

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM DE UM CIRCUITO FRIGORÍFICO

Elaborado por:
Luciano Martinez Stefanini

Orientador:
Prof. Alberto Hernandez Neto

São Paulo
1999

9,0
/

*Ao meu orientador, Prof. Alberto Hernandez Neto,
pelo apoio, dedicação, e a constante motivação em
desenvolver este trabalho;*

*A Dé, pelo amor, carinho, compreensão e ajuda
sempre presente desde que a conheci;*

*Aos amigos Rubem Ribeiro Neto, Francesco
Grazzini, Fábio Stabile, Paulo Jabardo e Bruno Telles pelo
apoio, animação, broncas e principalmente, pela dedicação em
aprender "Engenharia";*

*Aos meus pais pelo constante apoio e carinho em
terminar este curso;*

*Aos meus irmãos Carolina e Fabiano pela ajuda ao
longo destes anos;*

*Ao Prof. Euryale de Jesus Zerbini por sua
dedicação e animação em ensinar "Engenharia"*

ÍNDICE

1) <i>Motivação</i>	4
2) <i>Objetivos</i>	5
3) <i>Descrição do Sistema</i>	6
3.1) <i>O ciclo de compressão a vapor</i>	6
3.2) <i>O ciclo real – Mudanças do ciclo ideal.</i>	8
3.3) <i>Variações do ciclo – By-Pass do compressor</i>	9
3.4) <i>Componentes do ciclo de refrigeração</i>	10
3.4.1) <i>Evaporador</i>	10
3.4.2) <i>Compressor</i>	11
3.4.3) <i>Condensador</i>	11
3.4.4) <i>Válvula de Expansão</i>	12
3.4.5) <i>Válvula do circuito de by-pass</i>	13
3.4.6) <i>Fluidos Refrigerantes</i>	14
3.5) <i>Aplicação - Secagem de ar comprimido</i>	15
4) <i>Modelagem Matemática</i>	17
4.1) <i>Compressor Hermético</i>	17
4.2) <i>Condensador</i>	18
4.2.1) <i>Coeficiente de convecção da parte aletada</i>	19
4.2.2) <i>Coeficiente de convecção interno</i>	21
4.2.2.1) <i>Coeficiente de convecção interno – Região de resfriamento do gás superaquecido</i>	21
4.2.2.2) <i>Coeficiente de convecção interno – Região de resfriamento do líquido sub-resfriado</i>	22
4.2.3) <i>Cálculo do Coeficiente Global de Transferência de Calor</i>	22
4.3) <i>Válvula de Expansão Termostática</i>	28
4.4) <i>Válvula de by – pass</i>	29
4.5) <i>Evaporador</i>	29
4.6) <i>Modelagem do sistema frigorífico</i>	29
5) <i>Resultados</i>	35
5.1) <i>Variação do calor de evaporação</i>	35
5.2) <i>Variação da Temperatura Ambiente</i>	39
5.3) <i>Variação do Superaquecimento</i>	42
5.4) <i>Funcionamento e Desempenho do sistema – Diagrama P-h</i>	44

6) <i>Conclusões</i>	49
7) <i>Bibliografia</i>	52
8) <i>Anexo I</i>	53

Figuras

Figura 1 – Representação do ciclo de Refrigeração Ideal.....	6
Figura 2 – Representação do Ciclo de Refrigeração Real.....	8
Figura 3 – Representação do ciclo real com circuito de by-pass do compressor.....	10
Figura 4 – Evaporadores tipo aletado de alumínio.....	10
Figura 5 – Tipos de Compressores Herméticos.....	11
Figura 6 – Condensador “tubo em tubo”.....	12
Figura 7 – Representação em corte de uma válvula de expansão.....	12
Figura 8 – Representação em corte de uma válvula de by-pass.....	14
Figura 9 – Representação da secagem de ar comprimido.....	15
Figura 10 – Desenho esquemático do condensador.....	19
Figura 11 – Transferência de calor e coeficiente de arraste para trocador de calor de tubo circular – aleta contínua, superfície 8.0-3/8T (Kays and London [3]).....	19
Figura 12 – Curva do ventilador.....	20
Figura 13 – Simplificação do arranjo do trocador.....	24
Figura 14 – Modelo do condensador para o cálculo do comprimento necessário para a troca de calor.....	27
Figura 15 – Circuito frigorífico com circuito de by-pass.....	30
Figura 16 – Variação do COP em função do calor de evaporação.....	35
Figura 17 – Variação das vazões mássicas do condensador e da by-pass em função do calor de evaporação.....	36
Figura 18 – Variação da pressão de condensação em função do calor de evaporação.....	37
Figura 19 – Variação do subresfriamento em função do calor de evaporação.....	38
Figura 20 – Variação da pressão de condensação em função da temperatura ambiente.....	39
Figura 21 – Variação do COP em função da temperatura ambiente.....	40
Figura 22 – Variação do Subresfriamento em função da temperatura ambiente.....	41
Figura 23 – Variação da vazão mássica do condensador e da by-pass em função da temperatura ambiente.....	41
Figura 24 – Variação da pressão de condensação em função do superaquecimento.....	42
Figura 25 – Variação do COP em função do superaquecimento.....	43
Figura 26 – Variação da vazão do condensador e da by-pass em função do superaquecimento....	43
Figura 27 – Diagrama $P-h$ para o sistema funcionando com 85 % da capacidade de refrigeração máxima.....	44
Figura 28 – Diagrama $P-h$ para o sistema funcionando com 1 % da capacidade de refrigeração máxima.....	45
Figura 29 – Comparação do Diagrama $P-h$ para o sistema funcionando com 1 % e 85 % da capacidade de refrigeração máxima.....	47

Tabelas

Tabela 1 – Características do Compressor.....	18
---	----

Resumo

A modelagem de um circuito frigorífico é uma ferramenta importante quando precisa-se analisar um equipamento ou fenômeno sem precisar recorrer a um extenso número de ensaios práticos

O trabalho desenvolvido tem o objetivo principal modelar um sistema frigorífico com circuito de by-pass de compressor. Este tipo de configuração é utilizado em secadores de ar comprimido, que é o produto da empresa onde realizei estágio.

A modelagem consistiu no equacionamento de cada componente do circuito, entre eles, o compressor, condensador, válvula de expansão, válvula de by-pass e evaporador, e como eles são interligados.

As simulações tiveram o objetivo de verificar a sensibilidade do modelo à três variáveis: calor de evaporação, temperatura ambiente e temperatura de superaquecimento.

Os resultados obtidos nas simulações gerou dados que podem ser utilizados para modificações e otimizações do equipamento.

1) Motivação

No começo do ano de 1998 comecei a estagiar em uma empresa fabricante de secadores de ar comprimido por refrigeração. Tais equipamentos refrigeram o ar através de um sistema frigorífico para secá-lo posteriormente. Surgiu então a possibilidade de fazer um trabalho que resultasse na implementação no computador de um modelo matemático que representasse o circuito frigorífico utilizado e pudesse simular o equipamento.

Com um modelo matemático do circuito frigorífico é possível simular condições de carga adversas que o equipamento pode sofrer além de ser possível prever qual será o comportamento do sistema quando for trocado um componente.

Antes de fazer, por exemplo, testes com novos componentes como compressores, condensadores ou válvulas, o modelo pode prever o funcionamento dos mesmos e até já descartar uma modificação, economizando em testes práticos.

Com o modelo matemático pode-se também fazer um trabalho de otimização do equipamento. O estudo com um modelo matemático pode mostrar que a modificação de um parâmetro como uma regulação de uma válvula pode melhorar o desempenho geral do equipamento ou a modificação de um componente pode gerar o mesmo efeito. Um estudo deste pode mostrar também que algum equipamento está super dimensionado e pode ser trocado por um menor, mais barato e que desempenha a mesma função.

2) Objetivos

O trabalho proposto tem como objetivo:

- Gerar um modelo de um circuito frigorífico, mais especificamente o utilizado em secadores de ar, que possa reproduzir com fidelidade os estados do sistema;
- Utilizar este modelo para prever modificações nos equipamentos;
- Utilizar este modelo para otimizar o desempenho dos equipamentos;

3) Descrição do Sistema

3.1) O ciclo de compressão a vapor

O ciclo de compressão a vapor ou ciclo de refrigeração é o mais utilizado em refrigeração doméstica e industrial.

Primeiro vamos começar descrevendo o ciclo a compressão a vapor ou ciclo de refrigeração ideal para depois introduzirmos as condições reais de funcionamento

O ciclo de compressão a vapor ou mais conhecido como ciclo de refrigeração é composto basicamente por quatro processos, sendo dois deles troca de calor a pressão constante e os outros dois mudança de pressão adiabática, isoentrópica por consequência. O fluido de trabalho ou refrigerante troca de fase durante as trocas de calor.

Esquemáticamente temos:

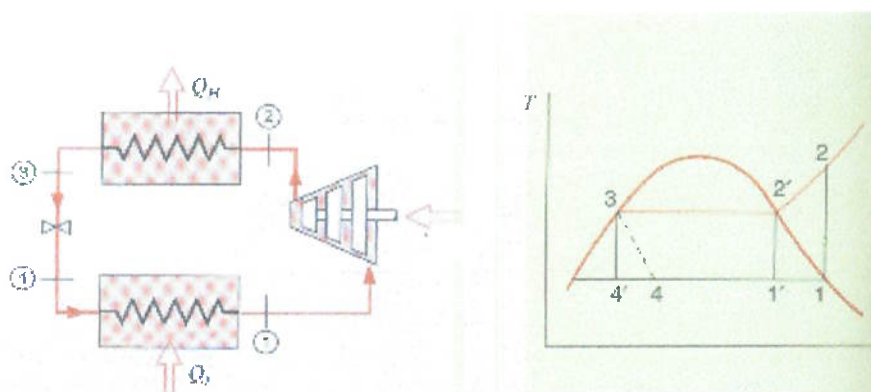


Figura 1 – Representação do ciclo de Refrigeração Ideal

O princípio básico é transferir calor de uma fonte fria e devolver este calor para uma fonte quente.

A figura 1 ilustra dois trocadores de calor, o condensador e o evaporador. Na válvula de expansão o refrigerante expande e na saída está em duas fases. Ao

passar pelo evaporador transfere calor à fonte fria, evapora e entra como vapor saturado no compressor. O compressor eleva a pressão e em consequência a temperatura. O fluido refrigerante entra no condensador a uma alta temperatura (maior que a da fonte quente) e rejeita calor para o meio. Ao rejeitar calor sofre uma transformação de fase e sai do condensador como líquido saturado. O refrigerante, então, passa pela válvula onde vai expandir e em consequência abaixar a sua temperatura para abaixo da temperatura da fonte fria. A expansão é realizada por uma válvula de expansão ou por um tubo capilar, que serão detalhados adiante.

Note que as trocas de calor, como já havia mencionado, acontecem sempre a pressão constante com mudança de fase, e tanto o compressor quanto a válvula de expansão não trocam calor, ou seja são adiabáticos.

O trabalho realizado pelo compressor é a área delimitada pelos pontos 1-2-3-4 e o calor retirado pelo evaporador é a área abaixo da linha 1-4. Pela 1ª lei da Termodinâmica aplicada ao volume de controle que compreende o ciclo, o calor rejeitado pelo sistema, no condensador, é igual a soma do calor retirado pelo evaporador com o trabalho do compressor.

A performance do ciclo de refrigeração é definida como o calor retirado pelo evaporador (Q_L) dividido pelo trabalho do compressor (W_C) e é representada como β ou COP (Coeficiente of Performance)

$$\beta = \frac{Q_L}{W_c} \quad (01)$$

Até agora foi mostrado o ciclo de compressão a vapor com enfoque para utilização em refrigeração. É fácil perceber que este mesmo ciclo pode ser usado como uma bomba de calor, ou seja, com o objetivo de aquecer através da rejeição de calor pelo condensador (Q_H). Neste caso a performance é definida como:

$$\beta = \frac{Q_H}{W_c} \quad (02)$$

3.2) O ciclo real – Mudanças do ciclo ideal.

O ciclo real de refrigeração difere do ideal devido a perdas de carga nas tubulações, característica de alguns componentes e principalmente devido a troca de calor com o ambiente em processos que são adiabáticos no ciclo ideal.

O ciclo real é representado abaixo.

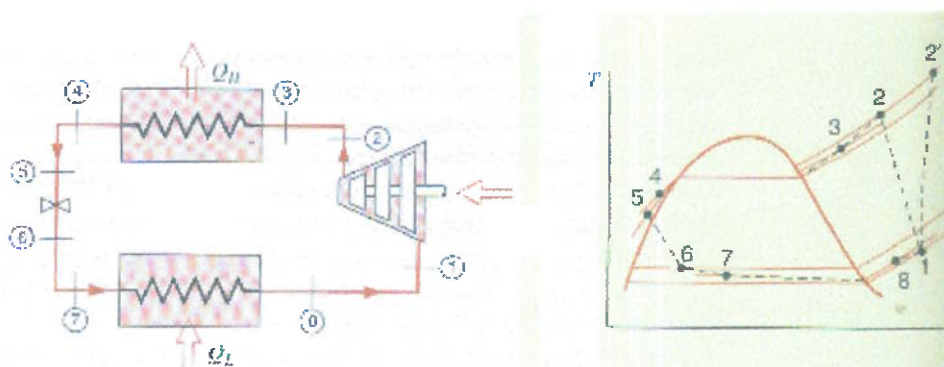


Figura 2 – Representação do Ciclo de Refrigeração Real

Neste ciclo o fluido deixa o evaporador superaquecido como garantia que não haverá nenhuma fase líquida durante a compressão. No compressor, ao contrário do ciclo ideal, há transferência de calor do ou para o meio, dependendo das temperaturas do fluido refrigerante e do meio. Isto acarreta em um aumento ou abaixamento da entropia no fluido refrigerante, representado pelas linhas 1-2' e 1-2 respectivamente.

