

A psicrometria e a carga térmica

Parte 1

Autor: J. Fernando B. Britto, engenheiro mecânico, sócio da Adriferco Engenharia, secretário da GEC-4 e membro do conselho editorial da revista SBCC
Contato: adriferco@gmail.com

J. Fernando B. Britto

Introdução

Conforme discutido em artigo anterior, intitulado “Considerações sobre a Psicrometria”, o termo psicrometria originalmente tinha o sentido de “medir a produção de frio” e é daí (e obviamente a situação inversa também) que se deriva o principal interesse desta ciência para o ramo da termodinâmica.

Por este motivo, a Psicrometria e a Carga Térmica estão intimamente ligadas, sendo uma, para efeitos práticos, a consequência direta da outra.

O objetivo deste artigo não é de explicar o cálculo de carga térmica em si, ou qualquer metodologia em particular e sim, mostrar a interação entre as duas disciplinas.

A carga térmica

O cálculo de carga térmica (CCT) de um sistema consiste basicamente em duas etapas: a primeira consiste no levantamento das fontes de dissipação de calor que incidem sobre este sistema e a segunda consiste na determinação dos escoamentos e condições necessárias para efetuar a troca térmica entre este sistema e o meio circundante, de forma a manter determinadas condições no interior do sistema.

Em outras palavras, através do cct, pode-se calcular a vazão e temperatura de insuflação de ar necessárias para se manter o(s) ambiente(s) em uma determinada condição de temperatura e umidade.

Como na maioria os ramos da ciência, não existe uma metodologia única para se determinar a carga térmica. No Brasil, atualmente a norma ABNT NBR 16401: 2008

recomenda o uso de duas metodologias principais, ambas baseadas na metodologia da ASHRAE (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers), sendo elas: TFM (Transfer Function Method) e RTS (Radiant Time Series). Para sistemas de pequeno porte também é aceito o método CLTD/CLF (Cooling Load Temperature Difference / Cooling Load Factor) que consiste em uma simplificação do método TFM.

Existem diversos programas de CCT disponíveis no mercado baseados nestas metodologias (incluindo aplicações gratuitas disponíveis na internet), onde o leitor poderá encontrar informações mais detalhadas e se aprofundar melhor no assunto.

Independentemente da metodologia empregada, são avaliadas basicamente as transferências de calor a partir dos limites externos do sistema (paredes, janelas, forro, piso, etc.), a energia irradiada a partir do exterior (insolação) e as dissipações de calor ocorridas diretamente no interior do ambiente (ocupação, equipamentos, iluminação, utilidades, etc.).

O somatório de todas estas fontes de energia irá definir a carga térmica interna do sistema, ou seja, aquela que incide diretamente sobre o sistema, o que pode ser simbolizado pela equação:

$$Q = h_{\text{INSOLAÇÃO}} + h_{\text{TRANSMISSÃO}} + h_{\text{LUMINÁRIAS}} + h_{\text{OCUPAÇÃO}} + h_{\text{EQUIPAMENTOS}} + \dots$$

onde:

Q: carga térmica

h_{NNNN} : fluxos de calor

Obviamente, esta não é uma tarefa simples e o resultado final nem sempre é a expressão da realidade, independentemente da confiabilidade dos dados de base ou da metodologia empregada, uma vez que a dissipação de cada uma das fontes é completamente independente

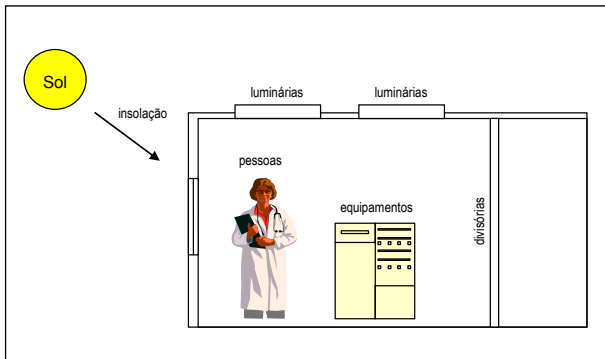


Figura 1 - Componentes da Carga Térmica

das demais e varia a todo instante.

