigerantes que reagem com a camada de ozônio e que agredem o meio ambiente, cientistas e engenheiros vêm buscando novas alternativas para sistemas de refrigeração. Para os equipamentos que utilizam o ciclo de compressão do vapor as pesquisas têm voltado atenção especial para o desenvolvimento de fluidos refrigerantes que não agredem ao meio ambiente. Em paralelo, a ciência vem buscando o desenvolvimento de tecnologias alternativas de climatização de ambientes. Neste contexto, encontra-se em fase de desenvolvimento a refrigeração magnética e o resfriamento evaporativo. Na medida que as pesquisas avançam, estas tecnologias aparecem como uma ferramenta para concorrer, em muitas aplicações, o tradicional sistema de compressão do vapor. O principal enfoque deste trabalho são os sistemas evaporativos e serão tratados à parte no próximo capítulo, juntamente com os sistemas híbridos de climatização.

A seguir serão descritos os seguintes sistemas de climatização:

- i) Ventilação Natural;
- ii) Ventilação Forçada;
- iii) Ciclo de Compressão do Vapor;
- iv) Efeito Magneto Caloria;

3.2 – Ventilação natural

A ventilação natural tira proveito da convecção natural do ar para dissipar a carga térmica do ambiente. A convecção natural do ar em um ambiente se dá por dois fatores principais: movimentação devida à diferença de pressão interna e externa (ventos) e movimentação devida à diferença de densidade do ar (fontes internas de calor).

Em qualquer dos dois casos devem existir na edificação entradas e saídas estratégicas, necessárias ao deslocamento do ar para o ambiente externo. Para tal, adotar venezianas, lanternins, átrios e torres de deslocamento do ar que devem ser compatibilizadas junto à arquitetura. As aberturas para a entrada do ar devem estar preferencialmente nas partes mais baixas (venezianas ou janelas). Já as aberturas para a saída do ar devem estar preferencialmente localizadas nas partes elevadas da construção (lanternins, basculantes, átrios). As figuras 3.1 e 3.2, mostram algumas destas disposições.

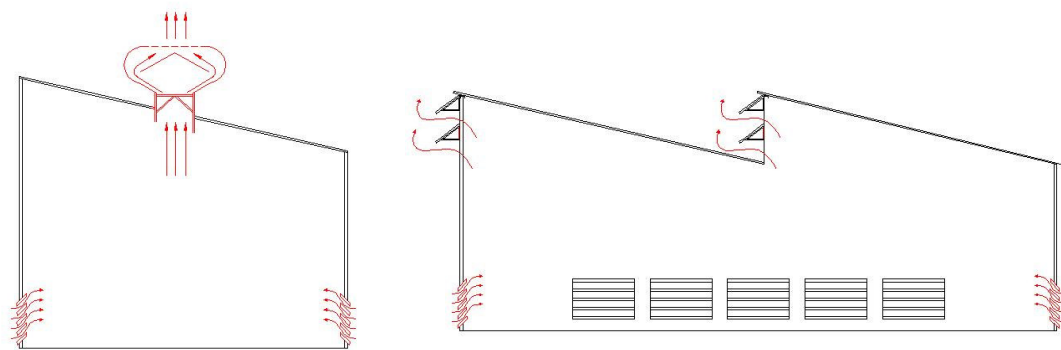


Figura 3.1 - Disposição de aberturas para ventilação natural.

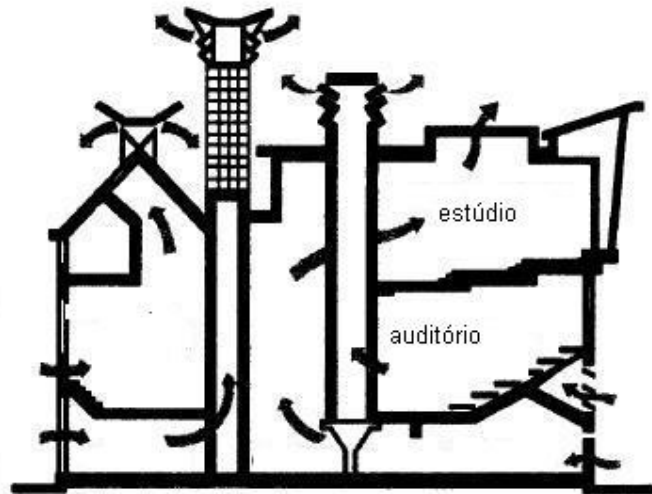


Figura 3.2 - Exemplo de torre de deslocamento do ar (Jones 2001).

O uso de ventiladores do tipo eólico é bastante difundido no mercado nacional e aplicado vastamente a galpões e indústrias (Fig. 3.3). Neste sistema a convecção natural do ar induz à movimentação da hélice tipo turbina, aumentando a tiragem do ar interno. Esses ventiladores têm maior aplicabilidade em ambientes com geração interna de calor.

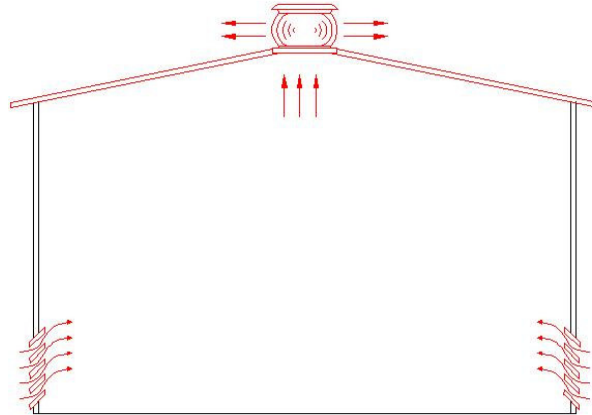


Figura 3.3 – Exemplo de aplicação de ventilador eólico.

