

3.

Método de solução

3.1.

Introdução

O conjunto das equações descritas no capítulo 2 formam, em sua maioria, sistemas de equações algébricas lineares, com exceção de alguns casos isolados, como equações trigonométricas (geometria de tanques) ou as equações não-lineares de propriedades termodinâmicas, embutidas em sub-rotinas. O programa de planilhas de cálculo Excel, parte do pacote computacional Office da Microsoft, foi utilizado para a simulação do sistema de refrigeração, incluindo os cálculos de consumo energético, análise BIN e o cálculo dos parâmetros TEWI e LCCP.

Junto com a plataforma Excel, foram utilizadas as ferramentas do Visual Basic 6 para desenvolver macros que facilitem os cálculos nas planilhas, além de disponibilizar uma interface amigável que permite interagir com as diversas variáveis envolvidas no sistema de refrigeração nos supermercados. A interface mencionada foi construída por formulários os quais foram desenhados no Visual Basic 6. Ela permite introduzir valores de diversos parâmetros que podem ser transcritos imediatamente para a planilha de Excel, permitindo que tais valores sejam processados.

O programa desenvolvido também utiliza as “livrarias” (libraries) do programa Refprop (Lemmon et al., 2002) que permite obter os valores das propriedades do refrigerante (uma substância pura ou uma mistura de substâncias puras, escolhida pelo usuário).

O objetivo da simulação (conhecidos os parâmetros de funcionamento dos diferentes elementos do sistema de refrigeração e havendo definido a carga térmica) é determinar o consumo anual de energia de um sistema de

refrigeração de um supermercado operando com um refrigerante qualquer. O refrigerante (substância pura ou mistura), assim como o fluido secundário (se for o caso), são determinados no início do programa. O programa também determina o impacto ambiental, em kg de CO₂ equivalentes, de cada uma das alternativas estudadas.

3.2.

Dados de entrada

As variáveis estão agrupadas em diferentes seções no programa de Visual Basic em função da utilização das mesmas. Têm-se, também, quadros de texto e listas selecionáveis para introduzir as opções convenientes.

3.2.1.

Dados de entrada gerais no programa

- Seleção da localização geográfica do supermercado.
- Determinação do refrigerante (substância pura ou mistura).
- A seleção do fluido secundário, no caso do estudo do sistema por fluido secundário.
- Condições de operação do ciclo termodinâmico:
 - Temperatura de operação;
 - Tipo de condensador;
 - Grau de superaquecimento no evaporador;
 - Grau de sub-resfriamento no condensador;
 - Grau de superaquecimento nas linhas de sucção;
 - Grau de sub-resfriamento nas linhas de líquido;
 - Grau de sub-resfriamento mecânico;
 - Eficiência isentrópica do compressor;
 - Eficiência volumétrica do compressor;
- Definir o tipo de carga térmica e introduzir a área refrigerada pelo expositor frigorífico (A_{bal}). Devem-se definir suas cargas térmicas, uma a uma.

- Definir as dimensões das tubulações de sucção e de líquido das linhas do evaporador para determinar a queda de pressão na região de baixa pressão, no evaporador.
- Para o cálculo do TEWI e do LCCP, são requeridos os seguintes dados de entrada:
 - Tempo de vida do sistema de refrigeração;
 - Porcentagem prevista de vazamento anual de refrigerante (por exemplo, 15% para multiplex; 2% para fluido secundário);
 - Fator de conversão regional (depende da matriz energética do país – p.ex., 0,65 kg CO₂/kWh de energia elétrica produzida);

3.2.2.

Dados característicos dos componentes do sistema

O modelo matemático desenvolvido para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor necessita dos seguintes dados de entrada para cada um dos componentes do sistema (para que se calcule a massa total de refrigerante no supermercado todo):

Linhas de admissão e descarga do evaporador

Diâmetro das linhas de sucção do evaporador, $D_{tub,vap}$;

Diâmetro das linhas de líquido do evaporador, $D_{tub,liq}$;

Comprimento das linhas de sucção no evaporador, $L_{tub,vap}$;

Comprimento das linhas de líquido no evaporador, $L_{tub,liq}$;

Densidade de vapor, ρ_{vap} ;

Densidade de líquido, ρ_{liq} ;