Por exemplo, a insolação incidente sobre as paredes externas do sistema varia ao longo do dia e das estações do ano. O mesmo ocorre com a temperatura do ar externo, variando a temperatura da superfície externa (além da carga inerente devida ao ar de renovação e sobrepressão). Além do mais, a direção e a velocidade do vento variam aleatoriamente de um minuto para o outro. Tudo isto afeta a carga incidente sobre os limites externos do sistema.

Por outro lado, a ocupação, a iluminação, os equipamentos e utilidades no interior do sistema, podem incidir em um número infinito de combinações.

Para agravar um pouco mais o CCT, no caso dos equipamentos produtivos instalados e que dissipam calor no interior dos ambientes, é praticamente impossível se determinar sua dissipação máxima efetiva sem ensaiá-lo em condições reais de uso e, mesmo assim, esta dissipação irá variar em função do volume de produção e das características do material processado em cada momento.

Por esta razão, não é incomum que se utilizem as potências consumidas máximas informadas pelos fabricantes como sendo equivalentes à dissipação máxima do equipamento.

Porém, isto significaria considerar, por exemplo, que um motor (máquina destinada a produzir movimento / trabalho) se transformou em uma bomba de calor (máquina destinada exclusivamente a introduzir energia térmica em um sistema, retirando-o de uma fonte externa de energia).

Certamente esta prática estaria “a favor da segurança”, porém, em contrapartida, como veremos mais adiante, para se manterem as condições internas quando

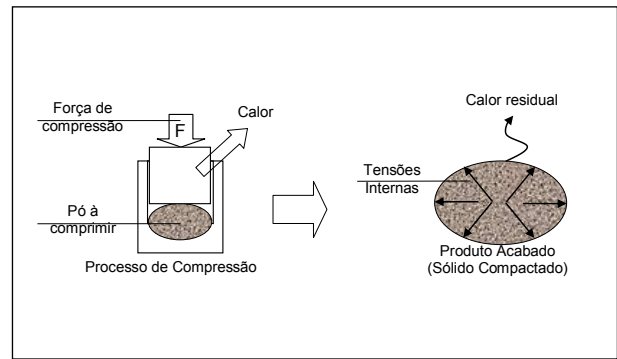


Figura 2 – Transformação da energia

o equipamento estiver desligado (e até mesmo em condições normais de operação), será necessário instalar um sistema de aquecimento muito maior que o realmente necessário, caso se conhecesse a dissipação efetiva em condições de processo.

Cabe lembrar que, muito embora as leis da termodinâmica determinem que a entropia sempre irá aumentar e, ainda que no final toda energia seja transformada em calor (uma forma menos organizada de energia), na grande maioria das vezes, o resultado do trabalho ou seja, o produto acabado, provavelmente não permanecerá tempo suficiente no ambiente onde este foi processado, para permitir a dissipação completa do calor absorvido pelo produto durante seu processamento.

Além disso, mesmo que uma parte da energia utilizada durante o processamento efetivamente seja dissipada no ambiente, outra parte ficará armazenada no produto sob outras formas de energia, tais como as tensões internas devidas aos processos de conformação (moagem, compressão, moldagem, etc.) ou ainda sob forma de energia química (reatividade, metabolismo) resultante da adição ou remoção de elementos do composto, dentre outras.

Adicionalmente, como os fabricantes dos equipamentos utilizados no processo produtivo devem garantir a produtividade expressa em seus catálogos e também que estes não encontrarão um motor com a exata potência absorvida pelo processo (acrescida dos fatores de segurança usuais), usualmente as potências instaladas são razoavelmente maiores que as efetivamente utilizadas.

