

A psicrometria e a carga térmica Parte 2

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 na primeira parte deste artigo sobre “a psicrometria e a carga térmica”, percebemos que, embora as disciplinas contidas no curso de engenharia sejam consideradas ciências exatas, na prática estas seriam mais apropriadamente chamadas de “ciências de aproximações”.

Isto se torna ainda mais evidente quando se estuda a física quântica onde, segundo o “Princípio da Incerteza” de Heisenberg, resumidamente explicita: “quanto mais precisamente se tentar medir uma grandeza, forçosamente mais será imprecisa a medição desta grandeza”.

Vimos anteriormente que isto se aplica perfeitamente ao cálculo de carga térmica (cct), pois a incidência das componentes que afetam o cálculo é extremamente variável, tornando quase impossível conhecer o pico simultâneo da carga térmica.

Abordaremos nesta nova parte do artigo, como se comportam os fluidos em resposta ao ganho ou perda de calor que lhes é imposta, principalmente com relação à sua mudança de fase, o que torna viável todo este processo. Também discutiremos o ciclo frigorígeno de compressão de vapor, bem como uma breve introdução sobre as tecnologias de compressão e o monitoramento do ciclo frigorígeno.

Simplificações

Na 1ª parte deste artigo, lançamos mão de uma série de simplificações para facilitar a compreensão dos fenômenos relativos à termodinâmica, em especial com relação à psicrometria e ao cálculo de carga térmica.

Assumimos, por exemplo, que a condensação da umidade do ar ocorre quando a condição termoigromé-

trica do ar úmido atinge a curva de saturação correspondente à pressão atmosférica local.

Porém, na verdade, a mudança de fase não ocorre simultaneamente em todo o fluido, ela é um processo onde a umidade muda de fase paulatinamente à medida que a condição termoigrométrica média do ar úmido se aproxima da curva de saturação, ou seja, não é um fenômeno de ocorrência repentina.

Segundo o princípio de Heisenberg, não temos como saber exatamente a condição de cada pequena porção de matéria onde ocorreu a condensação, nem o instante exato em que esta começa a ocorrer.

É possível que a parcela do fluido onde a condensação já ocorreu realmente tenha atingido sua condição de saturação.

É igualmente possível que não seja necessário atingir condição alguma para que a condensação ocorra, bastando ao fluido trocar energia suficiente para o fenômeno se manifestar.

A própria carta psicrométrica é uma grande simplificação das propriedades do ar úmido e fornece (sob a forma gráfica) informações aproximadas, dentro de tolerâncias consideradas “aceitáveis para efeitos práticos”, a respeito do inter-relacionamento entre as variáveis, considerando-se cartas diferentes para localidades em altitudes diferentes.

Propriedades termodinâmicas do vapor d'água

Vimos anteriormente que existe um grande hiato nas curvas isobáricas do vapor d'água durante a mudança de fase da água, no qual mesmo se acrescentando ou removendo calor, a temperatura do fluido não se modifica.

Durante este intervalo, há coexistência entre fases ou

estados do fluido e sua relação varia de forma diretamente proporcional à aproximação de um ou de outro lado das curvas de saturação, até que a mudança de fase se conclua na totalidade do fluido.

Se considerarmos as proporções entre a mistura de ar seco (medida em quilogramas) e a umidade (medida em gramas), este “hiato” termodinâmico é grandemente atenuado, embora seus efeitos sejam extremamente significativos.

A curva em formato de sino no diagrama t,s da figura 1, representa o hiato que ocorre durante a mudança de fase líquido - vapor da água:

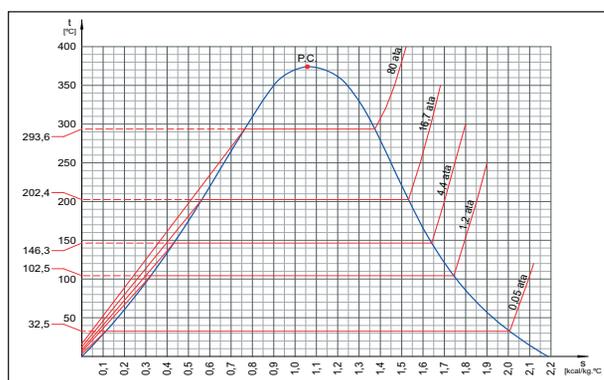


Figura 1 – Diagrama temperatura (t) x entropia (s) simplificado para vapor d’água

A porção esquerda desta curva em azul, até o seu ápice, representa a saturação da fase líquida da água. A partir do ápice, a porção direita da curva representa a saturação da fase gasosa (vapor) da água.

Foram traçadas algumas curvas de pressão constante (isobáricas, em vermelho) para temperaturas escolhidas aleatoriamente.

Como vemos na figura, no interior da curva de saturação líquido - vapor, à medida que a temperatura da água aumenta, sua pressão correspondente também aumenta.

Porém, mantida uma pressão constante, a da atmosfera por exemplo, a temperatura de todo o fluido também se mantém constante até que ocorra a mudança de fase.

O ápice da curva ocorre à temperatura de 374°C e é chamado de ponto crítico, a partir do qual as fases líquidas e gasosas não podem mais ser observadas e o fluido assume uma nova fase com características de ambas as anteriores.