Sabe-se que as condições dos ventos não são sempre as mesmas, variando em intensidade e direção ao longo das estações do ano ou até mesmo para o período de 24 horas diárias. Por isso, a ventilação natural pela ação do vento não oferece garantia de uniformidade. Todavia, considerando a área de aberturas iguais às de saída e conhecendo-se a velocidade média sazonal dos ventos locais, pode-se estimar a vazão de ar que entra em um recinto. Sendo os ventos predominantes, perpendiculares às aberturas do ambiente, um fator de 0,5 deve ser aplicado à equação 3.1. Sendo os ventos diagonais o fator considerado deve ser de 0,25. O efeito da diferença de densidade do ar é conhecido como efeito chaminé e pode ser estimado tendo como referência a diferença de temperatura entre o ar à entrada e o ar à saída do ambiente. A equação 3.1 (Macintyre, 1990) estima a vazão do ar considerando igual área de entrada e saída do ar.

$$Q = 9,4.A.\sqrt{d.(T_i - T_e)} \quad (3.1)$$

sendo Q (cfm) a vazão em pés cúbicos por minuto, A(ft²) a área em pés quadrados, d (ft) a distância vertical em pés entre as aberturas à entrada e à saída, T_i (°F) a temperatura média do

ar interior à altura das aberturas da saída em graus Fahrenheit, T_e (°F) a temperatura do ar exterior em graus Fahrenheit. 9,4 é uma constante de proporcionalidade, para efetividade das aberturas de 65 %. Este valor deve ser reduzido para 50%, caso as condições de escoamento não forem favoráveis. Para aberturas de tamanhos desiguais é considerada a menor área. O gráfico (a) da figura 3.4 é utilizado para a correção da vazão. Para efeitos combinados, chaminé e ventos, o gráfico (b) da figura 3.4 é aplicável.

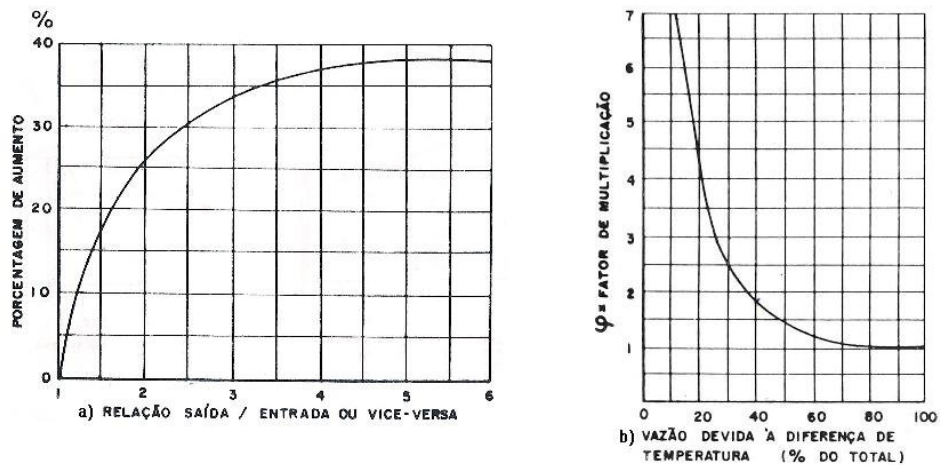


Figura 3.4 – Gráficos para correção da ventilação natural

Os estudos mais recentes no campo da ventilação natural em edificações têm enfatizado a importância na obtenção das informações dos campos de velocidades e perfis de temperaturas associadas à eficiência de ventilação e performance térmica, e também a concentração de particulados relacionados à qualidade do ar (Mathisen, Haghighat, 1989).

Van der Maas (1989) avalia o fluxo de ar natural em ambientes devido às diferenças de temperatura interna e externa e incorpora a transferência de calor nas paredes. As equações acopladas de transferência de calor e massa são resolvidas para a temperatura do ambiente interno para estimar as taxas de massa e calor. A figura 3.5 mostra o deslocamento do ar devido à diferença da temperatura interna e externa.

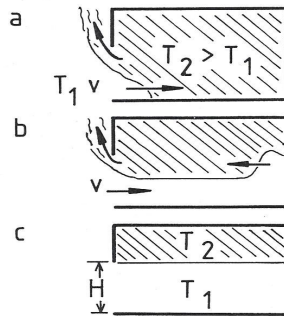


Figura 3.5 - Convecção do ar devido à diferença de temperatura

Kiel (1989), apresenta equações de perfis de velocidade e fluxo de massa entre fronteiras de ambientes interno e externo através de medições realizadas em modelos na escala 1:20, função da diferença de densidade. A figura 3.6 mostra perfis de velocidade e temperatura para a elevação de um ambiente.

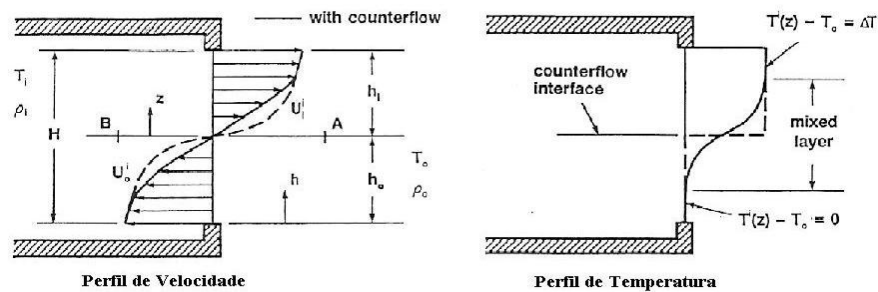


Figura 3.6 - Convecção do ar devido à diferença de temperatura.

Axley (1989) determina as características de infiltração e escape ao redor de edificações resolvendo o problema acoplado de transferência de calor e massa aplicando análise discreta de elementos às equações governantes.