Até chegar no condensador o fluido perde calor; curva 2-3; e no condensador há uma redução da temperatura até atingir a condição de saturação. Após ter sido condensado o fluido é resfriado até o ponto 4 e continua perdendo calor ao longo da tubulação até chegar na válvula.

A expansão na válvula; curva 5-6, ao contrário do ciclo ideal, permite uma troca de calor com o meio. O fluido refrigerante sofre uma perda de carga ao longo do evaporador, representada na curva 6-7, saindo um pouco superaquecido. Ao longo da tubulação que leva ao compressor sofre também uma pequena perda de carga.

3.3) Variações do ciclo – By-Pass do compressor

O circuito de by-pass do compressor , representado na Figura 3, é um artifício usado em sistemas que precisam manter a pressão de evaporação constante em quaisquer condições de operação, ou carga térmica.

Quando a carga térmica é baixa, a taxa de evaporação diminui e há uma tendência de abaixamento da pressão no evaporador. A válvula by-pass representada controla a pressão de evaporação injetando gás quente na entrada do evaporador.

A válvula by-pass expande o gás quente e em alta pressão proveniente do compressor e desvia parte do refrigerante diretamente para o evaporador, sem passar pelo condensador e pela válvula de expansão.

Numa interpretação simplificada, a by - pass “fornece” o calor adicional para evaporar o refrigerante quando a carga térmica está abaixo da nominal. Para um determinado sistema sem circuito de bypass a pressão de evaporação depende da carga térmica no evaporador. Se a carga diminuir a pressão tende a cair. No sistema com circuito de bypass quando a carga térmica tende a cair a válvula do circuito de by -pass abre, injeta gás quente no evaporador e “simula” uma carga térmica.

A entrada do evaporador é, portanto, uma mistura do refrigerante expandido na by-pass e do refrigerante expandido na válvula de expansão.

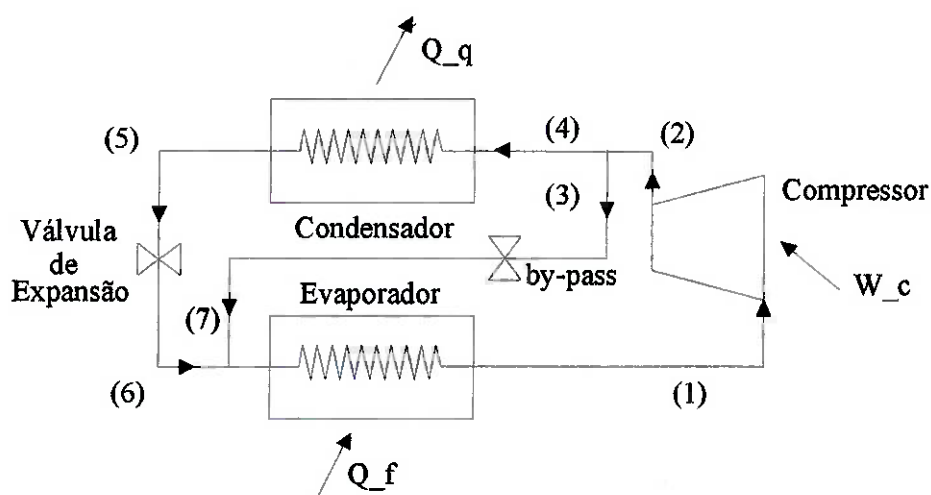


Figura 3 – Representação do ciclo real com circuito de by-pass do compressor.

3.4) Componentes do ciclo de refrigeração

3.4.1) Evaporador

É qualquer trocador de calor que promove a evaporação do fluido refrigerante. Assumem as mais variadas formas conforme a aplicação onde forem utilizados.

Podem, por exemplo, ser aletados de alumínio utilizados em ar condicionado; serpentinas para refrigeração de líquidos ou o “congelador” da geladeira doméstica.



CE3



CF5

Figura 4 – Evaporadores tipo aletado de alumínio

3.4.2) Compressor

Dois tipos principais de compressores podem ser encontrados no mercado, os recíprocos e os rotativos.

Os compressores recíprocos são os mais utilizados e são mais adequados para altas pressões de evaporação e condensação. Estes ainda se subdividem em herméticos, semi - herméticos ou abertos. Os mais utilizados para refrigeração de pequeno e médio porte são os herméticos. Estes compressores tem o motor dentro da carcaça do compressor, são compactos, e não possibilitam manutenção.

Os compressores rotativos são mais compactos, consomem menos energia e são aplicáveis para trabalhar com baixas pressões. Podem ser do tipo scroll ou parafuso.



Figura 5 – Tipos de Compressores Herméticos

3.4.3) Condensador

É todo trocador de calor que promove a condensação do fluido refrigerante.

Da mesma forma que os evaporadores, podem assumir as mais variadas formas conforme o fluido que troca calor.

Para condensadores resfriados pelo ar ambiente, os aletados de alumínio são os mais utilizados. Quando o resfriamento é através de água ou qualquer outro líquido, os trocadores “tubo em tubo” são mais utilizados.



Figura 6 – Condensador “tubo em tubo”

3.4.4) Válvula de Expansão

A válvula de expansão tem a função de expandir o fluido refrigerante e regular a sua vazão conforme a carga térmica no evaporador.

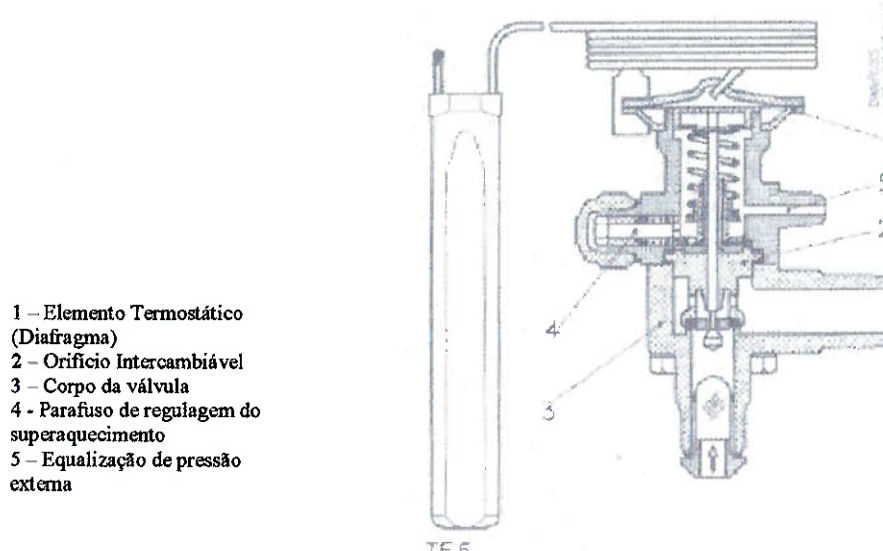


Figura 7 – Representação em corte de uma válvula de expansão

O fluido refrigerante entra pela parte inferior da válvula.

O elemento termostático está ligado à um bulbo que está cheio com o mesmo refrigerante utilizado no sistema. O bulbo é fixado na tubulação de saída do evaporador e está em equilíbrio térmico com a mesma.

A variação de fluxo através da válvula se dá através do movimento da haste ligada ao diafragma que varia o diâmetro do orifício de passagem.

As forças que atuam no diafragma determinam o movimento da haste e são:

F_1 = força resultante da pressão no bulbo

F_2 = força resultante da pressão na saída da válvula

F_3 = força da mola

As áreas onde atuam as pressões do bulbo e a pressão de saída são iguais e o superaquecimento é regulado através da força na mola. Se, por exemplo, a força na mola for igual a zero o equilíbrio será dado quando F_1 for igual a F_2 . Como as áreas são iguais, isto implica que a pressão do bulbo deverá ser igual a pressão de saída da válvula, que é a pressão do evaporador.

Como o fluido no bulbo está saturado, a sua temperatura, para este caso será igual a temperatura do evaporador. O superaquecimento, que é a diferença entre a temperatura de evaporação e a temperatura de saída da válvula, será igual a zero.

Ao regular o parafuso, a força da mola atua contra a força devido a pressão do bulbo. Para atingir o equilíbrio, a pressão do bulbo deverá ser maior que a pressão do evaporador. A sua temperatura, por consequência, será também maior e o superaquecimento será diferente de zero.

3.4.5) Válvula do circuito de by-pass

A válvula do circuito de by-pass regula a vazão de gás quente mantendo a pressão no evaporador constante.

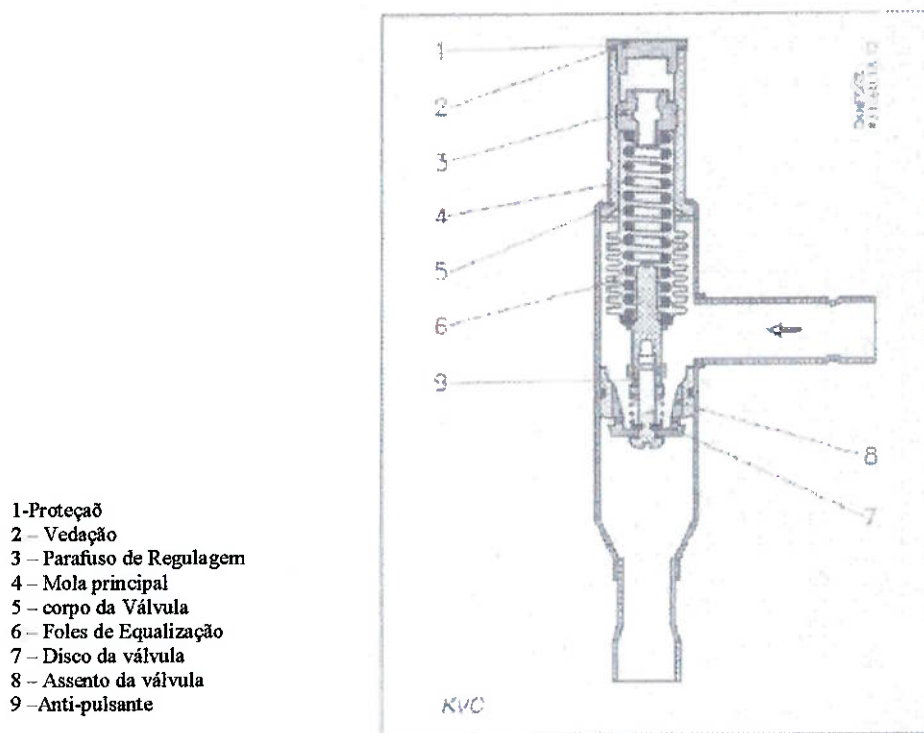


Figura 8 – Representação em corte de uma válvula de by-pass

A entrada do fluido é através da lateral direita e está ligada a saída do compressor.

A válvula de controle de capacidade abre quando há uma diminuição na pressão de saída, ou seja, na pressão do evaporador. A variação da pressão de entrada não influencia na regulagem devido aos foles de equalização.

A pressão do evaporador cai quando há uma diminuição da carga térmica do sistema. Neste momento a válvula abre e mantém a pressão no valor regulado.

3.4.6) Fluidos Refrigerantes

Existe uma grande variedade de refrigerantes para cada tipo de aplicação. Os mais utilizados em refrigeração de pequeno e médio porte foram por muito tempo os CFC's, comercialmente conhecido como Freon, como por exemplo o R-12. Devido aos problemas ambientais, estes refrigerantes tem sido substituídos por HCFC's, R22 por exemplo, e HFC's como o R134a.

As pressões do ciclo frigorífico estão relacionadas com o tipo de refrigerante utilizado. Pressões mais altas significam volumes específicos menores e como consequência equipamentos de menor porte.

3.5) Aplicação - Secagem de ar comprimido

Antes de iniciar descrição da modelagem do sistema frigorífico é interessante mostrar a aplicação desta unidade em secadores de ar comprimido.

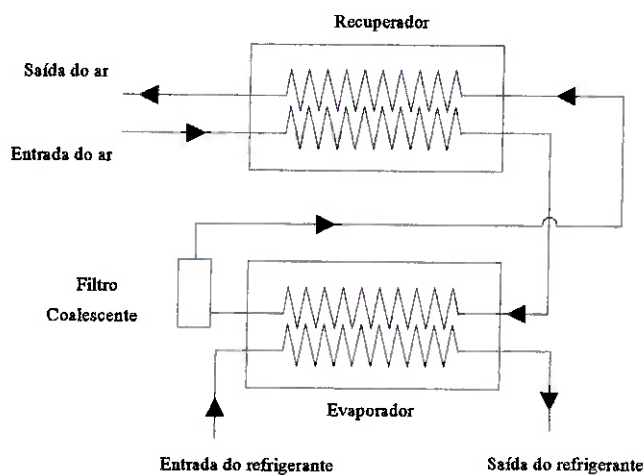


Figura 9 – Representação da secagem de ar comprimido

Conforme mostra a figura, o ar saturado entra em um trocador de calor AR x AR e troca calor com o ar frio e seco que está saindo do secador. O ar pré - resfriado entra no evaporador e troca calor com o gás refrigerante.

Ao sair do evaporador o ar atinge a sua mais baixa temperatura. Neste momento passa por filtros coalescentes que retiram toda a água na forma líquida. Depois de passar pelo filtro é reaquecido pelo ar que está entrando no trocador AR x AR.

O ar comprimido sai do secador com ponto de orvalho entre 0 a 3 °C, que é a temperatura de saída do evaporador.

Neste sistema é importante que se garanta uma temperatura constante no evaporador para que não haja grandes variações no ponto de orvalho de saída ou entupimento na linha de ar comprimido devido a congelamento de condensado.