À esquerda da curva, o líquido é considerado subresfriado e à direita o vapor é dito superaquecido.

O espaço horizontal entre as curvas representa a variação de entalpia (quantidade de energia) necessária para ocorrer a vaporização da água em determinada condição de temperatura e pressão.

Nesta região, encontramos fluido em ambos os estados físicos: líquido e vapor

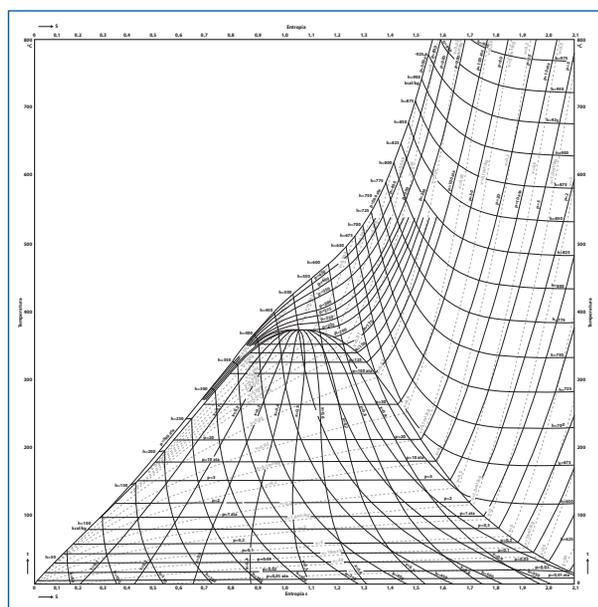


Figura 2 – Diagrama temperatura x entropia para vapor d’água

Fonte: Manual Termotécnico – W. Trevisan

O diagrama da figura 2 introduz as variáveis v (volume específico) e h (entalpia específica), além das variáveis t (temperatura), s (entropia específica) e p (pressão absoluta) do gráfico anterior.

Deste modo, verificamos que a carta psicrométrica traduz e compara os efeitos das variações da pressão parcial do vapor d’água superaquecido sobre o ar seco, na mistura denominada “ar úmido”, submetido a uma mesma pressão total constante, somando o conteúdo energético proporcional à massa específica de ambos os gases, submetidos a uma determinada condição termodinâmica.

Trocando calor para combater à carga térmica

Conforme verificamos na parte 1 deste artigo, empregando os resultados do cálculo de carga térmica à

psicrometria, conseguimos equacionar um dos lados da igualdade entre a carga térmica incidente sobre o sistema (internas e externas) e a carga térmica removida pelo ar, como vemos na equação abaixo:

$$h_{SOL} + h_{TRANS} + h_{LUM} + h_{OCUP} + \dots + h_{EQUIP} = m_{AR} \cdot (h1_{AR} - h0_{AR})$$

Ou seja, para combater a carga térmica Q do sistema, utilizaremos um fluxo de massa m_{AR} , que absorverá um diferencial de entalpia $(h1_{AR} - h0_{AR})$.

O problema é como obter a condição inicial de entalpia específica do ar $h0_{AR}$, de forma que ele possa absorver o calor (e a umidade) do sistema para mantê-lo na condição desejada $h1_{AR}$.

Considerando-se que o processo envolva resfriamento, a forma mais comum de se obter a condição inicial $h0_{AR}$ seria com o uso de refrigeração por compressão de vapor, utilizando um fluido refrigerante com características apropriadas de compressibilidade e mudança de fase em condições atmosféricas normais.

Existem diversos fluidos que podem ser utilizados para executar esta tarefa e o leitor poderá encontrar informações adicionais sobre suas propriedades em diversas literaturas, tais como: "ASHRAE Fundamentals Handbook", "Fundamentos da Termodinâmica Clássica – Van Wilen & Sonntag", dentre outros.

Neste artigo iremos apenas abordar o ciclo frigorígeno para apresentar seu funcionamento e efeitos com relação à absorção ou rejeição de calor devida à carga térmica, sem nos atermos à escolha de um determinado fluido refrigerante.

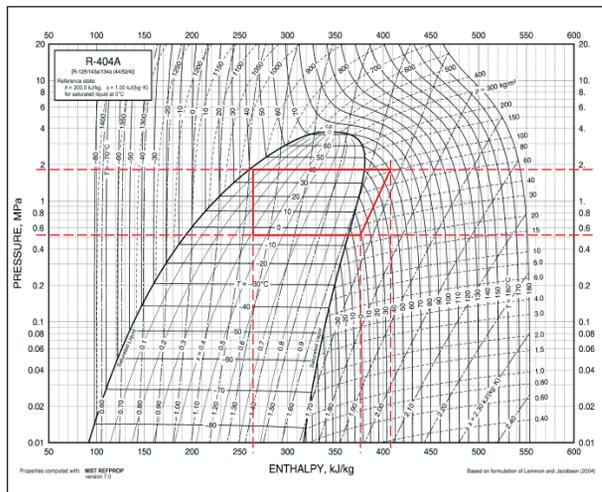


Figura 3 – Diagrama pressão x entalpia para o refrigerante R-404a

Fonte: ASHRAE – 2009 Fundamentals Handbook

O diagrama da figura 3 representa uma curva de saturação para o fluido refrigerante R-404A. Observe o leitor que o comportamento desta curva é semelhante à do vapor d'água, apresentando a saturação líquida à esquerda, ponto crítico no ápice e saturação gasosa à direita.