Técnicas de modelagem macroscópica, aplicadas a fenômenos de transporte, são aplicadas sobre balanços de massa, momentum e energia, expressos em termos de equações diferenciais ordinárias para um ou mais volumes de controle. O autor estima qual a pressão exercida pelos ventos para a determinação de perfis de velocidade para regiões rural, urbana e de metrópole. Os resultados indicam que a construção de edificações modifica o perfil da camada limite natural do vento (Fig. 3.7).

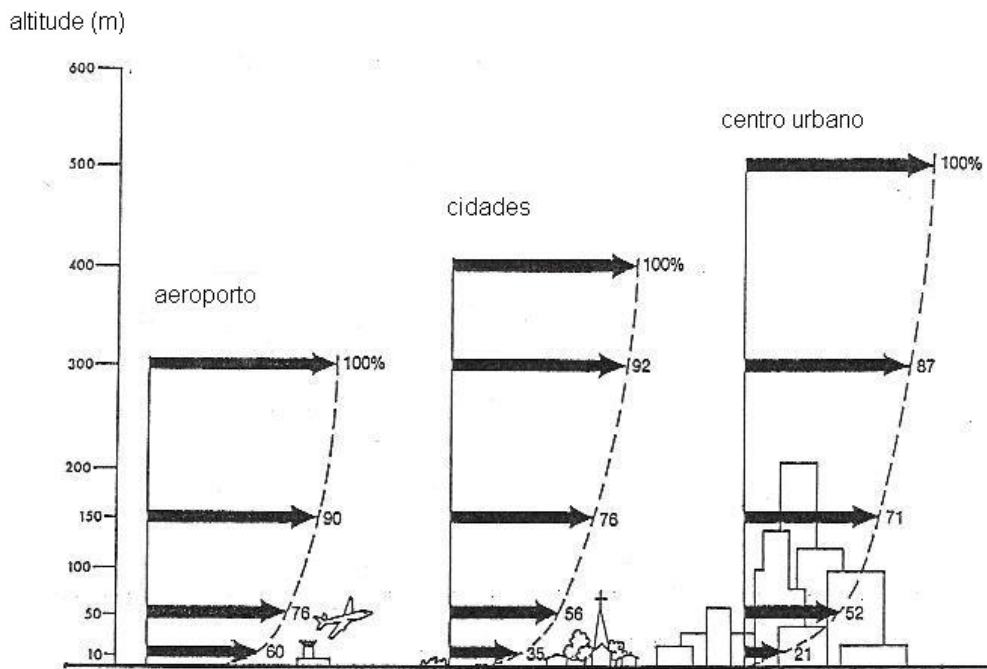


Figura 3.7 - Perfis de velocidade para áreas habitadas

Haghighat (1989), através de métodos numéricos discute o efeito da localização e altura de portas na transferência de calor e massa em ambientes fechados. Os resultados são apresentados por meio de vetores velocidade do ar para várias condições de localização e altura de portas e temperatura de paredes distintas (Fig. 3.8 e 3.9).

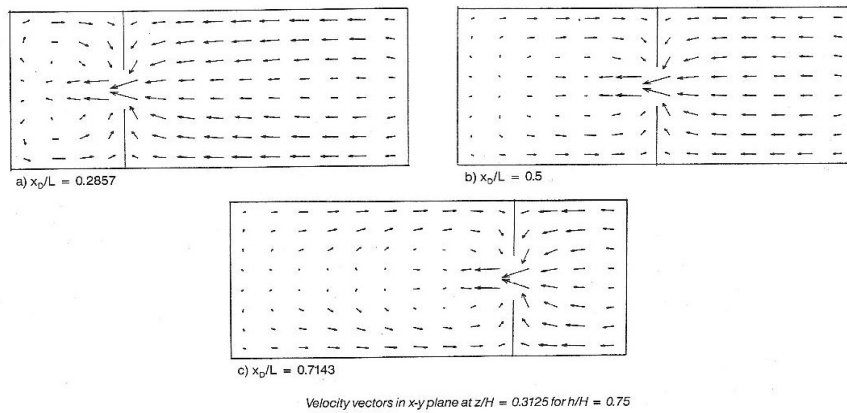


Figura 3.8 - Campo de vetores velocidade devido à diferença de temperatura entre paredes

