

3. Revisão bibliográfica

3.1. O ciclo de refrigeração por compressão de vapor

Um dos métodos mais usados para se retirar calor de um ambiente a ser refrigerado é a utilização do sistema de compressão mecânica de vapor, que se baseia na capacidade, que certos fluidos possuem de transferir grandes quantidades de energia, quando mudam de fase (Gosney, 1982). Neste tipo de sistema, um fluido refrigerante circula por um sistema fechado e promove a redução de temperatura do ambiente a ser refrigerado.

O sistema básico de refrigeração por compressão mecânica de vapor é denominado "ciclo padrão" (Figura 11). Neste sistema, a circulação do fluido é garantida pelo compressor que, junto com o dispositivo de expansão, é um dos responsáveis pela manutenção dos dois níveis de pressão.

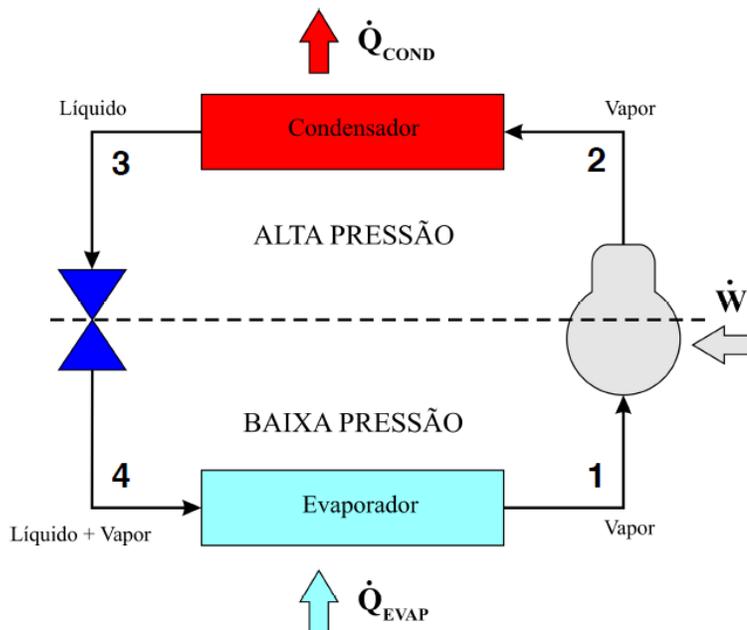


Figura 11. Ciclo padrão de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor.

O fluido entra no compressor no estado termodinâmico (1), após ter passado pelo evaporador (trocaador de calor de baixa pressão). A compressão, no ciclo padrão, ocorre a entropia constante. A pressão do fluido aumenta até a pressão de condensação. Conseqüentemente, sua temperatura aumenta no estado termodinâmico (2). O fluido refrigerante escoar, pelo condensador (trocaador de calor de alta pressão), onde muda de fase (gasosa - líquida) em (3), com a finalidade de rejeitar calor do ciclo para o ambiente externo. Após sair do condensador, na condição de líquido saturado, o refrigerante entra no dispositivo de expansão, onde ocorre uma expansão a entalpia constante, na qual a pressão é reduzida até a pressão de evaporação, formando uma mistura bifásica na saída no ponto (4). No evaporador, o fluido refrigerante tem seu título gradualmente aumentado, num processo de evaporação a pressão constante, para retirar o calor do ambiente refrigerado. O refrigerante deixa o evaporador na condição de vapor saturado seco no ponto (1), reiniciando o ciclo.

3.2.

Bancadas experimentais de refrigeração e bombas de calor

A seguir, são apresentados os trabalhos mais abrangentes relativos a projetos de bancadas experimentais do ciclo de refrigeração e de bomba de calor por compressão de vapor.

Gentry et al. (2006) apresentaram um sistema de bomba de calor com aproveitamento de fonte de calor geotérmica (GSHP⁷). Utilizaram como fonte fria o solo, torre evaporativa e um lago e, como carga térmica, a planta (fonte quente simulada a partir da água gelada e da água quente gerada).

Kahraman e Çelebi (2009) estudaram um sistema de bomba de calor água-água, usando água de rejeito como fonte de calor e comparando-as com outras fontes de energia. Foi seguido o standard 24 do DOE⁸. Foram utilizados dois tanques para o armazenamento térmico, com capacidade de 10 m³ e a carga térmica gerada por resistências elétricas. Tanques de 190 L de capacidade permitiram a simulação em regime permanente, desde que a operação não ultrapassasse 90 minutos de duração.

⁷ Ground source heat pump

⁸ The United States Department of Energy

Li et al. (2002) estudaram a composição de mistura não azeotrópica de refrigerantes (R22/R141B) como fluido de trabalho. As condições experimentais típicas foram: a temperatura de água na entrada do evaporador, de 40 °C, e a temperatura de água de entrada e de saída do condensador, de 70 e 80 °C.