Tal como no caso do vapor d'água, à esquerda o fluido refrigerante apresenta o estado de líquido subresfriado e à direita vapor superaquecido e, da mesma forma que no caso da água, a maior parte da energia trocada se deve à mudança de fase do fluido.

O ciclo frigorígeno de compressão à vapor

Para facilitar a compreensão do ciclo frigorígeno de compressão à vapor, vejamos a figura 4, abaixo:

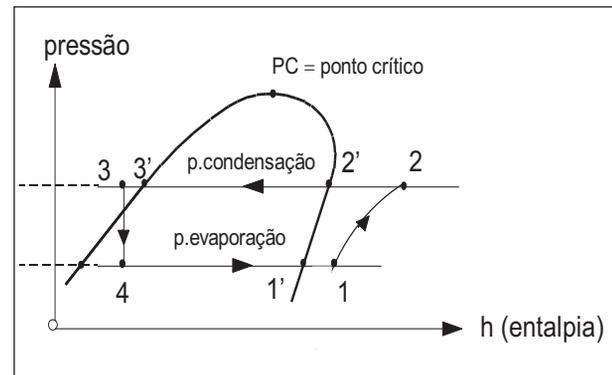


Figura 4 – Diagrama pressão – entalpia

Fonte: Programa SMACNA de Educação Continuada em Tratamento de Ar

Na figura 4, os pontos 1 a 4 representam as condições do fluido frigorígeno nos seguintes pontos:

- Ponto 1:** Vapor superaquecido na sucção do compressor
- Ponto 2:** Vapor superaquecido na descarga do compressor
- Ponto 3:** Líquido subresfriado na descarga do condensador
- Ponto 4:** Líquido/vapor expandido (ou despressurizado) na entrada do evaporador.

Deste modo, o diferencial de entalpia entre os pontos



1 e 2 representa o trabalho (ou a energia) de compressão do vapor realizado pelo compressor, entre os pontos 4 e 1 representa a energia trocada entre o sistema e o ciclo frigorígeno no evaporador e entre os pontos 2 e 3 a energia trocada com o meio ambiente.

Se multiplicarmos estas diferenças de entalpia pela vazão mássica na sucção do compressor saberemos as potências consumidas no compressor e trocadas pelo evaporador com o sistema (carga térmica) e pelo condensador com o meio ambiente (calor rejeitado para a atmosfera).

Se observarmos no gráfico da figura 4, veremos que a condição na entrada do compressor está ligeiramente afastada para a direita da curva de saturação (ponto 1'). Chamamos este afastamento de superaquecimento e isto é normalmente adotado para garantir que todo o líquido admitido no evaporador tenha efetivamente evaporado antes de entrar no compressor, para evitar danos por golpe de líquido no compressor.

Ao introduzirmos o trabalho de compressão, afastamos o ponto de descarga ainda mais da curva de saturação, introduzindo não apenas o trabalho de compressão (teoricamente adiabático), como também o calor oriundo do atrito interno do compressor.

Ao atingir o ponto 2, o gás possui uma pressão muito maior que a da sucção do compressor e também uma temperatura significativamente mais alta. Esta elevação de temperatura e pressão é calculada de forma a permitir que o fluido possa ser resfriado no condensador sob condições de fácil obtenção no meio ambiente (temperatura de bulbo seco / úmido do ar local), de forma a tornar-se um líquido.

Cabe observar também que, no ponto 3, o líquido também se encontrará ligeiramente afastado para a esquerda da curva de saturação, de forma a se obter um certo nível de subsresfriamento do líquido, após sua condensação.

Analogamente, isto é feito para garantir que todo o fluido realmente se tenha liquefeito. Isto previne danos na sede do expansor e reduz ruídos indesejáveis, além de fornecer ao sistema, diferencial de absorção térmica maior, com baixo custo de obtenção.

O diferencial de pressão imposto pelo compressor entre os pontos 1 e 2 será então aliviado pelo expansor entre os pontos 3 e 4, removendo [trocando] a energia potencial fornecida ao fluido pelo compressor (diferencial de pressão) e permitindo que este possa se evaporar a

uma temperatura muito mais baixa que a da condição atmosférica local.

Resumidamente:

- O compressor eleva a pressão do fluido em sua forma gasosa para uma condição em que, estando a temperatura maior que a do meio, ele possa rejeitar ou trocar calor e, por fim, se condensar.
- O condensador então troca calor sensível e latente do gás, utilizando o ar ou a água em condições ambientes, até que este se condense e se torne um líquido subsresfriado.
- O expansor (válvula de expansão ou tubo capilar) impõe uma perda de carga ao fluido e reduz a pressão do líquido subsresfriado para uma condição em que ele possa evaporar facilmente e novamente absorver calor do sistema.
- No evaporador, a evaporação do fluido absorve o calor do sistema, o qual por sua vez superaquece o fluido, reiniciando o ciclo.

Embora ocorram trocas térmicas baseadas no calor sensível do fluido, sob a forma de desuperaquecimento e subsresfriamento no condensador e, algumas vezes, superaquecimento no evaporador (ou após o mesmo), os fluxos de calor se devem principalmente ao calor latente de vaporização / condensação do fluido refrigerante, ou seja, as trocas térmicas se devem mais ao processo originado das mudanças de fase do fluido refrigerante.