Para unidades de secagem de ar comprimido são utilizados unidades frigoríficas iguais a da figura 3. O uso de circuito de by-pass garante a pressão no evaporador constante, e a válvula de expansão a vazão necessária de refrigerante para cada carga térmica.

4) Modelagem Matemática

Em cada tópico abaixo serão listadas as considerações e detalhada a modelagem de cada componente da unidade frigorífica, apresentando em seguida a modelagem completa do sistema.

Para este estudo foi escolhida uma unidade com capacidade de refrigeração de $0,35 \text{ kW}$ capaz de secar 20 PCM ($0,01 \text{ m}^3/\text{s}$) de ar comprimido.

4.1) Compressor Hermético

Para a modelagem da compressão foi utilizada a eficiência isoentrópica para determinar o estado de saída do fluido.

$$W_{REAL} = \frac{W_{IDEAL}}{\eta_{iso}} \quad (3)$$

A eficiência isoentrópica (η_{iso}) foi considerada igual a 0,7. Este valor foi obtido em Van Wylen [1].

Para a determinação da vazão mássica, foi utilizada uma tabela fornecida pela EMBRACO (Empresa Brasileira de Compressores) para o modelo PW 4,5 HK11, utilizando R134a como fluido refrigerante. A vazão mássica depende somente do estado de entrada, ou mais especificamente, da temperatura de evaporação.

A curva ajustada para a vazão mássica

$$m[1] = 7,122015 + 0,3526569 \cdot T_{evap} + 0,05017432 \cdot T_{evap}^2 + 0,00014657 \cdot T_{evap}^3 \quad (4)$$

Tabela 1 – Características do compressor



Lista de Eng.	Refrigerante	Aplicação	Frequência	Condições de teste			
51310	R134a	HBP	60 Hz	ASHRAE/Líquido Subresfriado Temp. 46,1 [°C]			
Compressor	Alimentação	Motor	Cilindrada [cm3]	Torque de Partida		Cap. De refrigeração [kcal/h]	EER [kcal/hW]
				Resfriamento			
PW4,5HK11	220-240 V 50-60 Hz 1~	RSIR - CSIR	4,33	LST	S	380	1,64

PERFORMANCE +/- 5% @ 220 V 60 Hz

Temperatura de condensação 55 [°C]

Temperatura de evaporação [°C]	Cap. de refrigeração			Consumo	Consumo de corrente	Fluxo de Massa
	[kcal/h]	[W]	[Btu/h]	[W]	[A]	[kg/h]
-5	214	249	850	173	1,06	6,6
0	277	322	1100	193	1,13	7,1
5	349	406	1385	215	1,21	10,2
7,2	383	446	1521	225	1,25	12,3
10	429	499	1703	238	1,31	15,8
15	518	603	2056	263	1,42	24,2

4.2) Condensador

O condensador utilizado nestes tipos de unidade são trocadores de calor compactos fabricados com tubos de cobre e grande área aletada de alumínio. A circulação de ar é promovida por ventiladores. São muito semelhantes aos “radiadores” de carros, utilizados para resfriar a água de resfriamento do motor.

O fluido refrigerante passa por dentro dos tubos de cobre e o ar ambiente circula por entre as aletas em corrente cruzada.

Os condensadores são assim chamados, claro, porque promovem a condensação do fluido refrigerante. Porém o fluido refrigerante entra no trocador como gás superaquecido e pode sair como líquido sub-resfriado. Há, então algumas partes do condensador onde não há condensação, mas sim resfriamento de refrigerante no estado gasoso ou líquido.

A modelagem deste condensador consiste, portanto, em determinar os coeficientes de convecção para as várias “partes”, nas quais o refrigerante está em diversos estados, e o coeficiente de convecção para a parte aletada.

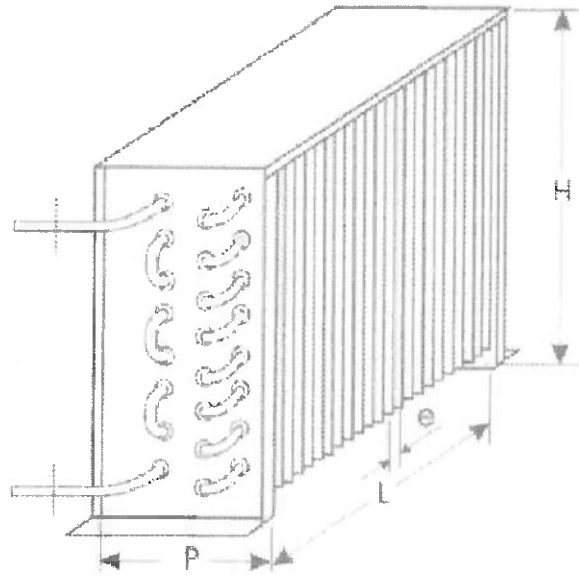
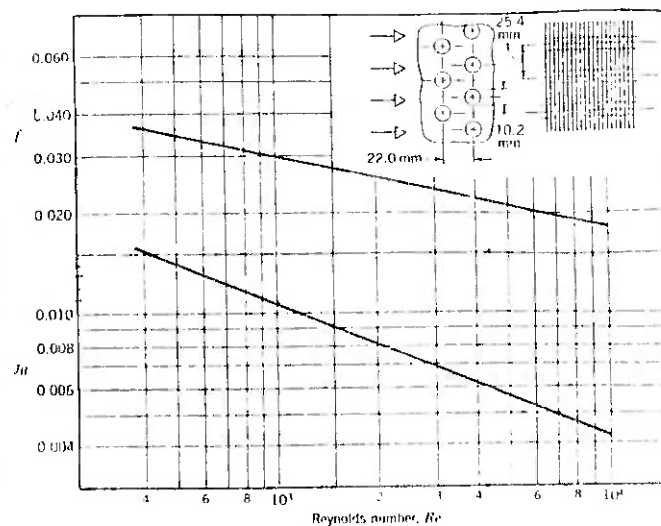


Figura 10 – Desenho esquemático do condensador.

4.2.1) Coeficiente de convecção da parte aletada

A configuração do condensador utilizado foi obtida em Kays and London [3]. As características de troca de calor e escoamento são apresentadas na figura 11.



Diâmetro externo, $D_o = 10,2 \text{ mm}$
 Passo de aletas, $315 \text{ por } m = 8 \text{ por } pol$
 Diâmetro hidráulico de passagem, $D_h = 3,63 \text{ mm}$
 Espessura da aleta = $0,330 \text{ mm}$
 Área livre de passagem (A_{fp}) / Área frontal (A_{ff}), $\sigma = 0,534$
 Área de transferência de calor / Volume total, $\alpha = 587 \text{ m}^2 / \text{m}^3$
 Área aletada / Área total = 0.913

Figura 11 – Transferência de calor e coeficiente de arraste para trocador de calor de tubo circular – aleta contínua, superfície 8.0-3/8T (Kays and London [3])

Os resultados da transferência de calor são relacionados em termos do fator de Colburn $j_H = StPr^{2/3}$ e o número de Reynolds, onde tanto o número de Stanton ($St = h / GC_p$) quanto o número de Reynolds ($Re = GD_w/\mu$) são baseados na máxima velocidade mássica.

$$G \equiv \rho V_{\max} = \frac{\rho V A_{ff}}{A_{ff}} = \frac{\dot{m}}{A_{ff}} = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{ff}} \quad (5)$$

O coeficiente de convecção externo é calculado pela fórmula abaixo

$$h_{ar} = j_H \frac{GC_{p_{ar}}}{Pr^{2/3}} \quad (6)$$

A vazão mássica do ventilador foi obtida através da curva do fabricante apresentada a seguir

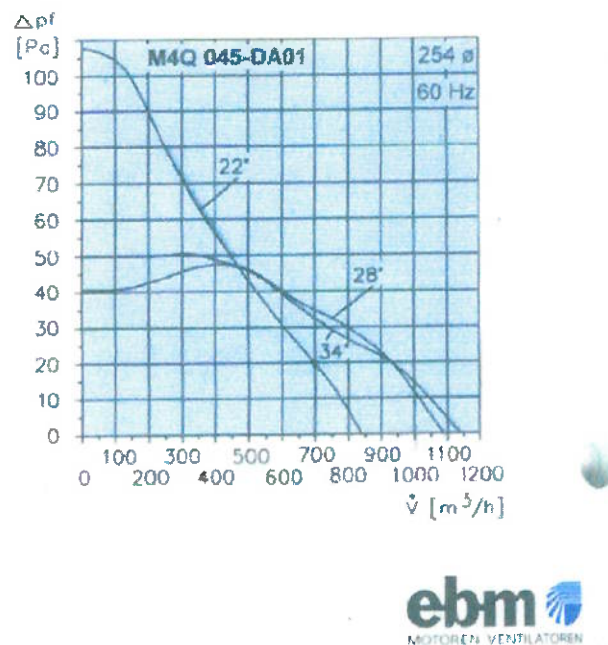


Figura 12 – Curva do ventilador

Foi utilizada como hipótese simplificadora que a perda de carga do ar no condensador é igual a 30 Pa. Este valor é utilizado com frequência para este tipo de condensador.

4.2.2) Coeficiente de convecção interno

Como já foi mencionado anteriormente, dentro do trocador temos três estados distintos do refrigerante. Para cada estado deve ser calculado o coeficiente de convecção interno.

No estado de condensação foi assumida como hipótese simplificadora que o valor do coeficiente de convecção do refrigerante é muito superior ao coeficiente de convecção do ar. Esta é uma simplificação muito utilizada em modelagens de trocadores de calor pois como o coeficiente de convecção em regiões de condensação ou evaporação é muito maior que os outros coeficientes de convecção, ele pode ser desprezado no cálculo do coeficiente global de troca de calor que será visto mais adiante

4.2.2.1) Coeficiente de convecção interno – Região de resfriamento do gás superaquecido

Foi utilizada a equação de *Dittus -Boelter* para escoamento turbulento respeitando as seguintes condições:

- Para todas as situações de carga simuladas o número de Reynolds foi sempre superior a 10.000, ou seja, sempre turbulento.
- escoamento foi considerado plenamente desenvolvido. Considerando L como a distância do compressor até o condensador, a relação $L/D \gg 10$.
- Número de Prandtl na região $0,7 \leq Pr \leq 160$ em todas as simulações.

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (7)$$

Para resfriamento foi utilizado $n = 0,3$.

4.2.2.2) Coeficiente de convecção interno – Região de resfriamento do líquido sub-resfriado

Para esta parte do trocador foi calculado o número de Reynolds em várias condições de carga e em todas as situações foi inferior a 2300.

Foi utilizada a equação retirada do Incropera [2] considerando que a transferência de calor é constante ao longo do tubo.

$$Nu_D \equiv \frac{hD}{k} = 4,36 \quad q_s'' = \text{constante} \quad (8)$$

4.2.3) Cálculo do Coeficiente Global de Transferência de Calor

Para o cálculo do coeficiente global de calor será utilizado o método de NTU e Efetividade.

O método efetividade - NTU - *number of transfer units*, é um método utilizado para o cálculo do coeficiente global de troca de calor quando são conhecidas as temperaturas de entradas dos fluido e desconhecidas as temperaturas de saída.

Para definir o método é preciso primeiro definir qual a taxa máxima de calor para um trocador de calor.

Sendo o calor trocado por um fluido igual a

$$q = \dot{m} C_p \Delta T \quad (9)$$

com $\dot{m}$ = vazão mássica [kg/s]
 C_p = capacidade térmica do fluido [kJ/kg K]

Definindo

$$C = \dot{m} C_p \quad (10)$$

Temos que o calor máximo será quando o fluido com C_{min} variar a sua temperatura em ΔT_{max}

$$q_{max} = C_{min} \Delta T_{max} \quad (11)$$

Como a diferença de temperatura máxima em um trocador de calor é igual a temperatura de entrada do fluido quente menos a temperatura de entrada do fluido frio, temos

$$q_{max} = C_{min} (T_{q,e} - T_{f,e}) \quad (12)$$

com $T_{q,e}$ = Temperatura de entrada do fluido quente [°C]
 $T_{f,e}$ = Temperatura de entrada do fluido frio [°C]

A efetividade é definida como a razão entre o calor trocado e o calor máximo que poderia ser trocado.

$$\varepsilon = \frac{q}{C_{min} (T_{qe} - T_{fe})} \quad (13)$$

com q = calor trocado [kW]

Para qualquer trocador de calor pode ser mostrado que [3]

$$\varepsilon = f\left(NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) \quad (14)$$

O número de NTU é definido como:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (15)$$

Na figura 9 é visualizado que o condensador tem os dois fluidos passando em corrente cruzada, sendo que o refrigerante tem dois passes pelo trocador. Todas as correlações de NTU se referem a trocadores de calor de corrente cruzada com um único passe.

Neste tipo de condensador a vazão mássica do ar é muito maior que a vazão de refrigerante e $C = mC_p$ da região do ar é também muito maior. A temperatura do ar tem uma variação pequena em relação à temperatura do refrigerante, portanto pode-se utilizar a hipótese que o refrigerante tem um unico passe no trocador.