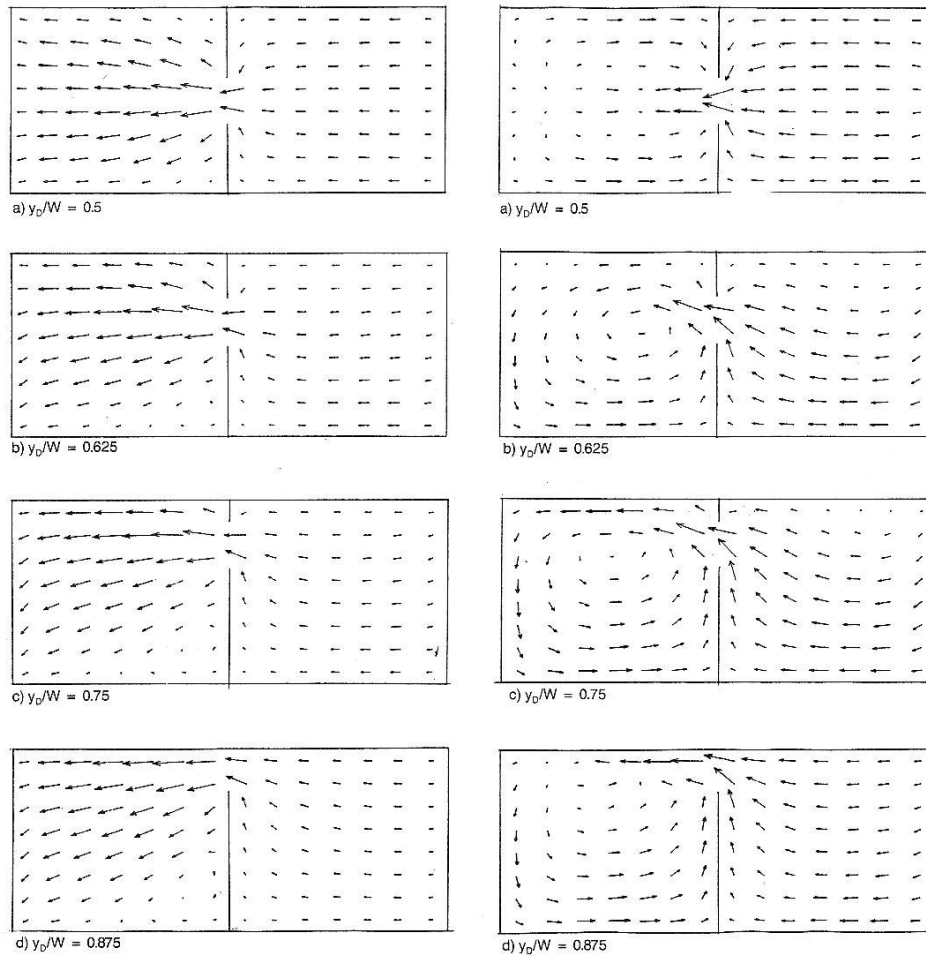


Figura 3.9 - Campo de vetores velocidade devido à diferença de temperatura entre paredes

Resultados indicam que a taxa de fluxo de massa é sensível à altura e localização da porta na parede que divide os ambientes e também da localização da parede de partição no ambiente. Já o fluxo de calor é independente quanto à localização da parede de partição.

3.3 – Ventilação forçada

O sistema de ventilação forçada é aquele no qual se adota um dispositivo moto-mecânico para promover o deslocamento de ar. A ventilação forçada de um ambiente promove a retirada da carga térmica de um ambiente através da renovação constante do ar pelo insuflamento e ou exaustão por meio de ventiladores (Fig. 3.10 e 3.11).

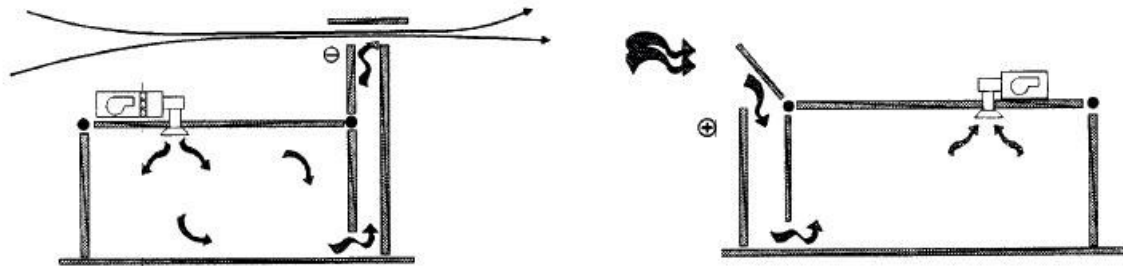


Figura 3.10 – Esquerda: insuflamento forçado; direita: tiragem forçada.

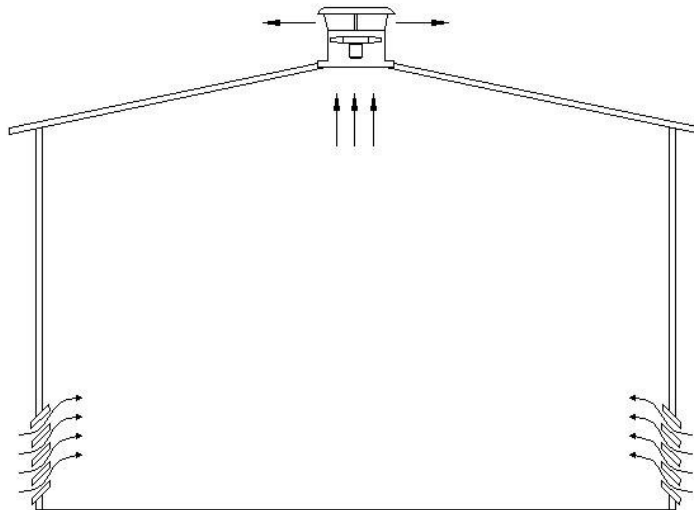


Figura 3.11 - Tiragem forçada do ar por ventiladores axiais de telhado

A vazão mássica de ar, \dot{m} (kg/s) necessária para promover a renovação constante do ar em um ambiente é calculada a partir da taxa de carga térmica sensível, \dot{q} (W=J/s). A taxa de calor sensível é representada pelo somatório de todas as fontes sensíveis de calor internas e externas. ΔT é a diferença da temperatura interna e externa de referência:

$$\dot{q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (3.2)$$

c_p é o calor específico do ar a pressão constante (J/kg.K);

Nesse sistema, por mais renovações do ar, R (s^{-1}), que se faça em um ambiente, a temperatura limite inferior para o ambiente beneficiado é a temperatura externa à sombra, protegida do calor de radiação e de fontes de geração interna. Como primeira referência de cálculo, para se chegar ao valor de R (1/s), para um recinto, normalmente é utilizada a diferença de 3°C entre a temperatura externa e interna.

A vazão volumétrica de ar, Q (m^3/s), é calculada como uma função da vazão mássica \dot{m} (kg/s):

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho_a} \quad (3.3)$$

O número de renovações do ar, R , é calculado em função do volume do ambiente Vol (m^3) e da vazão volumétrica Q (m^3/s):

$$R = \frac{Q}{Vol} \quad (3.4)$$

Para rápidas estimativas a Tabela 3.1 fornece valores da taxa de renovação do ar para diversos ambientes (Creder, 2004).