Também é importante salientar que esta troca térmica só é possível, pois quando o fluido é submetido a diferentes níveis de pressão, sua evaporação ou condensação ocorre a diferentes temperaturas, as quais estão diretamente associadas a estes níveis de pressão.

Então, mantendo-se constante um determinado nível de pressão (processo isobárico), a temperatura do fluido se manterá constante até que a mudança de fase ocorra em todo o fluido.

Ou seja, deduzidas as perdas de carga devidas ao escoamento do fluido, a pressão de líquido é praticamente a mesma da descarga do compressor e se identifica com uma temperatura de saturação acima da temperatura do fluido utilizado para condensação.

Da mesma forma, a função do expansor é impor ao fluido um nível de pressão menor, no qual este possa



então absorver calor do sistema, evaporando-se a uma temperatura inferior à do fluido do sistema (ar de insuflação, água gelada, etc.)

O processo também pode ser invertido, passando o evaporador a operar como condensador e vice-versa, nos chamados sistemas “quente-frio”, onde o equipamento passa a operar como uma bomba de calor.

Também cabe ressaltar que, a perda de carga imposta ao sistema pelo expansor, é um processo isoentálpico, no qual a mudança no nível de pressão ocorre sem mudança do conteúdo energético (entalpia) do fluido.

Por outro lado, o processo de compressão em si é isoentrópico, porém, devido ao atrito ocorrido no compressor (eficiência do dispositivo mecânico), ocorre uma elevação adicional de temperatura no sistema.

Equilibrando a balança

Como vimos na primeira parte deste artigo, o cálculo de carga térmica permite determinar as necessidades caloríficas máximas (teóricas) do sistema, simbolizadas pela variável “Q”, em função das condições internas do ambiente, ou seja, $Q(t_{AMB}, UR_{AMB})$, permitindo por sua vez a determinação das condições de escoamento dos fluidos utilizado para trocar calor com o sistema.

Baseados nestes dados, são então selecionados os dispositivos responsáveis pelo escoamento dos fluidos de ambos os lados de um trocador de calor, além do próprio trocador de calor.

Como todos os componentes do sistema são dimensionados pela capacidade máxima teórica de pico simultâneo do sistema, que, como visto anteriormente, possui uma considerável dose de incerteza, resulta que todos os componentes estarão sobredimensionados a maior parte do tempo.

Para se agravar ainda mais a questão do cálculo de carga térmica (ou de estimativa da mesma), dificilmente se encontraria um equipamento exatamente com a capacidade desejada, incorrendo na aquisição de um equipamento ainda maior.

Então, voltando ao equacionamento do sistema, para promover a troca de calor requerida pelo ambiente, deve ocorrer um equilíbrio entre a energia térmica (ou calor) requerida pelo ambiente e a energia absorvida (ou rejeitada) pelo fluido que promoverá a troca de calor.

Este calor é então transmitido através de um trocador de calor para o outro fluido do sistema, de forma a ser trocado (captado ou rejeitado) com o meio ambiente.

Em sistemas com expansão indireta, o outro fluido usualmente é água tratada (ou salmouras de água com anticongelantes), a qual é posteriormente resfriada (ou reaquecida) pelo fluido refrigerante em um trocador de calor.

Para simplificar, suponhamos que iremos utilizar um sistema de expansão direta, no qual o calor é absorvido diretamente pelo fluido refrigerante.

Uma vez que após sua seleção, todos os componentes do sistema possuem características físicas definidas e constantes e que os escoamentos dos fluidos de ambos os lados se dá a vazões constantes, ou seja, tanto a vazão do ventilador como do compressor são fixas, para compensar a variação da carga térmica só nos resta alterar as condições de utilização de ambos fluidos.

Sabendo-se que todos os sistemas estão teoricamente sobredimensionados em função da carga térmica máxima teórica de pico simultâneo, acrescidas de fatores de segurança e de folgas de capacidade durante a seleção dos componentes, então a variação da capacidade em função da carga térmica sempre se dará no sentido de se reduzirem as potências oferecidas pelo sistema.

Isto significa então, que devem ser elevadas as temperaturas de suprimento de ambos os fluidos para compensar a redução da carga térmica

Em ciclos frigorígenos de pequeno porte isso ocorre ligando e desligando o compressor, em estágios quando existe mais de um compressor.

Como existe energia armazenada no ciclo frigorígeno sob a forma de diferenciais de pressão entre os trechos de líquido (alta) e de sucção (baixa), o fluido continua escoando por um tempo, mesmo após o desligamento do compressor, elevando gradualmente a pressão de evaporação do fluido e, conseqüentemente, a sua temperatura, até que as pressões se equalizem ou o compressor seja novamente acionado.

Quando existem válvulas de expansão, a abertura da válvula vai se ampliando aos poucos reduzindo a restrição à passagem do fluido à medida que a temperatura à jusante do trocador de calor vai aumentando e, por conseqüente, aumenta o tempo de escoamento e, até certo ponto, reduz a ciclagem do compressor.