Isto introduz uma grande incerteza no cálculo da carga térmica e obriga a seleção de trocadores de calor com capacidades maiores que as efetivamente requeridas, dificultando o controle de capacidade do sistema de tratamento de ar, conforme veremos mais adiante.

Trocadores de calor

Simplificando: do ponto de vista da termodinâmica, o trocador de calor é o elemento responsável por estabelecer o equilíbrio energético entre dois fluidos (no caso) com diferentes temperaturas, através do contato físico de ambos com uma superfície comum, transferindo o calor do ambiente (carga térmica) em contato com um dos fluidos para o fluido existente na outra face do trocador.

Do ponto de vista dos fluidos utilizados para trocar calor, a equação da carga térmica é:

$$Q = m \cdot c \cdot (t_1 - t_0)$$

onde:

Q: quantidade de calor (em nosso caso, carga térmica)

m: fluxo de massa

c: calor específico (considerado constante)

E esta vale para ambos os fluidos, então, não havendo mudança de fase dos fluidos:

$$Q_{AR} = Q_{ÁGUA}$$

$$m_{AR} \cdot c_{AR} \cdot (t_{1AR} - t_{0AR}) = m_{ÁGUA} \cdot c_{ÁGUA} \cdot (t_{1ÁGUA} - t_{0ÁGUA})$$

Como visto anteriormente, ao término da determinação da carga térmica, teremos como resultado o valor da variável Q em função da temperatura desejada no ambiente (variável t_{1AR}). Deste modo, conhecendo-se o valor de Q e de t_1 , podemos ajustar a temperatura t_{0AR} e determinar o fluxo m (vazão) em ambos os lados da equação.

Obviamente, existem outras condições a serem obedecidas na determinação de t_{0AR} , as quais serão abordadas mais adiante neste texto (e na segunda parte deste artigo). Por enquanto, iremos adotar apenas as variáveis anteriores.

No caso do ar e da água, é possível até certo ponto, injetar água diretamente no ar, resfriando-o ou aquecendo-o, porém isto sempre afetaria seu conteúdo de umidade. Para evitarmos este problema (denominado troca de massa), utilizamos os trocadores de calor, isolando os fluidos por meio de uma superfície impermeável a ambos.

A seleção do trocador de calor é definida então em função da carga térmica Q, porém como seu próprio nome indica, sua seleção ocorre em função dos diferenciais de temperatura entre as faces de uma superfície à qual são expostas as fontes de calor com temperaturas

diferentes (ou seja, os fluidos), sendo a troca de calor decorrente da seguinte equação:

$$Q_{TROCADOR} = U \cdot A \cdot dt_{ml}$$

onde:

$Q_{TROCADOR}$: quantidade de calor (carga térmica, no caso)

U: coeficiente global de condutibilidade térmica

A: área da superfície de troca (no caso, constante)

dt_{ml} : diferencial média logarítmica da temperatura entre os fluidos

Deste modo, introduzimos mais um termo na igualdade, sendo:

$$Q_{AR} = Q_{TROCADOR} = Q_{ÁGUA}$$

Então,

$$m_{AR} \cdot c_{AR} \cdot (t_{1AR} - t_{0AR}) = U \cdot A \cdot dt_{ml} = m_{ÁGUA} \cdot c_{ÁGUA} \cdot (t_{1ÁGUA} - t_{0ÁGUA})$$

Isto se encontra representado graficamente na figura 3, onde a troca térmica em uma serpentina ocorre através da superfície do trocador tubular aletado, com água gelada escoando no interior dos tubos e ar em volta dos mesmos.

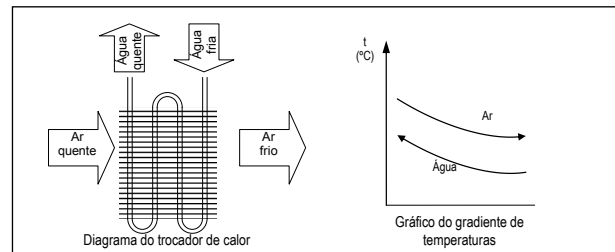


Figura 3 – Troca de calor em uma serpentina de água gelada

Teoricamente, cada um dos termos deveria ter exatamente o mesmo valor e, quando igualássemos a equação, definiríamos exatamente a área do trocador de calor.