Distribuidores (“Manifolds”) de sucção, de descarga e de líquido

Diâmetro do distribuidor de sucção, $D_{man,suc}$;

Diâmetro do distribuidor de descarga, $D_{man,des}$;

Diâmetro do distribuidor de líquido, $D_{man,liq}$;

Comprimento do distribuidor de sucção, $L_{man,suc}$;

Comprimento do distribuidor de descarga, $L_{man,des}$;

Comprimento do distribuidor de líquido, $L_{man,liq}$;

Tanque reservatório, vertical ou horizontal

Diâmetro do tanque reservatório, D_{tr} ;

Comprimento do distribuidor de sucção, L ;

Altura de líquido no interior do tanque, H ;

A Jusante do condensador (zona de vapor)

Diâmetro das linhas de vapor no condensador, $D_{cd,vap}$;

Comprimento das linhas de vapor no condensador, $L_{cd,vap}$;

A montante do condensador (zona de líquido)

Diâmetro das linhas de líquido no condensador, $D_{cd,liq}$;

Comprimento das linhas de líquido no condensador, $L_{cd,liq}$;

Condensador (zona bifásica)

Taxa de carga do refrigerante, RCR ;

3.3.**Plataforma computacional**

O programa demanda procedimentos computacionais em número e natureza (equações lineares em sua maioria) tais que o Excel pode realizar esta tarefa sem maiores problemas.

Entre as principais características da combinação Excel - Visual Basic destacam-se (Fischer, 2003):

- Disponibilidade de macros testados, e de amplo uso mundial, para resolver funções matemáticas, algébricas e trigonométricas;
- Opção de fazer macros no Visual Basic e resolver praticamente situações típicas que se apresentem;
- Possibilidade de interação com as “livrarias” do REFPROP, desenvolvido pelo NIST (National Institute of Standards and Technology), utilizando-o para determinar propriedades dos refrigerantes;
- A programação em Visual Basic é simples e possui forma similar ao TURBO PASCAL e ao FORTRAN.

3.4. Desenvolvimento do código computacional

O programa desenvolvido no presente trabalho está dividido em 3 módulos independentes. Estes módulos permitem efetuar uma análise detalhada do consumo energético e do impacto ambiental de cada uma das opções de sistema. Os cálculos são feitos no Excel, a partir do relacionamento entre planilhas. Utiliza-se o Visual Basic para a interface, atuando como um receptor dos dados de entrada e apresentador de resultados produzidos (formulários). Foram criados, no presente trabalho, módulos organizados de tal forma que contêm os macros que são utilizados para realizar cálculos nas planilhas do Excel.

O núcleo do programa baseia-se no macro denominado ciclo termodinâmico. Este macro determina as condições de capacidade de refrigeração, capacidade do sub-resfriamento mecânico e COP para cada uma das condições do ambiente externo (Temperatura de condensação), cujos valores são transcritos para planilhas Excel e que permitem calcular o consumo elétrico dos compressores para cada condição de temperatura exterior. Finalmente, os cálculos do TEWI e o LCCP são feitos em uma planilha diferente onde são utilizados os valores de massa, GWP (há um macro para calculá-lo) e do consumo de energia previamente calculados.

3.5. Procedimento computacional

A figura 20 mostra dois diagramas P-h, onde o refrigerante pode se comportar como azeotrópico, figura 22a, ou não-azeotrópico, figura 22b, ou seja, a isoterma na região bifásica pode ser horizontal ou ter uma inclinação negativa (“temperature glide”), a qual pode ser pequena ou acentuada. Neste último caso, é possível verificar que, para uma mesma pressão de condensação, se têm duas diferentes temperaturas para os pontos de saturação.

Utiliza-se o algoritmo geral, do ciclo termodinâmico, para cada condição de operação (diferentes temperaturas ambientais) ao longo do ano e calculam-se todas as propriedades termodinâmicas, as quais são descritas no item (3.5.1). Por outro lado, calculam-se o COP (coeficiente de desempenho) para cada condição de operação, a capacidade de refrigeração e a capacidade do sub-

resfriador mecânico, mediante os quais calcula-se, finalmente, o consumo energético.