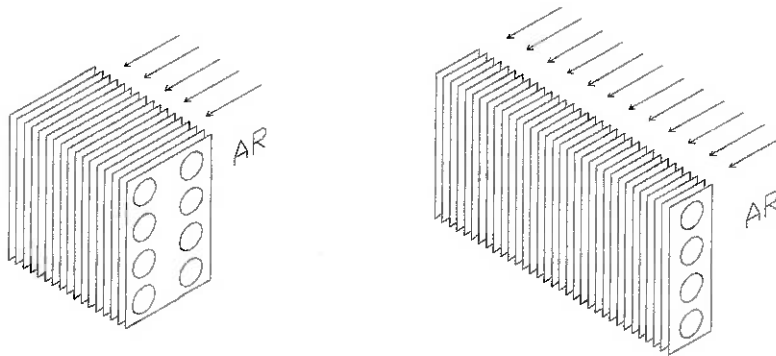


Figura 13 – Simplificação do arranjo do trocador

Procedimento para o cálculo

- 1) Determinação de $C_{\min}$ e $C_{\max}$: Em todas as regiões o C_{AR} foi muito maior que o C_{REFRI} ;
- 2) Determinação de $C_R = C_{\min}/C_{\max}$
- 3) Cálculo do calor trocado: Sabe-se previamente quanto deverá ser o calor para atingir a saturação e o calor para condensar o refrigerante;
- 4) Cálculo da Efetividade para cada região.
- 5) Determinação de NTU

Para a região de sub resfriamento e superaquecimento foi utilizada a equação (16) da efetividade para um trocador de calor em corrente cruzada com os dois fluidos sem mistura para encontrar o NTU correspondente.

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_R}\right)(NTU)^{0,22} \left\{\exp[-C_R (NTU)^{0,78}] - 1\right\}\right] \quad (16)$$

com

$$C_R = C_{\min} / C_{\max} \quad (17)$$

Para a região de condensação foi utilizada a equação (18)

$$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) \quad (18)$$

6) Cálculo das áreas e comprimento de tubo necessários para a troca de calor

As etapas para o cálculo da área de troca de calor e em consequência o tamanho do tubo são listadas abaixo.

a) Cálculo da relação entre as áreas quente e fria;

A área fria total refere-se à área por onde circula o ar ambiente e a área quente total refere-se à área interna do tubo onde circula o refrigerante

Considerando que a espessura da aleta é muito pequena em relação ao espaçamento entre ela e utilizando:

A_{FT} = área fria total

A_F = área fria do tubo (s/ aleta)

A_{AL} = área fria aletada

D_i = diâmetro interno do tubo

D_e = diâmetro externo

Podemos utilizar a simplificação seguinte:

$$A_{FT} = A_F + A_{AL} = A_F + \frac{A_{AL}}{A_{FT}} A_{FT}$$

$$A_{FT} \left(1 - \frac{A_{AL}}{A_{FT}} \right) = A_F$$

$$A_{FT} = \frac{A_F}{\left(1 - \frac{A_{AL}}{A_{FT}} \right)}$$

$$A_F = \pi D_e L$$

$$A_{QT} = \pi D_i L$$

O termo A_{AL}/A_{FT} avaliado pela figura 10 corresponde a 0,913.

A relação entre a área quente total e a área fria total vale, portanto:

$$\frac{A_{QT}}{A_{FT}} = \frac{D_i}{D_e} \left(1 - \frac{A_{AL}}{A_{FT}} \right) \quad (19)$$

b) Cálculo do coeficiente global de transferência de calor relacionado com a área fria

$$U_F = \frac{1}{\frac{1}{h_{AR}} + \left(\frac{1}{h_{RE}} \frac{A_{QT}}{A_{FT}} \right)} \quad (20)$$

Para a região de saturação foi feita a hipótese que o coeficiente de convecção do refrigerante era muito maior que o coeficiente de convecção do ar e portanto podia ser desprezado.

c) Cálculo da área de troca fria através da expressão da definição de NTU

d) Cálculo do volume de troca

$$Vol = A/\alpha \quad (21)$$

O termo α é obtido na figura 10

e) Cálculo do comprimento necessário para a troca

Para o cálculo do comprimento, o condensador foi modelado como mostra a figura abaixo.

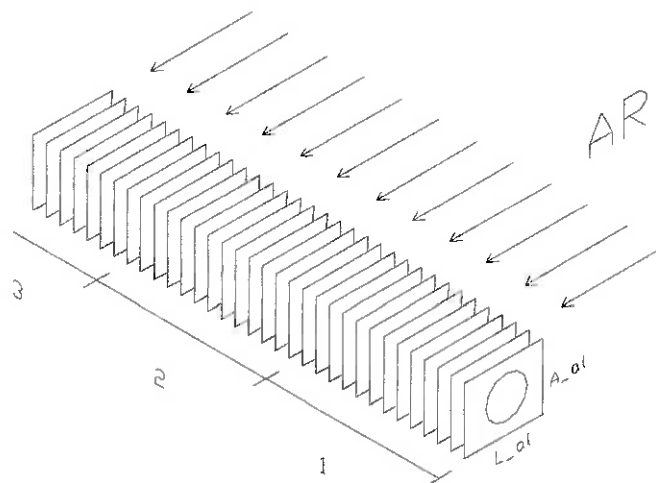


Figura 14 – Modelo do condensador para o cálculo do comprimento necessário para a troca de calor.

Os números 1, 2 e 3 se referem, respectivamente, às regiões de superaquecimento, condensação e subresfriamento.

$$L_i = \frac{Vol}{A_{AL} L_{AL}} \quad (22)$$

Os termos A_L e L_L referem-se a altura e a largura da aleta e são mostrados na Figura 14

f) Determinação do estado de saída do fluido refrigerante

Após calculados os comprimentos necessário para as trocas de calor na região 1 e 2, onde o calor trocado era conhecido, é necessário comparar estes comprimentos com o comprimento total dos tubos do trocador de calor.

Foi implementado um procedimento que faz esta comparação e calcula o estado de saída.

Se a soma do comprimento necessário para a região 1 mais o comprimento para a região 2 for maior que o comprimento total, o fluido refrigerante está saindo saturado do trocador e a região 3 não existe.

Se a soma for menor que o comprimento total a região existe e o fluido refrigerante está saindo subresfriado.

Foram feitas simulações com este procedimento e notou-se que o refrigerante sempre saía sub resfriado do condensador. Para facilitar a convergência ele foi retirado do programa principal e foi assumido que o refrigerante esta sempre sub resfriado na saída do condensador.

Com a informação do estado de saída o procedimento calcula a entalpia na saída através do método efetividade - NTU

Resumidamente, o modelo do condensador descrito recebe como entrada a entalpia, a pressão e a vazão mássica do fluido refrigerante, e retorna a entalpia de saída do fluido após a troca de calor.

4.3) Válvula de Expansão Termostática

Na modelagem da válvula de expansão termostática foram usadas as hipóteses simplificadoras listadas abaixo.

- Expansão Adiabática – para válvulas de expansão termostática este modelo gera boas aproximações.;
- Mantém o superaquecimento regulado na saída do evaporador;

- Válvula superdimensionada – vazão máxima é superior à vazão máxima do compressor;

4.4) Válvula de by – pass

Na modelagem da válvula de expansão termostática foram usadas as hipóteses simplificadoras listadas abaixo.

- Expansão Adiabática – como para válvulas de expansão termostáticas, este modelo gera boas aproximações para válvulas de by - pass;
- Mantém a pressão regulada no evaporador;
- Válvula superdimensionada – vazão máxima é superior à vazão máxima do compressor;

4.5) Evaporador

Para o sistema analisado basta modelar o evaporador como uma “fonte” de calor, pois, neste trabalho não é objetivo a análise do comportamento do evaporador.

4.6) Modelagem do sistema frigorífico

Na modelagem do sistema frigorífico, foi analisado como cada componente vai conectar-se ao outro, ou seja, os modelos matemáticos e as simplificações para as tubulações de ligação.

As tubulações de ligação são visualizadas na figuras 15 e são denominadas , para efeito apenas de facilitar a explanação na modelagem, de linhas.

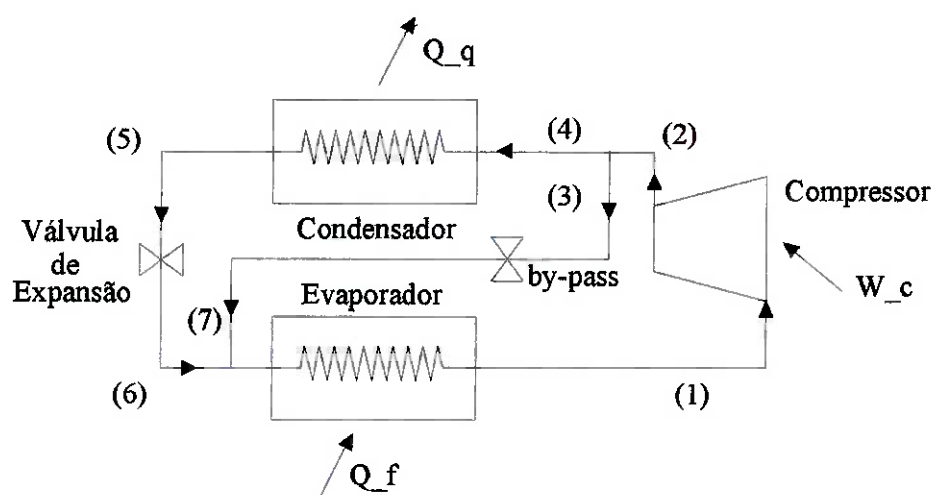


Figura 15 – Circuito frigorífico com circuito de by-pass

(1) Linha de sucção, é a entrada do compressor. O fluido deve estar em forma de gás nesta linha para não haja compressão de líquido; o que danificaria a palhetas do compressor e o inutilizaria

- Perda de carga desprezível – linha com tamanho reduzido;
- Troca de calor desprezível – linha com isolamento térmico;
- O estado do fluido é definido pela válvula de expansão, que irá manter o superaquecimento constante e pela válvula de by-pass que irá manter a pressão no evaporador constante.

(2) - Chamada de linha de descarga, é a saída do compressor. O fluido está em forma de gás e a uma alta temperatura.

- Perda de carga desprezível: em sistemas de pequeno porte seu pequeno comprimento implica em uma baixa perda de carga;
- Troca de calor desprezível – apesar de não estar isolada a troca de calor com o ambiente é pequena comparada com as trocas de calor no condensador;

(3) Ramificação da linha de descarga para a by-pass. O fluido está no mesmo estado da linha (2) e as hipóteses simplificadoras são as mesmas desta linha.

- (4) Ramificação da linha de descarga para a o condensador. O fluido está no mesmo estado da linha (2) e as hipóteses simplificadoras são as mesmas da linha (2).
- (5) Chamada de linha de líquido, é a saída do condensador. Nesta linha, na maioria das vezes, o fluido está em forma de líquido, porém pode estar também saturado
- Perda de carga desprezível: em sistemas de pequeno porte seu pequeno comprimento implica em uma baixa perda de carga;
 - Troca de calor desprezível – apesar de não estar isolada a troca de calor com o ambiente é pequena comparada com as trocas de calor no condensador;
- (6) -É a saída da válvula de expansão. Tem que ser uma linha muito pequena para o fluido não perder calor para o ambiente. O fluido está saturado nesta linha e as hipóteses simplificadoras são as mesmas da linha anterior.
- (7) É a saída da válvula de by-pass. O fluido está em forma de gás e a uma temperatura elevada. As hipóteses simplificadoras são as mesmas da linha anterior.

Pela 1ª Lei da Termodinâmica aplicada ao evaporador e desprezando-se os termos relativos a energia cinética e energia potencial, resulta:

$$Q_{evap} + \dot{m}_6 h_6 + \dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_1 h_1 + W \quad (23)$$

O trabalho para este caso é igual a zero pois trata-se de um trocador de calor.

O estado no ponto (1), como já foi explicado, é definido pela válvula de expansão.

A entalpia no ponto (6) é igual à entalpia de saída do condensador, pois a expansão na válvula, como já foi explicado, é isoentálpica.

Igualmente, a entalpia no ponto (7) é igual à entalpia da saída do compressor expansão na válvula de by-pass é também isoentálpica.

O calor de evaporação é a entrada do sistema e vai ser variado nas simulações.

Resumidamente as principais variáveis do sistema serão:

- $h[1]$ – entalpia de saída do evaporador e entrada do compressor;
- $P[1]$ – pressão de saída do evaporador e entrada do compressor;
- $T[1]$ – temperatura na saída do evaporador e entrada do compressor. Esta temperatura é regulada pela válvula de expansão através do superaquecimento;
- $m[1]$ – vazão mássica do compressor;
- $h[2]$ – entalpia de saída do compressor;
- $P[2]$ – pressão de saída do compressor;
- $m[6]$ – vazão mássica na válvula de expansão. É a mesma vazão no condensador;
- $m[8]$ – vazão mássica através da by-pass;
- $h[5]$ – entalpia de saída do condensador;
- T_s – temperatura de superaquecimento do evaporador. É definida como a diferença entre a temperatura de evaporação (saturação) e a temperatura de saída do evaporador;
- Q_{Ev} – Calor de evaporação;
- Q_{cond} – Calor de condensação;
- T_{evap} – Temperatura de evaporação;
- E_{ff} – eficiência isoentrópica do compressor;
- W_c – trabalho do compressor;

Definindo o valor destas variáveis o sistema está resolvido. Os demais valores das propriedades do fluido, como, entropia, temperatura e título já estão definidos pelo estado do sistema.