Então, concluída a seleção do trocador de calor (após a qual se fixou sua área) e fixados os fluxos em ambos os lados do trocador (m_{AR} e $m_{ÁGUA}$), o equilíbrio do sistema (igualdade da equação) passa a depender das respectivas temperaturas de entrada dos fluidos (t_{0AR} e $t_{0ÁGUA}$).

A busca do equilíbrio

Como dissemos anteriormente, a incerteza na determinação da carga térmica acaba por impor, na maioria das vezes, um sobredimensionamento na área do trocador de calor, desequilibrando um dos termos ($Q_{TROCADOR}$) da igualdade e a própria incerteza desequilibra o outro termo da equação (Q_{AR}).

Só resta ao terceiro termo ($Q_{\text{ÁGUA}}$) tentar reequilibrar a equação, ajustando-se a vazão e/ou temperaturas de suprimento e saída da água resfriada.

Como no caso das salas limpas o fluxo de ar (m_{AR}) deve ser mantido constante para garantir a concentração de partículas em suspensão nos ambientes (ou seja, a classificação do ambiente), então o equilíbrio entre a carga térmica dissipada nos ambientes e absorvida pelo fluxo de ar, ocorre alterando a temperatura do ar no ambiente ($t_{1\text{AR}}$).

Como a área do trocador de calor é fixa, este reage à carga imposta pelo ambiente ao fluxo de ar, solicitando nova carga ao fluxo de água e impondo uma variação a seu fluxo e/ou temperaturas de suprimento e saída.

Por outro lado, a própria condição do suprimento de água ($t_{0\text{ÁGUA}}$) varia ao longo do tempo, em função da resposta de sua própria geração, o que pode dificultar ainda mais a obtenção do equilíbrio.

Para facilitar a compreensão, consideremos o exemplo ao lado, sendo este um sistema composto pelos seguintes ambientes:

- **Sala de granulação:** com uma de suas paredes submetidas à insolação e voltada para o Leste, outra para o Sul e as restantes contíguas ao corredor de circulação e à sala de mistura.
- **Sala de mistura:** com uma de suas paredes voltada para o Sul, outra para o Oeste e outra para o mesmo corredor.
- **Corredor:** com três faces externas, voltadas respectivamente para o Leste, Norte e Oeste. A face restante é contígua às demais salas.

Certamente o leitor já percebeu que a carga devida à insolação sobre as paredes externas irá variar ao longo

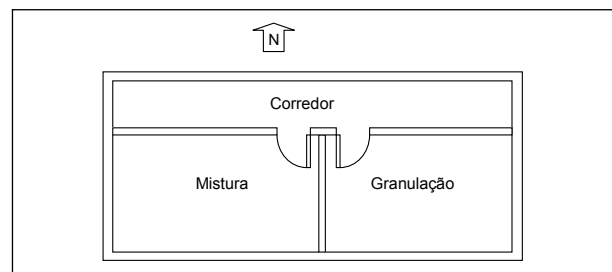


Figura 4 – Leiaute dos ambientes



Divisórias Especiais

Desenvolvendo soluções para cada tipo de ambiente, conforme a necessidade do cliente
Fabricamos Produtos com Tecnologia para Salas Limpas



Sistema Comércio de Divisórias Ltda.

São Paulo: Tel.: (11) 2941-7115
sddivisorias@sddivisorias.com.br

www.sddivisorias.com.br



Pass Through
- Aço Inox
- Chapa de Aço Galvanizado (pintura epóx)

Divisórias

- Poliuretano Injetado (PUR)
- Poliestireno Expandido (EPS)
- Aço Inox



Forro Auto Portante com Luminária embutida e acabamento com canto arredondado em alumínio

Linha PVC

Divisórias, Forros e Portas em PVC, montados com perfis de alumínio arredondados



do dia e incidir em apenas um dos ambientes produtivos de cada vez.