Depois de precessar este algoritmo, basta somar todos os consumos energéticos para cada condição de operação (BIN) ao longo do ano, mediante a equação (2.61), determinando-se, assim, o consumo anual de energia.

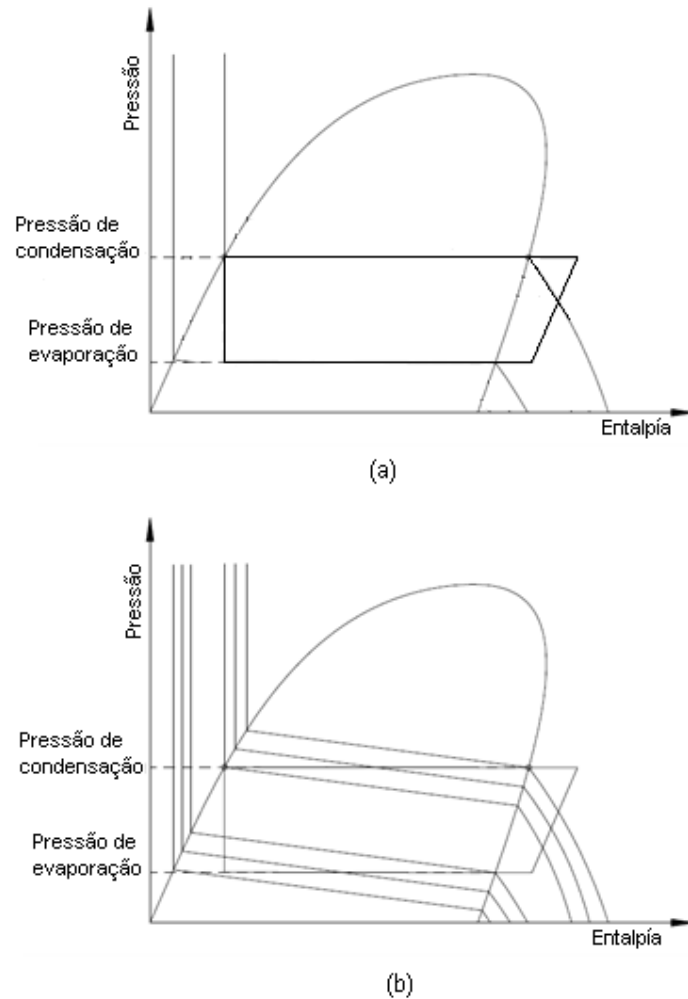


Figura 20 - Diagrama P-h (a) para um refrigerante puro ou mistura azeotrópica e (b) para uma mistura não-azeotrópica

3.5.1.

Algoritmo geral do ciclo termodinâmico para cada condição de operação

Fornecem-se os dados de entrada ao programa, mediante os formulários do Visual Basic. Uma vez feito isto, pode-se dar início ao cálculo do ciclo termodinâmico.

O programa calcula duas vezes em seqüência. Ou seja, primeiro calcula para a condição de temperatura ambiental máxima, com a intenção de calcular o deslocamento volumétrico do compressor, o qual será constante para todas as condições de trabalho. Posteriormente, o programa roda novamente calculando todos os parâmetros do ciclo.

Inicialmente, entram-se os componentes (substâncias puras) do refrigerante a ser testado e as frações de massa correspondentes. Posteriormente, entram-se os valores de grau de superaquecimento, grau de sub-resfriamento, temperatura de operação, grau de superaquecimento nas linhas de sucção, grau de sub-resfriamento nas linhas de líquido, queda de pressão nas linhas de líquido, queda de pressão nas linhas de sucção, grau de sub-resfriamento mecânico, eficiência isentrópica do compressor e eficiência volumétrica do compressor.

O programa opera para qualquer mistura. Não há necessidade de se informar, a priori, ao programa se o refrigerante tem comportamento azeotrópico ou não. O programa executa, portanto, o cálculo do ciclo termodinâmico como se fosse um caso geral. Para fazer isto, o procedimento é o seguinte.