As equações para resolução dos sistema são apresentadas abaixo:

- 1) $P[1]$ = pressão regulada, é uma entrada do sistema;
- 2) T_{evap} = temperatura de evaporação na pressão $P[1]$;
- 3) T_s = temperatura de superaquecimento – é uma entrada do sistema;
- 4) $T[1] = T_{evap} + T_s$
- 5) $h[1]$ = entalpia do refrigerante, R134a no caso, na pressão $P[1]$ e na temperatura $T[1]$;
- 6) $m[1] = 7,122015 + 0,3526569 \cdot T_{evap} + 0,05017432 \cdot T_{evap}^2 + 0,00014657 \cdot T_{evap}^3$ -
curva obtida através da tabela 1
- 7) E_{ff} = eficiência isoentrópica – é uma entrada do sistema.
- 8) $W_c = \frac{W_{iso}}{E_{ff}}$; W_{iso} é o trabalho isoentrópico¹
- 9) $h[2] = h[1] - \frac{W_c}{m[1]}$ - Entalpia do compressor, obtida aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica ao compressor
- 10) $h[5]$ = entalpia de saída do condensador. Obtido pelas equações do condensador explicadas em “Modelagem do condensador”

¹ Cálculo do trabalho isoentrópico

$s[2]_{iso} = s[1]$ - Entropia do estado [2] para um processo 1-2 isoentrópico

$h[2]_{iso}$ = entalpia do refrigerante na pressão $P[2]$ e entropia $s[2]_{iso}$

$W_{iso} = m[1] \cdot (h[1] - h_{iso})$

$$11) m[7] = \frac{m[1]h[1] - m[6]h[5] - Q_{evap}}{h[2]}, \text{ obtido através da 1ª Lei da Termodinâmica}$$

aplicada ao evaporador

$$12) m[6] = m[1] - m[7] - \text{condição para fechar o balanço de massa no sistema}$$

$$13) Q_{evap} = \text{calor de evaporação - entrada do sistema}$$

$$14) Q_{cond} = m[6] \cdot (h[2] - h[5]) - \text{Obtido aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica ao condensador}$$

Temos 15 incógnitas e 14 equações. Para a resolução do sistema é preciso mais uma equação para termos 15 incógnitas e 15 equações.

A 15ª equação para a resolução do sistema é obtida pela 1ª Lei aplicada no circuito frigorífico.

$$15) Q_{evap} + W_c = Q_{evap}$$

A pressão de condensação $P[2]$ será obtida pela resolução do sistema.

5) Resultados

As simulações no sistema foram feitas no sentido de analisar três parâmetros principais: a variação do calor do evaporador, ou carga térmica, a variação da temperatura ambiente e a variação do superaquecimento.

5.1) Variação do calor de evaporação

A variação do calor de evaporação tem como objetivo principal verificar qual é a sensibilidade de alguns componentes do sistema para este tipo de variação. Abaixo serão apresentados os gráficos dos resultados obtidos para os seguintes parâmetros: COP, vazão mássica na by-pass e no condensador, pressão de condensação e Subresfriamento no condensador.

Para todas as simulações foram fixados algumas variáveis, a saber:

$$T_{\text{amb}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{\text{ev}} = 30 \text{ psi}^2$$

$$T_s = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

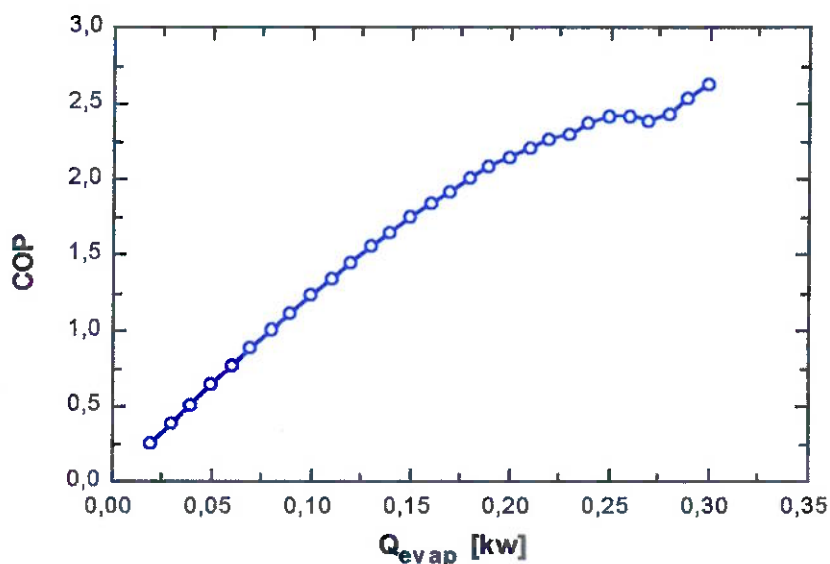


Figura 16 – Variação do COP em função do calor de evaporação

² A pressão de evaporação deverá ser sempre igual a 30 psi devido às próprias características do sistema, que como já foi explicado, tem que trabalhar com o evaporador entre 0 e 3 °C.

Os últimos quatro pontos (0,27 – 0,30 kw) tiveram problemas de convergência que também apareceram em outras simulações e serão comentados posteriormente.

Diferentemente dos circuitos frigoríficos sem válvula de by-pass, o COP vai decrescendo conforme cai a carga no evaporador. Isto ocorre pois a pressão de evaporação é constante e, portanto, o trabalho no compressor varia muito pouco com a diminuição da carga térmica.

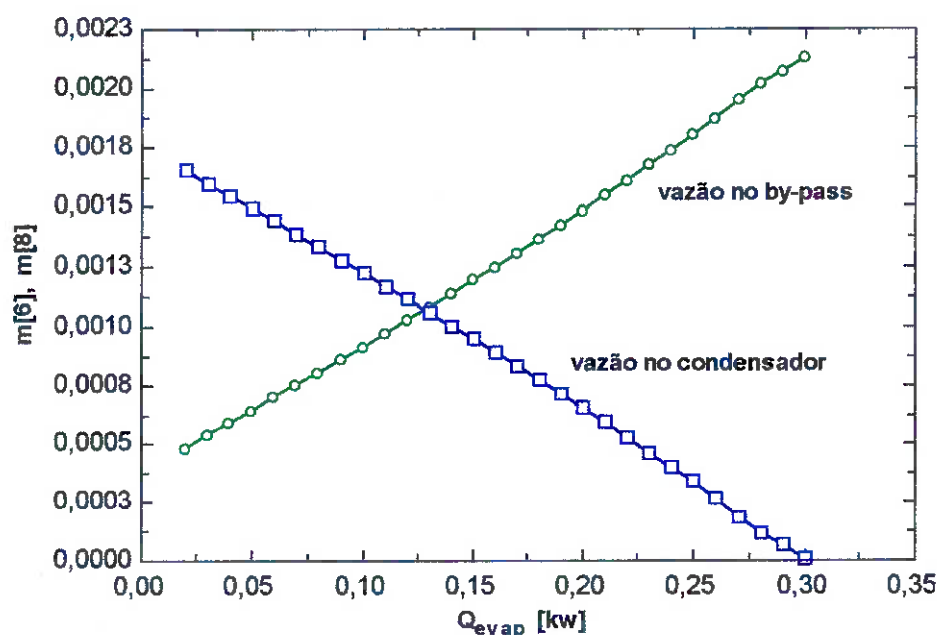


Figura 17 – Variação das vazões mássicas do condensador e da by-pass em função do calor de evaporação

Conforme aumenta a carga térmica, a pressão no evaporador vai tender a subir e por consequência a válvula do circuito de by-pass vai gradativamente fechando. A vazão que para baixa carga estava sendo desviada diretamente do compressor para o evaporador, quando a carga aumenta, passa a circular pelo condensador e pela válvula de expansão.

O ponto onde as duas vazões são iguais, ou seja, metade da vazão está passando pelo condensador e a outra metade está sendo desviada pela by-pass, ocorre quando o calor de evaporação é igual a aproximadamente 0,13 kW. A meia carga

do sistema, ou seja, a metade da carga máxima é aproximadamente 0,15 kW. Isto indica que as vazões mássicas variam linearmente em função da variação da carga térmica no evaporador

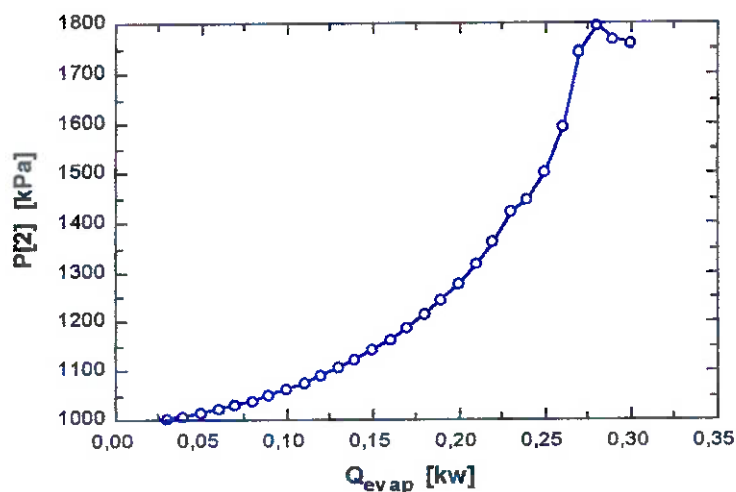


Figura 18 – Variação da pressão de condensação em função do calor de evaporação

Como já foi citado em uma simulação anterior, houve alguns problemas de convergência nos últimos pontos. Na simulação do ponto correspondente ao calor de evaporação de 0,23 kW o programa forneceu um resultado fora da curva que estava gerando. Como cada ponto seguinte, 0,24; 0,25... tem sua estimativa inicial dependente do valor calculado anteriormente, o erro foi propagando-se. Para simulações perto da carga máxima o sistema torna-se muito sensível.

É interessante notar que esta variável é muito mais sensível à variação do calor de evaporação que a variação das vazões mássicas. Isto mostra que a sensibilidade do modelo para o calor de evaporação é muito influenciado pelo modelo do condensador.

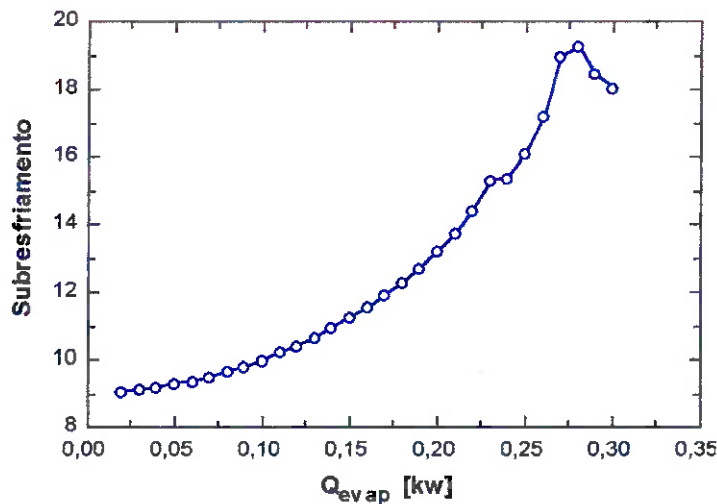


Figura 19 – Variação do subresfriamento em função do calor de evaporação

Da mesma forma que a pressão de condensação, o subresfriamento, que é a diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura de saída do condensador, depende das equações de desempenho do condensador e tem por consequência os mesmos problemas de convergência da análise anterior.

Nas análises anteriores percebemos que o aumento no calor de evaporação implica em um aumento na vazão mássica no condensador e em um aumento na pressão de condensação, e por consequência, na temperatura de condensação, que está amarrada com a pressão. O subresfriamento, que é a diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura de saída do fluido refrigerante, também aumenta.

Este comportamento demonstra que o desempenho do condensador cresce com o aumento da temperatura de condensação. Como a temperatura ambiente está fixada, o desempenho do condensador está crescendo com o aumento da diferença de temperatura entre o trocador e o ambiente.

O aumento da vazão mássica no condensador tende a aumentar a temperatura de saída do mesmo e portanto diminuir o subresfriamento. Na análise do gráfico, porém, percebe-se que este parâmetro influencia pouco no subresfriamento, pois mesmo com o aumento da vazão o subresfriamento cresce. Isto significa que o condensador é mais sensível a variações de temperatura que a variações de vazão mássica.

5.2) Variação da Temperatura Ambiente

A variação da temperatura ambiente tem o objetivo de verificar a sensibilidade dos componentes para este parâmetro. O condensador é o componente mais sensível a este parâmetro, pois está trocando calor diretamente com o ambiente e qualquer variação na temperatura deste influirá primeiro nele para depois influir em outro componente. Devido a isto este componente receberá ênfase maior nesta análise.

A análise da variação deste parâmetro é importante para determinar posteriormente dados para dimensionamento de componentes.

Para a variação da temperatura ambiente é interessante utilizar um calor de evaporação próximo a carga máxima para que sejam atingidas as pressões máximas que o condensador estará sujeito. Para estas simulações, o calor de evaporação foi fixado em 0,22 kW, pois é o calor que mais se aproximado calor de evaporação máximo sem apresentar problemas de convergência nas simulações anteriores.