Se analisarmos graficamente a variação da tempe-

ratura em função dos intervalos em que o compressor estivesse acionado e desligado, teríamos um gráfico semelhante ao representado na figura abaixo:

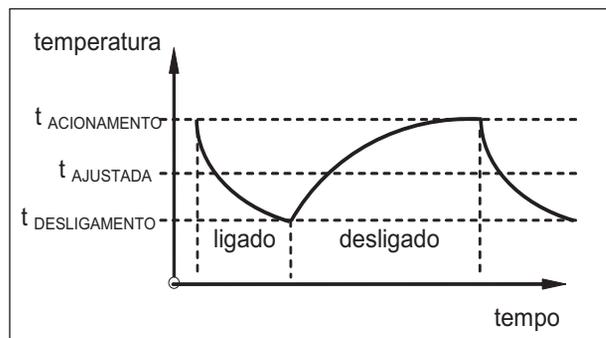


Figura 5 – Diagrama temperatura x tempo do ciclo frigorígeno

Na figura 5, verificamos um gráfico do tipo “dente de serra”, sendo os trechos descendentes os períodos com o compressor acionado e os trechos ascendentes os períodos com compressor desligado.

Quanto mais próxima for a capacidade frigorígena em relação à carga térmica, tanto menor a frequência dos ciclos.

Por outro lado, à medida que esta relação for diminuindo, tanto maior será a frequência de acionamento do compressor (ciclagem).

Para atenuar este problema e evitar a queima frequente dos compressores, utilizam-se intervalos muito grandes entre a temperatura de ajuste (set point) e as temperaturas de acionamento e desligamento dos compressores, porém isto pode causar, problemas para o processo (além de desconforto para os ocupantes), principalmente quando há controle de umidade, devido às frequentes oscilações das condições termoigrométricas do sistema.

Portanto, recomenda-se utilizar dois ou mais estágios de capacidade (compressores / ciclos frigorígenos), com pontos de ajuste ligeiramente diferentes, de forma a atenuar a oscilação das condições termoigrométricas do sistema.

No entanto, apenas isto, pode não ser suficiente para proteger o compressor contra ciclagem excessiva.

Como após o desligamento do compressor as pressões de líquido e sucção tendem a se igualar com o decorrer do tempo, ao ser religado, o compressor capta o gás com pressão, temperatura e, conseqüentemente,

densidade relativamente maior que a condição de projeto e, como seu deslocamento volumétrico é aproximadamente constante, ele inicialmente tentará deslocar uma massa maior que a condição de projeto, operando com uma certa sobrecarga inicial.

Não é favorável, em todos os casos, que a pressão maior a montante do compressor seja mantida, pois isto implica em partidas mais ‘pesadas’ que normalmente o são.

O escoamento excessivo aumentará rapidamente a pressão de descarga do sistema, causando um excesso de injeção de líquido no evaporador, reduzindo o superaquecimento do sistema.

Esta nova condição irá reduzir a pressão na câmara de equalização da válvula de expansão, restringindo o escoamento do sistema e reduzindo a sobrecarga no compressor.

Então a pressão de sucção começara a se reduzir gradualmente, até que o sistema se estabilize ou o compressor seja novamente desligado.

Sob cargas parciais, o desligamento do compressor ocorre prematuramente, pois o escoamento excessivo inicial também causa uma rápida remoção da carga térmica, que é relativamente pequena, atingindo rapidamente a temperatura de desligamento.

Sucessivos ciclos de curta duração impedem que o motor do compressor se resfrie adequadamente, podendo acarretar em queimas frequentes do compressor, o que é ainda mais agravado em função da sobrecarga inicial durante cada nova partida.

Sistemas mais modernos possuem válvulas de expansão com limitador de superaquecimento, que impedem o aumento da abertura do obturador destas válvulas após se atingirem determinadas condições de superaquecimento.

Nestes casos, embora o compressor opere por um tempo maior, sua demanda de potência é limitada pela limitação do escoamento.

Por este motivo, mas também principalmente em sistemas onde se necessita de controle de umidade, é recomendado que exista também um conjunto de reaquecimento do ar de insuflação, para garantir que os compressores não se desliguem antes e removerem a quantidade necessária de umidade.

A carga de reaquecimento do ar de insuflação fornece uma carga térmica sensível adicional ao sistema, em

resposta à “falta de carga térmica” do próprio sistema, obrigando o sistema a operar por um tempo adicional e com temperaturas de evaporação mais baixas, o que promove também a remoção da carga latente existente no sistema.

Problema agravado: pouca ou nenhuma recirculação

Conforme discutido anteriormente, sistemas de refrigeração por compressão de vapor de pequeno porte, que operam com controle do tipo liga / desliga, costumam apresentar problemas quando operam com cargas parciais.

Estes problemas se tornam ainda mais evidentes em sistemas com altas taxas de renovação de ar ou que operam com 100% de ar externo, principalmente onde o controle de umidade é requerido, independentemente de operar com carga térmica interna do sistema total ou parcial.

Isto ocorre por que a entalpia específica do ar externo sofre grande variação ao longo das estações do ano e, às vezes, no decorrer de um único dia.

Geralmente, não ocorrem problemas durante os períodos de verão, quando a carga térmica oscila próximo da carga máxima de pico, e inverno, quando os compressores ficam a maior parte do tempo desligados.