Iguala-se a temperatura no ponto de bolha à temperatura de condensação, que é um dado de entrada, como a seguir.

$$T_{CD,Bolha} = T_{CD} \quad (3.1)$$

Posteriormente calcula-se, mediante uma função do REFPROP (Pressão), a pressão de condensação (P_{CD}) com esta temperatura ($T_{CD,Bolha}$), pois, fosse uma mistura com isoterma horizontal na zona bifásica (p.ex., azeotrópica) ter-se-ia neste ponto a pressão de condensação.

$$P_{CD} = \text{Pressão}(\text{Fluido}; X = 0; T_{CD,Bolha}) \quad (3.2)$$

Calcula-se, mediante uma função do REFPROP (temperatura), a temperatura do ponto de orvalho do refrigerante ($T_{CD,Orvalho}$) para a pressão de condensação calculada com a equação (3.2).

$$T_{CD,Orvalho} = \text{Temperatura}(\text{Fluido}; X = 1; P_{CD}) \quad (3.3)$$

Calcula-se a diferença entre as temperaturas de ponto de orvalho e de bolha, isto é, a inclinação (“glide”) de temperatura. Caso se esteja utilizando um fluido refrigerante azeotrópico, esta diferença será igual a zero ou muito pequena. Estimou-se que, se existir uma diferença de temperatura acima de 0,1 °C, considera-se a mistura de refrigerantes como não-azeotrópica.

$$\Delta T_{glide} = T_{CD,Orvalho} - T_{CD,Bolha} \leq 0,1^\circ\text{C} \quad (3.4)$$

Mistura azeotrópica:

No caso de se ter uma inclinação (“glide”) de temperatura acima do valor limite, procede-se segundo o procedimento descrito no item (3.5.2.1).

Em um ciclo de refrigeração pode-se contemplar, ou não, a presença de um grau de sub-resfriamento ($\Delta T_{SR,CD}$). Normalmente, os condensadores possuem um grau de sub-resfriamento próprio entre 2 °C e 4 °C. Necessita-se conhecer este valor para poder calcular as entalpias na entrada das válvulas de expansão termostáticas. Calcula-se, então, a temperatura de saída do condensador ($T_{CD,OUT}$) mediante a equação (3.5), a seguir:

$$T_{CD,OUT} = T_{CD} - \Delta T_{SR,CD} \quad (3.5)$$

Posteriormente, calcula-se, mediante uma função do REFPROP (entalpia), a entalpia específica de saída do condensador ($h_{CD,OUT}$).

$$h_{CD,OUT} = \text{Entalpia}(\text{Fluido}; P_{CD}; T_{CD,OUT}) \quad (3.6)$$

O condensador encontra-se fora da sala de máquinas, existindo um trecho ainda de comprimento não desprezível até o tanque Reservatório, ao longo do qual, ocorre uma queda de temperatura significativa para o sistema

($\Delta T_{linhas,LIQ}$), equação (3.7). Tem-se, também, uma queda de pressão, contabilizada na equação (3.8). Com estes dois valores calcula-se, pela equação (3.9), a entalpia específica na saída das linhas de líquido.

$$T_{linhas,OUT} = T_{CD,OUT} - \Delta T_{linhas,LIQ} \quad (3.7)$$

$$P_{linhas,OUT} = P_{CD} - \Delta P_{linhas,LIQ} \quad (3.8)$$

$$h_{linhas,OUT} = \text{Entalpia}(\text{Fluido}; P_{linhas,OUT}; T_{linhas,OUT}) \quad (3.9)$$

Posteriormente, antes da válvula de expansão, nos sistemas de baixa temperatura, se considera um grau de sub-resfriamento mecânico (ΔT_{SM}), devido a um pequeno trocador de calor de placas, para situações de emergência em climas muito quentes. Utiliza-se o sistema de média temperatura como sumidouro de calor, como já foi descrito no capítulo 2. Calcula-se, então, a temperatura de saída do sub-resfriador mecânico, mediante a equação (3.10).

$$T_{SM,OUT} = T_{linhas,OUT} - \Delta T_{SM} \quad (3.10)$$

Para o circuito de média temperatura, considera-se que, depois das linhas de líquido, há a válvula de expansão, e o procedimento de cálculo transcorre conforme a seguir.