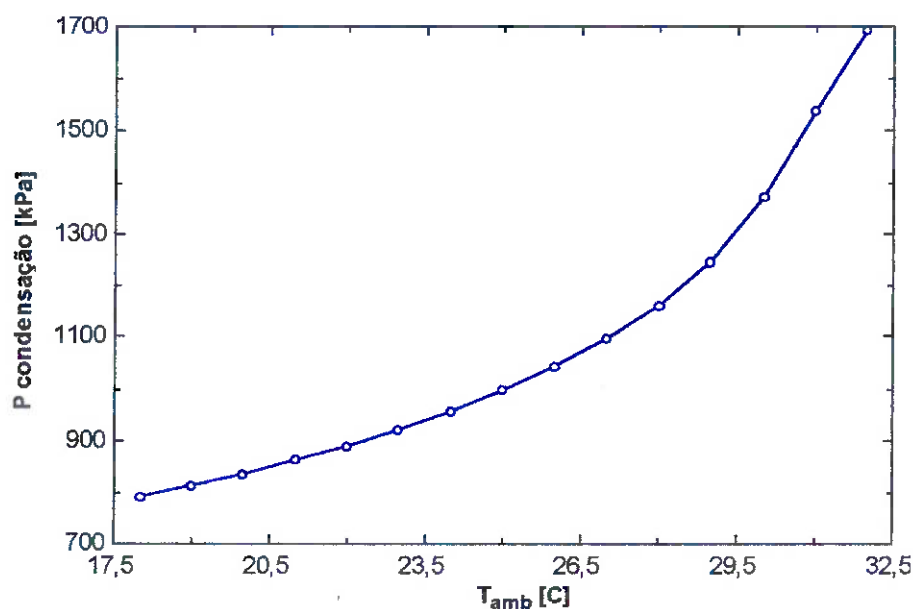
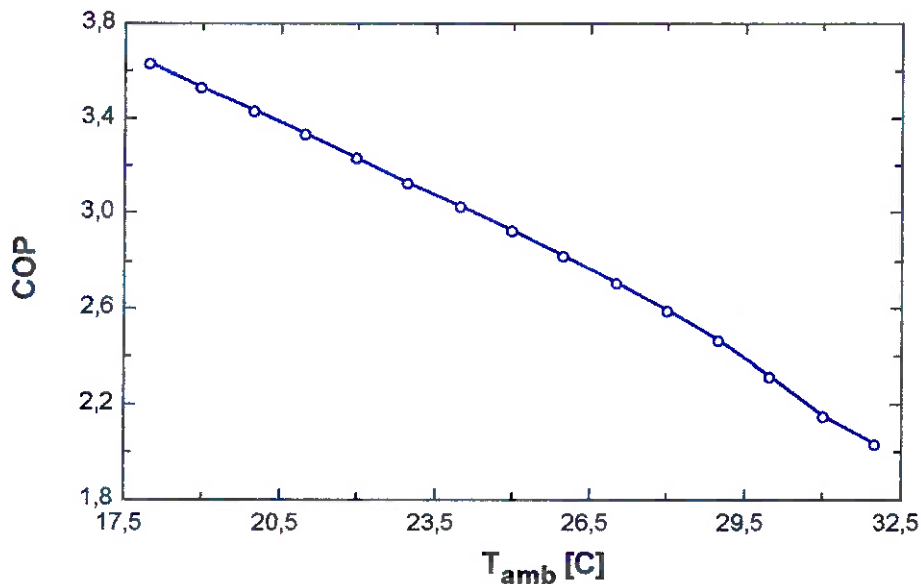


Figura 20 – Variação da pressão de condensação em função da temperatura ambiente

Com o aumento da temperatura ambiente, o sistema tende a aumentar a temperatura de condensação para que o desempenho do condensador continue o mesmo.

É interessante notar que nas temperaturas maiores a pressão de condensação tem uma taxa de crescimento muito maior que nas baixas temperaturas



Figuro 21 – Variação do COP em função da temperatura ambiente

O trabalho do compressor é diretamente dependente da pressão de condensação. Quanto maior a pressão de condensação, maior a diferença de pressão entre a sucção do compressor e a descarga e , portanto, maior será o trabalho do compressor. Como o calor de evaporação está fixado, o COP, que é a razão entre o calor de evaporação e o trabalho, tende a cair.

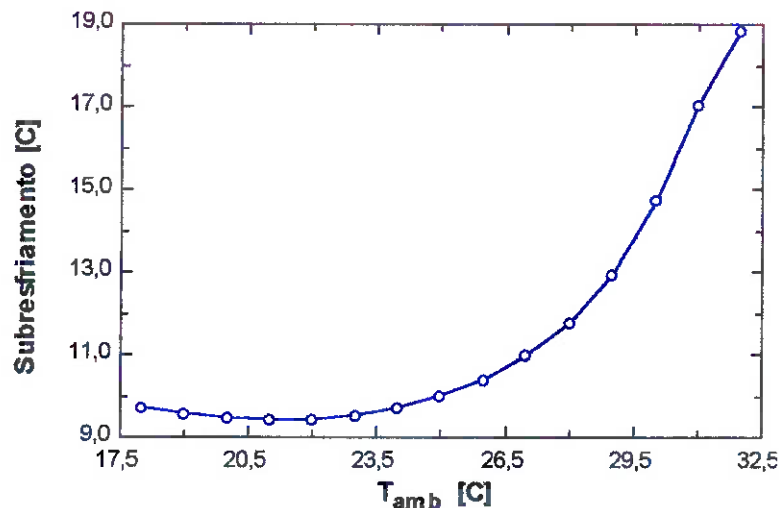


Figura 22 – Variação do Subresfriamento em função da temperatura ambiente

O subresfriamento, como já foi explicado anteriormente, é um parâmetro de desempenho do sistema. Na curva é mostrado que o desempenho mínimo ocorre quando a temperatura ambiente está em 22 °C e a partir deste ponto cresce com o aumento da temperatura ambiente.

Numa primeira análise este resultado pode ser estranho, porém analisando-se a pressão de condensação, percebe-se que ela cresce também com o aumento temperatura ambiente. Como foi explicado anteriormente o desempenho do condensador cresce com o aumento da pressão de condensação o que explica o gráfico obtido

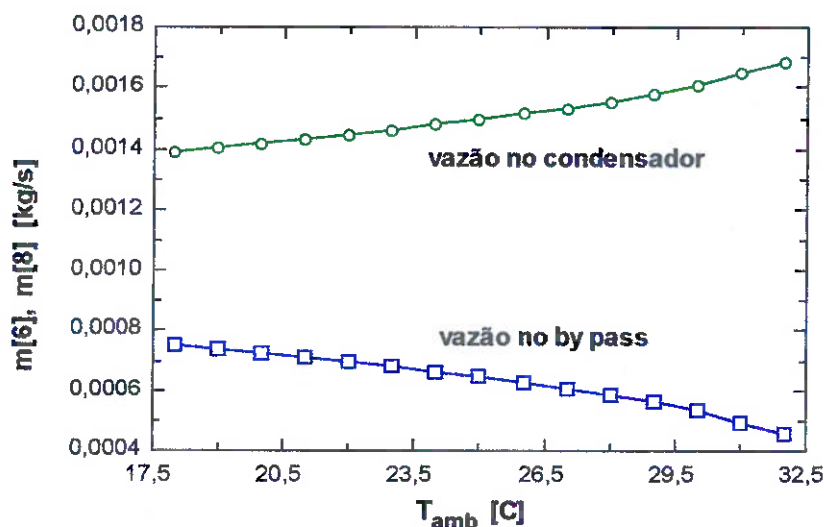


Figura 23 – Variação da vazão mássica do condensador e da by-pass em função da temperatura ambiente

O resultado do gráfico mostra que com o aumento da temperatura ambiente o sistema está sendo mais solicitado e por consequência a vazão na by-pass vai tender a diminuir, aumentando a vazão do condensador.

O gráfico mostra ainda que a vazão mássica é menos sensível à variação da temperatura ambiente, quando comparado com os parâmetros relativos ao condensador no gráfico anterior.

5.3) Variação do Superaquecimento

O objetivo da variação deste parâmetro é verificar a sensibilidade do sistema em função do superaquecimento e qual é o ponto de melhor funcionamento sem comprometer a temperatura do evaporador.

Para estas simulações o calor de evaporação foi fixado em 0,22 kW pelos mesmos motivos explicados na simulação anterior

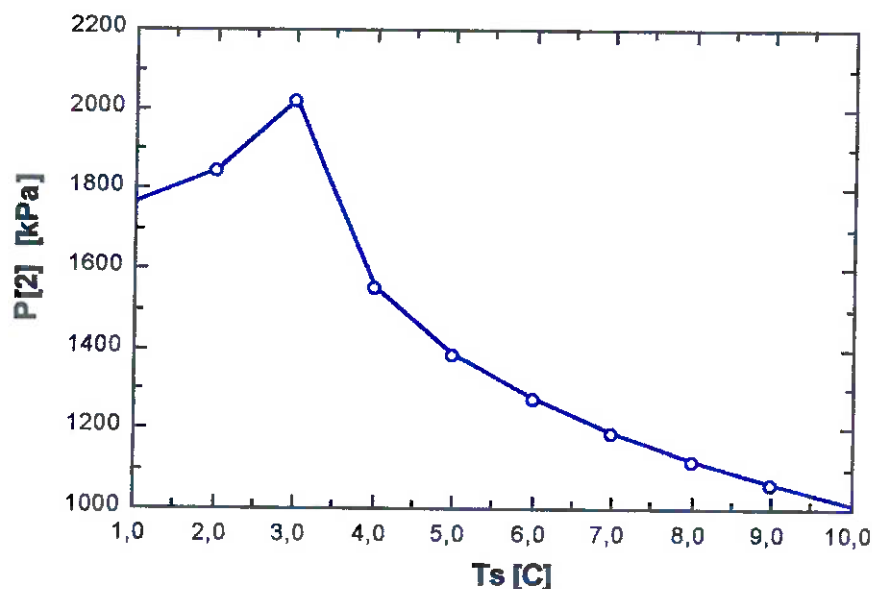


Figura 24 – Variação da pressão de condensação em função do superaquecimento

A pressão diminui no condensador pois a vazão no evaporador tende a diminuir e por consequência a vazão do condensador também.

Os problemas de convergência para os três primeiros pontos apareceram em todos os gráficos e mostram que o modelo não traduz com fidelidade esta faixa de operação. Todas as demais simulações serão feitas desconsiderando estes pontos.

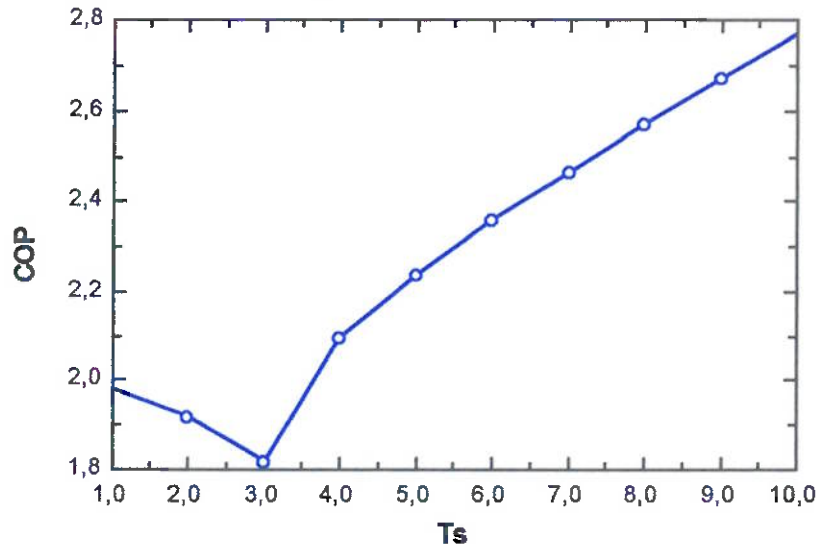


Figura 25 – Variação do COP em função do superaquecimento

Como nas análises anteriores já foi explicado, o COP diminui devido a diminuição da pressão de condensação.

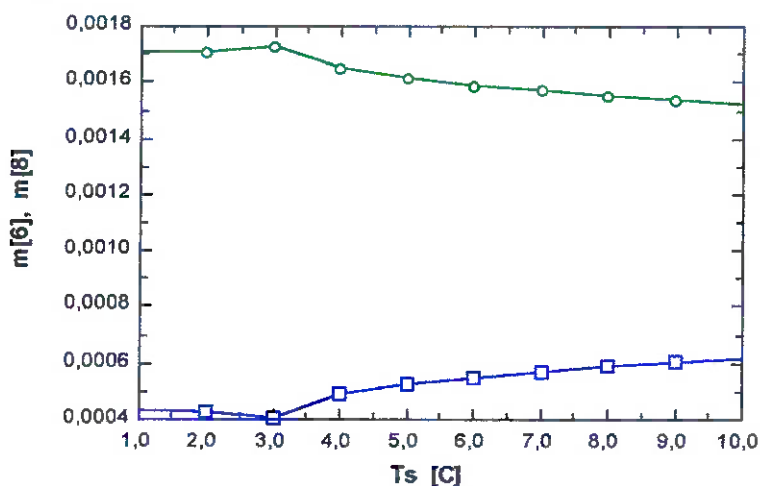


Figura 26 – Variação da vazão do condensador e da by-pass em função do superaquecimento

Com o aumento na temperatura de superaquecimento o circuito passa a ser menos solicitado. Isto explica a diminuição da pressão de condensação o aumento do COP e a diminuição da vazão mássica na bypass

5.4) Funcionamento e Desempenho do sistema – Diagrama $P-h$

Os diagramas $P-h$ permitem que em um mesmo gráfico sejam analisados vários parâmetros de um sistema. Pode-se visualizar além da pressão e da entalpia, a entropia e o título do fluido e ter estimativas do calor de condensação, da capacidade de refrigeração e do trabalho do compressor.

Para a simulação foram gerados dois gráficos. O primeiro com a capacidade do evaporador em torno de 85% da capacidade máxima e o segundo com a capacidade de 1% da capacidade máxima. As temperatura ambiente foi fixada em 30°C para as das simulações.