Há de se considerar que o processo produtivo se inicia na sala de granulação e segue para a sala de mistura, o que significa que a cada início de produção apenas uma das salas estará operando a plena capacidade, enquanto a outra aguarda para processar seu 1º lote.

Suponhamos então que o processo de granulação ocorre pela manhã e a mistura do 1º lote só ocorrerá à tarde, e também que existe apenas um único sistema de tratamento de ar para atender a todos os ambientes.

Ou seja, teremos três fluxos de ar de entrada (insuflação) de valores constantes, com cargas térmicas extremamente variáveis e completamente independentes entre si, recebendo ar de uma única fonte de suprimento, a uma mesma temperatura.

Considerando-se apenas a variável temperatura do ar nos ambientes (t_{AR}), no começo do dia a sala de granulação estaria dentro das condições de controle e a sala de granulação estaria fria. À tarde a condição se inverteria.

O corredor estaria frio durante praticamente todo o dia, sendo tanto mais frio quando maior for o número de trocas requerido por sua classe de limpeza.

Quando se adota uma estratégia de controle pela média das temperaturas nos ambientes, é aproximadamente isto que ocorre, porém o fato pode ser parcialmente minimizado adotando-se uma condição de insuflação (t_{AR}) adequada para cada caso e reduzindo-se a difusão (diferença entre as temperaturas de insuflação e do ambiente).

Obviamente, do ponto de vista do processo seria desejável dispormos de um equipamento independente para cada sala, porém considerações de ordem financeira nem sempre permitem tal condição.

Outra estratégia é utilizar dispositivos de reaquecimento independentes para cada ambiente e definir a condição de saída do trocador de calor em função da maior necessidade de difusão. Isto certamente irá tornar o sistema significativamente melhor, porém consideravelmente mais caro também.

Ambas as estratégias são extremamente válidas e frequentemente utilizadas, independentemente da disponibilidade de recursos do usuário durante a aquisição do sistema, porém cada uma delas irá impor um custo energético diferente, que obviamente será agregado ao custo do produto.

Uma questão de umidade

Até o momento, para facilitar a compreensão do leitor, nos preocupamos exclusivamente com uma variável na carga térmica: a temperatura do ambiente. Porém, não podemos deixar de tratar da umidade, principalmente quando tratamos de ambientes onde as exigências costumam ser muito maiores, como frequentemente ocorre no caso dos ambientes de processo.

Retomemos então a igualdade entre a carga térmica e os fluxos de calor associados ao trocador de calor:

$$m_{AR} \cdot c_{AR} \cdot (t_{1AR} - t_{0AR}) = U \cdot A \cdot dt_{ml} = m_{\text{ÁGUA}} \cdot c_{\text{ÁGUA}} \cdot (t_{1\text{ÁGUA}} - t_{0\text{ÁGUA}})$$

Considerando-se que o fluxo de ar deve permanecer constante e que tanto o calor específico do ar como o da água são considerados constantes, assim como a área e o coeficiente de condutibilidade térmica do trocador de calor, então, para compensar a variação da carga térmica do ambiente e equilibrar a equação em relação à carga térmica do ar, mantendo a temperatura interna do ambiente constante, devemos alterar a condição de suprimento do ar (t_{0AR}), o que, por sua vez, afeta a carga térmica do lado da água (fluxo e/ou temperatura).

No entanto, em sistemas com controle de temperatura e umidade, dotados de resfriamento e desumidificação do ar, ao modificarmos a temperatura do suprimento de ar (t_{0AR}), também alteramos a quantidade de umidade que pode ser removida do ar ao passar pela serpentina, a qual está associada à condição da saída do ar na serpentina de resfriamento.