Pode-se calcular a entalpia específica na entrada da válvula ($h_{valv,IN}$), que é igual à entalpia específica nas condições de saída do sub-resfriador mecânico, equação (3.11). Então, sendo a válvula adiabática, o processo é isentálpico, igualando-se a entalpia específica na saída da válvula ($h_{valv,OUT}$),

$$h_{valv,IN} = h_{valv,OUT} = \text{Entalpia}(\text{Fluido}; P_{linhas,OUT}; T_{SM,OUT}) \quad (3.11)$$

Com esta entalpia e a temperatura de evaporação, pode-se calcular a pressão de saída da válvula ($P_{valv,OUT}$), a qual será a primeira aproximação para a determinação da pressão de evaporação.

$$P_{valv,OUT} = P_{EV} = \text{Pressão}(\text{Fluido}; h_{valv,OUT}; T_{EV}) \quad (3.12)$$

Calcula-se a temperatura de evaporação na condição de ponto de orvalho ($T_{EV,Orvalho}$), equação (3.13), e uma temperatura que fica dentro na região de saturação referente à entalpia de saída da válvula e à pressão de evaporação. Esta temperatura qual poderia ser chamada de temperatura de entrada ao evaporador ($T_{EV,IN}$), conforme equação (3.14), a seguir:

$$T_{EV,Orvalho} = \text{Temperatura (Fluido; } X = 1; P_{EV}) \quad (3.13)$$

$$T_{EV,IN} = \text{Temperatura (Fluido; } h_{valv,OUT}; P_{EV}) \quad (3.14)$$

Dentro do evaporador, utiliza-se o mesmo algoritmo do ponto (3.5.2.2), pois, se, o refrigerante se comporta como uma mistura refrigerante não-azeotrópica, deve-se proceder igualmente.

Calcula-se a temperatura de saída do evaporador ($T_{EV,OUT}$) considerando o grau de superaquecimento, isto é, a soma da temperatura de evaporação no ponto de orvalho ($T_{EV,Orvalho}$) e a variação da temperatura de superaquecimento (ΔT_{SA}), mediante a equação (3.15). Determina-se, também, a entalpia na saída do evaporador ($h_{EV,OUT}$), pela equação (3.16).

$$T_{EV,OUT} = T_{EV,Orvalho} + \Delta T_{SA} \quad (3.15)$$

$$h_{EV,OUT} = \text{Entalpia(Fluido; } P_{EV}; T_{EV,OUT}) \quad (3.16)$$

Para calcular a temperatura de entrada ao compressor ($T_{COMP,IN}$), deve-se adicionar o ganho de calor nas linhas de sucção, conforme a equação (3.17).

$$T_{COMP,IN} = T_{EV,OUT} + \Delta T_{linha,vap} \quad (3.17)$$

Para o cálculo da pressão de entrada no compressor ($P_{COMP,IN}$), deve-se considerar uma queda na pressão de evaporação, conforme a equação (3.18),

$$P_{COMP,IN} = P_{EV} - \Delta P_{linha,vap} \quad (3.18)$$

Posteriormente, calcula-se a entalpia ($h_{COMP,IN}$), a entropia ($s_{COMP,IN}$) e a densidade ($\rho_{COMP,IN}$) de entrada para o compressor, as quais são utilizadas para o cálculo do deslocamento volumétrico, conforme descrito no capítulo 2, mediante as equações (3.19), (3.20) e (3.21),

$$h_{\text{COMP,IN}} = \text{Entalpia}(\text{Fluido}; P_{\text{COMP,IN}}; T_{\text{COMP,IN}}) \quad (3.19)$$

$$s_{\text{COMP,IN}} = \text{Entropia}(\text{Fluido}; P_{\text{COMP,IN}}; T_{\text{COMP,IN}}) \quad (3.20)$$

$$\rho_{\text{COMP,IN}} = \text{Densidade}(\text{Fluido}; P_{\text{COMP,IN}}; T_{\text{COMP,IN}}) \quad (3.21)$$

Conhecendo estes valores é possível determinar as condições de saída do compressor para um processo isentrópico. Calcula-se, desta forma, a entalpia específica de processo isentrópico na saída do compressor fechando, assim, o ciclo isentrópico de refrigeração. Corrigem-se, posteriormente, estes valores conhecendo-se a eficiência isentrópica e também a eficiência volumétrica. Para o processo isentrópico, tem-se a equação (3.22),

$$s_{\text{COMP,SAI}} = s_{\text{COMP,IN}} \quad (3.22)$$

Além da hipótese já feita, é necessário verificar se a saída do compressor será de vapor superaquecido ou mistura saturada, pois, no último caso seria necessário calcular o título para chegar à entalpia ideal na saída do compressor. Para tal, determina-se a entropia específica para o ponto de vapor saturado seco na pressão de condensação ($s_{\text{CD,Orvalho}}$) e para ser comparada com a entropia específica na entrada do compressor.