O problema se dá principalmente durante as meias-estações (outono e primavera), quando existe carga interna e externa suficiente para acionar o compressor, mas não o suficiente para a manutenção do ciclo por tempo suficiente para garantir a remoção da umidade.

Adicionalmente, as condições do ar externo favorecem o sistema de condensação e podem aumentar significativamente o subresfriamento do fluido refrigerante e, por conseguinte, sua disponibilidade energética.

Isto acarreta ciclos excessivamente curtos, que dificultam o controle de umidade máxima e acabam por queimar os compressores.

Nestes casos, são empregadas as seguintes técnicas de controle:

- Controle da pressão de condensação através da variação da rotação ou desligamento dos ventiladores utilizados para condensação do fluido, diminuindo o fluxo de calor rejeitado para a atmosfera.

- Controle da pressão de condensação através da recirculação do fluido de resfriamento da descarga na sucção do condensador (utilizado em sistemas de condensação a ar com pleno de tomada de ar).
- Controle da pressão de condensação através da variação do escoamento do fluido de arrefecimento do condensador (ar ou água de condensação).
- Controle da pressão de condensação por meio de válvula reguladora de pressão na saída do condensador, garantindo a manutenção de uma pressão constante à montante do expansor.
- Controle de capacidade por injeção de gás quente desviado (by pass) da descarga do compressor e injetado no líquido após o expansor, o que reaquece o líquido e aumenta a pressão de evaporação do fluido, indiretamente controlando a pressão de evaporação do fluido.
- Controle de capacidade por válvula de expansão eletrônica.

Este tipo de dispositivo é capaz de impedir o congelamento no trocador de calor, porém impedirá o desligamento do compressor por baixa pressão. Obrigando o compressor a desligar somente após atingir sua temperatura de desligamento.

Este tipo de dispositivo regula o escoamento do refrigerante em função da temperatura de evaporação, mantendo uma pressão constante na sucção do compressor.

Em sistemas críticos, pode ser recomendada a implantação de mais de uma estratégia de controle, associando o controle conjunto das pressões de condensação e de evaporação, para garantir a operação ininterrupta do sistema.

Porém, independentemente da técnica empregada, recomenda-se o uso de dispositivos que promovam o reaquecimento após o trocador de calor, para garantir o controle da umidade em quaisquer condições climáticas, além da manutenção da temperatura mínima interna sob condições de inverno.

Compressor: o coração do ciclo frigorígeno

Em ciclos frigorígenos por compressão de vapor, o compressor é o componente responsável pela manu-

tenção do escoamento do fluido, por meio da introdução de um diferencial de pressão entre os trechos de baixa pressão (sucção) e alta pressão (descarga).

Na prática, a pressão de descarga do compressor será definida pela temperatura que o condensador imporá ao fluido em função de sua capacidade de rejeição de calor para o meio ambiente.

Em outras palavras, é a capacidade de troca térmica do condensador (fluxo de calor entre o fluido refrigerante e o meio ambiente) que efetivamente definirá a pressão de descarga e do líquido, bem como a temperatura final do líquido subresfriado.

Em sistemas de pequeno e médio porte é mais comum a utilização de condensadores a ar e nos sistemas de grande porte normalmente se utilizam condensadores à água.

A pressão de sucção do compressor será então definida em função da pressão de descarga do compressor subtraída das resistências fluido-dinâmicas impostas pelos trocadores, tubulações e, principalmente, pelo dispositivo expensor ao escoamento promovido pelo compressor, em outras palavras, a perda de carga do sistema.

Ao impor um diferencial de pressão entre seus pontos de sucção e descarga, os compressores acabam por promover o escoamento do fluido refrigerante ao longo de todos os demais componentes do sistema.

Em sistemas de pequeno porte, normalmente se utilizam equipamentos dotados de trocadores de calor nos quais o ar de insuflação ou outro fluido utilizado no processo é resfriado (e desumidificado) por expansão direta do fluido frigorígeno.

Já em sistemas de médio ou grande porte, isto implicaria na necessidade de um grande número de compressores e condensadores ou em grandes redes repletas de fluidos frigorígenos de alto custo (e riscos ambientais inerentes).

Por este motivo, em sistemas de maior porte, normalmente se utilizam dispositivos de expansão indireta, resfriando-se água ou soluções de água e anti-congelantes com a utilização de unidades resfriadoras de líquidos, conhecidas como “chillers”.

Contudo, exceto por sua capacidade e pelo fato de utilizarem um fluido intermediário estes equipamentos diferem dos equipamentos de pequeno porte apenas com relação à tecnologia empregada para compressão do vapor.

Unidades resfriadoras de líquido de pequeno porte costumam utilizar os mesmos tipos de compressores empregados nos equipamentos de expansão direta.

Atualmente, a tecnologia de compressão mais empregada em unidades de pequeno porte são os compressores do tipo recíproco (pistões) e do tipo “scroll” (espiral rotativa).