Garagem de automóveis sem ventilação, principalmente as subterrâneas apresentam problemas relativos à qualidade do ar. O ar é contaminado pela emissão dos gases da

combustão produzidos pelos veículos. Óxidos nitrosos (NO_x) e o monóxido de carbono (CO) são os mais poluidores. A norma 62-1989 ANSI/ASHRAE, referência para estes ambientes, a taxa de renovação do ar de 7,62 l/s.m² (1,5 cfm/ft²) por área de piso, ou ainda 11,25 renovações do volume de ar para um pé direito de 2,5 m. Uma alternativa que tem sido utilizada para o controle e acionamento dos equipamentos é o monitoramento contínuo da taxa de concentração de CO. Todavia, os níveis aceitáveis de CO não são concordantes entre os órgãos normativos. Krarti (2001) apresenta em forma de exemplo um procedimento para a determinação do número de renovações do ar do ambiente função do número de automóveis e da taxa média de emissão de CO durante o horário de pico.

Tabela 3.1 - Renovações de ar recomendadas

Recinto a ser ventilado	Renovações de ar por hora	Tempo em minutos para cada renovação
Auditório	10 - 20	6 - 3
Salas de Conferência	25 - 35	2,4 - 1,7
Salas de espera	10 - 20	6 - 3
Restaurantes	6 - 20	10 - 3
Escritórios	6 - 20	10 - 3
Corredores e Halls	1 - 10	60 - 6
Lojas	20 - 30	3 - 2
Cozinhas	20 - 40	3 - 1,5
Padarias e confeitarias	10 - 40	6 - 1,5
Sanitários	10 - 20	6 - 3
Garagens	6 - 20	10 - 3
Oficinas	8 - 12	7,5 - 5
Laboratórios	6 - 30	10 - 2
Pinturas e Polimentos	15 - 20	4 - 3
Casas de Caldeira	20 - 30	3 - 2
Casas de Máquinas	10 - 50	6 -
Salas de depósitos	5 - 15	12 - 4
Fundações	10 - 40	6 - 1,5

3.4 – Ciclo de compressão do vapor

O sistema mais difundido de climatização é o tradicionalmente chamado ar condicionado. Nesse sistema, o ar do ambiente é continuamente re-circulado no evaporador, que tem a temperatura da superfície próxima à temperatura de ebulição do fluido refrigerante. O fluido refrigerante circula pelos elementos da máquina de refrigeração: compressor, condensador, válvula de expansão, evaporador (Fig. 3.12).

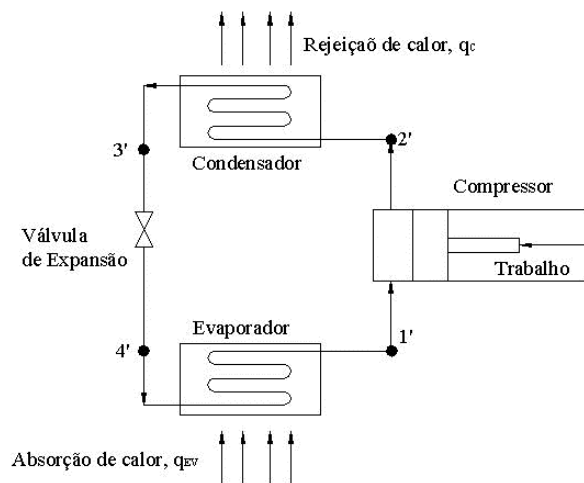


Figura 3.12 - Circuito de refrigeração básico

Como a temperatura de ebulição do fluido está abaixo da temperatura de bulbo úmido do ar, além do resfriamento, também ocorre a queda do percentual de umidade do ar. Como o trabalho é fornecido ao sistema por meio de um compressor que comprime o fluido refrigerante em estado gasoso o sistema recebe o nome do ciclo de compressão do vapor.

A fonte de energia para prover estes equipamentos é de natureza elétrica, proveniente de usinas hidroelétricas e termoelétricas. Alguns equipamentos têm geradores próprios e queimam combustíveis fósseis para conversão em elétrica. Não obstante, esta opção só torna-se economicamente viável, quando o preço do consumo de gás, frente ao de energia elétrica, justificar a amortização do investimento inicial.

A especificação dos equipamentos é feita a partir do cálculo da carga térmica do ambiente a ser climatizada e das características arquitetônicas da edificação. Esta carga térmica é calculada em função da temperatura e umidade que se deseja no ambiente a ser climatizado e da estimativa de todas as fontes de calor externas e internas que o ambiente carrega (Creder, 2004).

O balanço de energia térmica entre os elementos da máquina térmica e as condições do clima externo e interno é que define qual o melhor fluido refrigerante aplica-se ao sistema. A resposta deste balanço tem como variáveis a serem otimizadas a temperatura de condensação e evaporação, e o fluxo de massa do refrigerante. Até o final do século passado, a maioria dos fluidos empregados nos equipamentos de refrigeração, tinha na sua composição química o cloro-fluor-carbono (CFC). Estes fluidos são conhecidos como R11, R-12 (freon), R-22. Devido aos efeitos danosos que esses causam ao meio ambiente (efeito estufa, depleção da camada de ozônio) vêm paulatinamente, com os avanços das pesquisas, sendo substituídos por fluidos menos danosos - os fluidos ecológicos. (Steiml, 1999; Granryd, 1999; Eggen, 1998). São dois os índices utilizados para avaliar o potencial de agressão ao meio ambiente (Trane, 1987):

- i) ODP - *Ozone Depletion Potencial* é um índice que determina o potencial que cada refrigerante possui de reagir com o ozônio. A faixa de ODP vai de 0,0 a 1,0. Zero para o inativo e 1 para o R-11 e R-12.
- ii) GWP - *Greenhouse Warming Potencial* é uma medida da radiação do infravermelho de substâncias que indica quanto de calor irradiado é inibido para o espaço. Sendo o calor irradiante gerado na terra armazenado nos ares o efeito é o aquecimento da atmosfera: efeito estufa. O dióxido de carbono (CO₂) é tomado como índice zero.