$$s_{\text{CD,Orvalho}} = \text{Entropia}(\text{Fluido}; X = 1; P_{\text{CD}}) \quad (3.23)$$

Se, $s_{\text{CD,Orvalho}} < s_{\text{COMP,SAI}}$, então a entalpia ideal na saída do compressor ($h_{\text{COMP,OUT}}$) é determinada como uma simples propriedade em função da entropia e da pressão de condensação,

$$h_{\text{COMP,OUT}} = \text{Entalpia}(\text{Fluido}; P_{\text{CD}}; s_{\text{COMP,SAI}}) \quad (3.24)$$

Se, $s_{\text{CD,Orvalho}} > s_{\text{COMP,SAI}}$, precisa-se encontrar o título da mistura refrigerante, mediante a função de REFPROP (título), a esta condição de pressão de condensação. Posteriormente, a entalpia específica seria calculada com esse título,

$$X_{\text{COMP,OUT}} = \text{Título}(\text{Fluido}; P_{\text{CD}}; s_{\text{COMP,SAI}}) \quad (3.25)$$

$$h_{\text{COMP,OUT}} = \text{Entalpia}(\text{Fluido}; P_{\text{CD}}; X = ?) \quad (3.26)$$

Para o processo de compressão real, considerando agora a eficiência isentrópica (η_{ISO}), a entalpia de saída do compressor ($h_{COMP,OUT,Real}$) é calculada mediante a equação (3.27), abaixo:

$$h_{COMP,OUT,Real} = (h_{COMP,OUT} - h_{COMP,IN}) / \eta_{ISO} + h_{COMP,IN} \quad (3.27)$$

Este valor de entalpia específica permitirá calcular a temperatura de saída do compressor ($T_{COMP,OUT}$), o qual é feito mediante a equação (3.28),

$$T_{COMP,OUT} = \text{Temperatura (Fluido; } h_{COMP,OUT,Real}; P_{CD}) \quad (3.28)$$

Com todos estes valores procedentes do ciclo termodinâmico, calcula-se o COP do ciclo, mediante a equação (2.26). Por outro lado, calculam-se também as capacidades de refrigeração (\dot{Q}_{EV}) e do sub-resfriador mecânico (\dot{Q}_{SM}), mediante as equações (2.15) e (2.24), respectivamente.

Em seguida, calcula-se, mediante a equação (2.49), o fator de carga (FC), e as potências elétricas dos compressores ($\dot{W}_{COMP,BT}$) de baixa temperatura e de média temperatura ($\dot{W}_{COMP,MT}$), mediante as equações (2.50) e (2.51), respectivamente.

Para o cálculo do consumo energético de cada condição de operação, basta multiplicar a potência do compressor pela incidência horária anual, descrita na equação (2.60).

3.5.2.

Algoritmo específico para misturas não azeotrópicas

Este algoritmo é repetido tanto para o condensador como para o evaporador, como é descrito a seguir.

3.5.2.1.

Algoritmo para o condensador

Determina-se, com o novo valor de temperatura, $T_{CD,Orvalho}$, a temperatura média de condensação.

$$T_{CD,MED} = (T_{CD} + T_{CD,Orvalho})/2 \quad (3.29)$$

Uma vez calculada a temperatura média, é comparada com a temperatura de condensação mediante a equação (3.30),

$$Erro_{CD} = T_{CD,MED} - T_{CD} \quad (3.30)$$

Se este erro for maior que dada tolerância, tem-se que a mistura e do tipo “High glide” é algum método numérico deve ser utilizado para reduzir o erro de modo a se obter a pressão de condensação.

O erro diminui quando aumenta-se a temperatura do líquido saturado aproximando-a à temperatura média. Então calcula-se a inclinação do erro em função da temperatura do líquido saturado e da interseção com o eixo tal como se observa na figura 21. Pode-se, assim, aplicar um método iterativo.