Foi utilizada uma piscina de água como fonte de alimentação de água para o condensador e o evaporador e uma torre de resfriamento como sumidouros de calor.

Parise (1983) operou uma bancada com água de rede fornecida num laboratório (sem reservatórios). O controle de temperatura e o ajuste da carga térmica foram obtidos mediante uma resistência elétrica e variação de vazão de água. Os resultados obtidos foram apresentados para temperaturas de evaporação e condensação prescritas e diferentes velocidades de rotação do compressor.

Neksa e Arlien (1998) projetaram um protótipo experimental para a caracterização de um sistema transcítico de bomba de calor utilizado em uma aplicação de aquecimento de água. O sistema constava de uma rede de tubos de água-glicol, aquecida eletricamente e usada para simular a fonte de calor. A água foi aquecida em um inter-resfriador de gás (CO₂), em contra corrente, ou para ser armazenada em acumuladores de água quente, ou para alimentar a rede de tubulação de água quente de acordo com a demanda. Em ambos os circuitos, as temperaturas eram controladas por resistências elétricas. O compressor utilizado era do tipo alternativo aberto com velocidade variável de 600 a 1200 rpm. A velocidade de rotação do compressor, à capacidade nominal do protótipo (50 kW), foi de 900 rpm. A pressão máxima de operação foi de 130 bar.

Wang et al. (2009) avaliaram experimentalmente o desempenho de uma bomba de calor geotérmica de alta temperatura utilizada para a recuperação de calor em edifícios. A bancada experimental foi constituída de um compressor de refrigeração de parafuso duplo, um condensador, um evaporador e um sistema de resfriamento de óleo, além do dispositivo de expansão. Os circuitos de água simulavam temperaturas da água geotérmica variando entre 15 e 60 °C. O sistema rejeitava calor através de uma torre de arrefecimento.

Nanxi et al. (2005) construíram uma bancada experimental de bomba de calor de alta temperatura com capacidade de 2,92 kW utilizando uma mistura ternária de R124/R142b/R600a. Para avaliar o desempenho do sistema com este refrigerante foram fixadas as temperaturas de entrada do evaporador e saída do

condensador e a carga térmica foi simulada utilizando-se resistência elétrica e a capacitância do sistema. O compressor utilizado era de tipo orbital ("*scroll*"), e os trocadores de calor, do tipo tubo e carcaça horizontal. Não foi feita referência ao uso de variadores de frequência para o controle da velocidade de rotação do compressor.

Zhang et al. (2010) mediram o desempenho termodinâmico de várias misturas não azeotrópicas de refrigerantes (20%R152a / 80%R245fa , 37% R152a /63%R245fa e 50%R152a e 50%R245fa) em uma bomba de calor água-água na faixa de temperatura de condensação de 70 até 90 °C. A bancada experimental utilizou um compressor alternativo hermético originalmente projetado para uma capacidade de 1,2 kW com refrigerante R134a. O calor da água de resfriamento do condensador foi transferido para a água do evaporador por meio de um trocador de calor intermediário que controlava temperatura de entrada do evaporador. Um trocador de placas foi incluso no sistema para rejeitar o excedente de calor, caso o sistema do evaporador não conseguisse absorver toda a carga de calor do condensador. Entretanto, controlava a temperatura de entrada da água do condensador. Foram utilizados banhos de água com precisão de temperatura de 0,1°C para controlar a temperatura de entrada no evaporador e no condensador.

Concluindo, em nenhum dos casos acima estudados foi observado que o controle de vazão mássica do refrigerante tenha sido definido pela utilização de um variador de frequência, o qual foi incluído no projeto da presente proposta.

Similarmente aos trabalhos de Neksa e Aarlien (1998), Nanxi et al. (2005) e Kahraman e Çelebi (2009), a presente proposta utiliza um tanque inercial térmico como carga térmica capacitiva. Entretanto, adiciona um condensador de rejeito, que tem a função de rejeitar o calor proveniente da parcela de energia fornecida ao circuito refrigerante pelo compressor. Diferentemente de todos os trabalhos até aqui analisados, a presente bancada experimental não contempla a instalação de uma resistência elétrica como fonte de carga térmica ao sistema.

Os trabalhos de Gentry (2006), Kahraman e Çelebi (2009), Li et al. (2002), Parise (1983), Neksa e Aarlien (1998), Wang et al. (2009), Nanxi et al. (2005), Zhan et al. (2010), por sua vez, não mencionam a forma de controlar o grau de sub resfriamento da linha de líquido refrigerante.

Foi constatada nos trabalhos de Zhang et al. (2010) e Neksa e Arlien (1998) a utilização de trocadores de calor intermediários, evitados na concepção da

bancada aqui proposta, para não reduzir sua faixa operacional da mesma. Uma diferença fundamental da presente bancada em relação às apresentadas nos trabalhos de Nanxi et al. (2005) e Wang et al. (2009) é que, nestes, não usam mistura das águas dos circuitos de evaporação e condensação.