A tabela 3.2 relaciona algumas características de vários fluidos refrigerantes quanto ao grau de agressão ao meio ambiente e periculosidade.

Tabela 3.2 - Características de Fluidos Refrigerantes (Steimle, 1999)

Fluido	ODP (R11=1)	GWP (CO ₂ =1)	Tóxico	Inflamável
R-11	1	4.000	Não	Não
R-12	1	8.500	Não	Não
R-22	0,055	1.700	Não	Não
R-32	0	580	Não	Sim
R-125	0	3.200	Não	Não
R142	0,0065	2.000	Não	Não
R-143	0	4.400	Não	Sim
R-134	0	1.300	Não	Não
R-152	0	140	Não	Sim
R227	0	2.900	Não	Não
R-717 (amônia)	0	0	Sim	Não
R-290 (propano)	0	3	Não	Sim
R-600 (butano)	0	3	Não	Sim
R-718 (água)	0	0	Não	Não
R-744 (CO ₂)	0	1	Não	Não
Hélio	0	0	Não	Não

No protocolo de Montreal foi firmado um compromisso entre várias nações para a redução, cancelamento da produção e consumo de fluidos refrigerantes nocivos ao meio ambiente. Posteriormente ao Protocolo de Montreal em Londres (1990) e Copenhague (1992) ficou acordada que até 1996, 100% dos CFC-11 e 12 estaria encerrada a produção. Para países cujo consumo fosse inferior a 300 gramas por habitante este prazo se estenderia até 2006. Para o HCFC-22 este prazo se estenderia até 2030. Segundo publicação da revista *Abrava* (2004), recursos de R\$ 26,7 milhões provenientes do Fundo Multilateral do Protocolo de Montreal estão sendo disponibilizados a fundo perdido para atender ao compromisso de zerar a produção de fluidos poluentes. A verba é liberada em parcelas anuais mediante comprovação do cumprimento das etapas do plano. A meta do Brasil é zerar a importação de CFC-12 em 2007 (PNC - Plano Nacional para Eliminação de CFCs). A posição do comitê da *ASHRAE* sobre as substâncias que contribuem para a depleção da camada de ozônio se resume a ações nos seguintes pontos:

- i) Possibilitar o desenvolvimento da pesquisa aplicada a fluidos refrigerantes ecológicos;
- ii) Dar suporte para a implementação de métodos de medição para avaliar as emissões dos fluidos refrigerantes;
- iii) Dar suporte à divulgação das provisões do Protocolo de Montreal.

O leque de opções de equipamentos disponíveis no mercado que utilizam a compressão do vapor é bastante vasto. Até recentemente, a grande maioria dos equipamentos disponíveis era de bandeira americana. Até o final do século passado, marcas mundialmente conhecidas como *Springer Carrier* e *Trane* dominaram o mercado nacional e mundial sem serem ameaçadas, além da japonesa *Hitach*. Isto justifica a referência de termos do inglês, empregados para distinguir os equipamentos tais como *self-contained*, *water chiller*, *fan-coil*, *roof top*, *split system*. Recentemente, marcas tais como *Elgin*, *York*, *LG*, *Saint Louis*, em sua maioria de tecnologia americana, e fabricadas em várias partes do mundo, tomaram uma fatia do mercado. Os equipamentos de ar-condicionado são formados por dois grupos básicos que se distinguem de acordo com o tipo de troca de calor que o sistema faz com o ar do ambiente beneficiado. Os equipamentos de troca direta, o ar do ambiente troca calor diretamente com a serpentina do evaporador do equipamento. Nos equipamentos de troca indireta, água é previamente gelada no evaporador e essa é forçada a fluir numa tubulação até alcançar uma outra serpentina, no qual o ar do ambiente é resfriado. Esse último é chamado de central de água gelada (CAG).

Compressão do vapor de troca direta (expansão direta)

Neste grupo estão inseridos os equipamentos tipo 'janela', *split-system* e *self-contained*. Os equipamentos de janela são bastante compactos e os elementos básicos de refrigeração de uma máquina térmica são montados em uma única unidade. A condensação do fluido refrigerante é feita por um trocador de calor resfriado em contato direto com o ar do ambiente externo. Estão disponíveis no mercado equipamentos com capacidade de refrigeração de 7.000 a 30.000 Btu/h (0,6 a 2,5 TR). Em equipamentos tipo *split* (Fig. 3.13), o compressor e o condensador são montados em uma mesma unidade, locada no ambiente externo, interligados à evaporadora por tubos de cobre (rede frigorífica). Estão disponíveis no mercado equipamentos com capacidade de refrigeração de 1 a 25TR.

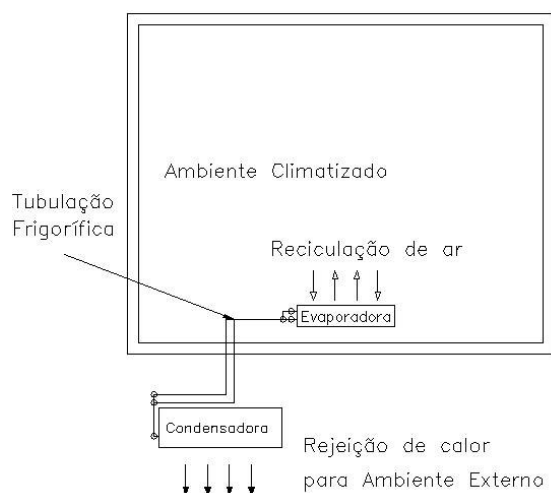


Figura 3.13 - Exemplo de instalação do tipo *split* insuflamento direto.