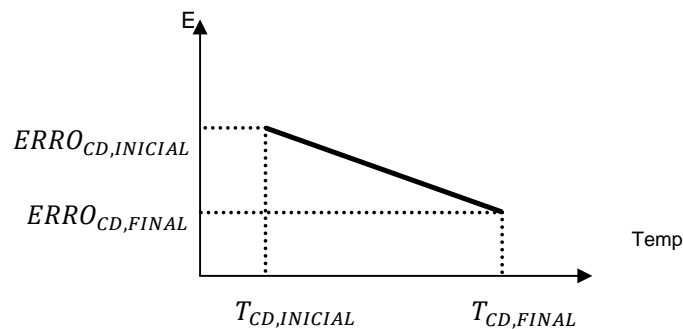


Figura 21 - Diagrama Erro vs. Temperatura do líquido saturado

Para o cálculo da inclinação (m) e da interseção com o eixo faz-se o seguinte:

$$m = (Erro_{INICIAL} - Erro_{FINAL}) / (T_{CD,INICIAL} - T_{CD,FINAL}) \quad (3.31)$$

Uma vez calculada a inclinação na equação (2.6), calcula-se a interseção com o eixo vertical, conforme equação (3.32),

$$Incpt = Erro_{INICIAL} - m \times T_{CD,INICIAL} \quad (3.32)$$

Finalmente, obtém-se o novo valor da temperatura de condensação, equação (3.33),

$$T_{CD,NOVO} = -Incpt / m \quad (3.33)$$

Então, utiliza-se esse novo valor para calcular a pressão de condensação para esta nova temperatura e verifica-se se o erro diminuiu, continuando nesse processo até atingir um erro menor a 0,001.

No figura 22, mostra se o ciclo todo de refrigeração para uma sustância qualquer de onde se calcularam e definiram todos os outros pontos do ciclo.

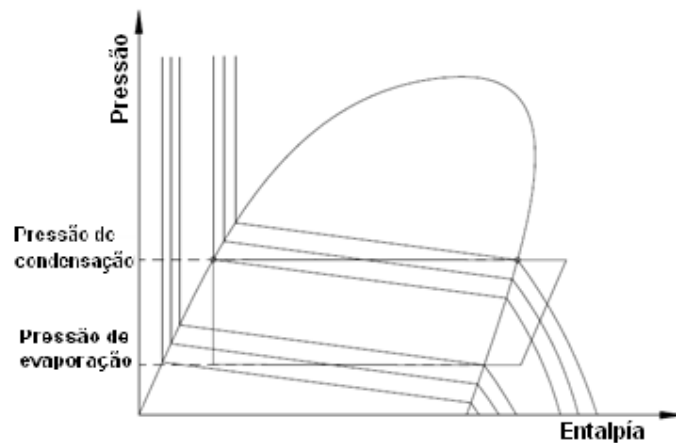


Figura 22 - Ciclo de refrigeração mostrando as pressões de condensação e de evaporação

3.5.2.2.

Algoritmo para o Evaporador

Para o evaporador, calcula-se a pressão de evaporação de forma análoga à temperatura de condensação.

Com as duas temperaturas, $T_{EV,Orvalho}$ e $T_{EV,IN}$, calcula-se, mediante a equação (3.34), uma temperatura média para, assim, compará-la com a temperatura de evaporação e determinar um erro.

$$T_{EV,MED} = \frac{(T_{EV,Orvalho} + T_{EV,IN})}{2} \quad (3.34)$$

$$Erro_{EV} = T_{EV,IN} - T_{EV,MED} \quad (3.35)$$

No caso de uma mistura do tipo “High glide” iterar-se-á do mesmo modo como foi feito para o condensador, considerando o cálculo da inclinação e da interseção com o eixo, até atingir um erro menor que 0,001. Ver as equações (3.36), (3.37) e (3.38).

$$m = (Erro_{INICIAL} - Erro_{FINAL}) / (P_{EV,INICIAL} - P_{EV,FINAL}) \quad (3.35)$$

$$Incpt = Erro_{INICIAL} - m \times P_{EV,INICIAL} \quad (3.36)$$

$$P_{EV,NOVO} = -Incpt / m \quad (3.37)$$