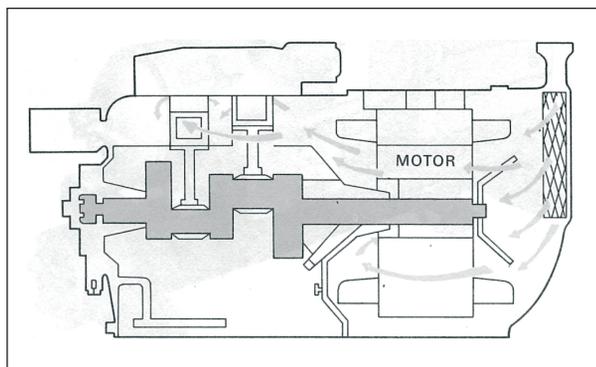


Figura 6 – Compressor tipo recíproco

Fonte: Manual de Aire Acondicionado Carrier

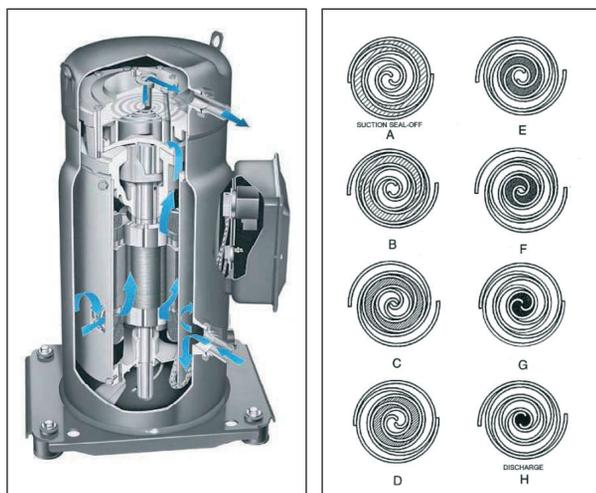


Figura 7 – Compressor tipo scroll

Fonte: Danfoss

Figura 8 – Processo de compressão em rotor do tipo

Fonte: ASHRAE - 2000 HVAC Systems and Equipments Handbook

O controle de capacidade destes equipamentos geralmente é realizado pelos intervalos de acionamento e desligamento dos compressores existentes em cada ciclo frigorígeno.

Já nas unidades de médio porte, atualmente se utilizam compressores do tipo parafuso ou do tipo centrífugo

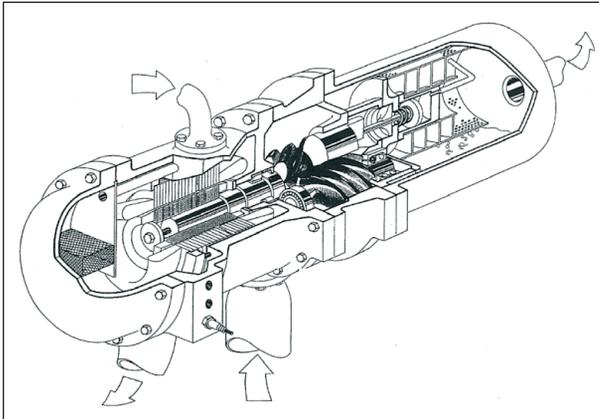


Figura 9 – Compressor tipo parafuso
 Fonte: ASHRAE - 2000 HVAC Systems and Equipments Handbook

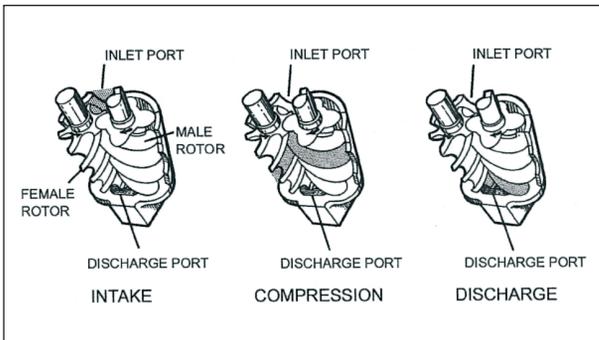


Figura 10 – Processo de compressão em rotor do tipo parafuso
 Fonte: ASHRAE - 2000 HVAC Systems and Equipments Handbook

e nas unidades de grande porte geralmente se adotam compressores centrífugos.

No caso dos compressores parafuso, o controle de capacidade pode ser efetuado por dispositivos que alteram as dimensões de suas câmaras de compressão, aproximando ou afastando as camisas do corpo girante e/ou variando sua rotação.

Nos compressores centrífugos, o controle de capacidade pode ser efetuado por reguladores motorizados chamados “inlet guide vanes” na sucção do compressor e/ou variando sua rotação.

Monitoramento do ciclo frigorígeno

É muito difícil se justificar o monitoramento de ciclos frigorígenos de pequeno porte, devido aos custos in-

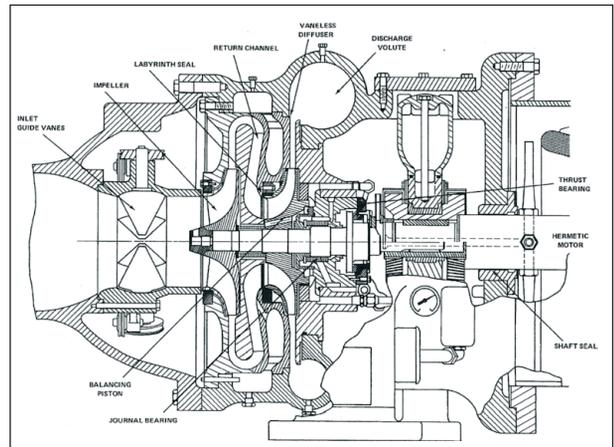


Figura 12 – Compressor tipo centrífugo
 Fonte: ASHRAE - 2000 HVAC Systems and Equipments Handbook