A principal característica dos equipamentos tipo *self-contained* está no fato de o compressor e o evaporador serem montados numa mesma unidade. Estão disponíveis no mercado equipamentos com capacidade de refrigeração de 1 a 40TR. Estes equipamentos são instalados em casa de máquinas específicas e podem ter incorporado na mesma unidade também o condensador (incorporados) ou não (condensador remoto). As condensadoras remotas podem ser resfriadas a ar ou água. Para sistemas a água é necessária instalação de um terceiro trocador de calor chamado de torre de refrigeração.

Compressão do Vapor de Troca Indireta (CAG)

Nas centrais de água gelada (CAG), o fluido refrigerante principal cede frio para um segundo fluido de trabalho (ex: água), que por sua vez troca calor com ambiente a ser climatizado. Para fazer a circulação da água gelada que servem aos *fan-cool's* (inter-cambiadores de calor para as áreas climatizadas) é necessário instalação de bombas hidráulicas ao circuito primário de refrigeração. Também nestes equipamentos a condensação do fluido refrigerante pode ser feita a água ou a ar. No caso da condensação a água é necessária a instalação de bombas hidráulicas ao circuito de água de condensação.

A torre de refrigeração é um trocador de calor que opera normalmente em circuito aberto e tem como função resfriar a água que serve à condensação do refrigerante principal. A água de

condensação sai do condensador com a temperatura superior à temperatura de condensação do refrigerante principal. Dentro da torre de refrigeração, a água que vem quente do condensador é aspergida sobre uma colméia no qual flui ar externo forçado em contra-corrente. Parte da água evapora cede calor latente ao ar. Na contra partida a temperatura da massa líquida cai (resfriamento evaporativo). A água é coletada numa bacia e a bomba faz o trabalho do deslocamento de massa fluida até retornar ao condensador. As torres são amplamente utilizadas em plantas industriais e em sistemas de climatização de grande porte.

Para edificações que exigem alta demanda de carga térmica, em série com os sistemas de água gelada, vem sendo disponibilizada no mercado a tecnologia da termo-acumulação. A tecnologia emprega o armazenamento de energia térmica em tanques de uma mistura de água e etileno-glicol, durante os horários noturnos, para os quais as tarifas energéticas são mais baratas. Muitos são os estudos sobre o impacto dos termo-acumuladores na dinâmica operacional de sistemas de água gelada, tais como, congelamento excessivo, corrosão (Born, 1989) e proliferação de microorganismos (Meitz,1989). Ahlgren apresenta uma visão geral sobre as práticas de tratamento em sistemas de termo-acumulação.

3.5 – Efeito magneto caloria

O estudo da Refrigeração Magnética teve seu início em 1881. Warburg observou o efeito magneto caloria (MCE) quando submeteu um corpo de ferro à variação de um campo magnético. Em 1926 Giauque produziu temperaturas próximas a 1K, aplicando o resfriamento adiabático por desmagnetização. A partir deste marco passou a ser aplicada na criogenia, mais especificamente no processo de liquefação do hidrogênio e do hélio. Em 1976, empregando um metal raro chamado de Gadolinium (Gd), como elemento de resfriamento, Brown (Lewis Research Center of American Aeronautics and Space Administration), foi o primeiro a aplicar a refrigeração magnética para a faixa de temperatura ambiente. Em 1996, Zimm (American Astronautics Technology Center) desenvolveu um refrigerador magnético, no qual utilizou aproximadamente 3 kg de Gd para a geração de 600W de potencia de resfriamento, para um campo magnético de 5T. Nos últimos anos a refrigeração magnética tem intensificado suas aplicações para a faixa de temperatura ambiente. Independentemente da faixa de temperatura que se almeja trabalhar o material magnético torna-se a chave da capacidade de resfriamento.

Segundo Yu (2003), a Refrigeração Magnética mostra-se como o sucessor da tradicional tecnologia do ciclo de compressão do vapor. Citam-se como principais vantagens o fato de não agredir o meio ambiente, os equipamentos são compactos, não existem compressores e partes móveis bastante reduzidas, no que implica em baixos níveis de ruído e vibração, além da alta eficiência energética (30 a 60%).

O efeito magneto-caloria é observado para qualquer material magnético e observado quando o campo magnético é retirado isotericamente. Nesse latente a entropia do sistema se eleva absorvendo calor do meio. Todavia, os materiais devem ser utilizados próximos ao ponto de transição de fase (PT) que está associado à temperatura de transição (T_C) (inserir figura). À temperatura de T_C é também chamada de temperatura de Curie. Fora deste limite, o MCE cai fortemente. A magnitude do MCE pode ser estimada através de cálculos do campo molecular aproximado ou por medições experimentais.

Fundamentalmente, qualquer mecanismo de aumento de entropia num processo adiabático pode ser utilizado para produzir resfriamento (Fig. 3.14).

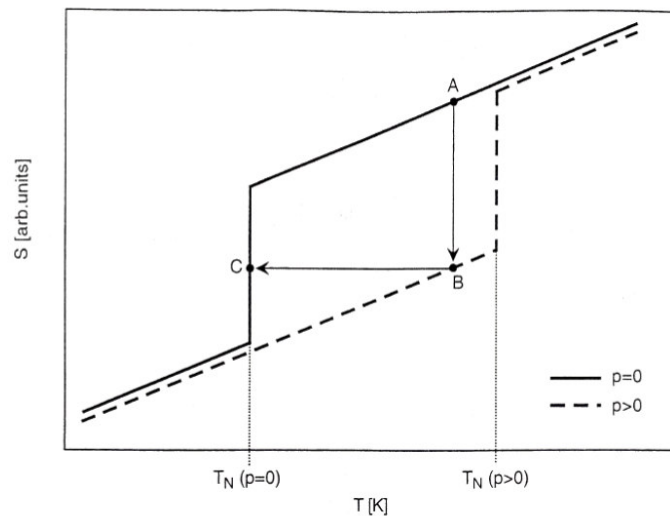


Figura 3.14 – Queda da entropia devido ao efeito magneto-caloria (Strassle, 2000).