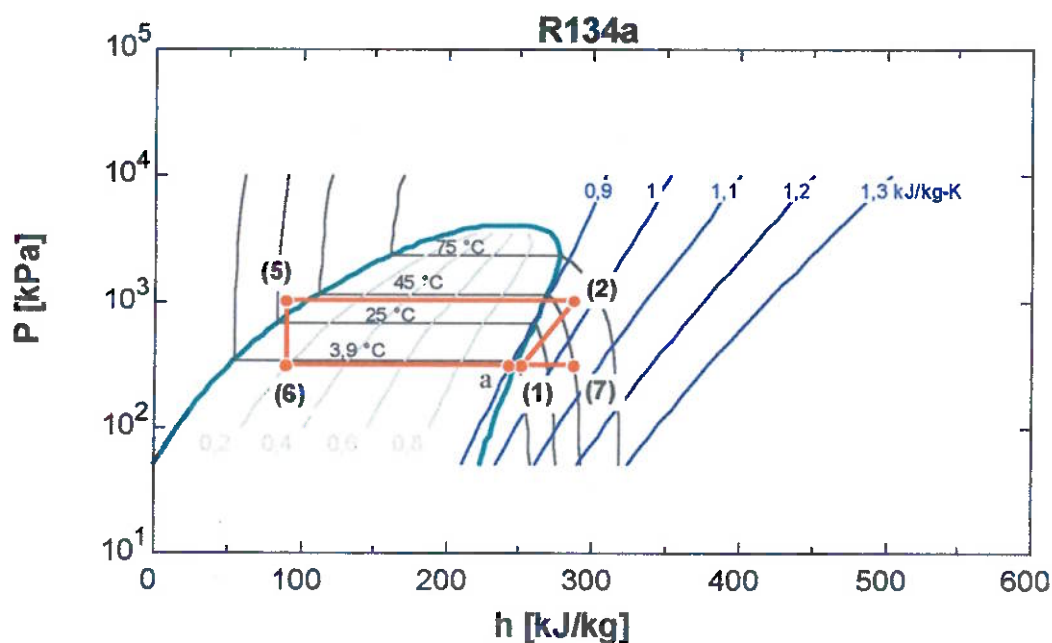


Figura 27 – Diagrama $P-h$ para o sistema funcionando com 85 % da capacidade de refrigeração máxima

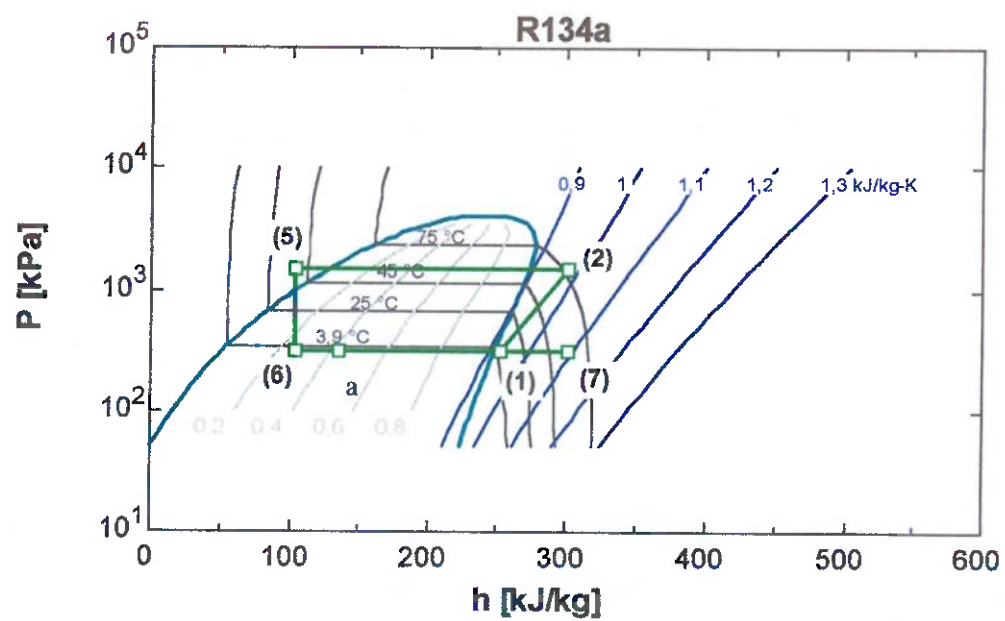


Figura 28 – Diagrama $P-h$ para o sistema funcionando com 1 % da capacidade de refrigeração máxima

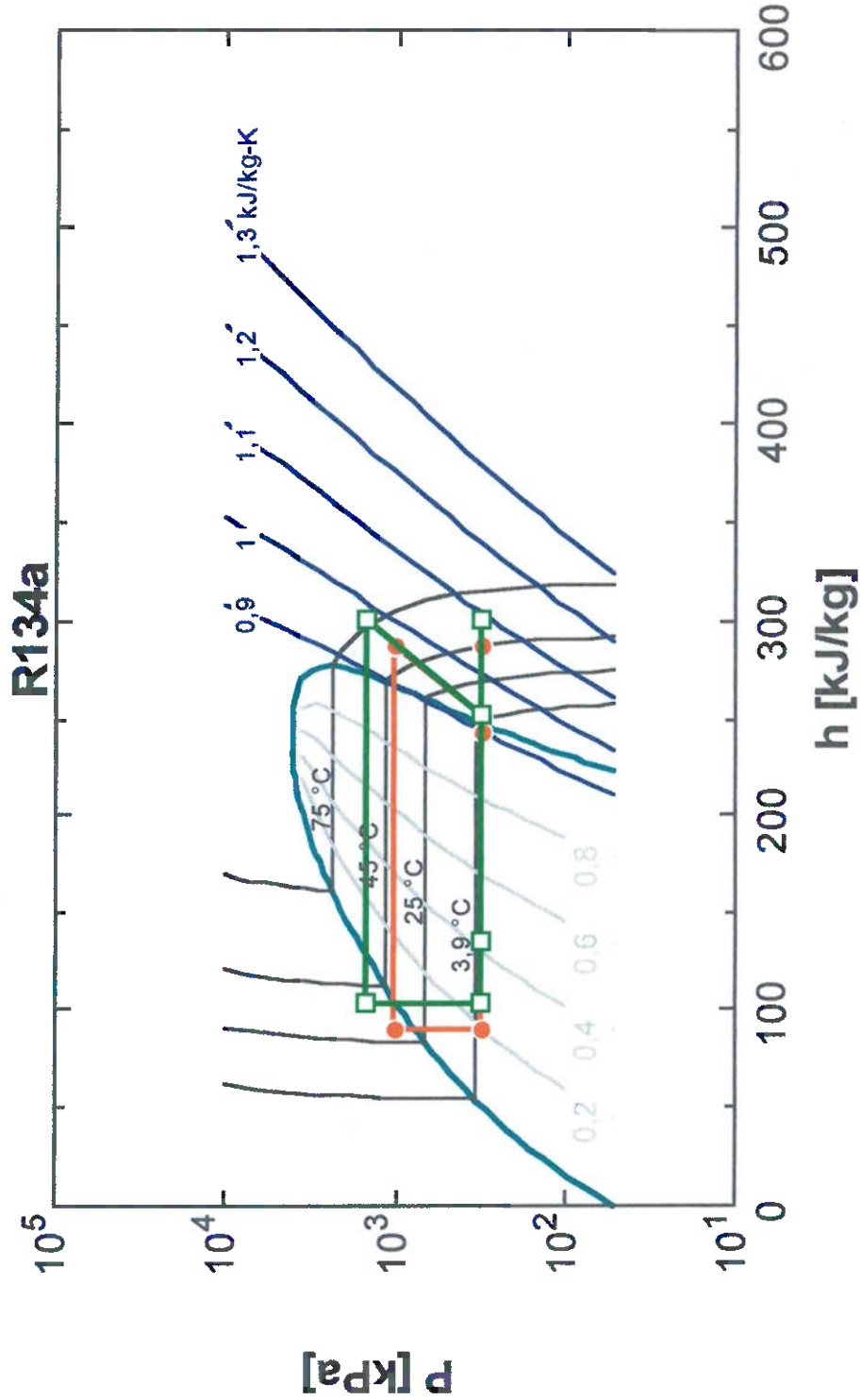


Figura 29 – Comparação do Diagrama P - h para o sistema funcionando com 1 % e 85 % da capacidade de refrigeração máxima

Os pontos (1), (2), (5), (6) e (7) referem-se aos mesmos pontos da figura 15. O ponto (a) representa o estado do fluido na entrada do evaporador. Como já foi explicado, a entrada do evaporador é resultante da mistura da saída da válvula circuito de by-pass, ponto (7) com a saída da válvula de expansão, ponto (6).

É interessante notar que este ponto desloca-se em direção à linha de vapor saturado conforme o calor no evaporador cai. Isto é explicado pois conforme o calor de evaporação diminui a vazão da by-pass aumenta e por consequência o título da entrada do evaporador aumenta.

O calor de evaporação é a área abaixo da linha de saturação e entre o ponto (a) e o ponto de entrada do compressor (1). É visível claramente nestes gráficos que ao cair a capacidade de refrigeração, ou calor de evaporação, o trabalho do compressor, que é área compreendida entre as curvas não cai na mesma proporção. Isto implica em uma queda no coeficiente de performance COP.

6) Conclusões

As simulações realizadas tiveram como objetivos principais testar a sensibilidade do sistema em função dos parâmetros analisados e também testar o modelo utilizado e a convergência do programa implementado.

Infelizmente não foi possível ter dados confiáveis de funcionamento do equipamento para que pudessem ser comparados com os valores obtidos pelo modelo e ser quantificado o erro nos valores obtido. Tendo estes dados, poder-se-ia também calibrar este modelo para minimizar os seus erros.

Ao poder determinar a reação do sistema à mudança de algumas variáveis, já é possível prever com este modelo como modificações em parâmetros de funcionamento como pressão de evaporação, calor de evaporação, superaquecimento ou temperatura ambiente vai afetar no seu funcionamento.

Mudanças em equipamentos como ,por exemplo, mudança de um compressor ou mudança e um condensador podem ser previamente simulados.

Pode ainda ser simulado como situações de operação fora das faixas de operação influenciam no desempenho do equipamento, ou seja na capacidade de refrigeração. Para esta simulação devem ser modificados alguns parâmetros no programa que não foram realizadas neste trabalho.

Em sistemas convencionais ao diminuir a carga térmica há uma tendência de diminuição da pressão do evaporador e por consequência uma diminuição na temperatura do evaporador. Um termostato pára o sistema quando a temperatura abaixar de um valor pré determinado. O COP, neste caso, vai aumentar pois a capacidade de refrigeração aumenta e o trabalho do compressor diminui, pois a vazão mássica cai.

No sistema simulado, que deve manter a temperatura do evaporador constante, a pressão de evaporação não está variando com a variação da carga térmica. Como o trabalho do compressor é diretamente proporcional à pressão do evaporador;

pois o trabalho depende da quantidade de fluido que entra no compressor que é dependente da pressão; o trabalho varia pouco para grandes variações na carga térmica do sistema. O COP, que é a razão entre o calor de evaporação e o trabalho do compressor vai decrescer como mostrou o gráfico.

No gráfico 14 - diagrama $P-h$ é também possível visualizar a diminuição do COP. Com a diminuição do calor de evaporação a pressão de condensação cai e a pressão de evaporação continua a mesma devido às características do sistema. É previsível que o trabalho do compressor caia. O trabalho do compressor, que é a área compreendida no gráfico, decresce, porém a capacidade de refrigeração, que, para este sistema, é a área abaixo da linha de evaporação e entre os pontos intermediários, decresce em maior proporção.

Esta é uma das desvantagens encontradas quando tenta-se manter a temperatura no evaporador constante. Esta estratégia deve ser utilizada somente em casos em que isto seja imprescindível. O COP para quando sistema está com 1% de solicitação é igual a 0,26, um valor muito baixo para sistemas de refrigeração.

Nesta condição, como pode ser observado nas figuras 28 e 29, quase toda a vazão de refrigerante está circulando pela válvula de by-pass. Isto significa que a energia consumida está sendo utilizada para circular o gás; está sendo rejeitada no condensador e não está gerando “refrigeração”.

Outros parâmetros gerados em função da carga térmica tiveram o objetivo de analisar a sensibilidade do condensador. A variação da pressão mostrou resultados coerentes. A pressão de condensação é também diretamente proporcional ao trabalho do compressor. A variação do subresfriamento mostrou que ele é maior quanto maior é a diferença da temperatura entre o refrigerante e o ambiente, mesmo com o aumento da vazão mássica.

Foi observado em todas as simulações que o condensador sempre manteve o estado de saída como líquido subresfriado. Isto é muito importante para o bom desempenho da válvula de expansão.

No ponto de carga máxima a pressão de condensação é igual a 1760 psi, que já é um valor alto. Isto significa que esta é uma condição de carga e temperatura ambiente limite para este sistema. Acima disto, a capacidade de refrigeração começaria a ser afetada e para esta simulação deverá ser modificado alguns parâmetros no programa.

A variação da temperatura ambiente forneceu resultados de desempenho do condensador e do sistema esperados. A pressão de condensação subiu e o COP decresceu com o aumento da temperatura ambiente. Como a pressão de condensação influencia no trabalho do compressor e no resultado do COP, ao aumentar a pressão o COP deve decrescer.

A variação do superaquecimento mostrou que há uma variação na pressão e em consequência no COP. O aumento do superaquecimento aumenta o coeficiente de performance, porém aumenta a variação de temperatura do evaporador. Se o sistema não permitir esta variação, deve-se manter um baixo superaquecimento com um coeficiente de performance mais baixo. Se o sistema permitir algumas variações é interessante utilizar um superaquecimento maior, que irá fornecer um COP mais alto e portanto um sistema mais eficiente.

Lembrando dos objetivos propostos no início do trabalho, o modelo consegue simular qualitativamente bem os parâmetros envolvidos em um o circuito de refrigeração e suas variações. Se quantitativamente ainda tem falhas pode-se afirmar que é uma boa ferramenta para fazer simulações que visem a melhora do equipamento, seja através da modificação de um componente ou através da modificação de algum parâmetro.