Ou seja, à medida que a temperatura do ar na saída da serpentina se eleva, também pode aumentar a quantidade de umidade contida no mesmo, o que pode se refletir na condição interna do ambiente, como verificamos na figura 5:

Obs.: Em processos de resfriamento e desumidificação a remoção da umidade ocorre quando a temperatura do vapor contido no ar se aproxima de sua condição de saturação (curva à esquerda), momento em que ocorre a mudança de fase da água contida no ar sob a forma de vapor superaquecido (umidade), o qual se transforma em gotículas de água e é removido do sistema por efeito da impactação contra as paredes (no caso, as aletas) do trocador de calor e da gravidade. Ocorre, no entanto, um pequeno afastamento da curva de saturação em função da passagem de uma

pequena parcela do fluxo de ar que não troca calor com as paredes do sistema e acaba por reaquecer o fluxo a jusante do trocador.

A figura 5 (abaixo), representando parte de uma carta psicrométrica, onde a abscissa representa a temperatura, a ordenada a umidade específica e as curvas a

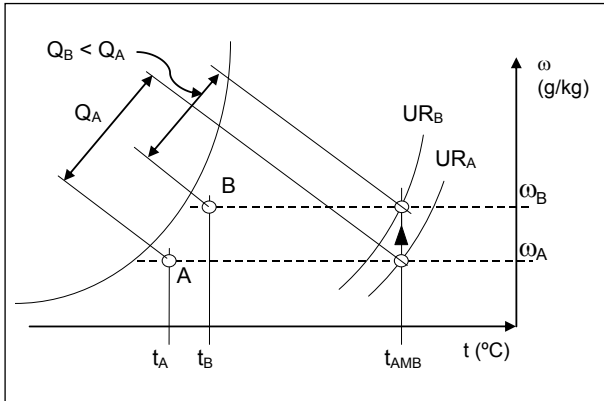


Figura 5 – Variação da umidade em função da variação da temperatura de saída da serpentina

umidade relativa (até a curva de saturação, à esquerda do gráfico).

Podemos verificar nesta figura que, ao elevarmos a temperatura de saída da serpentina de t_A para t_B , para preservar a temperatura do ambiente (t_{AMB}), a serpentina remove menos umidade absoluta (de ω_A para ω_B), determinando que a umidade (tanto específica quanto relativa) do ambiente se eleve.

Deste modo, em sistemas de tratamento de ar em que se necessite controlar ao mesmo tempo a temperatura e umidade relativa dos ambientes, impõem-se a necessidade de se implantarem dispositivos de reaquecimento, de forma a compensar a variação da carga térmica do ambiente.

Desta forma, mantém-se a condição de saída do ar na serpentina de resfriamento e desumidificação e se compensa a variação da carga térmica ($Q_B < Q_A$) elevando-se a temperatura de insuflação com a utilização de um dispositivo de reaquecimento sensível do ar ($t_b > t_A$), sem alteração da umidade específica do sistema ($\omega_A = \omega_B =$

constante), como verificamos no gráfico da figura 6:

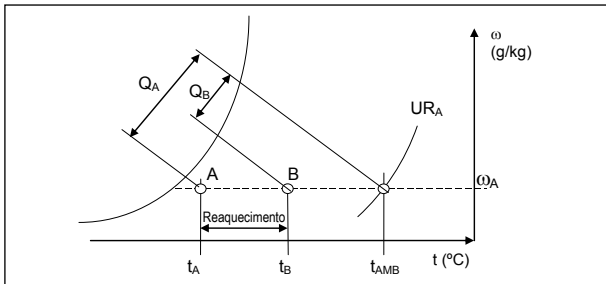


Figura 6 – Reaquecimento para manutenção das condições termoigrométricas do ambiente

Isto certamente implica em uma demanda maior de energia, pois há a necessidade de se resfriar o fluxo de ar até a condição termoigrométrica requerida para obtenção da umidade específica (ω_A) e posteriormente reaquecer o fluxo até a condição solicitada pela carga térmica do ambiente.