Em materiais magnéticos, como a posição do campo elétrico cristalino tem influencia direta sobre as propriedades termodinâmicas do sistema, incluem-se neste a entropia, técnicas de resfriamento adiabáticas podem ser implementadas. O resfriamento adiabático induzido por um campo magnético variável é conhecido como efeito magneto-caloria (MCE). Já o resfriamento adiabático induzido pela aplicação de pressão externa ao sistema é conhecido como efeito baro-caloria (BCE). Para a pressão constante a entropia total do sistema depende da temperatura e do campo magnético aplicado ao sistema e pode ser fornecida pela soma parcial das entropias eletrônica, *lattice* (gaiola) e magnética (Yu, 2003). Segundo Strassle (2001), a introdução de um campo magnético do sistema induz ao rearranjo da estrutura do sistema em paralelo com uma transição de fase magnética (mudança na orientação do spin). Bartholin (1994) resume em três categorias distintas as catorze fases magnéticas que o composto CeSb apresenta. Num passo seguinte, a remoção adiabática do campo magnético, implica na redução da temperatura do sistema. Neste ponto ocorre o resfriamento. Observações indicam a existência de uma temperatura no qual a geração de entropia é máxima. Esta temperatura é conhecida como Temperatura de Curie. A remoção do campo magnético do sistema induz a volta do material a sua estrutura natural. E da mesma forma o spin magnético tende a voltar para a sua fase natural as custas da redução da temperatura do sistema. Strassle (2000) reviu informações quantitativas do mecanismo de resfriamento barocalórico através de técnicas de medições conhecidas como dispersão nêutron elástica e inelástica para compostos do tipo $Ce_{1-x}(La_yY_{1-y})$ e CeSb . Strassle (2003) apresenta modelos matemáticos para o cálculo da entropia total de compostos magnéticos raros para estimar o efeito BCE, baseado em parâmetros microscópicos do sistema em investigação. Foram realizadas, ainda neste artigo, comparações dos resultados de modelos matemáticos contra as medições experimentais com os compostos do tipo CeSb, HoAs, $Ce_3Pd_{20}Ge_6$ e $EuNi_2(Si,Ge)_2$. *Perovskite Manganites* (Xu, 2002) são materiais que tem como principal propriedade elevadas magnitudes da magneto-resistência. Uma das aplicações destes materiais é a sua utilização como sensores magnéticos. Nos dias atuais, devido à importância tanto científica como tecnológica, a pesquisa de materiais magnéticos, para o uso na refrigeração, vêm apresentando desenvolvimento bastante significativo, devido principalmente às altas taxas de geração de entropia magnética nestes materiais. Xu (2002) expõe o método utilizado para a fabricação das amostras experimentadas e posteriormente faz medições dos intervalos discretos do campo magnético e de temperatura para exprimir resultados da variação de entropia e do calor

específico de vários materiais magnéticos. As equações utilizadas para expressar os resultados são apresentadas abaixo. A variação da entropia é dada por:

$$\Delta S_M = \mu_0 \int_0^H \frac{\partial M}{\partial T} dH = |\Delta S_M| = \sum_{i=1}^i \frac{(H_i - H_{i-1})(M_{i-1} - M_i)}{(T_i - T_{i-1})}$$

A variação do calor específico é dado por: $\Delta C_{P,H} = T \frac{\partial \Delta S_M}{\partial T}$

Alto número de Momento Angular (J), baixo calor específico, condutividade térmica elevada (maximizar as trocas térmicas), alta resistência elétrica (evitar perda por histerese) são algumas das características dos materiais magnéticos utilizados na refrigeração. Compostos de ligas Gd mostram-se bastante aplicáveis à refrigeração, todavia o alto custo e a oxidação se mostram como as principais barreiras a serem transpostas na tecnologia destes materiais (Tabela 3.3).

Tabela 3.3 - Características de materiais magnéticos aplicados à refrigeração.

Material Magnético	$T_C(K)$	$\Delta H(T)$	$\Delta S_M(J/(kg.K))$	$\Delta T(K)$
Gd	294	1,5	3,8	
Gd	294	3	7,1	
Gd	294	5	10,2	12
Gd [28]	294	6	11,4	
[35]Gd ₇ Pd ₃	323	5		8,5
[41]Gd ₅ (Si _{1,985} Ge _{1,985} Ga _{0,03}) ₂	290	5		15
[70]Ni _{52,6} Mn _{23,1} Ge _{1,985} Ga _{24,3}	300	5	18	
Ni _{52,6} Mn _{23,1} Ga _{24,3}	300			6
[74]MnFeP _{0,45} As _{0,55}	300	5	18	
MnAs _{1-x} Sb _x	315	5	30	
[72]MnAs	318	5	30	
La _{2/3} (CaPb) _{1/3} MnO ₃	296	7	7,5	
CeFe _{17-x} Co _x	294,2	2		4,75
Er ₂ Fe _{17-x} Ni _x	293,5	2		4,51

Ligas do tipo *Perovskite* têm atraído maior interesse na refrigeração magnética devido ao baixo custo, alta taxa entrópica, não oxidante e alta resistência elétrica. A idéia é tomar um determinado material ferromagnético e modificar sua ligação química tornando-o num novo composto no qual a variação entrópica e da temperatura de trabalho esteja dentro da faixa de operação desejada.