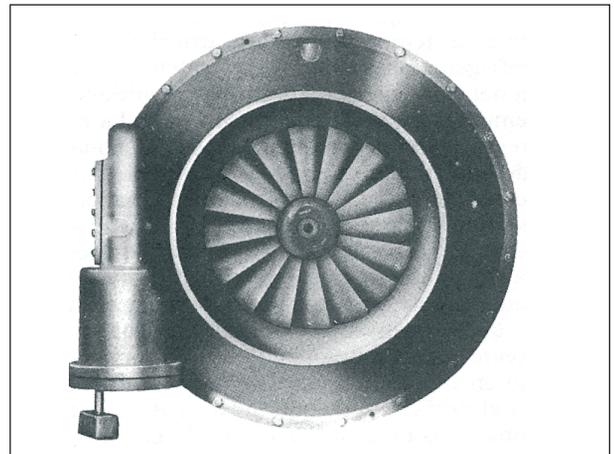


Figura 13 – Vista do “inlet guide vane” de um compressor tipo centrífugo
 Fonte: Manual de Aire Acondicionado Carrier

rentes aos sistemas de automação e supervisão. Porém, atualmente sua utilização é praticamente indispensável em se tratando de sistemas de médio e grande porte.

Porém, em todos estes casos os pontos de monitoramento são aproximadamente os mesmos:

Embora alguns sistemas atuais não requeiram ou utilizem superaquecimento, a medição da temperatura e pressões efetivas de sucção são imprescindíveis para se determinar a densidade na sucção do compressor e, com base na potência consumida, permitem avaliar o deslocamento volumétrico do compressor e a capacidade frigorífica do sistema.

Adicionalmente, sistemas dotados de evaporadores “inundados” com fluidos refrigerantes requerem dispositivos adicionais para controle de nível do fluido no evaporador e/ou no condensador. ●

Tabela 1 – Principais Variáveis Monitoradas nos Ciclos Frigorígenos

Variável	Aplicação
Pressão de sucção	Permite avaliar a temperatura de evaporação do fluido refrigerante no trocador de calor. Pressões abaixo da condição de projeto podem causar congelamento da umidade do ar sobre a serpentina e retorno de líquido para o compressor.
Temperatura de sucção	Permite avaliar o superaquecimento do fluido refrigerante na entrada do compressor. Condições de superaquecimento diferentes das projetadas costumam ser indicativas de carga inadequada de fluido refrigerante no sistema. Deve ser avaliado juntamente com a pressão de sucção e corrente do compressor.
Pressão de condensação	Permite definir a temperatura de condensação (saturação do líquido) do fluido refrigerante. Elevações das pressões de condensação podem indicar a necessidade de limpeza dos condensadores.
Temperatura de descarga	Permite avaliar variações no rendimento do compressor. Acréscimos adicionais de entropia na compressão indicam perda de rendimento do compressor e podem indicar a necessidade de troca do lubrificante ou a ocorrência de desgastes anormais. Também são utilizadas para proteção contra aquecimento excessivo do compressor, garantindo que o equipamento não opere além de seus limites construtivos.
Temperatura do líquido subresfriado	Permite avaliar a disponibilidade de energia térmica do sistema e definir a entalpia específica na entrada do evaporador. Reduções no nível de subresfriamento de projeto causam queda de desempenho do sistema e podem indicar a necessidade de limpeza dos condensadores.
Corrente do motor do compressor	Permite avaliar variações no rendimento do compressor. Acréscimos adicionais de corrente no motor do compressor indicam perda de rendimento do sistema e podem indicar a ocorrência de desgastes anormais. Também são utilizadas para proteção elétrica do motor do compressor, garantindo que o equipamento não opere além de seus limites operacionais.
Temperatura de entrada de água/ar no condensador	Permite avaliar a condição de entrada do fluido utilizado na condensação. Temperaturas de entrada elevadas irão elevar a pressão de condensação do sistema e a temperatura de descarga do compressor, reduzindo sua capacidade frigorígena.
Temperatura de saída água/ar no condensador	Utilizado somente em sistemas resfriados à água. Permite avaliar a condição de saída do fluido utilizado na condensação. Pode ser utilizado para redução da vazão de água de condensação, mantendo-se um diferencial de temperatura constante entre a entrada e a saída, permitindo economizar energia de bombeamento.
Temperatura de entrada água/ar no evaporador	Permite avaliar a condição de entrada do fluido a ser resfriado. Temperaturas de entrada elevadas irão elevar as pressões de sucção e de condensação do sistema e a temperatura de descarga do compressor, causando aquecimento no compressor e sobrecarga em seu motor, acarretando em seu desligamento.
Temperatura de saída água/ar no evaporador	Permite controlar a capacidade do sistema. Também pode ser utilizado para redução da vazão do fluido resfriado, mantendo-se um diferencial de temperatura constante entre a entrada e a saída, permitindo economizar energia de bombeamento.
Dispositivo de controle de capacidade	Permite avaliar se o equipamento está operando em condições correspondentes às necessárias. A análise do retro-sinal do dispositivo de controle de capacidade permite avaliar a efetividade de seu dispositivo atuador.