7) Bibliografia

- 1) Sonntag, R.E.; Borgnakke, C.; Van Wylen, G.J., *Fundamentals of classical thermodynamics*, 5ª John Wiley & Sons, 1998
- 2) Incropera, Frank P., *Fundamentals of heat and mass transfer*, 3ª John Wiley & Sons, 1990
- 3) Kays, W. M., and A. L. London, *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1984
- 4) Stoecker, W.F., Jabardo, Jose M. S., *Refrigeração Industrial*, Edgard Blucher, São Paulo, 1994
- 5) Stoecker, W.F., Jones, J.W.; tradução Jabardo, José M.S....[et al.], *Refrigeração e ar condicionado*, McGraw-Hill do Brasil, São Paulo, 1985
- 6) Stoecker, W. F., *Design of thermal systems*, 3ª ed, McGraw-Hill, 1989
- 7) Catálogo – Controles para Refrigeração Danfoss
- 8) Catálogo de compressores R134a Embraco
- 9) Catálogo Ventiladores EBM

7) Anexo 1 - Listagens

a) Modelo do circuito frigorífico

"----- Entradas -----"

"!Evaporador"

$Q_{evap}=0,25$

"calor retirado pelo evaporador em kw - carga térmica"

"!Compressor"

$Eff=0,7$

"eficiência isoentrópica do compressor"

"Expressão de vazão mássica fornecida pela Embraco em Kg/h"

$m_{dot}=7,122015 + 0,3526569 \cdot T_{ev} + 0,05017432 \cdot T_{ev}^2 + 0,00014657 \cdot T_{ev}^3$

"Modelo PW 4,5 HK11 (R134a)"

"!Regulagens"

$P_{ev}=30$

"Pressão no evaporador em psi"

$T_s=5$

"Temperatura de superaquecimento em C"

"!Ciclo de compressão a vapor"

$T_{ev}=temperature(R134a;P=P[1];x=1)$

"temperatura de saturação no evaporador"

$T_{cond}=temperature(R134a;P=P[2];x=1)$

"temperatura de saturação no evaporador"

"!ESTADO 1 - ENTRADA DO COMPRESSOR"

$P[1]=P_{ev} \cdot convert(psi,Kpa)+(101,3)$

"pressão absoluta em KPa"

$T[1]=T_{ev} + T_s$

$h[1]=enthalpy(R134a;P=P[1];T=T[1])$

$s[1]=entropy(R134a;P=P[1];h=h[1])$

$x[1]=quality(R134a;P=P[1];h=h[1])$

$m[1]=m_{dot}/3600$

"vazão em Kg/s"

"!ESTADO 2 - SAÍDA DO COMPRESSOR"

$s2ie=s[1]$

$h2ie=enthalpy(R134a;P=P[2];s=s2ie)$

$W=m[1] \cdot (h[1]-h2ie)$

$Wc=W/Eff$

"trabalho do compressor considerando a eficiência isoentrópica"

$h[2]=h[1] - (Wc/m[1])$

$T[2]=temperature(R134a;P=P[2];h=h[2])$

$s[2]=entropy(R134a;P=P[2];h=h[2])$

$x[2]=quality(R134a;P=P[2];h=h[2])$

$m[2]=m[1]$

"!ESTADO 3 - RAMIFICAÇÃO PARA BY PASS"

$P[3]=P[2]$

$h[3]=h[2]$

$s[3]=s[2]$

$T[3]=T[2]$

$x[3]=x[2]$

"!ESTADO 4 - ENTRADA DO CONDENSADOR"

$P[4]=P[2]$

$h[4]=h[2]$

$s[4]=s[2]$

$T[4]=T[2]$

$x[4]=x[2]$

m[4]=m[6]

"ESTADO 5 - SAÍDA DO CONDENSADOR"

"CARACTERÍSTICAS DO CONDENSADOR"

"!Condensador"

H=0,25 "altura do condensador em m"
L=0,3 "largura do condensador em m"
Nt=12 "número de tubos de cobre"
Lt=0,3 "comprimento do tubo em m"

"!Ventilador"

Vz=13 "Vazão de ar em m3/min"

T_amb=30 "Temperatura ambiente"
hr= 0,7 "humidade relativa"

Af =H*L "área frontal"
t = 0,534 "área livre de passagem / área frontal"
a_f=587 "área de troca de calor / volume total (em m2/m3)"
Dh = 3,63E-3 "diâmetro hidráulico em m"
Di= 0,009525 "diâmetro interno do tubo de cobre em m"
De=0,0102 "diâmetro externo em m"
pa=315 "quantidade de aletas por m (8 aletas/pol)"
ea=0,000330 "espessura da aleta (m)"
ra=0,913 "Área aletada / Área total"
a_al=25,4E-3 "altura da aleta"
l_al=22E-3 "largura da aleta"

"!COEFICIENTE DE CONVECÇÃO EXTERNO"

"Cálculo do h externo de um trocador de calor tipo B.O - 3/8T - (tubos circulares com aletas contínuas)"
"Retirado do Kays and London"

"VENTILADOR"

V_ar =Vz /60 "vazão volumétrica de ar em m3/s"
m_dot_ar =density(AIRH2O;T=T_amb;P=101,3;R=hr) * V_ar "vazão mássica de ar em Kg/s"

"PROPRIEDADES DO AR NA TEMPERATURA E PRESSÃO ATMOSFÉRICA"

Cp_ar=specheat(AIRH2O;T=T_amb;P=101,3;R=hr) "calor específico"
k_ar= conductivity(AIRH2O;T=T_amb;P=101,3;R=hr) "condutividade térmica"
mi_ar = viscosity(AIRH2O;T=T_amb;P=101,3;R=hr) "viscosidade"
Pr_ar=(Cp_ar*1E3*mi_ar)/k_ar "número de Prandtl"

"CÁLCULO DO COEFICIENTE DE CONVECÇÃO EXTERNO"

G = m_dot_ar / (t * Af)
Re = G * Dh / mi_ar "Número de Reynolds"
j_h = 0,1646290*Re^(-0,3963830) "curva ajustada do fator de transferência de calor"
h_ar = G * Cp_ar* 1E3 * (j_h / (Pr_ar ^ (2/3))) "coeficiente de convecção externo W/m2-K"

"!COEFICIENTE DE CONVECÇÃO INTERNO"

"Cálculo do coeficiente de convecção interno para a região com vapor superaquecido"

Tmc1=(T[2] + T_cond)/2 "temperatura média"

"PROPRIEDADES DO GÁS REFRIGERANTE (R134a) NA TEMPERATURA MÉDIA E PRESSÃO P[4]"

mi1=viscosity (R134a;T=Tmc1; P=P[2]) "viscosidade"
Cp1=specheat(R134a;P=P[2];T=Tmc1) "calor específico kJ/kg-K"
kc1 = conductivity(R134a;T=Tmc1; P=P[2]) "condutividade térmica"
Pr1=(Cp1*1E3*mi1)/kc1 "número de Prandtl"

"CÁLCULO DO COEFICIENTE DE CONVECÇÃO INTERNO"

Re1= 4*m[6]/(Pi*D1*mi1) "número de Reynolds"

$Nu_{D1} = 0,023 \cdot (Re_1^{4/5}) \cdot (Pr_1^{0,3})$ "expressão 8.60 do Incropera (para regime turbulento)"
 $h_{conv1} = (Nu_{D1} \cdot k_c) / D_i$ "W/m²-K"

"Cálculo do coeficiente de convecção interno para a região com líquido subresfriado"

$$T_{mc3} = (T_{cond} + T_{f5}) / 2$$

"PROPRIEDADES DO GÁS REFRIGERANTE (R134a) NA TEMPERATURA MÉDIA E PRESSÃO P[4]"

$Cp3 = \text{specheat}(R134a; P=P[2]; T=T_{mc3})$ "calor específico"
 $k_{c3} = \text{conductivity}(R134a; T=T_{mc3}; P=P[2])$ "condutividade térmica"

"CÁLCULO DO COEFICIENTE DE COEFICIENTE INTERNO"

$Nu_{D3} = 4,36$ "regime laminar em tubos com escoamento plenamente desenvolvido qs" cte"
 $h_{conv3} = (Nu_{D3} \cdot k_{c3}) / D_i$

"COEFICIENTES GLOBAIS DE TROCA DE CALOR"

"ENTALPIAS"

$h1 = h[2]$ "entalpia na entrada do condensador - vapor superaquecido"
 $h2 = \text{enthalpy}(R134a; P=P[2]; x=1)$ "entalpia na saída da região de superaquecimento"
 $h3 = \text{enthalpy}(R134a; P=P[2]; x=0)$ "entalpia na saída da região de saturação"

"Cálculo de C = vazão * Cp"

$C_{ar} = m_{dot_ar} \cdot Cp_{ar}$
 $C1 = m[6] \cdot Cp1$
 $C3 = m[6] \cdot Cp3$

"Cálculo do coeficiente global para a região de superaquecimento"

"COEFICIENTE GLOBAL"

$Cr1 = C1 / C_{ar}$
 $Q1 = m[6] \cdot (h2 - h1)$ "calor trocado"
 $E1 = -Q1 / (C1 \cdot (T[2] - T_{amb}))$
 $E1 = 1 - \exp(-(1/Cr1) \cdot (NTU1)^{0,22} \cdot (\exp(-Cr1 \cdot (NTU1)^{0,78}) - 1))$ "efetividade"

"CÁLCULO DAS ÁREAS E COMPRIMENTO DO TUBO NECESSÁRIOS"

$rar = (De/Di) \cdot (1 - ra)$ "Ah/Ac"
 $Uc1 = 1 / ((1/h_{ar}) + 1/(h_{conv1} \cdot rar))$
 $Ac1 = NTU1 \cdot C1 \cdot E3 / Uc1$
 $V1 = Ac1 / a_f$
 $lh1 = V1 / a_{al} / l_{al}$

"Cálculo do coeficiente global para a região saturação (condensação)"

$Q2 = m[6] \cdot (h3 - h2)$ "calor trocado"
 $E2 = -Q2 / (C_{ar} \cdot (T_{cond} - T_{amb}))$ "efetividade"
 $NTU2 = -\ln(1 - E2)$

"CÁLCULO DAS ÁREAS E COMPRIMENTO DO TUBO NECESSÁRIOS"

$Uc2 = 1 / (1/h_{ar})$
 $Ac2 = NTU2 \cdot C_{ar} \cdot E3 / Uc2$
 $V2 = Ac2 / a_f$
 $lh2 = V2 / a_{al} / l_{al}$

$L_{tot} = L_t \cdot N_t$

"Região de subresfriamento"

"CÁLCULO DA ÁREA DE TROCA DOS LADOS QUENTE E FRIO"

$lh3 = L_{tot} - lh1 - lh2$ "comprimento de tubo necessário"
 $V3 = lh3 \cdot a_{al} \cdot l_{al}$ "volume"
 $Ac3 = V3 \cdot a_f$ "área necessária para o lado frio"

"CÁLCULO DO ESTADO NA SAÍDA DO CONDENSADOR"

```

Uc3=1/((1/h_ar)+1/(h_conv3*rar)) "coeficiente global"
NTU3=Uc3*Ac3/(C3*1E3)
Cr3=C3/C_ar
E3=1-exp((1/Cr3)*(NTU3)^(0,22)*(exp(-Cr3*(NTU3)^(0,78))-1)) "efetividade"
Q3=E3 * ( C3*( T_cond -T_amb )) "calor trocado"
h[5]= (-Q3/m[6]) + h3 "entalpia na saída do condensador"

P[5]=P[2]

T[5]=temperature(R134a;P=P[2];h=h[5])
x[5]=quality(R134a;P=P[2];h=h[5])

Q_cond = m[6] * (h[2]-h[5])
Q_cond= Q_evap + (-Wc)

m[8]=(m[1]*(h[1]-h[5]) - Q_evap) / (h[2]-h[5])
m[6] = m[1] - m[8]

Subresfriamento=T_cond-T[5]

s[5]=entropy(R134a;P=P[2];h=h[5])

m[5]=m[6]

"ESTADO 6 - SAÍDA DA VÁLVULA DE EXPANSÃO"

h[6]=h[5] "válvula isoentálpica"
P[6]=P[1]
x[6]=quality(R134a;P=P[1];h=h[5])
T[6]=temperature(R134a;P=P[1];h=h[5])
s[6]=entropy(R134a;P=P[1];h=h[5])

"Mistura"

P[7]=P[1]
h[7]=h[1] - (Q_evap/m[1]) "mistura da saída da by-pass com a saída da válvula de expansão"

"ESTADO 8- SAÍDA DA VÁLVULA DE BY PASS"

h[8]=h[2] "válvula isoentálpica"
P[8]=P[1]
x[8]=quality(R134a;P=P[1];h=h[2])
T[8]=temperature(R134a;P=P[1];h=h[2])
s[8]=entropy(R134a;P=P[1];h=h[2])

"Coefficient Of Performance - COP"

COP= -(Q_evap/Wc)

```

b) Procedimento para definição do estado de saída do condensador

IF ((lh1+lh2)<L_tot) THEN

"Região de subresfriamento"

"CÁLCULO DA ÁREA DE TROCA DOS LADOS QUENTE E FRIO"

lh3=L_tot-lh1-lh2

"comprimento de tubo necessário"

V3=lh3*a_al*_al

"volume"

Ac3=V3*a_f

"área necessária para o lado frio"

"CÁLCULO DO ESTADO NA SAÍDA DO CONDENSADOR"

Uc3=1/((1/h_ar)+1/(h_conv3*rar))

"coeficiente global"

NTU3=Uc3*Ac3/(C3*1E3)

Cr3=C3/C_ar

E3= (1/Cr3)*(1-exp(-Cr3*(1-exp(-NTU3))))

"efetividade"

Q3=E3*(C3*(T_cond -T_amb))

"calor trocado"

h4=(-Q3/m4)+h3

"entalpia na saída do condensador"

T5=temperature(R134a;P=P4;h=h4)

"estados"

x5= quality(R134a;P=P4;h=h4)

"de"