Controlando a umidade

Como se verifica no gráfico da figura 7, à medida que a carga térmica sensível interna se reduz, reduzindo a temperatura do ambiente, o ponto de operação (t_{AMB} , ω_A) irá interceptar uma curva de umidade relativa mais à esquerda (t'_{AMB} , ω_A) e, conseqüentemente, mais próxima à saturação, ou seja, com umidade relativa maior ($UR'_A > UR_A$):

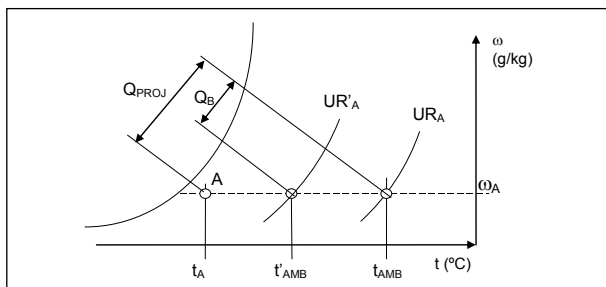


Figura 7 – Variação da temperatura e umidade relativa do ambiente em função da redução de sua carga térmica

Como os sensores fornecem separadamente os dados de temperatura (t_{AMB}) e umidade relativa (UR_A) do ambiente, o sensor de umidade relativa interpretará apenas que houve um aumento na umidade relativa do ambiente.

Se a umidade relativa for analisada independentemente da temperatura, a lógica ditaria que, uma vez que

o elemento responsável pela remoção da umidade (no caso) é a serpentina de resfriamento e desumidificação, deve-se então aumentar a vazão de água gelada na serpentina (ou ligar o compressor) para combater a elevação da umidade relativa.

Entretanto, se considerarmos que o problema se deve à redução da carga térmica sensível no interior do ambiente ($Q_B < Q_{PROJ}$), que resultou em uma redução da temperatura interna do ambiente, isto causaria uma redução ainda maior na temperatura do ambiente ($t'_{AMB} < t_{AMB}$), com a conseqüente elevação na umidade relativa do ambiente ($UR_B > UR_A$), já que a nova temperatura estará cada vez mais próxima da curva de saturação, até o ponto onde o sistema de reaquecimento iniciaria sua operação devido à baixa temperatura do ambiente, como se verifica na figura 7.

Em sistemas onde não é possível analisar a umidade específica do ar (ω_A), recomenda-se que o algoritmo de controle de umidade opere primeiramente reaquecendo o ar de insuflação (tal como ocorre na figura 6, onde $t_B > t_A$), de forma a recuperar primeiramente a temperatura do ambiente (t_{AMB}), conforme vemos na figura 8:

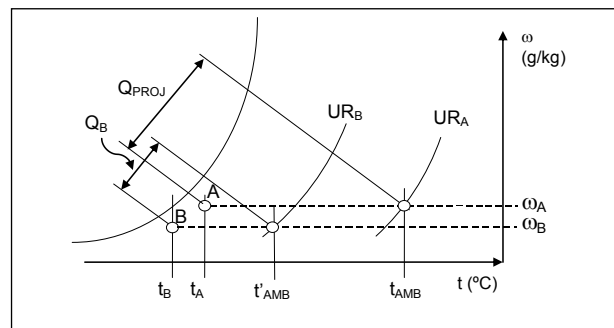


Figura 8 – Variação da temperatura e umidade relativa do ambiente em função da redução da temperatura de insuflação

Deste modo, à medida que a temperatura do ambiente subir, a umidade relativa tenderá a diminuir e, caso os parâmetros de controle de temperatura sejam superados, o controlador de temperatura começará a aumentar a capacidade de refrigeração do sistema.

Já em sistemas mais sofisticados, nos quais se dispõem de CLPs, pode-se analisar a umidade específica diretamente e iniciar-se por reduzir a demanda de refrigeração, elevando a temperatura de saída do ar na serpentina, antes mesmo de ativar o reaquecimento, economizando ainda mais energia.